



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

Τομέας Θερμότητας

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*«Σχεδιασμός Εναλλάκτη Ανάκτησης
Θερμότητας για λέβητες πετρελαίου και
παραμετρική ανάλυση των λειτουργικών –
οικονομικών χαρακτηριστικών του»*

Του Φοιτητή

Νικολάου Κεκέ

Επιβλέπων

Δρ.Καρέλλας Σωτήριος, Αν. Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2016



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
Τομέας Θερμότητας
Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*«Σχεδιασμός Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας για
λέβητες πετρελαίου και παραμετρική ανάλυση των
λειτουργικών – οικονομικών χαρακτηριστικών του»*

Του Φοιτητή
Νικολάου Κεκέ

Επιβλέπων

Δρ.Καρέλλας Σωτήριος, Αν. Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2016

Ευχαριστίες

Στην προσπάθεια ολοκλήρωσης αυτής της μελέτης και ταυτόχρονα της ολοκλήρωσης της σπουδής μου, υπάρχουν άνθρωποι στους οποίους οφείλω αναγνώριση και ευχαριστώ.

Στον Δρ.Καρέλλα Σωτήριο, Αν. Καθηγητή ΕΜΠ για τη χαρισματική διδακτική του ικανότητα που με ξανάφερε στις αίθουσες διδασκαλίας και τον ζήλο με τον οποίο κοινωνεί τη γνώση στους φοιτητές. Στον Δρ.Βουρλιώτη ΕΔΙΠ ΕΜΠ για την ανεκτίμητη βοήθειά του, χωρίς την οποία η εκπόνηση αυτής της μελέτης θα ήταν αδύνατη αλλά και για τη λύση στον «γρίφο» υπολογισμού ατμοπαραγωγών μέσα από τη διδασκαλία του.

Στον φίλο μου Γιώργο Πατεράκη για τη βοήθειά στο Autodesk Inventor κατά το σχεδιαστικό μέρος της εργασίας.

Μεγαλύτερη δε μνεία οφείλω στους γονείς μου χωρίς τη στήριξη, την υπομονή και την επιμονή των οποίων οι σπουδές μου θα είχαν μείνει μια ανεκπλήρωτη προσπάθεια.

Στη σύζυγό μου Μαρία και τον μικρούλη μου Σπύρο το μεγαλύτερο όλων ευχαριστώ για τον πολύτιμο χρόνο που μου δώσατε και την υπομονή που κάνατε τις ώρες της απουσίας μου από το πλάι σας.

Περιεχόμενα

1	Εισαγωγή	13
1.1	Απορριπτόμενη θερμότητα.....	13
1.2	Ανάκτηση θερμότητας.....	14
1.3	Εναλλάκτες θερμότητας	17
2	Μεθοδολογία υπολογισμού εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων.	25
2.1	Υπολογισμοί καύσης και προσδιορισμός σύστασης καυσαερίου	27
2.1.1	Αρχικά δεδομένα καυσίμου.	27
2.1.2	Υπολογισμός μεγεθών καύσης και προσδιορισμός παροχών.	28
2.1.3	Προσδιορισμός θερμοκρασίας δρόσου και όξινου σημείου δρόσου.	36
2.2	Υπολογισμοί μεταφοράς θερμότητας στο ονομαστικό φορτίο ($\Delta\theta$ νερού: 60-80°C)...	38
2.2.1	Βασικές εξισώσεις διατήρησης ενέργειας για τον εναλλάκτη.	38
2.2.2	Αρχικός προσδιορισμός θερμοκρασιών εξόδου του εναλλάκτη.....	41
2.2.3	Μεταφορά θερμότητας από τις επιφάνειες με χρήση Μέσης Λογαριθμικής Διαφοράς (mTID Θ).	45
2.2.4	Επιλογή υλικού και διαμέτρων αυλών προς εξέταση.	48
2.2.5	Μεταφορά θερμότητας στο εσωτερικό των αυλών.....	48
2.2.6	Μεταφορά θερμότητας εξωτερικά των αγωγών.	55
2.2.7	Εκτιμήσεις μεθόδων επίλυσης.	78
2.2.8	Ολικός συντελεστής θερμοπερατότητας μετάδοσης θερμότητας U_o	79
2.2.9	Επαναληπτικός προσδιορισμός για το μήκος L των αυλών.....	79
2.3	Υπολογισμοί μεταφοράς θερμότητας στο μερικό φορτίο ($\Delta\theta$ νερού: 40-60°C).....	82
2.3.1	Συμπύκνωση υδρατμού παρουσία αδρανών αερίων.	85
2.3.2	Σχέσεις μεταφοράς θερμότητας και μάζας.....	89
2.3.3	Προσδιορισμός της θερμοκρασίας στο φιλμ.....	94
2.3.4	Υπολογισμός μεγεθών σε κατάτμηση του εναλλάκτη.	97

2.3.5	Επαναληπτική μέθοδος επίλυσης.....	102
2.4	Υπολογισμός πτώσης πίεσης.....	105
2.4.1	Πτώση πίεσης στο εξωτερικό ρεύμα καυσαερίων.....	106
2.4.2	Πτώση πίεσης στο εσωτερικό των αυλών (ροή νερού).....	108
2.5	Υπολογισμοί βασικών χωρικών διαστάσεων του εναλλάκτη.....	110
2.5.1	Μήκος αυλών εναλλάκτη.....	110
2.5.2	Ύψος συνόλου δεσμών αυλών εναλλάκτη.....	111
2.5.3	Πλάτος δεσμών αυλών εναλλάκτη.....	111
2.6	Υπολογισμός κόστους εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.....	111
2.7	Υπολογισμός μεταβολής του βαθμού απόδοσης του λέβητα πετρελαίου.....	113
3	Παραμετρικός έλεγχος χαρακτηριστικών εναλλάκτη.....	116
3.1	Παράμετροι διαστάσεων στο φυσικό χώρο.....	118
3.2	Παράμετρος ταχύτητας νερού στους αυλούς.....	121
3.3	Παράμετρος απώλειας ύψους πίεσης για τον κυκλοφορητή.....	123
3.4	Παράμετρος πτώσης πίεσης στο καυσαέριο.....	126
3.5	Προσδιορισμός κατώτατων ορίων για το βαθμό απόδοσης στο λέβητα.....	127
3.6	Παράμετρος επιλογής αποτελεσματικότητας «ε».....	129
3.7	Επίδραση παραμέτρου ST/do (Διάκενο αυλών / Εξ. Διάμετρο).....	134
3.8	Επίδραση συντελεστή ρύπανσης (fouling factor).....	136
3.9	Περιορισμός βάσει αρχικών οικονομικών κριτηρίων.....	140
4	Οικονομική ανάλυση – παράμετροι.....	142
4.1	Προσδιορισμός μεταβολής του κόστους λειτουργίας του λέβητα με την προσθήκη εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.....	143
4.2	Οικονομικοί Δείκτες.....	151
4.3	Δείκτες αξιολόγησης.....	153
4.3.1	Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης της επένδυσης (Internal Rate of Return, IRR).....	153
4.3.2	Κόστος Ανακτώμενης θερμικής Ενέργειας από τον εναλλάκτη θερμότητας.....	155

4.3.3	Κόστος του κύκλου ζωής (Life Cycle Cost LCC).	156
4.3.4	Επίδραση μεταβολής της αρχικής επένδυσης.	158
4.3.5	Επίδραση μεταβολής της τιμής του καυσίμου.	160
4.3.6	Επίδραση μεταβολής των ωρών λειτουργίας	162
4.4	Βέλτιστη επιλογή για εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.	166
5	Συμπεράσματα.....	176
6	Προτάσεις για περαιτέρω έρευνα.	183
7	Παραρτήματα.	184
7.1	Λέβητες Δοκιμών - Στοιχεία Μετρήσεων.	184
7.2	Περιορισμοί μεγεθών για την επιλογή εναλλάκτη ανά λέβητα.	188
7.3	Πίνακες Αθροιστικής Κατανομής Συχνοτήτων Θερμοκρασιών.	190
7.4	Παραδείγματα Συγκεντρωτικών Αποτελεσμάτων Εφαρμογής.	192
7.5	Παρουσίαση βημάτων λειτουργίας της υπολογιστικής εφαρμογής.	195
7.6	Ονοματολογία (Συμβολισμοί).	196
8	Βιβλιογραφία.	202

Περίληψη - Abstract

Η διαδικασία σχεδιασμού ενός τύπου εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας για διάφορους λέβητες πετρελαίου απαιτεί την παραμετρική ανάλυση των λειτουργικών και οικονομικών χαρακτηριστικών του. Η παρούσα μελέτη μέσα από την ανάλυση των υπολογισμών μεταφοράς θερμότητας κατά τη σχεδίαση ενός εναλλάκτη εντοπίζει τα μεγέθη που πρόκειται να παραμετροποιηθούν για τη γενίκευση της μεθοδολογίας και εξετάζει την επίδρασή τους τόσο σε τεχνικό όσο και σε οικονομικό επίπεδο. Η μεθοδολογία υπολογισμού της μεταφερόμενης θερμότητας και της πτώσης πίεσης των ρευστών που αφορούν στον εναλλάκτη κατά τη λειτουργία του λέβητα στο ονομαστικό και στο μερικό φορτίο υλοποιήθηκε σε εφαρμογή στο Microsoft Excel με αυτοματοποίηση των υπολογισμών των μεγεθών λαμβάνοντας υπόψη και την ιδιαίτερη προσέγγιση κατάτμησης του εναλλάκτη που απαιτείται για τον υπολογισμό της ανακτώμενης θερμότητας κατά τη συμπίκνωση παρουσία αδρανών αερίων στο μερικό φορτίο. Επιπλέον η αυτοματοποίηση δίνει τη δυνατότητα εξέτασης εύρους τιμών, για κάθε βασική παράμετρο που προέκυψε, με αποτέλεσμα τη συγκέντρωση κατασκευαστικών επιλογών με διαφορετικά τεχνικά μεγέθη και οικονομικά αποτελέσματα. Οι επιλογές αυτές αξιολογούνται με βάση κλιματικούς παράγοντες και οικονομικούς δείκτες επενδύσεων σε δεύτερο στάδιο της εφαρμογής, με τελικό αποτέλεσμα τη βέλτιστη επιλογή σχεδιαστικών χαρακτηριστικών για τον εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας για κάθε κλιματική ζώνη της Ελλάδος και για τον συγκεκριμένο τύπο λέβητα που εξετάζεται.

The design process of a type of heat exchanger for waste heat recovery to be coupled with a variety of domestic hot water boilers with the same principle demands the parametric analysis and customization of its technical and economic characteristics. One goal of the present study is to extract those basic characteristics, which will become parameters for the generalization of the design process, through the analysis of heat transfer calculations during the design stage of a heat exchanger. These calculations of heat transfer in the heat exchanger during nominal and part load at the boiler as well as those pertaining to the fluids' pressure drop have been automated through integration of input data with functions and code in Microsoft Excel. Particular care has been taken to implement the calculation of heat transfer during condensation in the presence of inert gases which demands the discretization of the surface of the heat exchanger. The automation of the calculations allows for testing of a range of values for the derived customizable basic characteristics leading to combinations with a variety of technical specifications and economic results. As a second stage of the code automation these combinations are evaluated based on economic investment criteria modified for the four climate zones of Greece. As a result the code presents the optimum combination of the heat exchanger design characteristics for each zone and for the boiler that is used.

1 Εισαγωγή

1.1 Απορριπτόμενη θερμότητα

Ως «απορριπτόμενη θερμότητα» θεωρείται η θερμότητα που έχει παραχθεί κατά τη διάρκεια μιας διαδικασίας καύσης ή χημικής αντίδρασης και κατόπιν αποβάλλεται (απορρίπτεται) στο περιβάλλον παρά το γεγονός ότι θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί αποδίδοντας επιπλέον όφελος.

Η σημαντικότερη ιδιότητα της απορριπτόμενης θερμότητας δεν είναι η ποσότητα που απορρίπτεται αλλά η «ποιότητα» αυτής, εξαρτώμενη κατά κύριο λόγο από τη θερμοκρασία της. Παρόλο που οι απώλειες θερμότητας υφίστανται σε όλες τις παραγωγικές διαδικασίες, είναι πολύ σημαντικό να γίνει σωστή εκτίμηση του δυνητικού οφέλους εκμετάλλευσής τους, προκειμένου να ληφθεί απόφαση για την ορθολογική, από οικονομική και περιβαλλοντική άποψη, επένδυση για την ανάκτηση μέρους αυτών των απωλειών.

Πίνακας 1-1: Διάφορες πηγές απορριπτόμενης θερμότητας και ποιότητα θερμότητας

Πηγή Απορριπτόμενης Θερμότητας	Ποιότητα Απορριπτόμενης Θερμότητας
Θερμότητα λόγω θερμών καυσαερίων	Όσο υψηλότερη η θερμοκρασία τόσο μεγαλύτερο το δυνητικό όφελος ανάκτησης
Θερμότητα σε ρεύμα ατμού	Όπως και προηγουμένως, επιπλέον μπορεί να ανακτηθεί λανθάνουσα θερμότητα με συμπύκνωση
Θερμότητα που χάνεται με συναγωγή ή ακτινοβολία από το εξωτερικό μηχανημάτων	Χαμηλής Ποιότητας – αν ανακτηθεί μπορεί να χρησιμοποιηθεί για θέρμανση χώρου ή προθέρμανση αέρα
Απώλειες θερμότητας σε ψυχρό νερό	Χαμηλής ποιότητας – χρήσιμη η ανάκτηση αν συνδυασθεί με ρεύμα εισόδου φρέσκου νερού
Απώλειες θερμότητας κατά την παροχή ψυχρού νερού ή κατά την απόρριψη ψυχρού νερού	Υψηλής Ποιότητας – αν μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη μείωση της απαίτησης ψύξης Χαμηλής Ποιότητας – αν η ψυκτική μονάδα χρησιμοποιείται ως μια μορφή αντλίας θερμότητας
Θερμότητα αποθηκευμένη στα προϊόντα μιας διεργασίας	Η ποιότητα εξαρτάται από τη θερμοκρασία
Θερμότητα σε αέρια και υγρά απόβλητα μιας διεργασίας	Χαμηλή εάν είναι βεβαρημένα και απαιτούν εναλλάκτες υψηλού κόστους

Η θερμική παραγωγή σε λέβητες σχετίζεται κατά το πλείστον με τις δύο πρώτες πηγές απορριπτόμενης θερμότητας του Πίνακα 1-1. Σήμερα υπάρχει μια στροφή προς το σχεδιασμό και την κατασκευή λέβητων και συστημάτων θέρμανσης με το δυνατόν λιγότερες απώλειες και υψηλούς βαθμούς απόδοσης [1]. Για παράδειγμα ένας σύγχρονος λέβητας μπορεί να έχει απόδοση 0,8 (80%) με 0,9 (90%) και επομένως απώλειες από τα καυσαέρια στην καμινάδα στο εύρος του 10-20%. Οι απώλειες αυτές αν και περιορισμένες σε σχέση με το παρελθόν, αποτελούν ακόμα ποσοστό χαμένης ενέργειας η οποία μεταφράζεται σε κόστος καυσίμου και μείωση της ολικής απόδοσης του συστήματος.

Επιπλέον, είναι πιθανό οι μονάδες παραγωγής θερμικής ενέργειας να εξυπηρετούν συστήματα των οποίων οι ανάγκες να μεταβληθούν απαιτώντας μεγαλύτερα ποσά θερμότητας ή σε διαφορετικές θερμοκρασίες από τον αρχικό σχεδιασμό. Οι ανάγκες αυτές θα πρέπει να καλυφθούν με τον βέλτιστο οικονομικά τρόπο και με το δυνατόν καλύτερη εκμετάλλευση των εγκαταστάσεων, ώστε να αποφευχθεί η δημιουργία πλεονάζουσας υψηλής ποιότητας θερμότητας.

Αναφερόμενοι ειδικά στον τομέα των κτιριακών εγκαταστάσεων με κεντρικά συστήματα θέρμανσης η εκμετάλλευση της αποβαλλόμενης θερμότητας μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική εξοικονόμηση ενέργειας ανάλογα με το μέγεθος του συστήματος θέρμανσης.

Την τελευταία δεκαετία στην Ευρωπαϊκή Ένωση αναπτύχθηκε και εξελίσσεται ένα γενικότερο πλαίσιο εφαρμογής οδηγιών και κανόνων με σκοπό τη βελτιστοποίηση προϊόντων που συνδέονται με την ενέργεια.

Για την υλοποίηση αυτού του πλαισίου στον κτιριακό τομέα, ο οποίος συγκεντρώνει σύμφωνα με μελέτες το 40% περίπου της συνολικής ενεργειακής κατανάλωσης [2], έχουν θεσπισθεί κανόνες που θέτουν υψηλές προδιαγραφές απόδοσης στις εγκαταστάσεις παραγωγής θερμότητας. [3]

Η ανάκτηση μέρους της αποβαλλόμενης θερμότητας θα μπορούσε να θέσει εντός των νέων ορίων απαιτήσεων υφιστάμενες εγκαταστάσεις και συστήματα θέρμανσης με λέβητες, ανεβάζοντας την απόδοσή τους στην εκμετάλλευση του καυσίμου ενώ ταυτόχρονα συνεπάγεται και οικονομικά οφέλη

1.2 Ανάκτηση θερμότητας

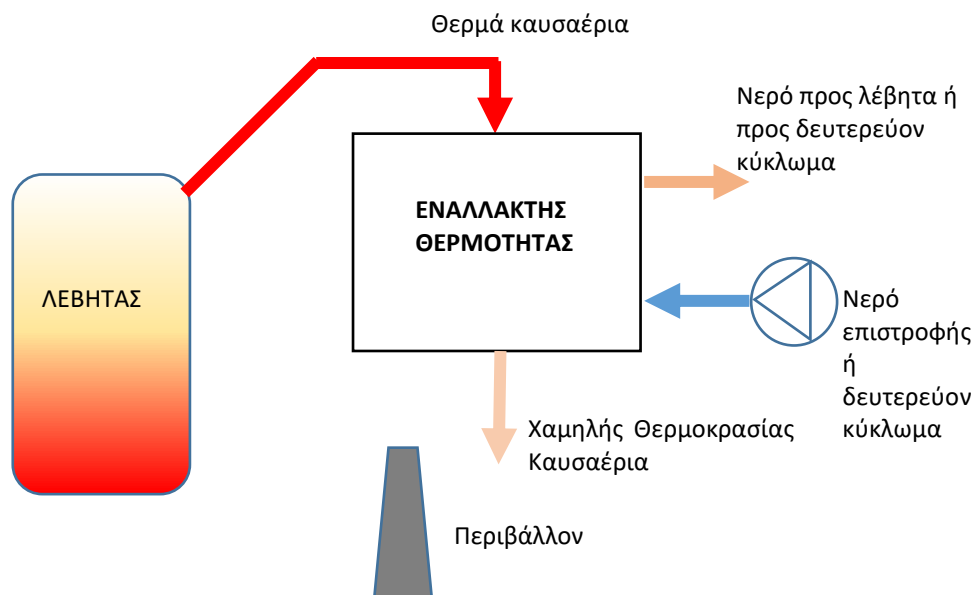
Οι απώλειες θερμότητας ενός λέβητα προέρχονται κυρίως από το σύστημα απαγωγής των καυσαερίων, δηλαδή από το θερμό καυσαέριο της καπνοδόχου, και είναι ανάλογες της ποσότητας των καυσαερίων και της θερμοκρασίας τους. Τα καυσαέρια προέρχονται από την καύση του καυσίμου, κατά τη θερμική διεργασία που πραγματοποιείται εντός του θαλάμου καύσης. Αφού προσδώσουν το μεγαλύτερο μέρος της θερμότητάς τους στο εργαζόμενο μέσο του συστήματος, στη συνέχεια εξέρχονται από τον λέβητα και οδηγούνται προς την καμινάδα από όπου θα εξέλθουν τελικά στην ατμόσφαιρά έχοντας όμως ακόμη ένα σημαντικό μέρος της αρχικής του θερμότητας

το οποίο θα απορριφθεί στο περιβάλλον. Ένα υπολογίσιμο ενεργειακό όφελος μπορεί να προέλθει από την ψύξη του καυσαερίου πριν την είσοδό του στην καπνοδόχο και την παράλληλη χρήση του ανακτώμενου ποσού ενέργειας που προκύπτει κατ' αυτόν τον τρόπο.

Στις βιομηχανικές μονάδες, συχνά, καταναλώνονται μεγάλα ποσά ενέργειας για θερμικές διεργασίες που χαρακτηρίζονται από πολύ υψηλές θερμοκρασίες. Το μέσο μεταφοράς της θερμότητας μπορεί να είναι ατμός, κάποιο άλλο θερμικό ρευστό (π.χ. θερμό έλαιο κυκλοφορίας), μίγμα νερού-ατμού, αέρας ή κάποιο άλλο αέριο υπό πίεση, καθώς και ειδικά ρευστά μεταφοράς θερμότητας με συγκεκριμένες ιδιότητες για ειδικούς σκοπούς.

Εφόσον δεν υπάρξει κάποια διαδικασία ανάκτησης μέρους της θερμότητας τότε οι υψηλές θερμοκρασίες του θερμικού ρευστού συνήθως συνεπάγονται και υψηλές θερμοκρασίες στην έξοδο των καυσαερίων. Κατά συνέπεια, οι μεγάλοι βιομηχανικοί λέβητες εμφανίζουν σημαντικές δυνατότητες για χρήση αποτελεσματικών και οικονομικά επωφελών λύσεων ανάκτησης θερμότητας. Πλέον, τόσο σε καινούριες όσο και σε υφιστάμενες βιομηχανικές μονάδες γίνονται μελέτες για την δυνατόν καλύτερη εκμετάλλευση της απορριπτόμενης θερμότητας με διάφορους συνδυασμούς χρήσης αυτής εντός ή εκτός της μονάδας.

Η αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας μπορεί να γίνει με τη χρήση ενός εναλλάκτη θερμότητας. Στους εναλλάκτες θερμότητας πραγματοποιείται μεταφορά θερμότητας μεταξύ δύο ρευμάτων. Το ένα ρεύμα αποτελείται από το θερμό ρευστό (π.χ. τα καυσαέρια, ο ατμός μετά τη πρωτεύουσα χρήση του κ.λπ.), ενώ το άλλο ρεύμα είναι το ψυχρό ρευστό (π.χ. νερό ή έλαια ή ακόμα και ο αέρας της καύσης ή το ίδιο το καύσιμο αν απαιτεί προθέρμανση)

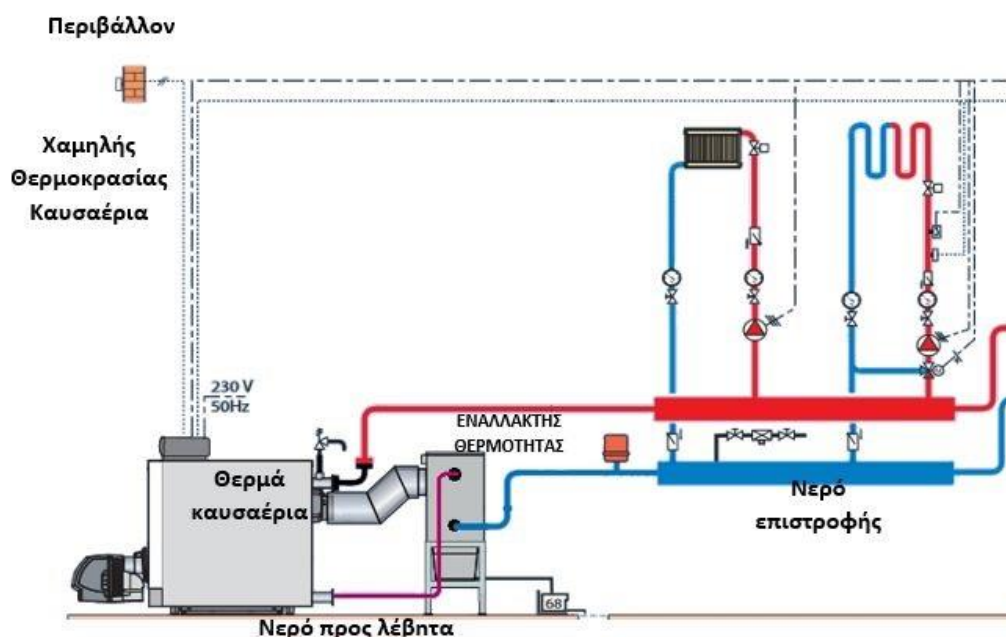


Εικόνα 1-1: Σχηματική παράσταση ανάκτησης θερμότητας από καυσαέρια λέβητα.

Επομένως, τοποθετώντας έναν εναλλάκτη θερμότητας στο ρεύμα των καυσαερίων προς την καπνοδόχο, μπορεί να ληφθεί θερμότητα χρήσιμη για τις ανάγκες μιας μονάδας. Η ανακτώμενη θερμότητα μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε πιθανά υπάρχον δευτερεύον σύστημα θέρμανσης (π.χ. για την παραγωγή ατμού χαμηλής πίεσης) ή σε εφαρμογές χαμηλής θερμοκρασίας. Μπορεί ακόμα να χρησιμοποιηθεί για την προθέρμανση αερίων, υγρών ή ελαίων ή, απευθείας, για τον καθαρισμό με χρήση ατμού δεξαμενών ή αντιδραστήρων.

Σε κτιριακές εγκαταστάσεις, η ανακτώμενη θερμότητα μπορεί να χρησιμοποιηθεί στο πρωτεύων σύστημα παραγωγής θερμότητας, αυξάνοντας έτσι τη συνολική απόδοση του συστήματος. Αυτό γίνεται παρέχοντας είτε μεγαλύτερη ποσότητα θερμότητας με την ίδια κατανάλωση καυσίμων, είτε το ίδιο ποσό θερμότητας με μικρότερη κατανάλωση καυσίμων, εάν η ανακτώμενη θερμότητα χρησιμοποιηθεί για την προθέρμανση του εργαζόμενου μέσου (π.χ. νερό) ή του αέρα καύσης.

Στα σύγχρονα συστήματα θέρμανσης στις κτιριακές εγκαταστάσεις η ανακτώμενη θερμότητα θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί σε δευτερεύον κύκλωμα θέρμανσης χώρου ή νερού.



Εικόνα 1-2: Παράδειγμα εγκατάστασης με εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας από τα καυσαέρια.

Η επένδυση όμως στην ανάκτηση θερμότητας, όπως σε όλες τις οικονομικές επενδύσεις, έχει βασικό ζητούμενο την επιδίωξη καθαρού κέρδους, όσο το δυνατόν μεγαλύτερου συγκρινόμενου με το συνολικό κόστος της επένδυσης.

Από τεχνική άποψη, ο σκοπός ενός συστήματος ανάκτησης θερμότητας είναι η επαναχρησιμοποίηση της μεγαλύτερης δυνατής ποσότητας θερμότητας με την απλούστερη

τεχνικά λύση. Κάθε σύστημα αξιολογείται μεμονωμένα και η όποια εφαρμογή ανάκτησης θερμότητας επιλεγεί θα πρέπει να συνεπάγεται τις κατά το δυνατόν μικρότερες επεμβάσεις στο υπάρχον σύστημα.

Ενώ θα ήταν για παράδειγμα εφικτό να χρησιμοποιηθεί σε μια εγκατάσταση ένας πολύ μεγάλος εναλλάκτης θερμότητας και να ανακτηθεί σχεδόν όλο το ποσό θερμότητας που χάνεται, αυτό θα ήταν οικονομικά άνευ ουσίας μιας και το πολύ μεγάλο κόστος θα εκμηδένιζε το όφελος, ενώ ο μεγάλος όγκος επίσης θα απαιτούσε κατά πάσα πιθανότητα και σημαντικές χωροταξικές επεμβάσεις.

Συνεπώς, η ανακτώμενη θερμότητα αντιπροσωπεύει συνήθως ένα μέρος μόνο των θερμικών απωλειών, τέτοιο ώστε να είναι οικονομικά βιώσιμη η σχετική επένδυση.

Υπάρχει, σύμφωνα με τα παραπάνω, μία βέλτιστη λύση για κάθε σύστημα. Αυτό σημαίνει ότι σε κάθε εγκατάσταση απαιτείται κατάλληλος και προσεκτικός υπολογισμός όλων των παραμέτρων τεχνικών και οικονομικών, με στόχο τη μεγιστοποίηση του αναμενόμενου οφέλους από την ανάκτηση θερμότητας στο χρόνο ζωής της εγκατάστασης.

1.3 Εναλλάκτες θερμότητας

Οι εναλλάκτες θερμότητας, όπως ήδη ορίστηκαν, είναι οι βασικότερες συνιστώσες των συστημάτων ανάκτησης θερμότητας. Τα ήδη των εναλλακτών διαφοροποιούνται ανάλογα: 1) με την κατασκευαστική δομή τους, 2) με τη διαδικασία μεταφοράς θερμότητας, 3) την πυκνότητα της επιφάνειάς τους, 4) το είδος της ροής των ρευμάτων στο εσωτερικό τους, 5) τα περάσματα των ρευστών, 6) τη φάση των ρευστών και 7) το μηχανισμό μεταφοράς θερμότητας. [4] [5]

Κατασκευαστική δομή

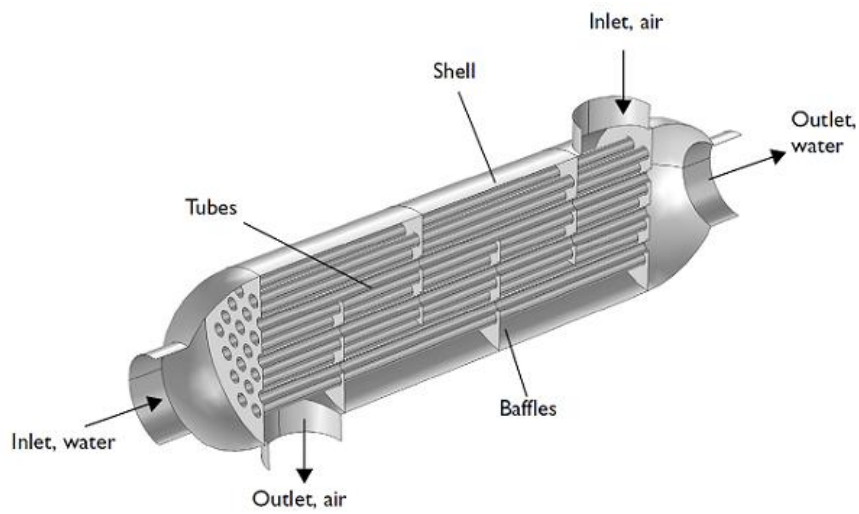
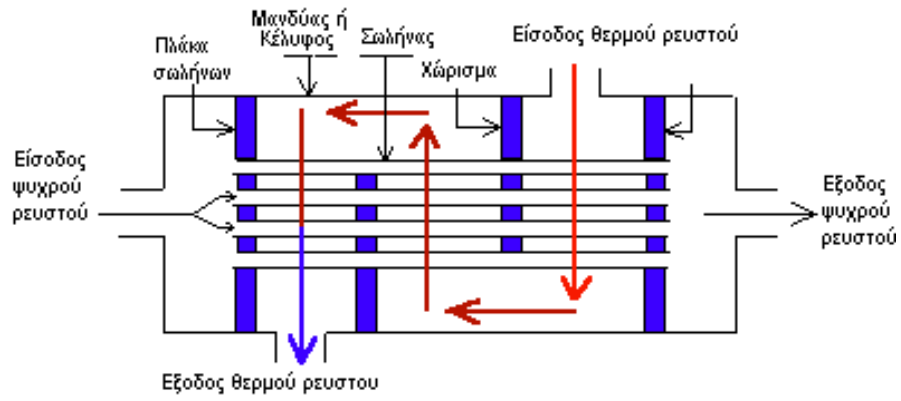
Ομοκεντρικούς κυκλικής διατομής (double pipe),

Εναλλάκτες κελύφους (shell and tube, coiled tube) (Εικόνες 1-3, 1-4),

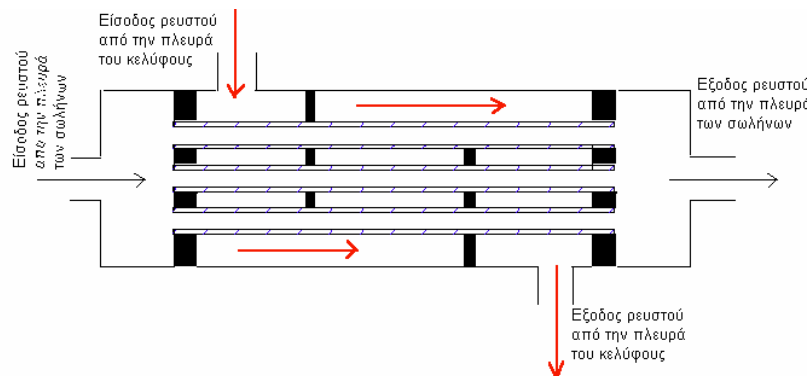
Πλακοειδής εναλλάκτες (PHEs - gasketed, brazed, welded, spiral, panel coil) (Εικόνα 1-5),

Προεκτεταμένης επιφάνειας (Extended surface – tube/fin, plate/fin (Εικόνα 1-6),

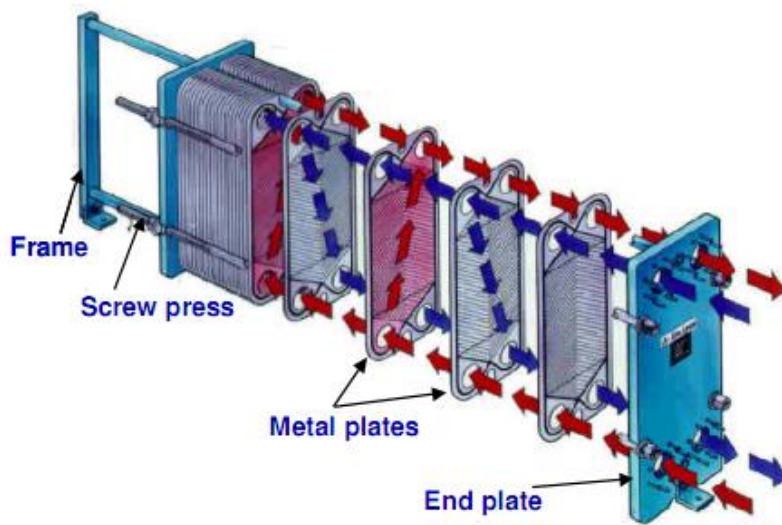
Εναλλάκτες αναγέννησης (Regenerators) (Εικόνα 1-8),



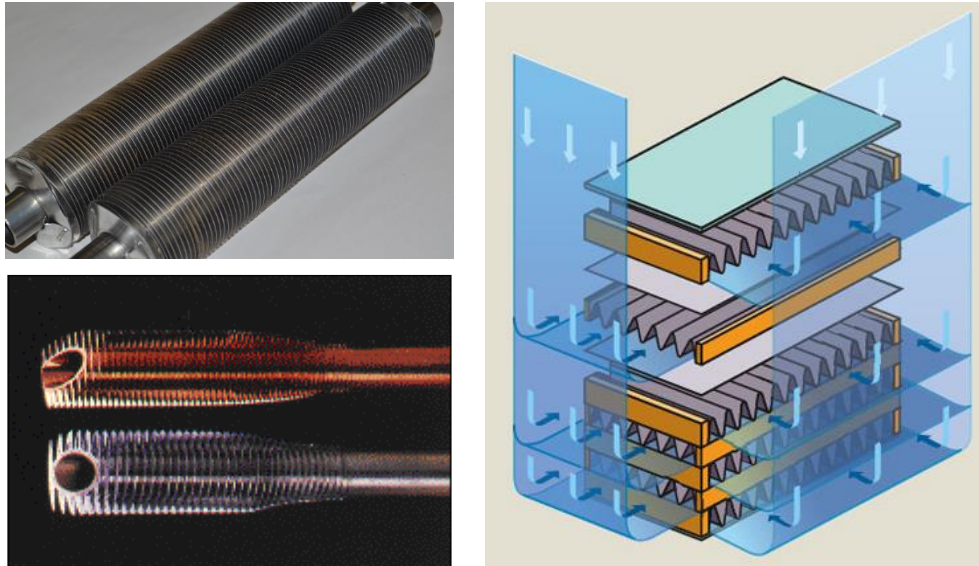
Εικόνα 1-3: Εναλλάκτης κελύφους με σωληνώσεις (αυλούς) τύπου **αντιρροής** όπου φαίνονται οι διαδρομές των ρευστών.



Εικόνα 1-4: Εναλλάκτης κελύφους με σωληνώσεις, τύπου **ομορροής** όπου φαίνονται οι διαδρομές των ρευστών.



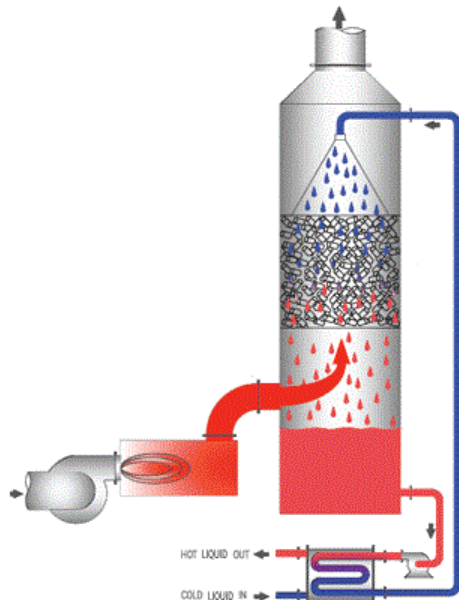
Εικόνα 1-5: Πλακοειδής εναλλάκτης θερμότητας με πλάκες και πλαίσιο όπου φαίνονται οι διαδρομές των ρευστών.



Εικόνα 1-6: (αριστερά) Σωλήνες εναλλάκτη υγρού-αερίου με περύγια, (δεξιά) εναλλάκτης με πλάκες και προεκτεταμένες επιφάνειες (συνήθως αέρα-αέρα).

Διαδικασία μεταφοράς

Άμεσης επαφής: τα δύο ρευστά τα οποία είναι διαφορετικής φάσης (ή μη αναμίξιμα με αλλαγή ή όχι φάσης) έρχονται σε άμεση επαφή κατά την οποία ανταλλάσσουν θερμότητα και διαχωρίζονται ξανά. (Εικόνα 1-7)



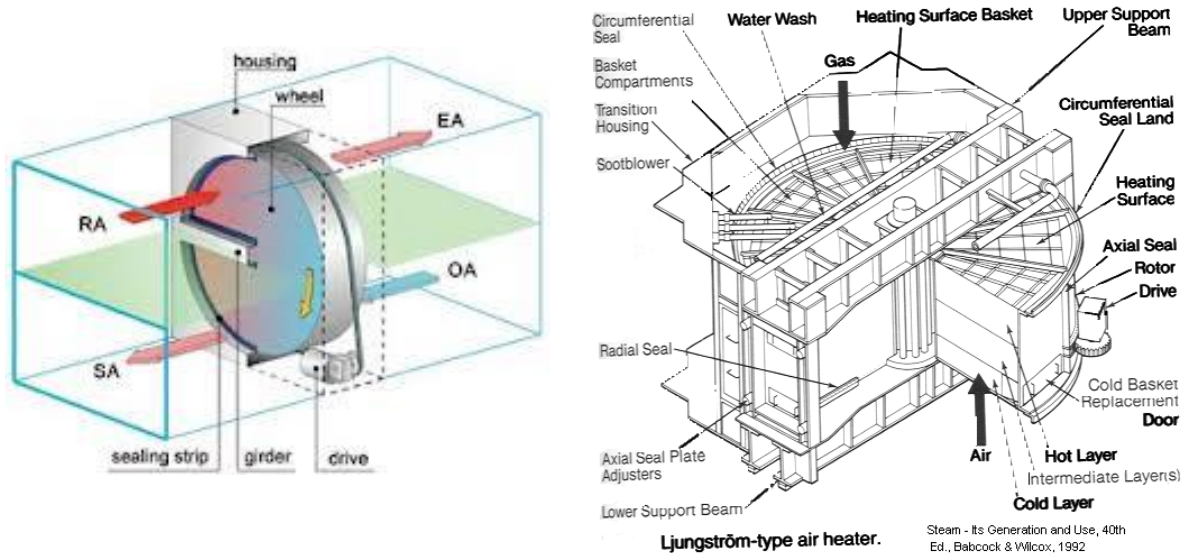
Εικόνα 1-7: Εναλλάκτης άμεσης επαφής, θερμά αέρια προς τα πάνω, ψυχρό υγρό προς τα κάτω. [6]

Έμμεσης επαφής : τα δύο ρευστά παραμένουν χωρισμένα και η θερμότητα μεταφέρεται μέσω της διαχωριστικής επιφάνειας, ενώ ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας της επιφάνειας γίνεται διαχωρισμός σε :

Εναλλάκτες ανάκτησης (Recuperative heat exchangers) όπου γίνεται συνεχής μεταφορά θερμότητας κατά την ταυτόχρονη κίνηση των ρευστών εκατέρωθεν των πλευρών της διαχωριστικής επιφάνειας (πχ. εσωτερική και εξωτερική επιφάνεια αυλών). Τυπικά παραδείγματα αποτελούν οι εναλλάκτες κελύφους-αυλών, πλακοειδής εναλλάκτες και εναλλάκτες προεκτεταμένης επιφάνειας (Εικόνες 1-3 έως 1-6).

Εναλλάκτες αναγέννησης (Regenerative heat exchangers), έχουν επιφάνεια συναλλαγής από υλικό με μεγάλη θερμοχωρητικότητα ενώ χαρακτηρίζονται από κυκλική λειτουργία όπου στον ένα κύκλο το υλικό της επιφάνειας απορροφά θερμότητα κατά την επαφή του με το θερμό ρευστό ενώ στον επόμενο κύκλο το ψυχρό ρευστό θερμαίνεται (αναγεννάται) κατά την επαφή του με τη θερμή επιφάνεια. Η κυκλική λειτουργία επιτυγχάνεται είτε με σταθερή επιφάνεια

συναλλαγής και εναλλάξ περάσματα του θερμού και ψυχρού ρευστού, είτε με σταθερά ρεύματα ροής ψυχρού–θερμού ρευστού και κυκλική κίνηση της επιφάνειας συναλλαγής μεταξύ τους. Τυπικές εφαρμογές στους φούρνους τήξης γυαλιού και ατσαλιού. (Εικόνα 1-8),



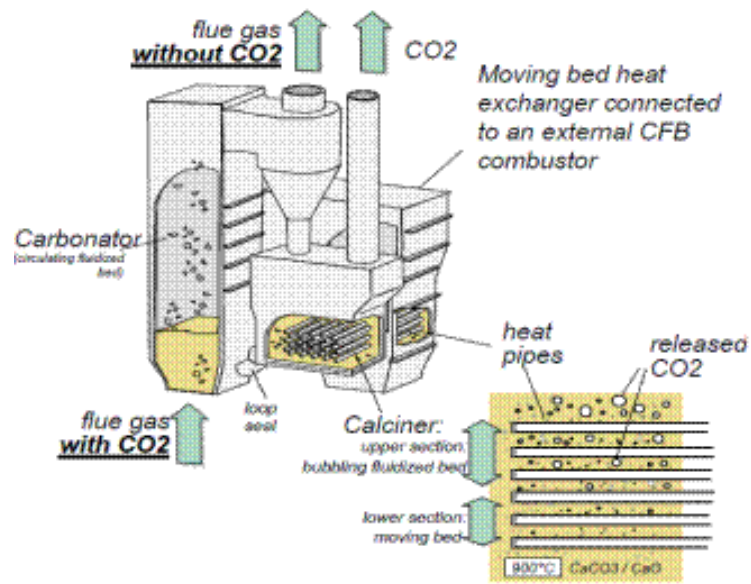
Εικόνα 1-8: Εναλλάκτες Αναγεννητικής λειτουργίας (αριστερά) εναλλάκτης περιστρεφόμενου θερμικού τροχού [7], (δεξιά) προθερμαντής αέρα μονάδας.

Εναλλάκτες ρευστοποιημένης κλίνης (Fluidized bed heat exchangers). Στην περίπτωση αυτή, η μία άκρη ενός εναλλάκτη δύο ρευστών είναι βυθισμένη σε ένα στρώμα από στερεό λεπτόκοκκο υλικό όπως μια δέσμη αυλών βυθισμένη σε ένα στρώμα άμμου ή σωματιδίων άνθρακα. (Εικόνα 1-9),

Πυκνότητα Επιφάνειας

Ανάλογα με την πυκνότητα των κατασκευαστικών στοιχείων οι εναλλάκτες διαχωρίζονται σε συμπαγείς και μη συμπαγείς με ανάλογη πυκνότητα επιφάνειας. Η πυκνότητα επιφάνειας β (m^2 / m^3) είναι ο λόγος της επιφάνειας συναλλαγής προς τον όγκο του εναλλάκτη. Συμπαγείς θεωρούνται η εναλλάκτες με πυκνότητα επιφάνειας άνω των $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Ενώ, οι μικρο-εναλλάκτες παρουσιάζουν πυκνότητα επιφάνειας άνω των $10^4 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Οι συμπαγείς εναλλάκτες λόγω της μεγάλης επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας, χρησιμοποιούνται συνήθως για μεταφορά μεταξύ αερίων ή μεταξύ ρευστών με μικρό συντελεστή συναγωγής. (Εικόνα 1-10),



Εικόνα 1-9: Εναλλάκτης ρευστοποιημένης κλίνης σε πειραματική διάταξη μεθόδου συλλογής CO₂. [8]



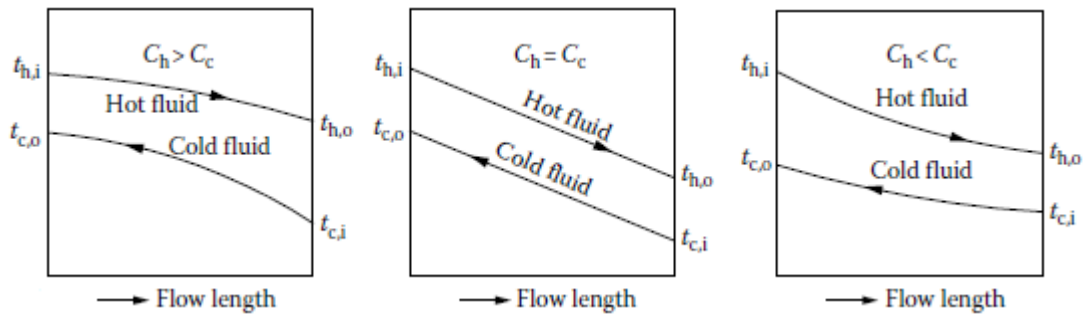
Εικόνα 1-10: Συμπαγής εναλλάκτης ατμού-αέρα, που χρησιμοποιείται σε μονάδες παραγωγής ατμού.

Είδος ροής μέσα στους εναλλάκτες

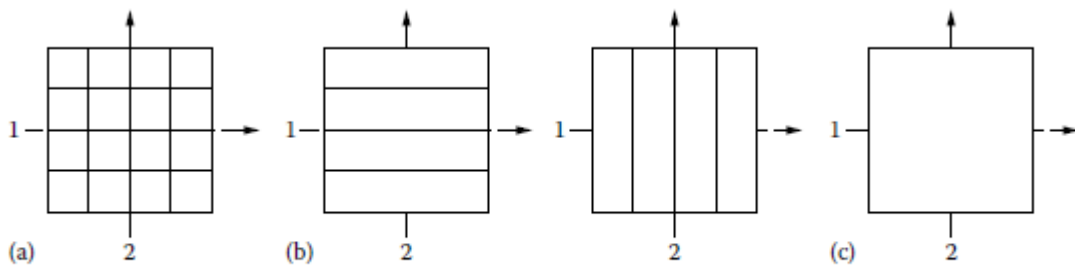
Εναλλάκτες ομορροής (co-current flow)(Εικόνα 1-4),

Εναλλάκτες αντιρροής (counter-current flow) (Εικόνα 1-3) (Εικόνα 1-11),

Εναλλάκτες εγκάρσιας ροής (cross flow) (Εικόνα 1-12),



Εικόνα 1-11: Θερμική κατανομή (σχηματικά) για εναλλάκτη αντιρροής (C_h αφορά ρυθμό θερμοχωρητικότητας στο θερμό και αντίστοιχα C_c στο ψυχρό ρεύμα).



Crossflow arrangement: (a) unmixed-unmixed, (b) unmixed-mixed, and (c) mixed-mixed.

Εικόνα 1-12: Περιπτώσεις εγκάρσιας ροής (cross flow).

Περάσματα Ρευστών

Ένα ρευστό θεωρείται ότι έχει κάνει ένα πέρασμα όταν περνά σε ένα τμήμα του εναλλάκτη καθ' όλη τη διαδρομή του τμήματος. Διαχωρίζονται, επομένως, σε:

Ενός περάσματος (π.χ. το πέρασμα των καυσαερίων στην Εικόνα 2-1),

Πολλαπλών περασμάτων (π.χ. το πέρασμα του νερού στους αυλούς Εικόνα 2-1),

Σε εγκάρσιες ροές , καθώς ο αριθμός των περασμάτων αυξάνεται η συνολική ροή των δύο ρευστών προσεγγίζει εκείνη της αντιροής ή ομορροής (ανάλογα με τη θέση εισόδου των ρευστών και την κατεύθυνση των ροών) .

Φάση ρευστών

Αέρια-υγρή : συνήθως σε συμπαγείς εναλλάκτες με σωλήνες με προεκτεταμένες διαμορφώσεις με το υγρό στους σωλήνες (τυπική εφαρμογή η ψύξη του χιτωνίου των μηχανών).

Υγρή-υγρή : συνήθως σε εναλλάκτες κελύφους –αυλών και πλακοειδείς.

Αέρια – Αέρια : συνήθως σε εναλλάκτες ανάκτησης θερμότητας από καυσαέρια για προθέρμανση του αέρα, περιστρεφόμενους αναγεννητές, intercoolers και/ή aftercoolers για ψύξη του αέρα εισόδου στον υπερπληρωτή της μηχανής.

Μηχανισμός μεταφοράς θερμότητας

Οι βασικοί μηχανισμοί μεταφοράς θερμότητας που συνεισφέρουν κατά τη μεταφορά θερμότητας από το ένα ρευστό στο άλλο είναι: 1) συναγωγή μιας φάσης , ελεύθερη ή εξαναγκασμένη, 2) συναγωγή σε διφασικό ρευστό (συμπύκνωση ή ατμοποίηση) ελεύθερη ή εξαναγκασμένη και 3) συνδυασμένη συναγωγή και ακτινοβολία. Οποιοσδήποτε από τους μηχανισμούς αυτούς μεμονωμένα ή σε συνδυασμό μπορεί να είναι ενεργός σε κάθε πλευρά του εναλλάκτη. Ανάλογα με τους μηχανισμούς αλλαγής φάσης, οι εναλλάκτες χωρίζονται σε :

Συμπυκνωτές : στους οποίους η ψύξη γίνεται με υγρό ή αέρα. Η θερμότητα από το ρεύμα που συμπυκνώνεται μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη θέρμανση του ψυχρού ρευστού. Συνήθως το ρευστό που συμπυκνώνεται ρέει: 1) εξωτερικά των αυλών σε ένα ψυχόμενο από υγρό συμπυκνωτή αερίου ή 2) εντός των αυλών στην περίπτωση ψύξης με αέριο όπως για παράδειγμα στους ψυχόμενους με αέρα συμπυκνωτές των ψυγείων και στα κλιματιστικά.

Ατμοποιητές : Αυτή η κατηγορία των σωληνωτών εναλλακτών χωρίζεται σε 2 κλάσεις

Συστήματα με καύση : Στη διαδικασία συμμετέχουν τα προϊόντα της καύσης υδρογονανθράκων σε υψηλές θερμοκρασίες με αποτέλεσμα τη δημιουργία ατμού υπό πίεση. Τα συστήματα αυτά με καύση καλούνται λέβητες και μπορεί να είναι λέβητες φλογοσωλήνα (firetube boilers) για μικρές χαμηλής πίεσης εφαρμογές ή λέβητες με υδραυλούς (water tubed boilers).

Συστήματα χωρίς καύση : Αυτά περιλαμβάνουν μια μεγάλη ποικιλία ατμοποιητών που εκτείνονται σε ένα αντίστοιχα μεγάλο θερμοκρασιακό εύρος. Από τους υψηλής θερμοκρασίας ατμοπαραγωγούς των πυρηνικών σταθμών έως τους πολύ χαμηλής θερμοκρασίας κρυογενικούς αεριοποιητές για την ατμοποίηση του υγρού φυσικού αερίου.

2 Μεθοδολογία υπολογισμού εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων.

Οι εναλλάκτες που θα υπολογιστούν αφορούν την ανάκτηση θερμότητας από το απορριπτόμενο καυσαέριο λεβήτων ζεστού νερού που τροφοδοτούνται με πετρέλαιο.

Η εξεταζόμενη σειρά λεβήτων είναι χυτοσιδηροί με εύρος ισχύος από 20 έως 150kW.H

Η κύρια μορφή εναλλάκτη σε αυτή την περίπτωση είναι κελύφους και εγκάρσιων αυλών με ένα πέρασμα στο κέλυφος και πολλαπλά περάσματα στους αυλούς. Ο συνδυασμός των πολλών περασμάτων κάνει τη συνολική ροή θερμότητας να προσεγγίζει εκείνη της αντιροής. (Shell and tube, single pass shell, multiple tube passes, cross-counterflow).



Εικόνα 2-1: Παράδειγμα εναλλάκτη κελύφους αυλών εγκάρσιας ροής (αριστερά) ροή ψυχρού νερού, (δεξιά) εμφανής η είσοδος των καυσαερίων στο άνω μέρος και η έξοδος τους στο κάτω (πηγή: BOMAT Heiztechnik GmbH).

Στην κλίμακα ισχύος που αφορά η μελέτη και για μη εργοστασιακή χρήση, δεν θα χρησιμοποιηθούν εναλλάκτες κελύφους-αυλών με διαφράγματα (Shell & Tube with Baffles). Ο ένας λόγος, παρά την καλύτερη απόδοσή τους για την ίδια επιφάνεια, είναι η χρήση του καυσαερίου από καύση πετρελαίου ως θερμού ρευστού γύρω από τους σωλήνες. Το μη καθαρό

αυτό ρευστό θα δημιουργήσει σύντομα επικαθίσεις εξωτερικά των αυλών και στους εναλλάκτες κελύφους-αυλών με διαφράγματα η πρόσβαση για τον καθαρισμό είναι πιο δύσκολη. Ο άλλος λόγος είναι σχεδιαστικός και αφορά στην δυσκολία σχεδίασης του συγκεκριμένου εναλλάκτη με δομή διακριτών κομματιών (modular design) η οποία μπορεί να έχει επίδραση στη αποτελεσματικότητα και επεκτασιμότητα λειτουργίας της κατασκευής.

Η διαδικασία υπολογισμού του προτεινόμενου εναλλάκτη θα παρουσιαστεί για τη διαστασιολόγησή του για τον λέβητα ωφέλιμης θερμικής ισχύος 58kW από τις δύο εξεταζόμενες σειρές λεβήτων.

Οι αρχικές παροχές μάζας ψυχρού (νερού) και θερμού ρευστού (καυσαέρια) καθώς και η θερμοκρασία εξόδου, η θερμοκρασία δρόσου και όξινου δρόσου του καυσαερίου θα προσδιορισθούν από τους υπολογισμούς της καύσης. Θα προσδιορισθεί επίσης η σύσταση και τα χαρακτηριστικά του καυσαερίου.

Η προσέγγιση του προβλήματος σχεδίασης του εναλλάκτη θα γίνει με την παραδοχή κάθε φορά για την αποτελεσματικότητα «ε», η οποία καθορίζει τη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων και το ποσό θερμότητας το οποίο ανακτάται αφήνοντας ελεύθερες τις γεωμετρικές παραμέτρους για τον προσδιορισμό της επιφάνειας του εναλλάκτη.

Για τη μελέτη λειτουργίας του εναλλάκτη στο ονομαστικό φορτίο του λέβητα θα εξεταστούν τρεις μέθοδοι υπολογισμού για τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας ώστε να επιλεγεί ο πιο κατάλληλος για την παραμετροποίηση των υπολογισμών σε υπολογιστικό εργαλείο (υπολογιστικά φύλλα στο Microsoft Excel) και για τους υπόλοιπους λέβητες της σειράς.

Ακολούθως γίνεται προσδιορισμός των γεωμετρικών χαρακτηριστικών που αφορούν στην κατασκευή του εναλλάκτη καθώς και οι απαραίτητοι υπολογισμοί που αφορούν στην πτώση πίεσης τόσο στο ρεύμα του καυσαερίου όσο και στο ρεύμα του εργαζόμενου μέσου (νερού).

Στην περίπτωση των υπολογισμών στο μερικό φορτίο του λέβητα, γίνεται χρήση της μεθόδου υπολογισμού των φαινομένων μεταφοράς κατά τη συμπίκνωση υδρατμών παρουσία αδρανούς αερίου για τον προσδιορισμό του συνόλου της ανακτώμενης θερμότητας. Τα γεωμετρικά δεδομένα παρέχονται από τον υπολογισμό για λειτουργία στο ονομαστικό φορτίο ενώ γίνεται διαίρεση του εναλλάκτη σε τμήματα για σωστό προσδιορισμό της μεταφερόμενης θερμότητας και μάζας.

Οι παρουσιαζόμενοι υπολογισμοί του παραδείγματος ενσωματώνονται σε υπολογιστικά φύλλα στο Microsoft Excel με τη δημιουργία των αναγκαίων συναρτήσεων για τους υπολογισμούς των χαρακτηριστικών ιδιοτήτων των στοιχείων και των μιγμάτων (θερμοχωρητικότητα, δυναμικό ιξώδες, θερμική αγωγιμότητα, πυκνότητα, μεταβολές μοριακού βάρους). Οι συναρτήσεις αυτές υλοποιούν σε προγραμματιστικό κώδικα τον υπολογισμό των αντίστοιχων συντελεστών από πίνακες στη βιβλιογραφία [9] σε συνδυασμό και με τη χρήση των X Steam Tables [10]. Στη λειτουργία της εφαρμογής αυτοματοποιούνται επίσης και όλες οι διαδικασίες επαναληπτικών υπολογισμών.

2.1 Υπολογισμοί καύσης και προσδιορισμός σύστασης καυσαερίου

2.1.1 Αρχικά δεδομένα καυσίμου.

Οι πίνακες που ακολουθούν έχουν τα δεδομένα για τη λειτουργία του λέβητα 58kW πετρελαίου θέρμανσης τα οποία έχουν προκύψει από πειραματικές μετρήσεις. Στις σειρές ισχύος Α και Β για τους λέβητες που δεν υπάρχουν πειραματικά δεδομένα εφαρμόζεται γραμμική παρεμβολή για τον προσδιορισμό τους. Τα στοιχεία για όλους τους λέβητες των σειρών παρατίθενται στο Παράρτημα.

Πίνακας 2-1: Ανάλυση καυσίμου πετρελαίου.

Είδος καυσίμου & Χαρακτηριστικά Καυσίμου		
Πετρέλαιο Θέρμανσης		
Μέγεθος	Μονάδα	Τιμή
Πυκνότητα στους 15 °C κατά ASTM D-1298	g/cm ³	0,8497
Στοιχειομετρική ανάλυση καυσίμου.		
Άνθρακας C	% κ.β.	86,280
Υδρογόνο H ₂	% κ.β.	13,510
Θείο S	% κ.β.	0.170
Άζωτο N ₂	% κ.β.	0.002
Οξυγόνο O ₂	% κ.β.	0.000
Ανωτέρα Θερμογόνος Ικανότητα ASTM D-2015.	kcal/kg	10844
Κατωτέρα Θερμογόνος Ικανότητα ASTM D-2015.	kcal/kg	10139

Πίνακας 2-2: Συνθήκες λειτουργίας λέβητα σε πλήρες φορτίο.

Δεδομένα Μεγέθη	Μονάδα	Τιμή
Μετρούμενα μεγέθη στο Ονομαστικό Φορτίο.		
Άμεσος Διορθωμένος Βαθμός απόδοσης (για μέση θερμοκρασία νερού αναφοράς στο λέβητα 70 °C)	%	88,7
Ωφέλιμη Θερμική Ισχύς (για μέση θερμοκρασία νερού αναφοράς στο λέβητα 70 °C)	kW	58,0
Συγκέντρωση καυσαερίου		
Συγκέντρωση O ₂	Vol-%	3,209
Θερμοκρασίες και περιβάλλον		
Θερμοκρασία καυσαερίου	°C	222,5
Θερμοκρασία εξόδου νερού λέβητα	°C	80
Θερμοκρασία εισόδου νερού λέβητα	°C	60
Θερμοκρασία χώρου	°C	10
Βαρομετρική πίεση	bar	1,013
Σχετική υγρασία αέρα	%	50

2.1.2 Υπολογισμός μεγεθών καύσης και προσδιορισμός παροχών.

Ο υπολογισμός των μεγεθών της καύσης οδηγεί στον προσδιορισμό βασικών δεδομένων όπως η θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο από τον λέβητα, η σύσταση και παροχή του καυσαερίου και επακόλουθα η παροχή του νερού, καθώς και στον προσδιορισμό του σημείου δρόσου και όξινου σημείου δρόσου των καυσαερίων.

Οι υπολογισμοί που παρουσιάζονται έχουν κωδικοποιηθεί στην εφαρμογή στα υπολογιστικά φύλλα Boiler100 και Boiler30 για το ονομαστικό και μερικό φορτίο αντίστοιχα και παράγουν έτοιμα τα αποτελέσματα που φαίνονται στη συνέχεια. Τα φύλλα δέχονται ως δεδομένα για τον υπολογισμό στοιχεία από τους Πίνακες 2-1 και 2-2.

Η θερμογόνος ικανότητα του καυσίμου δίδεται στην ανάλυση καυσίμου που προηγήθηκε (Πίνακας 2-1), ενώ η παροχή καυσίμου \dot{m}_B θα προκύψει από την ωφέλιμη θερμική ισχύ (ονομαστική ισχύς του λέβητα) και τον βαθμό απόδοσης που λαμβάνεται από τα πειραματικά δεδομένα

Παροχή μάζας καυσίμου από βαθμό απόδοσης (β.α.):

$$\eta = \frac{Q_{\omega\phi}}{Q_B} \Rightarrow \frac{Q_{\omega\phi}}{\eta} = \text{Προσδιδόμενη Ισχύς} = \dot{m}_B Hu \Rightarrow \dot{m}_B = \frac{Q_{\omega\phi}}{\eta Hu} \quad (2.1)$$

$$\dot{m}_B = \frac{58 \text{ kW}}{0,887 \cdot 10139 \text{ kcal/kg} \cdot 4,1868 \text{ kJ/kcal}} = \mathbf{0,001540 \text{ kg/s} = 5,545 \text{ kg/h}}$$

Για την παροχή όγκου καυσίμου:

$$\dot{V}_B = \frac{\dot{m}_B}{\rho_B} \quad (2.2)$$

$$\dot{V}_B = \frac{0,001540 \text{ kg/s}}{849,7 \text{ kg/m}^3} = 1,8128 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} = 0,00653 \text{ m}^3/\text{h} = \mathbf{6,53 \text{ lt/h}}$$

Ο λόγος αέρα καύσης (λ) προκύπτει από τα στοιχεία των μετρήσεων για την περιεκτικότητα σε O_2 των καυσαερίων (Πίνακας 2-2). Λόγος αέρα καύσης λ :

$$\lambda = \frac{21}{21 - O_2} \quad (2.3)$$

$$\lambda = \frac{21}{21 - 3,209} = \mathbf{1,18}$$

Με χρήση του παρακάτω Πίνακα 2-3 συντελεστών για στοιχειομετρική καύση¹ [9] [1] υπολογίζονται οι ποσότητες του απαιτούμενου αέρα, του παραγόμενου καυσαερίου και οι επιμέρους ποσότητες προϊόντων του καυσαερίου.

Πίνακας 2-3: Συντελεστές υπολογισμού στοιχειομετρικής καύσης.

	μ_{O_2}	μ_{LoT}	μ_{CO_2}	μ_{SO_2}	μ_{N_2}	μ_{GoT}	$\mu_{(H_2O)_B}$	μ_{Go}
C	2.665	11.48	3.665	0	8.815	12.48	0	12.48
H	7.936	34.194	0	0	26.258	26.258	8.936	35.194
S	0.998	4.3	0	1.998	3.302	5.3	0	5.3
O	1	-4.308	0	0	3.308	3.308	0	3.308
N	0	0	0	0	1	1	0	1
H₂O	0	0	0	0	0	0	1	1

Απαιτούμενη ποσότητα ξηρού αέρα για στοιχειομετρική καύση:

$$\mu_{LoT} = 11,48 \gamma_C + 34,194 \gamma_H + 4,3 \gamma_S - 4,308 \gamma_O \quad (2.4)$$

Όπου γ_i οι περιεκτικότητες κατά μάζα στη σύσταση του καυσίμου, οπότε:

$$\mu_{LoT} = 11,48 \cdot 0,8628 + 34,194 \cdot 0,1351 + 4,3 \cdot 0,0017 - 0 = 14,532 \text{ kg/kg}$$

Απαιτούμενη στοιχειομετρική ποσότητα νεπού αέρα (με υγρασία):

$$\mu_{Lo} = \mu_{LoT} (1 + x_{(H_2O)_L}) \quad (2.5)$$

$$\mu_{Lo} = 14,532 \cdot (1 + 0,0038) = 14,587 \text{ kg/kg} \text{ (για αέρα στους } 10 \text{ }^\circ\text{C, } 50\% \text{ σχ.υγρ, } 1 \text{ atm)}$$

¹ Χρήση συντελεστών από Πίνακα Στοιχειομετρικής Καύσης.

Απαιτούμενη ποσότητα αέρα (υγρός, με περίσσεια αέρα):

$$\mu_L = \lambda \mu_{Lo} = \lambda \mu_{LoT} (1 + x_{(H_2O)_L}) \quad (2.6)$$

$$\mu_L = 1,18 \cdot 14,587 = 17,218 \text{ kg/kg}$$

Ποσότητα καυσαερίου:

$$\mu_G = \mu_L + 1 - \gamma_\alpha \quad (2.7)$$

$$\mu_G = 17,218 + 1 - 0 = 18,218 \text{ kg/kg}$$

Παροχή μάζας καυσαερίου:

$$\dot{m}_g = \mu_G \dot{m}_B \eta_E \quad (2.8)$$

$$\dot{m}_g = 18,218 \cdot 0,001540 \cdot 1 = \mathbf{0,02806 \text{ kg/s}}$$

Όπου έχει ληφθεί βαθμός απόδοσης εστίας $\eta_e = 1$ για υγρό καύσιμο

Η παροχή μάζας του νερού προκύπτει από τη σχέση του βαθμού απόδοσης (β.α.):

$$\eta = \frac{Q_{\omega\varphi}}{Q_B} = \frac{\dot{m}_w \bar{c}_{pw} \Delta T_w}{\dot{m}_B Hu} \quad (2.9)$$

Μέση ειδική θερμοχωρητικότητα νερού στο δίκτυο θέρμανσης υπό σταθερή πίεση:

$$\bar{c}_{pw}|_{\theta_{wi}}^{\theta_{wo}} = c_p(p, \bar{\theta}_w) \quad (2.10)$$

όπου p : η πίεση του κυκλώματος θέρμανσης (λαμβάνεται $p = 2,5 \text{ bar}$)

$\bar{\theta}_w = 70 \text{ }^\circ\text{C}$: η μέση θερμοκρασία του νερού στο δίκτυο θέρμανσης

$$\bar{c}_{pw}|_{60}^{80} = c_p(2,5 \text{ bar}, 70 \text{ }^\circ\text{C}) = 4,1878 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Παροχή μάζας νερού:

$$\dot{m}_w = \frac{Q_{\omega\varphi}}{\bar{c}_{pw} \Delta\theta_w} \quad (2.11)$$

$$\dot{m}_w = \frac{58}{4,1878 \cdot (80 - 60)} = 0,692 \text{ kg/s}$$

Υπολογισμός χαρακτηριστικών μεγεθών καυσαερίου.

Σύσταση κατά μάζα καυσαερίου² με χρήση του Πίνακα 2-3:

$$X_{CO_2} = \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_G}, \quad X_{SO_2} = \frac{\mu_{SO_2}}{\mu_G}, \quad X_{N_2} = \frac{\mu_{N_2}}{\mu_G} = \frac{(\lambda(0,7679) \mu_{LoT}) + \gamma_{N_2}}{\mu_G} \quad (2.12)$$

² Εναλλακτικά γίνεται ο υπολογισμός αντιδρώντων - προϊόντων από την αντίδραση της καύσης και τις εξισώσεις των συντελεστών των στοιχείων.

$$X_{O_2} = \frac{\mu_{O_2}}{\mu_G} = \frac{(\lambda-1) 0,2321 \mu_{LoT}}{\mu_G},$$

$$X_{H_2O} = \frac{\mu_{H_2O}}{\mu_G} = \frac{(\lambda \mu_{LoT} (X_{H_2O})_L) + \gamma_w + 8,936 \gamma_{H_2}}{\mu_G}$$

Όπου το σύνολο της μάζας μ_G των καυσαερίων ανά kg καιόμενου καυσίμου:

$$\mu_G = \mu_{CO_2} + \mu_{SO_2} + \mu_{N_2} + \mu_{O_2} + \mu_{H_2O} \quad (2.13)$$

Με τη χρήση των στοιχείων του Πίνακα 2-4 υπολογίζονται και τα επιπλέον μεγέθη όπως πυκνότητα και συγκεντρώσεις κατ' όγκο.

Πίνακας 2-4: Βασικά Μεγέθη Συστατικών καυσαερίων.

i	Mi (kg/kmol)	Ri (kJ/kgK)	ρi (kg/m ³)
CO2	44.010	0.1889	1.9636
SO2	64.066	0.1298	2.8585
N2	28.016	0.2968	1.2500
O2	32.000	0.2598	1.4278
H2O	18.016	0.4615	0.8038
Ar	39.944	0.2081	1.7822

Για τις καταστατικές σταθερές των συστατικών και τις πυκνότητες:

$$R_i \left(\frac{kJ}{kgK} \right) = \frac{R \left(\frac{kJ}{kmolK} \right)}{M_i \left(\frac{kg}{kmol} \right)}, \rho_{i,n} \left(\frac{kg}{m^3} \right) = \frac{1.013bar \cdot 10^5 \frac{Pa}{bar}}{R_i \left(\frac{kJ}{kg} \right) 10^3 \frac{J}{kJ} 273.15K} \quad (2.14)$$

για Κ.Σ. (i, δείκτης για στοιχείο)

Η αναγωγή των πυκνοτήτων στη θερμοκρασία εξόδου καυσαερίου $\theta_{G_{exit}}$ προκύπτει από :

$$\rho_{i\theta_{G_{exit}}} \left(\frac{kg}{m^3} \right) = \rho_{i,n} \frac{273.15K}{(273.15K + \theta_{G_{exit}})} = \mathbf{0.7090 \text{ kg/m}^3} \quad (2.15)$$

Ενώ η πυκνότητα του καυσαερίου σε Κ.Σ. δίνεται από :

$$\frac{1}{\rho_{G,n}} = \sum \frac{X_i}{\rho_{i,n}} \quad (2.16)$$

Η συγκέντρωση κατά όγκο (κ.ο.) υπολογίζεται από :

$$Y_i = X_i \frac{\rho_G}{\rho_i} \quad (2.17)$$

Για τη συγκέντρωση των kmol / kgr ισχύει:

$$(kmol/kg)_i = \frac{X_i}{MB_i} \quad (2.18)$$

Οι αυτοματοποιημένοι υπολογισμοί παράγουν τον Πίνακα 2-5 με τα αποτελέσματα για τα προϊόντα της καύσης.

Πίνακας 2-5: Σύσταση καυσαερίου και αναλογίες.

Καυσαέρια			Στη θερμοκρασία εξόδου θg(exit)				
Σύσταση καυσαερίου	Xi (kg/kg)	kMoles /kg FI.G.	ρi (kg/m3)	Yi (v/v %)	v/v% Dry Flue Gas	Xi (kg /kg Dry FI.G)	
μCO2	3,1622 kg /kg fuel	0,173569	0,0039	1,0819	11,374%	12,806%	0,18661
μSO2	0,0034 kg /kg fuel	0,000186	0,0000	1,5749	0,00839%	0,009%	0,00020
μN2	13,1718 kg /kg fuel	0,722993	0,0258	0,6887	74,425%	83,796%	0,77729
μO2	0,6084 kg /kg fuel	0,033393	0,0010	0,7866	3,0095%	3,388%	0,03590
μH2O	1,2727 kg /kg fuel	0,069859	0,0039	0,4429	11,183%	100,000%	100,000%
μg	18,2185 kg /kg fuel	Ok	0,0347	0,7090	100,000%		

Μερικές πιέσεις προϊόντων, πυκνότητα και θερμοχωρητικότητα καυσαερίου:

Σύμφωνα με το νόμο του Dalton:

$$p_{H_2O} = Y_{H_2O} P = X_{H_2O} \frac{R_{H_2O}}{R_G} P \quad (2.19)$$

αντίστοιχα για p_{SO_2} και p_{CO_2} , ενώ P η πίεση περιβάλλοντος.

Σταθερά καυσαερίου:

$$R_G = \sum(X_i R_i) \quad (i \text{ δείκτης κάθε στοιχείου}) = 0,2885 \text{ kJ/kgK} \quad (2.20)$$

Και υπολογίζονται οι μερικές πιέσεις όπως φαίνεται στον Πίνακα 2-6:

Πίνακας 2-6: Μερικές πιέσεις σημαντικών προϊόντων.

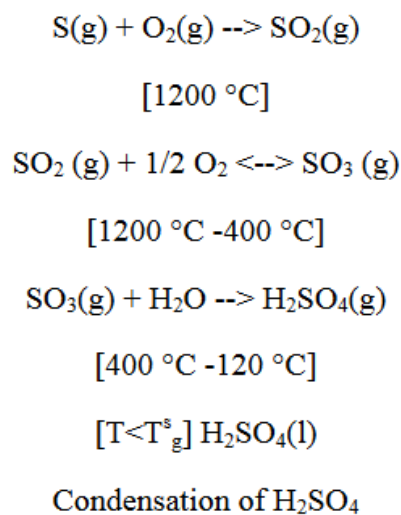
p_{H_2O}	113,311	mbar
p_{SO_2}	0,085	mbar
p_{CO_2}	115,247	mbar

2.1.3 Προσδιορισμός θερμοκρασίας δρόσου και όξινου σημείου δρόσου.

Ως θερμοκρασία δρόσου των καυσαερίων εννοείται η θερμοκρασία υγροποίησης των υδρατμών που περιέχονται στα καυσαέρια. Η θερμοκρασία αυτή προκύπτει από τα διαγράμματα νερού – ατμού και αντιστοιχεί στη θερμοκρασία κορεσμού θ_{sat} για πίεση ίση με τη μερική πίεση ατμών νερού στο μίγμα.

Για την εξεταζόμενη περίπτωση για $p_{H_2O} = 0,11331 \text{ bar} \rightarrow \theta_{sat} \approx 48,27 \text{ }^\circ\text{C}$

Η παρουσία όμως των οξειδίων του θείου στα καυσαέρια οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας κορεσμού των ατμών στα καυσαέρια. Η αύξηση δε αυτή εξαρτάται από τις συγκεντρώσεις των οξειδίων του θείου και των υδρατμών στα καυσαέρια καθώς και από την περίσσεια αέρα (SO_2 , H_2O και O_2). Στην Εικόνα 2-2 παρουσιάζονται οι αντιδράσεις για τη δημιουργία των ατμών του H_2SO_4 και το εύρος θερμοκρασίας στο οποίο ευνοούνται. [11]

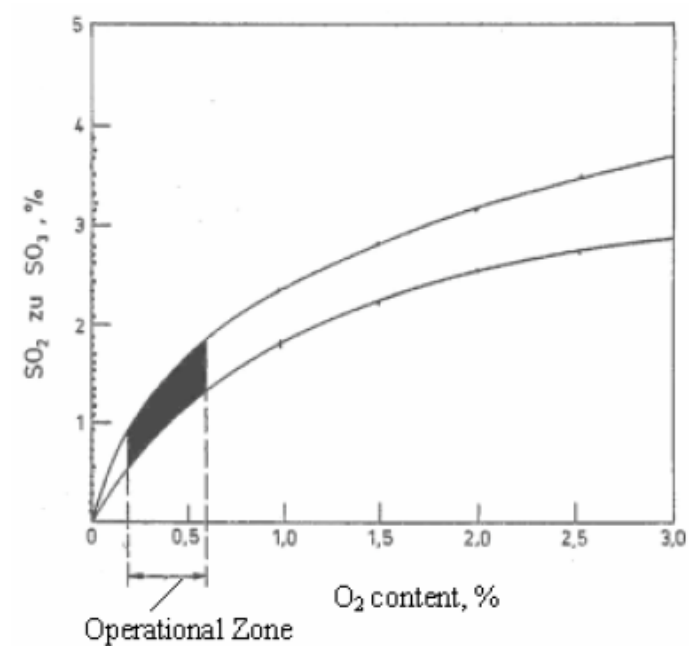


Εικόνα 2-2: Οι αντιδράσεις για τη δημιουργία H_2SO_4 .

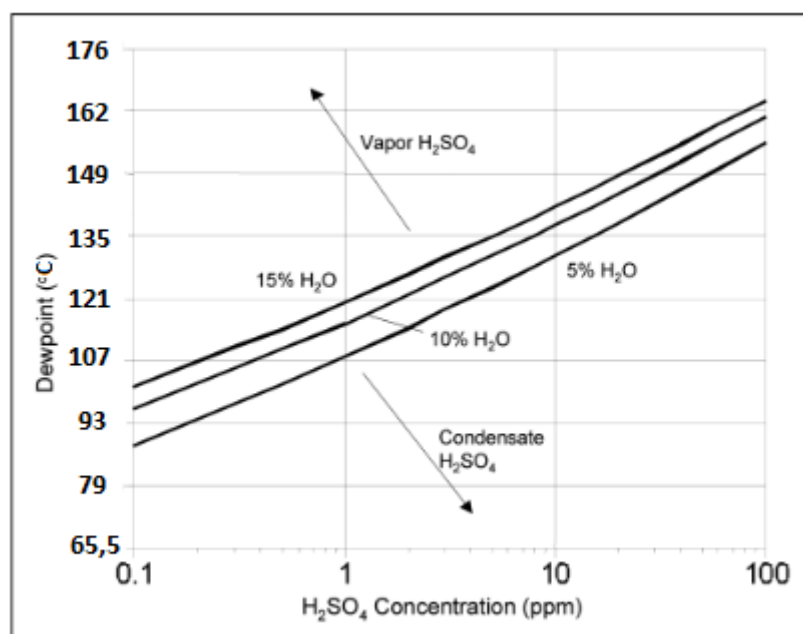
Θεωρώντας ότι όλο το SO_3 μετατρέπεται σε H_2SO_4 , παρατηρείται κάτω από τους 400°C η παρουσία του SO_3 ενώ, σε θερμοκρασίες μικρότερες των 176°C ευνοείται η αντίδραση για το σχηματισμό H_2SO_4 .

Η νέα θερμοκρασία κορεσμού των ατμών στα καυσαέρια αποτελεί το «**όξινο**» σημείο δρόσου στην οποία πραγματοποιείται κορεσμός του δυτικού μίγματος ατμών θειικού οξέος/υδρατμού $\text{H}_2\text{SO}_4 / \text{H}_2\text{O}$.

Η εξάρτηση των συγκεντρώσεων SO_3 με την περίσσια αέρα φαίνεται και στην Εικόνα 2-3.



Εικόνα 2-3: Μετατροπή SO_2 σε SO_3 ανάλογα με την περιεκτικότητα σε οξυγόνο των καυσαερίων.



Εικόνα 2-4: Όξινο σημείο δρόσου συναρτήσεως της συγκέντρωσης θειικού οξέος H_2SO_4 με παράμετρο την παρουσία διαφορετικών κατ' όγκο συγκεντρώσεων υδρατμού H_2O . [12]

Από πειραματικές μετρήσεις και αναλύσεις έχουν προκύψει εμπειρικές σχέσεις υπολογισμού για τη θερμοκρασία του όξινου σημείου δρόσου που βασίζονται στις συγκεντρώσεις της υγρασίας και του SO₃ στα καυσαέρια και τις μερικές πιέσεις αυτών των συστατικών.

Υπολογισμός όξινου σημείου δρόσου με την εμπειρική σχέση των Verhoff & Banchero [13]:

$$T = \frac{1000}{2,276 - 0,0294 \ln(p_{H_2O}) - 0,0858 \ln(p_{SO_3}) + 0,0062 \ln(p_{H_2O}) \ln(p_{SO_3})} \quad (2.21)$$

Όπου: T: η θερμοκρασία του όξινου σημείου δρόσου σε Kelvin.

p_i: η μερική πίεση του συστατικού i σε mm Hg (1 atm = 760 mm Hg).

Η συγκέντρωση του SO₃ στα καυσαέρια, μέσω της οποίας προκύπτει και η μερική πίεση του, είναι σχεδόν ίση με το 1% – 5% της αντίστοιχης συγκέντρωσης του SO₂ και επειδή σε πίεση 1atm οι συγκεντρώσεις αντιστοιχούν σχεδόν και σε μερικές πιέσεις:

$$p_{SO_3} = 0,035 * p_{SO_2} = 0,0000026 \text{ atm} \approx 0,002 \text{ mmHg}.$$

Από την εξίσωση των Verhoff & Banchero προκύπτει ότι η **θερμοκρασία του όξινου σημείου δρόσου** είναι ίση προς **T = 400 K = 127 °C**.

2.2 Υπολογισμοί μεταφοράς θερμότητας στο ονομαστικό φορτίο (Δθ νερού: 60-80°C).

2.2.1 Βασικές εξισώσεις διατήρησης ενέργειας για τον εναλλάκτη.

Για επαρκώς μονωμένη προς το περιβάλλον κατασκευή εναλλάκτη ισχύει ότι, το προσδιδόμενο ποσό θερμότητας στο νερό θα πρέπει πρακτικά να ισούται με το αφαιρούμενο ποσό θερμότητας

από το καυσαέριο, ενώ το ίδιο ποσό πρέπει να αντιστοιχεί και στη μεταφερόμενη θερμότητα μέσω των επιφανειών του εναλλάκτη.

Προσδιδόμενο ποσό θερμότητας προς το νερό:

$$\dot{Q}_{HE} = \dot{m}_w \bar{c}_{pw} (T_{wo} - T_{wi}) \quad (2.22)$$

Όπου: \dot{m}_w : η παροχή μάζας νερού από την επιστροφή προς τον λέβητα μέσω του εναλλάκτη.

\bar{c}_{pw} : μέση ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού υπό σταθερή πίεση.

T_{wi}, T_{wo} : οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του νερού στον εναλλάκτη.

Αφαιρούμενο ποσό θερμότητας από τα καυσαέρια:

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_g \bar{c}_{pg} (T_{gi} - T_{go}) \quad (2.23)$$

Όπου: \dot{m}_g : παροχή μάζας καυσαερίων δια μέσω του εναλλάκτη προς την καμινάδα.

\bar{c}_{pg} : μέση ειδική θερμοχωρητικότητα των καυσαερίων υπό σταθερή πίεση.

T_{gi}, T_{go} : θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου των καυσαερίων στον εναλλάκτη.

Μεταφερόμενο ποσό θερμότητας δια μέσω επιφανειών του εναλλάκτη:

$$\dot{Q}_{HE} = U A \Delta T_{lm} F \quad (2.24)$$

Όπου: U : ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας.

A : συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του εναλλάκτη.

ΔT_{lm} : μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά.

F : συντελεστής διόρθωσης στην εξίσωση προσδιορισμού του ολικού ρυθμού μεταφοράς θερμότητας σύνθετου εναλλάκτη θερμότητας $F = f(P, R)$, θα προσδιορισθεί στη συνέχεια.

Ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας, υπολογιζόμενος εδώ στην εξωτερική κυλινδρική επιφάνεια (επιφάνεια επαφής με το καυσαέριο) υπολογίζεται από τη σχέση :

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i a_w} + \frac{d_o}{d_i} R_{f,i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2\lambda} + R_{f,o} + \frac{1}{a_g}} \quad (2.25)$$

Όπου: d_o, d_i : η εξωτερική και εσωτερική διάμετρος των αυλών του εναλλάκτη.

a_g, a_w : ο συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας εξωτερικά και εσωτερικά των αυλών.

$R_{f,i}, R_{f,o}$: οι θερμικές αντιστάσεις που δημιουργούνται με το χρόνο λόγω επικαθίσεων υλικού στους αυλούς.

λ : ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του υλικού των αυλών.

Για την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του εναλλάκτη, εδώ εξωτερική κυλινδρική επιφάνεια των αυλών :

$$A_o = \pi d_o L_{total} \quad (2.26)$$

Όπου: d_o : η εξωτερική διάμετρος των αυλών του εναλλάκτη.

L_{total} : το συνολικό μήκος των αυλών του εναλλάκτη.

Υπολογισμός Μέσης Λογαριθμικής Θερμοκρασιακή διαφοράς:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln\left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_o}\right)} \quad (2.27)$$

Όπου: $\Delta T_i, \Delta T_o$: θερμοκρασιακές διαφορές των δύο ρευμάτων στην είσοδο και την έξοδο του εναλλάκτη.

2.2.2 Αρχικός προσδιορισμός θερμοκρασιών εξόδου του εναλλάκτη.

Η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από τον εναλλάκτη δεν θα μπορούσε να είναι μικρότερη της θερμοκρασίας εισόδου του νερού επιστροφής από το κύκλωμα θέρμανσης, τη θερμοκρασία δηλαδή εισόδου του ψυχρού ρεύματος στον εναλλάκτη (για το λόγο αυτό και οι λέβητες στα συστήματα θέρμανσης χαμηλής θερμοκρασίας ωφελούνται ιδιαίτερα από την ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια).

Θεωρητικά, με μια ιδιαίτερα μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής επιτυγχάνεται $T_{g_{out}} = T_{w_{in}}$. Στην πραγματικότητα η θερμοκρασία $T_{g_{out}}$ θα είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία $T_{w_{in}}$ σε αντίστροφη αναλογία με την «αποτελεσματικότητα» του εναλλάκτη.

Η «αποτελεσματικότητα» (ϵ) ορίζεται στη μέθοδο αποτελεσματικότητας ϵ - NTU, ως ο λόγος του πραγματικά μεταφερόμενου ποσού θερμότητας Q μέσω της επιφάνειας του εναλλάκτη προς το θεωρητικά μέγιστο ποσό θερμότητας Q_{max} που θα μπορούσε να μεταφερθεί. Η ποσότητα **NTU (Number of Transfer Units)** χρησιμοποιείται για να περιγράψει το ρυθμό της μεταφοράς θερμότητας στον εναλλάκτη (ειδικά σε εναλλάκτη αντιρροής) και ισούται με το λόγο της ικανότητας μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη ($U \cdot A$) προς την ελάχιστη ικανότητα του ρευστού να απορροφήσει θερμότητα C_{min} .

Το Q_{max} προκύπτει από τον μικρότερο ρυθμό θερμοχωρητικότητας (W/K) C_h, C_c εκ των δύο ρευστών που συναλλάσσουν θερμότητα επί τη μέγιστη θερμοκρασιακή διαφορά των δύο ρευμάτων ($T_{h,i} - T_{c,in}$). Έτσι:

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,in})} = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,in})} \quad (2.28)$$

Όπου: $C_h = \dot{m}_h c_{ph}$: ο ρυθμός θερμοχωρητικότητας του θερμού ρεύματος (hot).

$C_c = \dot{m}_c c_{pc}$: ο ρυθμός θερμοχωρητικότητας του ψυχρού ρεύματος (cool).

C_{min} : ο ελάχιστος ρυθμός θερμοχωρητικότητας που στην εξεταζόμενη περίπτωση είναι αυτός του θερμού ρεύματος, δηλαδή $C_{min} = C_h = \dot{m}_h c_{ph}$.

Οπότε για $C_{min} = C_h$ προκύπτει:

$$\varepsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,in}}$$

Όπου: $T_{h,i} = T_{g_i}$, $T_{h,o} = T_{g_o}$, $T_{c,in} = T_{w_i}$, $T_{c,o} = T_{w_o}$.

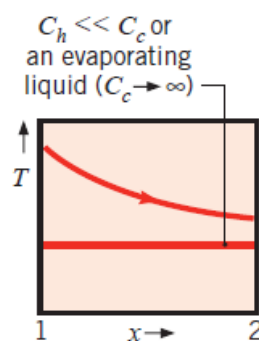
Η μελέτη διαστασιολόγησης γίνεται με την παραδοχή ότι ο εναλλάκτης θερμότητας έχει αποτελεσματικότητα ίση προς 99%. Η υπόθεση αυτή είναι θεωρητικά πραγματοποιήσιμη δεδομένων των τιμών C_h και C_c , που προκύπτουν στην εξεταζόμενη περίπτωση.

$$(\text{στους } 222.5^{\circ}\text{C}), \quad C_h = \dot{m}_h c_{ph} = 0,0281 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) c_{p_{g,222,5}} = 0.0306 \left(\frac{\text{W}}{\text{K}} \right)$$

Για το νερό (κρύο ρεύμα) αντίστοιχα:

$$(\text{στους } 60^{\circ}\text{C}), \quad C_c = \dot{m}_c c_{pc} = 0,6925 \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) c_{p_{w,60}} = 2,8965 \left(\frac{\text{W}}{\text{K}} \right)$$

Το C_c είναι 100 φορές μεγαλύτερο από το C_h για τα οποία προσεγγίζεται η καμπύλη της Εικόνας 2-5, [14]



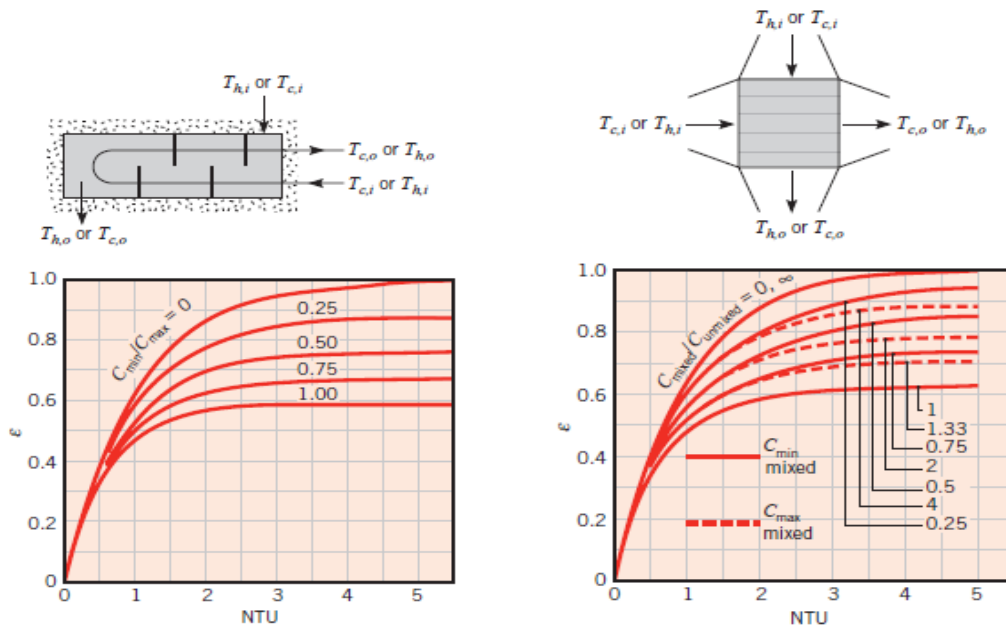
Εικόνα 2-5: Καμπύλες θερμοκρασιών για $C_h \ll C_c$.

Για το λόγο C_r :

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{0.0607}{6.085} \approx 0.01 \rightarrow 0$$

οι καμπύλες αποτελεσματικότητας – NTU (Εικόνα 2-6), τόσο για εναλλάκτη κελύφους – αυλών (Shell & Tube) όσο και για εναλλάκτη εγκάρσιας ροής μίας ανάμειξης (cross flow, one fluid

mixed) δείχνουν ότι το 99% είναι εφικτή αποτελεσματικότητα, ενώ για τιμές NTU= 2+ η αποτελεσματικότητα ε είναι ήδη στο 90%



Εικόνα 2-6: Καμπύλες σύνδεσης αποτελεσματικότητας "ε" με τον αριθμό μεταφερόμενων μονάδων NTU και το λόγο Cr.

Από τη σχέση της αποτελεσματικότητας (2.28) για την εξεταζόμενη επιλογή προκύπτει ότι η θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από τον εναλλάκτη θα είναι ίση προς:

$$T_{g,o} = T_{g,i} - \varepsilon (T_{g,i} - T_{w,in}) = 222,5 - 0,99 \cdot (222,5 - 60) = 61,63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Για τον υπολογισμό της μέσης θερμοχωρητικότητας του μίγματος του καυσαερίου μεταξύ των θερμοκρασιών εισόδου του και εξόδου του από τον εναλλάκτη:

$$\bar{c}_{pg} = \sum_k (X_k \bar{c}_{pk}) \quad (2.29)$$

Όπου: \bar{c}_{pg} : η μέση ειδική θερμοχωρητικότητα του μίγματος του καυσαερίου.

X_k : η περιεκτικότητα του μίγματος στο k συστατικό (kg/kg).

\bar{c}_{pk} : η μέση ειδική θερμοχωρητικότητα του συστατικού k του μίγματος

Μέση ειδική θερμοχωρητικότητα του συστατικού k του μίγματος [9]:

$$\bar{c}_{pk}|_{\theta_i}^{\theta_o} = \frac{\bar{c}_p|_0^{\theta_o} \theta_o - \bar{c}_p|_0^{\theta_i} \theta_i}{\theta_o - \theta_i} \quad (2.30)$$

$$\bar{c}_p|_0^{\theta} = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} c_p d\theta = b_0 + \frac{b_1}{2} \theta + \frac{b_2}{3} \theta^2 + \frac{b_3}{4} \theta^3 + \frac{b_4}{5} \theta^4 \quad (2.31)$$

Όπου: θ : η θερμοκρασία των καυσαερίων (σε °C).

$b_0 \dots b_4$: συντελεστές που λαμβάνονται από σχετικό πίνακα της βιβλιογραφίας [9].

Οπότε η μέση ειδική θερμοχωρητικότητα του καυσαερίου στον εναλλάκτη είναι ίση προς:

$$\bar{c}_{pg}|_{222,5^\circ\text{C}}^{61,6^\circ\text{C}} = \mathbf{1,0881 \text{ kJ/kg} \cdot \text{k}}.$$

Για τη μεταφορά θερμότητας από το καυσαέριο, από τη σχέση (2.23):

$$\dot{Q}_G = \dot{m}_g \bar{c}_{pg} (T_{gi} - T_{go}) = 0,0281 \cdot 1,0881 \cdot (222,5 - 61,6) = \mathbf{4,913 \text{ kW}}$$

Από τη σχέση (2.22) για τη μεταφορά θερμότητας στο νερό γίνεται ο υπολογισμός θερμοκρασίας εξόδου του νερού από τον εναλλάκτη:

$$\dot{Q}_{HE} = \dot{m}_w \bar{c}_{pw} (T_{wo} - T_{wi}) \Rightarrow T_{wo} = T_{wi} + \frac{\dot{Q}_{HE}}{\dot{m}_w \bar{c}_{pw}} = 60 + \frac{4,913}{0,6925 \cdot \bar{c}_{pw}}$$

Όμως το \bar{c}_{pw} εξαρτάται από τη μέση θερμοκρασία του νερού στον εναλλάκτη. Επιλέγεται μια αρχική τιμή για το $T_{wo} = 62 \text{ }^\circ\text{C}$, βρίσκεται η μέση θερμοχωρητικότητα του νερού για την υπόθεση και ξανά υπολογίζεται το T_{wo} από τη θερμότητα. Με επαναληπτική διαδικασία προσεγγίζεται τελικά η θερμοκρασία εξόδου,

$$\bar{T}_w = \frac{60 + 62}{2} = 61 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \bar{c}_{pw} = 4,18275 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \Rightarrow$$

$$T_{wo} = 60 + \frac{4,913}{0,6925 \cdot 4,18275} = 61,69 \text{ }^\circ\text{C}$$

που είναι διαφορετική από την αρχική υπόθεση. Στο κύκλωμα θέρμανσης η πίεση λαμβάνεται ίση με 2,5 bar, οπότε και η μέση θερμοχωρητικότητα του νερού θα υπολογισθεί για αυτήν την πίεση και τελικά προκύπτει:

$$T_{wo} = 61,7 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \bar{T}_w = \frac{60 + 61,7}{2} = 60,85 \text{ }^\circ\text{C} \Rightarrow \bar{c}_{pw} = 4,18280 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Το τελικό C_h (για μέση θερμοκρασία) για το καυσαέριο διαφέρει ελάχιστα από το αρχικό το ίδιο και για το νερό με C_c (για μέση θερμοκρασία).

Επομένως για αποτελεσματικότητα «ε»=99% προσδιορίζονται οι θερμοκρασίες εξόδου του καυσαερίου και του νερού ($T_{g,o} = 61,63 \text{ }^\circ\text{C}$ και $T_{wo} = 61,7 \text{ }^\circ\text{C}$ αντίστοιχα) καθώς και το απαιτούμενο ποσό θερμότητας προς ανάκτηση $Q = 4,913 \text{ kW}$.

2.2.3 Μεταφορά θερμότητας από τις επιφάνειες με χρήση Μέσης Λογαριθμικής Διαφοράς (mTLDΘ).

Με τη μέθοδο της αποτελεσματικότητας $\varepsilon - \text{NTU}$ γίνονται εκτιμήσεις για την επιφάνειά A και τον ολικό συντελεστή θερμοπερατότητας U για τον προσδιορισμό της ικανότητας μεταφοράς

θερμότητας του εναλλάκτη. Τα μεγέθη αυτά δεν είναι γνωστά και στην παρούσα εργασία επιδιώκεται ο υπολογισμός τους ως απόρροια των σχεδιαστικών παραμέτρων³.

Εναλλακτικά, θα χρησιμοποιηθούν οι αρχικά υπολογιζόμενες θερμοκρασίες και η επιθυμητή μεταφορά θερμότητας από το θεωρηθέν «ε» και με τη μέθοδο της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας θα υπολογισθούν με επαναληπτική διαδικασία τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά και ο συντελεστής θερμοπερατότητας U , που ικανοποιούν την επιθυμητή μεταφορά θερμότητας \dot{Q}_{HE} .

Προσδιορίζοντας το ποσό θερμότητας από τη πλευρά της μεταφοράς από το θερμό και της πρόσδοσης στο ψυχρό ρευστό, θα αναλυθεί η μεταφορά θερμότητας στην επιφάνεια συναλλαγής του εναλλάκτη.

Γνωρίζοντας τις θερμοκρασίες εξόδου και εισόδου στον εναλλάκτη η σχέση (2.27) δίνει τη μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά ΔT_{lm} :

$$\Delta T_i = T_{h,i} - T_{c,o} = T_{g,i} - T_{w,o} = 222,5 - 61,7 = 160,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_o = T_{h,o} - T_{c,i} = T_{g,o} - T_{w,i} = 61,63 - 60 = 1,63 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln\left(\frac{\Delta T_i}{\Delta T_o}\right)} = \frac{160,8 - 1,63}{\ln\left(\frac{160,8}{1,63}\right)} = 34,66 \text{ }^\circ\text{C}$$

Στην εξεταζόμενη περίπτωση επειδή $C_r \rightarrow 0$ και C_{max} στο ψυχρό ρεύμα προτείνονται [15] οι παρακάτω διαφορές για τον υπολογισμό της μέσης λογαριθμικής θερμοκρασιακής διαφοράς όταν η μεταβολή της θερμοκρασίας στο ψυχρό ρεύμα είναι μικρή.

$$T_{c,m} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \quad (2.32)$$

$$T_{h,m} = T_{c,m} + \Delta T_{lm} \quad (2.33)$$

³ Ως πρακτική της συγκεκριμένης μεθόδου είναι η αρχική εκτίμηση του ολικού συντελεστή συναγωγιμότητας από πίνακες (ανάλογα με το είδος του εναλλάκτη και τη χρήση) και ο προσδιορισμός έπειτα της επιφάνειας.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,m}) - (T_{h,o} - T_{c,m})}{\ln \left[\frac{(T_{h,i} - T_{c,m})}{(T_{h,o} - T_{c,m})} \right]} \quad (2.34)$$

Από όπου προκύπτουν :

$$\Delta T_{lm} = 30,14 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{c,m} = 60,85 \text{ } ^\circ\text{C} = \bar{T}_{w,m}$$

$$T_{h,m} = 91 \text{ } ^\circ\text{C} = \bar{T}_g$$

Με τη χρήση της μέσης λογαριθμικής διαφοράς για σύνθετη ροή (κελύφους-αυλών, μίας διαδρομής κελύφους, πολλαπλών διαδρομών αυλών, εγκάρσιας ροής) απαιτείται ο υπολογισμός του συντελεστή διόρθωσης F στην εξίσωση προσδιορισμού του ολικού ρυθμού μεταφοράς θερμότητας στον εναλλάκτη, σχέση (2.24).

Ο συντελεστής F εξαρτάται από δύο αδιάστατους αριθμούς P , R δηλαδή $F = f(P, R)$, και ορίζεται με τέτοιο τρόπο έτσι ώστε η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά να υπολογίζεται πάντα από τον ισοδύναμο απλό εναλλάκτη θερμότητας κατά αντιρροή που έχει τις ίδιες θερμοκρασίες ρευμάτων εισόδου και εξόδου με το σύνθετο εναλλάκτη θερμότητας.

Υπολογισμός παραμέτρων P , R :

$$P = \frac{T_{to} - T_{ti}}{T_{si} - T_{ti}} \quad R = \frac{T_{si} - T_{so}}{T_{to} - T_{ti}} \quad (2.35)$$

Όπου: οι δείκτες **t** και **s** αναφέρονται στους αυλούς (tube) και στο κέλυφος (shell).

στην εξεταζόμενη περίπτωση με **t** γίνεται αναφορά στο (ψυχρό) νερό ενώ με **s** στο (θερμό) καυσαέριο, ενώ οι δείκτες **o** και **i** αναφέρονται στην έξοδο και την είσοδο, αντίστοιχα

Είτε πρόκειται για εναλλάκτη μιας κυψέλης και πολλαπλών διαδρομών με αυλούς (One Shell Pass & Multiple Tube passes), είτε για εναλλάκτη εγκάρσιας ροής με ένα ρεύμα με ανάμειξη (Cross flow, one fluid mixed) προκύπτουν P, R:

$$P = \frac{T_{to} - T_{ti}}{T_{si} - T_{ti}} = \frac{T_{wo} - T_{wi}}{T_{gi} - T_{wi}} = \frac{61,7 - 60}{222,5 - 60} = 0,010$$

$$R = \frac{T_{si} - T_{so}}{T_{to} - T_{ti}} = \frac{T_{gi} - T_{go}}{T_{wo} - T_{wi}} = \frac{222,5 - 61,63}{61,7 - 60} = 94,83$$

Η τιμή του F προσδιορίζεται από διαγράμματα για τον αντίστοιχο τύπο ροής και στην εξεταζόμενη περίπτωση λόγω πολύ υψηλού R και σχεδόν μηδενικού P η τιμή του $F \approx 1$.

2.2.4 Επιλογή υλικού και διαμέτρων αυλών προς εξέταση.

Το υλικό κατασκευής των αυλών του εναλλάκτη θα είναι από ανοξείδωτο χάλυβα λόγω παρουσίας υγροποιημένου H_2SO_4 στα καυσαέρια για θερμοκρασίες κάτω από το όξινο σημείο δρόσου όπως αναμένεται στην εξεταζόμενη περίπτωση εναλλάκτη. Στην αγορά υπάρχουν και εναλλακτικές κατασκευές με πλαστικά αντοχής στο εύρος θερμοκρασιών του εναλλάκτη καθώς και με γυάλινους ή κεραμικούς σωλήνες για τους αυλούς.

Ο ανοξείδωτος χάλυβας 316L έχει αυξημένη αντοχή στη χημική διάβρωση από H_2SO_4 . Σε θερμοκρασίες μέχρι τους $49^\circ C$ αντέχει σε συγκεντρώσεις θειικού οξέος έως και 5% ενώ για θερμοκρασίες κάτω των $38^\circ C$ έχει υψηλή αντοχή σε μεγαλύτερες συγκεντρώσεις [16]. Στην εξεταζόμενη περίπτωση οι συγκεντρώσεις H_2SO_4 στο καυσαέριο είναι αρκετά χαμηλές οπότε και σε πλήρη συμπίκνωση δεν υπερβαίνεται η μέγιστη επιτρεπόμενη του υλικού.

Για τον συγκεκριμένο εναλλάκτη επιλέγονται σωλήνες τύπου 316L από τυποποιημένες διαστάσεις τις αγοράς. Σύμφωνα με τα πρότυπα ASTM A213/A213M, ASME SA-213/SA213M [17] [16] επιλέγονται διαστάσεις για εξωτερική διάμετρο $d_o = 0,010mm, 0,0172mm, 0,0180mm, 0,0190mm$ (τιμές της παραμετροποίησης d_o , όπου στο παράδειγμα θα εξετάζεται με 0,019mm), με πάχος τοιχώματος σωλήνα $t = 1,5mm$ και θερμική αγωγιμότητα $\lambda = 14,6 \frac{W}{mK}$.

2.2.5 Μεταφορά θερμότητας στο εσωτερικό των αυλών.

Περίπτωση μεταφοράς θερμότητας με εξαναγκασμένη συναγωγή εσωτερικά των κυλινδρικών αυλών.

Συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας στο εσωτερικό των αγωγών :

$$\alpha_w = \frac{Nu \lambda_w}{d_i} \quad (2.36)$$

Όπου: Nu : ο τοπικός αριθμός Nusselt.

λ_w : ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του εσωτερικού ψυχρού ρευστού (νερό).

d_i : η εσωτερική διάμετρος των αυλών.

Ο τοπικός αριθμός Nusselt εξαρτάται άμεσα από τα χαρακτηριστικά της ροής όπως:

- ροή στο εσωτερικό αγωγού ή ροή σε εξωτερική επιφάνεια (internal, external flow).
- αναπτυγμένη ροή ή μεταβατική (developed , developing(transient)).
- στρωτή ροή ή τυρβώδη (laminar, turbulent).

Ο αριθμός Re που διακρίνει τη ροή σε στρωτή ή τυρβώδη δίνεται από τη σχέση:

$$Re = \frac{\bar{w}_i d_i}{\nu} = \frac{\bar{w}_i d_i \rho_i}{\mu} \quad (2.37)$$

Όπου: \bar{w}_i : η μέση ταχύτητα του ρευστού στο εσωτερικό των αυλών.

d_i : η εσωτερική διάμετρος των αυλών.

ν : το κινηματικό ιξώδες του ρευστού.

ρ_i : η πυκνότητα του ρευστού στο εσωτερικό των αυλών.

μ : δυναμικό ιξώδες ρευστού.

Η μέση ταχύτητα του ρευστού στο εσωτερικό των αυλών δίνεται από τη σχέση:

$$\bar{w}_w = \frac{\dot{m}_{w,i}}{\rho_w A_i} \quad (2.38)$$

Όπου: $\dot{m}_{w,i}$: η παροχή μάζας του ρευστού στο εσωτερικό των αυλών.

ρ_w : η πυκνότητα του ρευστού στο εσωτερικό των αυλών.

$A_i = \pi d_i^2/4$: η εσωτερική μετωπική επιφάνεια των αυλών (κάθετα στη ροή).

Θα επιλεγεί η μέση ταχύτητα του ρευστού εσωτερικά των σωλήνων να βρίσκεται μεταξύ των τιμών $0,7 \text{ m/s} \leq \bar{w}_w \leq 1,8 \text{ m/s}$. Για $\bar{w}_w < 0,7 \text{ m/s}$ αυξάνεται σημαντικά ο συντελεστής τριβής λ , ενώ για $\bar{w}_w > 1,8 \text{ με } 2 \text{ m/s}$ αυξάνονται σημαντικά τόσο οι απώλειες πίεσης, διότι μεταβάλλονται με το τετράγωνο της ταχύτητας, όσο και ο θόρυβος.

Η παροχή μάζας στο εσωτερικό των αυλών συνδέεται με τη συνολική παροχή μάζας μέσω της σχέσης:

$$\dot{m}_{w,i} = \frac{\dot{m}_w}{n_p} \quad (2.39)$$

Όπου: \dot{m}_w : η συνολική παροχή μάζας του ρευστού εντός των αυλών (νερού) του εναλλάκτη.

n_p : ο αριθμός αυλών (σωλήνων) ανά πέρασμα (pass) του ρευστού (νερού) στον εναλλάκτη.

Τα βασικά χαρακτηριστικά που προσδιορίζουν τη δέσμη/δέσμες αυλών και απαιτούνται για τον υπολογισμό της συναλλασσόμενης θερμότητας δίδονται παρακάτω. Τα χαρακτηριστικά αυτά αποτελούν και παραμέτρους βασικές στον αυτοματοποιημένο υπολογισμό για την αντιστοίχιση του εναλλάκτη με την ισχύ του εκάστοτε λέβητα βάσει ενός επιθυμητού βαθμού αποτελεσματικότητας.

Πίνακας 2-7: Βασικές παράμετροι αριθμού αυλών, σειρών και περασμάτων.

Αριθμός των περασμάτων (passes) των αυλών (σωλήνων) μέσα στον εναλλάκτη.	p
Αριθμός σειρών (rows) ανά διαδρομή.	r
Αριθμός αυλών ανά σειρά.	n_r
Αριθμός των αυλών ανά διαδρομή ⁴ .	n_p
Συνολικός αριθμός σειρών.	$N = r \cdot p$
Συνολικός αριθμός αυλών.	$n = p \cdot n_p$

Συνδυάζοντας τις σχέσεις (2.37),(2.38),(2.39) ο αριθμός Re μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση:

$$Re = \frac{4 \dot{m}_w}{\pi d_i \mu_w n_p} \quad (2.40)$$

Όπου: $\mu_w = \nu_w \cdot \rho_w$: το δυναμικό ιξώδες του ψυχρού ρευστού.

Οι ιδιότητες του νερού (πυκνότητα, δυναμικό ιξώδες, αριθμός Prandtl (Pr) και συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας), που ρέει εσωτερικά των αυλών, υπολογίζονται στη μέση θερμοκρασία του νερού μεταξύ της εισόδου και της εξόδου από τους αυλούς. Για τις θερμοκρασίες που προσδιορίστηκαν από τη σχέση (2.32):

$$\bar{T}_w = \frac{T_{wi} + T_{wo}}{2} = \frac{60 + 61,7}{2} = 60,85 \text{ } ^\circ\text{C} = 333,8 \text{ K}$$

⁴ Ο τύπος υπολογισμού δίνεται παρακάτω με τη σχέση (2.41)

Αρχικά λαμβάνονται οι εξής τιμές παραμέτρων:

Πίνακας 2-8: Αρχικές τιμές παραμέτρων αυλών και σειρών για το παράδειγμα.

Αριθμός διαδρομών του ρευστού (νερού) στους αυλών	$p = 10$
Αριθμός σειρών ανά διαδρομή	$r = 2$
Αριθμός αυλών ανά σειρά	$n_r = 3$

Ο αριθμός των αυλών είναι ίδιος για κάθε σειρά όταν είναι τοποθετημένοι σε στοίχιση, οπότε ο αριθμός αυλών ανά διαδρομή προκύπτει από απλό πολλαπλασιασμό. Στην εξεταζόμενη περίπτωση θα επιλεγεί μετατοπισμένη (staggered) διάταξη αυλών, οπότε είναι διαφορετικός ο αριθμός αυλών σε μονές και ζυγές σειρές. Η θεώρησή είναι για n_r αριθμό αυλών ανά σειρά, οι μονές σειρές έχουν $n_r - 1$ αυλούς ενώ οι ζυγές έχουν n_r αυλούς.

Αν επομένως n_r ο αριθμός αυλών ανά σειρά και r ο αριθμός σειρών ανα διαδρομή, ο αριθμός αυλών ανά διαδρομή n_p υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$n_p = r \operatorname{Mod}(2) (n_r - 1) + r \operatorname{div}(2) (2 n_r - 1) \quad (2.41)$$

Όπου: $r \operatorname{Mod}(2)$: το υπόλοιπο της διαίρεσης του r με το 2.

$r \operatorname{div}(2)$: το ακέραιο ηλίκο της διαίρεσης του r με το 2.

Οπότε προκύπτουν:

Πίνακας 2-9: Υπολογιζόμενες τιμές για τους αυλούς και τις σειρές.

Αριθμός σωλήνων ανά πέρασμα του ρευστού στους αυλούς	$n_p = 5$
Συνολικός αριθμός σειρών	$N = 20$
Συνολικός αριθμός σωλήνων του εναλλάκτη	$n = 50$

Για τον υπολογισμό του αριθμού Prandtl :

$$Pr = \frac{\mu_w \bar{c}_{pw}}{\lambda_w} \quad (2.42)$$

Όπου: \bar{c}_{pw} : η θερμοχωρητικότητα του νερού στη μέση θερμοκρασία υπολογισμού.

Από τα παραπάνω προκύπτει :

Πίνακας 2-10: Αρχικές τιμές δεδομένων/παραμέτρων υπολογισμών.

p	10	\bar{T}_w	60,85
r	2	P (bar)	2.50
nr	3	ρ (kg/m³)	982.84
np	5	\bar{c}_{pw} (kJ/kgK)	4.1828
N	20	μ (N s/m²)	460,52E-06
n	50	Pr	2.96

Σύμφωνα με τη σχέση (2.40) ο αριθμός Re είναι:

$$Re = \frac{4 \dot{m}_w}{\pi d_i \mu n_p} = \frac{4 \cdot 0,692}{\pi \cdot 0,016 \cdot 463 \cdot 10^{-6} \cdot 5} = 23932 \text{ (τυρβώδης ροή)}$$

> 10000 (όριο μεταβατικής περιοχής)

Ο υπολογισμός του Nusselt θα γίνει από την εξίσωση του Gnielinski [14] για ροή σε λείους αυλούς με μεγάλο εύρος εφαρμογής Re :

$$Nu = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\left(\frac{\xi}{8}\right)} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (2.43)$$

Η παραπάνω σχέση δίνει προσεγγιστικές τιμές ($\pm 10\%$) για $3000 \leq Re_D \leq 5 \cdot 10^6$ και για $0,5 \leq Pr \leq 2000$.

Όπου ο συντελεστής τριβής ξ για λείες επιφάνειες αυλών δίδεται από το διάγραμμα Moody ή με καλή προσέγγιση από την πρώτη εξίσωση του Petukhov (1970) :

$$\xi = (0,79 \ln(Re) - 1,64)^{-2} \quad (2.44)$$

Επομένως προκύπτει:

$$\xi = 0,025 \text{ και } Nu = 120,9$$

Επειδή δεν είναι γνωστή η ακριβή τιμή της θερμοκρασίας τοιχώματος θα γίνει μία προσαύξηση της τάξης του 3% [9] για να συμπεριληφθούν και τυχόν διαφοροποιήσεις λόγω μεταβολής της θερμοκρασίας από τη μέση θερμοκρασία νερού στη θερμοκρασία νερού στο τοίχωμα.

Έτσι:

$$Nu = 120,9 * 1,03 = \mathbf{124,5}$$

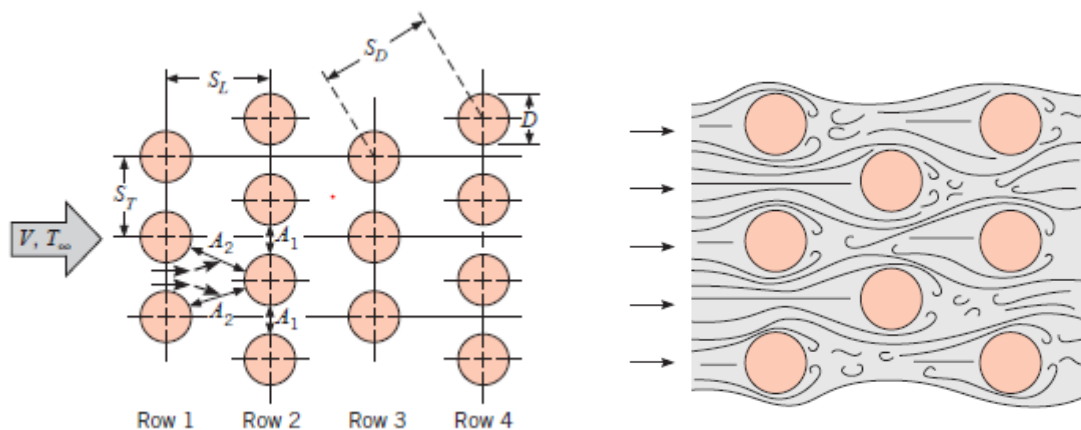
Τελικά, από τη σχέση (2.36) προκύπτει ότι ο συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας στο εσωτερικό των αγωγών με το νερό είναι :

$$a_w = \frac{Nu \lambda_w}{d_i} = \frac{124,5 \cdot 0,652}{0,016} = \mathbf{5070 \frac{W}{m^2 K}}$$

2.2.6 Μεταφορά θερμότητας εξωτερικά των αγωγών.

Περίπτωση μεταφοράς θερμότητας με εξαναγκασμένη συναγωγή σε εξωτερική επιφάνεια δέσμης αυλών, υπό τις εξής παραδοχές:

- Η ροή του εξωτερικού ρεύματος του καυσαερίου προσπίπτει κάθετα στον άξονα των αυλών
- Οι αγωγοί είναι τοποθετημένοι σε διάταξη μετατοπισμένης δέσμης (staggered) σχηματίζοντας ισόπλευρα τρίγωνα με γωνίες 60° έτσι ώστε: $S_T = S_D$ και $S_L = \sqrt{3}/2 \cdot S_D \cong 0,866 \cdot S_D$ (Εικόνα 2-7)

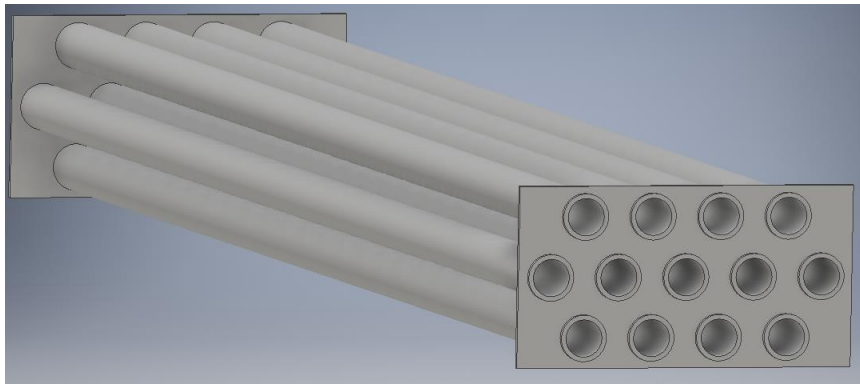


Εικόνα 2-7: Αποστάσεις αυλών σε διάταξη μετατοπισμένης δέσμης και αναπαράσταση της αντίστοιχης ροής.

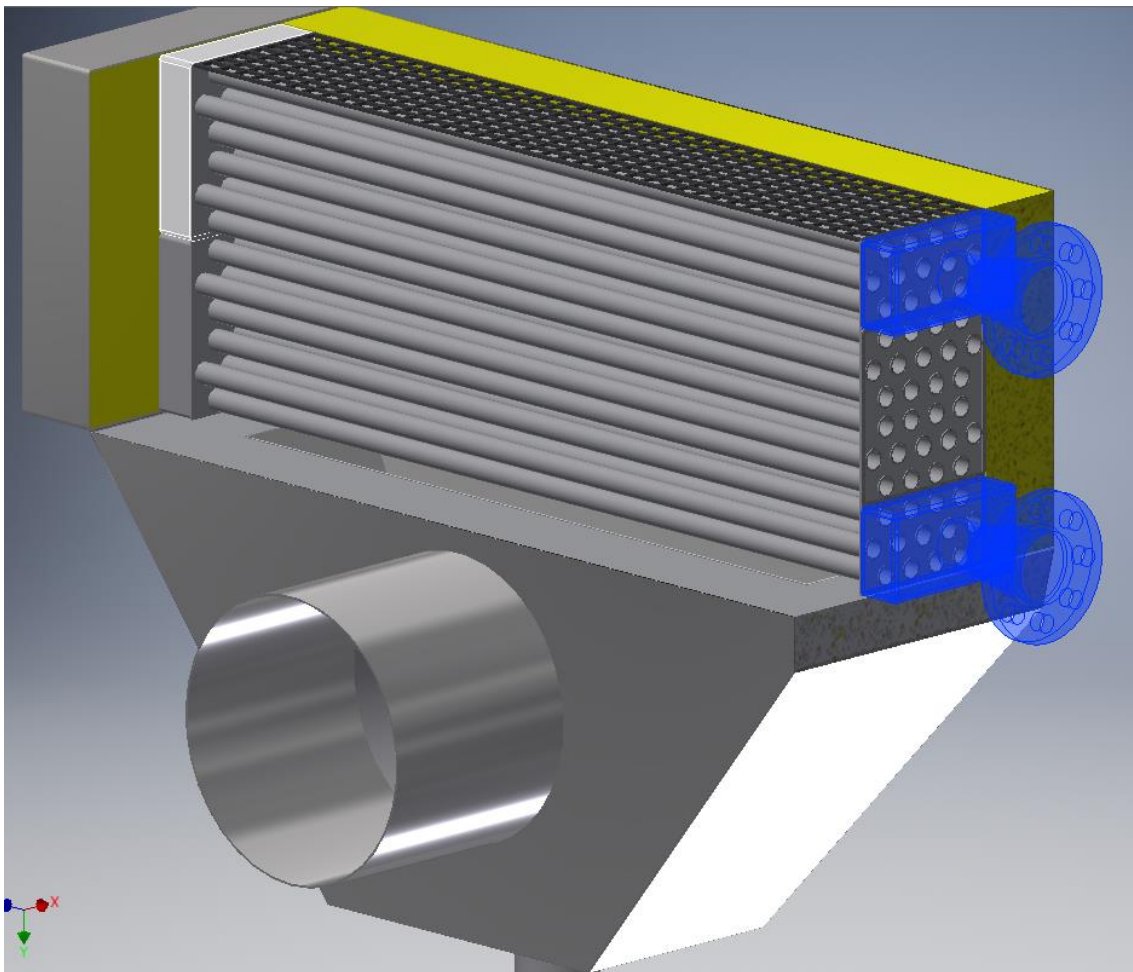
$$A_1 = (S_T - D) L$$

$$A_2 = (S_D - D) L = A_1 \text{ (για } 60^\circ)$$

Θα γίνουν οι υπολογισμοί για την επίλυση του προβλήματος της εξωτερικής μετάδοσης θερμότητας με μεταφορά (συναγωγή) με τρεις διαφορετικές μεθόδους και θα επιλεγθεί μία από τις τρεις μεθόδους για αυτοματοποίηση στο υπολογιστικό φύλλο.



Εικόνα 2-8: Σχέδιο της δέσμης αυλών του εναλλάκτη με απεικόνιση της διάταξης μετατοπισμένης δέσμης.



Εικόνα 2-9: Αποψη της κατασκευής χωρίς το άνω και μπροστινό τμήμα. Εμφανίζεις οι δέσμες των αυλών, η έξοδος του καυσαερίου και οι θέσεις για τις συνδέσεις της κυκλοφορίας του νερού.

2.2.6.1 Α΄ Μέθοδος: [18] [19] [14]

Μέσος συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας στο εξωτερικό των αυλών:

$$a_g = \frac{Nu_m \lambda_g}{d_o} \quad (2.45)$$

Όπου: Nu_m : ο μέσος αριθμός Nusselt

λ_g : ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του εξωτερικού ρευστού (καυσαέριο).

d_o : η εξωτερική διάμετρος των αυλών

Ο μέσος αριθμός Nusselt δίδεται από την εξίσωση συσχέτισης του Zukauskas με την επιλέον διόρθωση C_2 για αριθμό σειρών $N < 20$:

$$Nu_m = C_1 C_2 Re_{D,max}^m Pr^{(0.36)} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.46)$$

Όπου: C_1, m, C_2 : συντελεστές που λαμβάνονται από τους πίνακες 2-11 & 2-12, αντίστοιχα

Η σχέση (2.46) ισχύει υπό τις εξής συνθήκες: $10 \leq Re_{D,max} \leq 2 \cdot 10^6$ και $0.7 \leq Pr \leq 500$ ενώ έχει $\pm 15\%$ αβεβαιότητα στον προσδιορισμό του Num

Όλες οι ιδιότητες του ρευστού πλην της Pr_s που συμμετέχουν άμεσα ή έμμεσα στις εξισώσεις (2.45),(2.46) υπολογίζονται στη θερμοκρασία αναφοράς, η οποία στην εξεταζόμενη περίπτωση είναι η μέση θερμοκρασία του καυσαερίου \bar{T}_g .

Ο συντελεστής C_1 και ο εκθέτης m εξαρτώνται από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της δέσμης των αυλών του εναλλάκτη θερμότητας και την τιμή $Re_{D,max}$. Επιλέγοντας μετατοπισμένους αγωγούς δέσμης με $\frac{S_T}{d_o} = 1,25$ και $\frac{S_L}{d_o} = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot 1,25 \approx 1,0825$, προκύπτει $\frac{S_T}{S_L} = \frac{2}{\sqrt{3}} < 2$. Απαιτείται, όμως, και η τιμή $Re_{D,max}$.

Πίνακας 2-11: Συντελεστές C_1 και m στον υπολογισμό Nu για μετατοπισμένη διάταξη.

Configuratio	$Re_{D,max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Ο συντελεστής C_2 εξαρτάται από την διάταξη των αγωγών και τον αριθμό σειρών του εναλλάκτη. Για μετατοπισμένους αγωγούς δέσμης και $N=20$ σειρές από τον πίνακα 2-12 προκύπτει: $C_2 \approx 1$.

Πίνακας 2-12: Συντελεστής C_2 για τον υπολογισμό Nu για μετατοπισμένη διάταξη αυλών.

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
Aligned	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Ο αριθμός $Re_{D,max}$ υπολογίζεται για την μέγιστη ταχύτητα του καυσαερίου που εμφανίζεται στη δέσμη μεταξύ των αυλών.

$$Re_{D,max} = \frac{\rho_g w_{g,max} d_o}{\mu_g} \quad (2.47)$$

Όπου: ρ_g : η πυκνότητα του καυσαερίου στη θερμοκρασία αναφοράς \bar{T}_g .

μ_g : το δυναμικό ιξώδες του καυσαερίου στη θερμοκρασία αναφοράς \bar{T}_g .

Για μετατοπισμένους αγωγούς η θέση της μέγιστης ταχύτητας εξαρτάται από τα μήκη S_D , S_T και d_o . Έτσι για $\frac{S_T}{d_o} = 1,25$, $\frac{S_L}{d_o} = \frac{\sqrt{3}}{2} 1,25$ ή $S_T = 1,25 d_o = 0,0238m = 23,8 mm$ και $S_L = \frac{\sqrt{3}}{2} 1,25 d_o \approx 0,0206 m \approx 20,6 mm$ (Εικόνα 2-7), προκύπτει:

$$2 (S_D - d_o) > S_T - d_o$$

Οπότε η μέγιστη ταχύτητα του καυσαερίου θα εμφανίζεται στην εγκάρσια ως προς τη ροή του καυσαερίου διατομή A_1 (Εικόνα 2-7) και δίνεται από τη σχέση (2.48).

Μέγιστη ταχύτητα του καυσαερίου εντός της δέσμης αγωγών του εναλλάκτη:

$$w_{g,max} = \frac{S_T}{S_T - d_o} w_{g,\infty} \quad (2.48)$$

Όπου: $w_{g,\infty}$: η ταχύτητα με την οποία προσεγγίζει η ελεύθερη ροή του καυσαερίου την πρώτη σειρά της δέσμης αυλών του εναλλάκτη

Ταχύτητα ελεύθερης ροής του καυσαερίου πριν τη δέσμη αυλών του εναλλάκτη:

$$w_{g,\infty} = \frac{\dot{m}_g}{\rho_\infty A_{gi}} \quad (2.49)$$

Όπου: \dot{m}_g : η παροχή μάζας του καυσαερίου.

ρ_∞ : η πυκνότητα του καυσαερίου πριν τη δέσμη αυλών του εναλλάκτη.

A_{gi} : η διατομή εισόδου του καυσαερίου στη δέσμη του εναλλάκτη.

Η πυκνότητα του καυσαερίου στη είσοδο του εναλλάκτη και η ειδική σταθερά του καυσαερίου έχουν ήδη υπολογισθεί στην ενότητα της καύσης :

$$\rho_{i_{\theta_{G_{exit}}}} \left(\frac{kg}{m^3} \right) = 0.7090 \text{ kg/m}^3$$

$$R_G = 0,2883 \text{ kJ/kgK}$$

Η διατομή εισόδου του καυσαερίου στη δέσμη αγωγών του εναλλάκτη δίνεται από :

$$A_{gi} = B L \quad (2.50)$$

Όπου: B : το πλάτος της δέσμης αγωγών του εναλλάκτη.

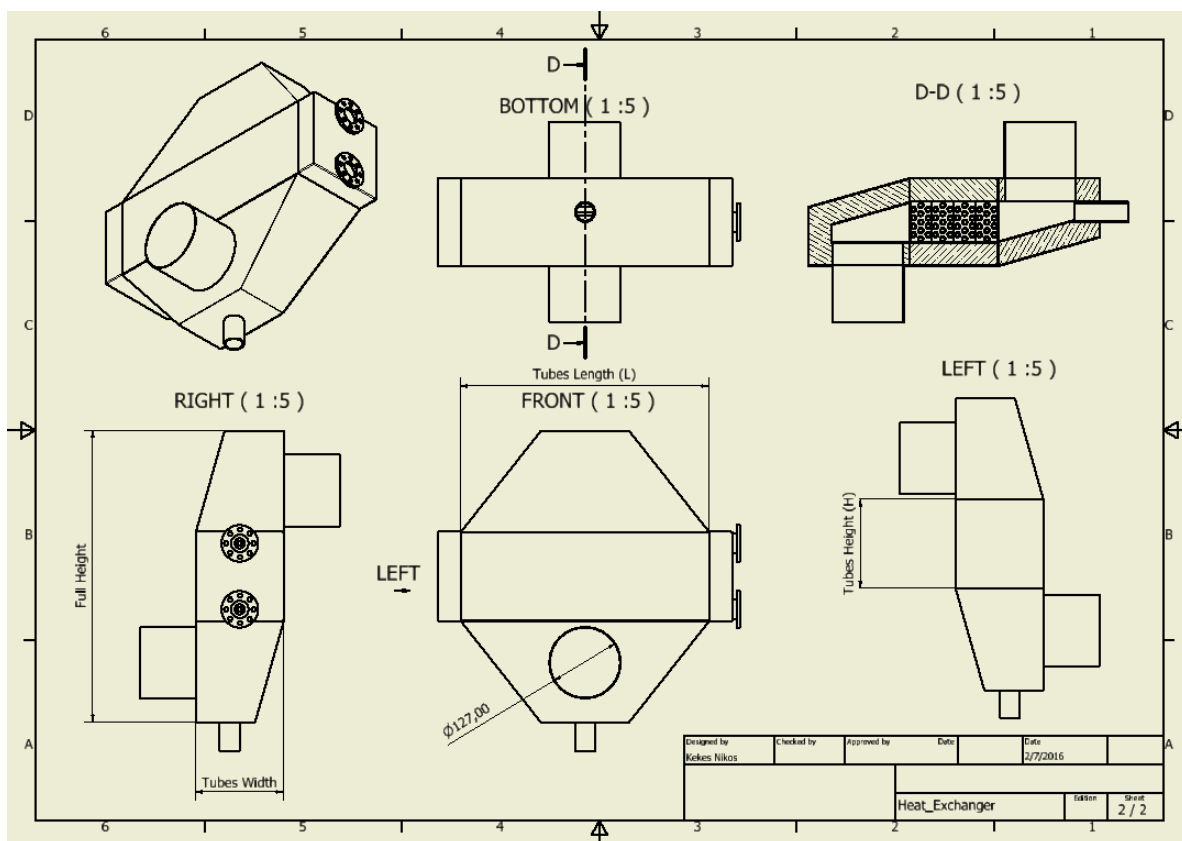
L : εκτίμηση μήκους εσωτερικά του εναλλάκτη (πρακτικά το μήκος των αυλών).

Πλάτος της δέσμης αγωγών του εναλλάκτη:

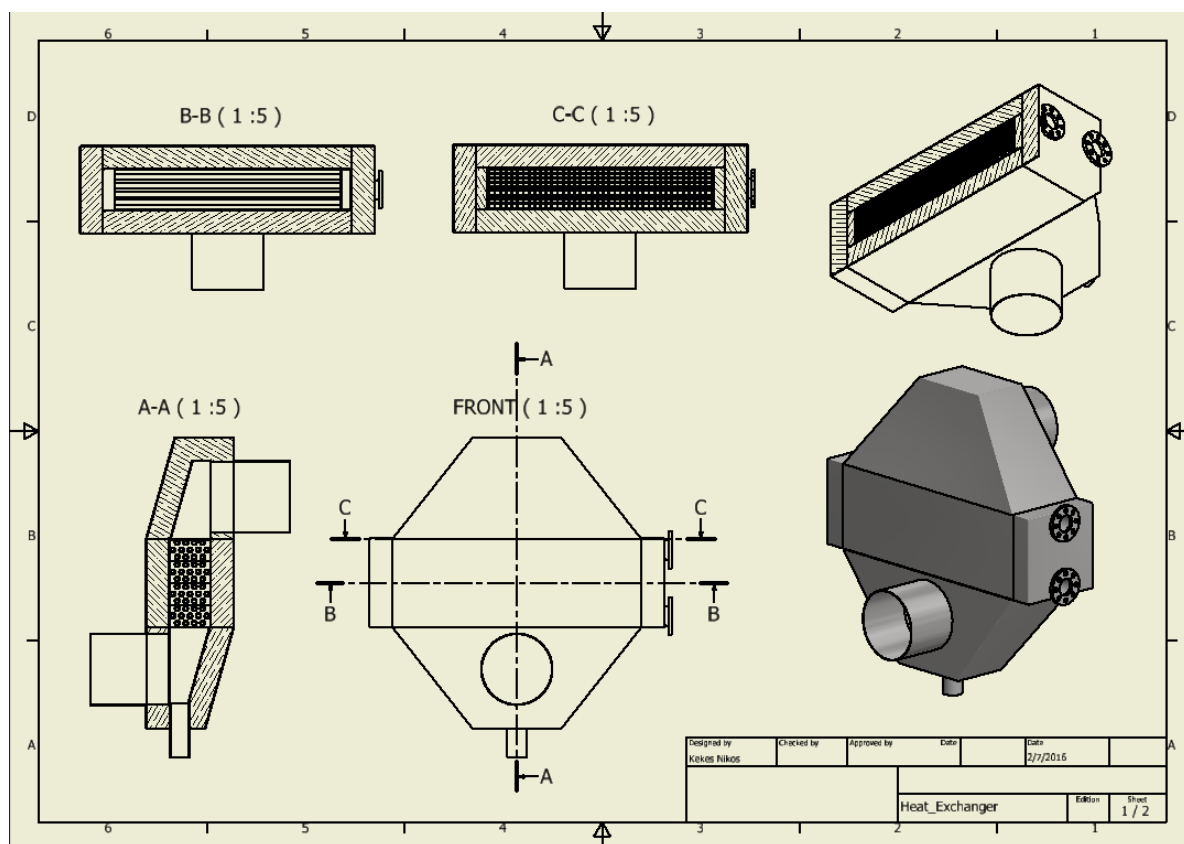
$$B = (n_r) S_T \quad (2.51)$$

$$B = (n_r) \cdot S_T = (3) \cdot 0,0238 = \mathbf{0,07125 \text{ m}}$$

Για την εσωτερική απόσταση μεταξύ των άκρων του εναλλάκτη (μήκος ανά αυλό πρακτικά) γίνεται μια **πρώτη εκτίμηση $L = 0,7 \text{ m}$**



Εικόνα 2-10: Σκαρίφημα με παρουσίαση του 3D μοντέλου.



Εικόνα 2-11: Σκαρίφημα της κατασκευής με ανάδειξη των βασικών διαστάσεων (L, B, H).

Από τη σχέση (2.50) προκύπτει:

$$A_{gi} = B L = 0,07125 * 0,7 = \mathbf{0,049875 m^2}$$

Από τη σχέση (2.56) προκύπτει:

$$w_{g,\infty} = \frac{\dot{m}_g}{\rho_\infty A_{gi}} = \frac{0,0281}{0,7090 \cdot 0,049875} = \mathbf{0,7936 m/s}$$

Οπότε από τη σχέση (2.48) προκύπτει:

$$w_{g,max} = \frac{S_T}{S_T - d_o} w_{g,\infty} = \frac{1,25d_o}{1,25d_o - d_o} w_{g,\infty} \Rightarrow \mathbf{w_{g,max} = 3,968 m/s}$$

Το δυναμικό ιξώδες του καυσαερίου υπολογίζεται από [9] :

$$\mu_g = \frac{\sum(X_k \mu_k / \sqrt{MB_k})}{\sum(X_k / \sqrt{MB_k})} \quad (2.52)$$

Όπου: μ_k : το δυναμικό ιξώδες του συστατικού k του καυσαερίου στη θερμοκρασία αναφοράς \bar{T}_g .

Δυναμικό ιξώδες του συστατικού **k** του καυσαερίου:

$$\mu_k = b_{10} + b_{11} \theta + b_{12} \theta^2 + b_{13} \theta^3 + b_{14} \theta^4 \quad (2.53)$$

Όπου: θ : η θερμοκρασία του καυσαερίου (εδώ η θερμοκρασία αναφοράς \bar{T}_g σε °C)

$b_{10} \dots b_{14}$: συντελεστές που λαμβάνονται από τη βιβλιογραφία.

Οι φυσικές ιδιότητες του καυσαερίου (πυκνότητα, δυναμικό ιξώδες και συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας) πρέπει να υπολογιστούν στην θερμοκρασία αναφοράς η οποία ταυτίζεται στη μέθοδο αυτή με τη μέση θερμοκρασία του καυσαερίου (σχέση 2.33)

$$\bar{T}_g = T_{w,m} + \Delta T_{lm} = \frac{60,85 + 30,14}{2} = 91 \text{ }^\circ\text{C} = 364 \text{ K}$$

Για $\bar{T}_g = 91 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow \rho_g = 0,9651 \text{ kg/m}^3$.

Από τη σχέση (2.52) προκύπτει $\mu_g = 19,46 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$ και κατά συνέπεια η σχέση (2.47) δίνει:

$$Re_{D,max} = \frac{\rho_g w_{g,max} d_o}{\mu_g} = \frac{0,9651 \cdot 3,968 \cdot 0,019}{19,46 \cdot 10^{-6}} = 3739$$

Με βάση τον Πίνακα 2-11 για τους συντελεστές C_1 και m και για την παραπάνω τιμή του $Re_{D,max}$, προκύπτει : $C_1 = 0,4$ και $m = 0,60$.

Ο υπολογισμός του αριθμού Prandtl του καυσαερίου δίδεται από:

$$Pr = \frac{\mu_g \bar{c}_{pg}}{\lambda_g} \quad (2.54)$$

Όπου: λ_g : ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του καυσαερίου.

Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του καυσαερίου [9]:

$$\lambda_g = \left(1 + \frac{X_{H_2O} \frac{R_{H_2O}}{R_g} \left(1 - X_{H_2O} \frac{R_{H_2O}}{R_g} \right)}{3,5} \right) \frac{1}{R_g} \sum_k (X_k \cdot R_k \cdot \lambda_k) \quad (2.55)$$

Όπου: X_k : η περιεκτικότητα του συστατικού k στο καυσαέριο.

R_k : η ειδική σταθερά του συστατικού k στο καυσαέριο.

λ_k : ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του συστατικού k στο καυσαέριο.

Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του συστατικού k του καυσαερίου:

$$\lambda_k = b_5 + b_6 \theta + b_7 \theta^2 + b_8 \theta^3 + b_9 \theta^4 \quad (2.56)$$

Όπου: θ : η θερμοκρασία του καυσαερίου (εδώ η θερμοκρασία αναφοράς \bar{T}_g σε °C)

$b_5 \dots b_9$: συντελεστές που λαμβάνονται από τη σχετική βιβλιογραφία.

Από τις σχέσεις (2.55) και (2.56) προκύπτει $\lambda_g = \mathbf{0,02926 W/m.K}$ και συνεπώς η σχέση (2.54) δίνει:

$$Pr = \frac{\mu_g \bar{c}_{pg}}{\lambda_g} = \frac{19,46 \cdot 10^{-6} \cdot 1,0881 \cdot 10^3}{0,02926} = \mathbf{0,7235}$$

Για τον διορθωτικό όρο $\left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}}$ της σχέσης (2.46) που αφορά στην επίδραση της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ τοιχώματος αυλών $T_{wall,o}$ και μέσης τιμής καυσαερίου \bar{T}_g θα γίνει μία αρχική εκτίμηση για $T_{wall,o} = 63 \text{ } ^\circ\text{C}$ και θα επανεκτιμηθεί μετά την ολοκλήρωση των υπολογισμών εφόσον χρειασθεί. Επομένως $Pr_s (63^\circ\text{C}) = 0,716$.

Συνεπώς από τη σχέση (2.46) προκύπτει ο μέσος αριθμός Nusselt του καυσαερίου:

$$Nu_m = C_1 C_2 Re_{D,max}^m Pr^{(0.36)} * \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{\frac{1}{4}} = 0,4 \cdot 1 \cdot 3739^{0,6} \cdot 0,7235^{0,36} * \left(\frac{0,7235}{0,716}\right)^{\frac{1}{4}} \Rightarrow$$

$$Nu_m = 49,69$$

Οπότε, ο μέσος συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας στο εξωτερικό των αγωγών σύμφωνα με την σχέση (2.45) είναι:

$$a_g = \frac{Nu_m \cdot \lambda_g}{d_o} = \frac{49,69 \cdot 0,02926}{0,019} = 76,5 \frac{W}{m^2 K}$$

2.2.6.2 Β' Μέθοδος [9]

Ο μέσος συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας στο εξωτερικό των αγωγών:

$$\alpha_g = \frac{Nu_m \lambda_g}{L^*} \quad (2.57)$$

Όπου: Nu_m : ο μέσος αριθμός Nusselt.

λ_g : ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του εξωτερικού ρευστού.

L^* : το χαρακτηριστικό μήκος της ροής εντός της δέσμης αγωγών.

Ο μέσος αριθμός Nusselt για ροή ρευστού εξωτερικά και κάθετα προς δέσμη αγωγών:

$$Nu_m = Nu^* f_e^* \quad (2.58)$$

Ο μέσος αριθμός Nusselt Nu^* για ροή ρευστού εξωτερικά και κάθετα προς έναν αγωγό δίδεται από τη σχέση του F. Brandt:

$$Nu^* = (1,95 + 0,178 Re^{*0,4} Pr^{0,116})^2 Pr^{0,19} \quad (2.59)$$

Ο αριθμός Reynolds:

$$Re^* = \frac{w_{g,\infty} \rho_\infty}{\mu_g} L^* = \frac{\Phi_y L^*}{\mu_g} \quad (2.60)$$

Όπου: $w_{g,\infty}$: η μέση ταχύτητα της ελεύθερης ροής του ρεύματος πριν τη δέσμη.

ρ_∞ : η πυκνότητα της ελεύθερης ροής του ρεύματος πριν από τη δέσμη.

μ_g : το δυναμικό ιξώδες του ρευστού στη μέση θερμοκρασία του ρευστού.

Φ_y : χαρακτηριστική πυκνότητα ροής μάζας εντός της δέσμης αγωγών.

Ο αριθμός Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu_g \bar{c}_p}{\lambda_g} \quad (2.61)$$

Όπου: \bar{c}_p : η μέση ειδική θερμοχωρητικότητα του ρευστού υπό σταθερή πίεση.

Οι ιδιότητες του ρευστού ($\bar{c}_p, \lambda_g, \mu$) και στην παρούσα μέθοδο υπολογίζονται στη μέση θερμοκρασία του καυσαερίου μεταξύ της εισόδου και της εξόδου από τον εναλλάκτη $\bar{T}_g = 91 \text{ }^\circ\text{C}$

Ως χαρακτηριστικό μήκος στους αριθμούς Re και Nu θα χρησιμοποιηθεί το μέγεθος:

$$L^* = \frac{\pi}{2} d_o \quad (2.62)$$

Όπου: d_o : η εξωτερική διάμετρος των αυλών (σωλήνων) της δέσμης.

Ως χαρακτηριστική πυκνότητα ροής μάζας εντός της δέσμης αγωγών η ποσότητα:

$$\Phi_y = \frac{\Phi}{y} \quad (2.63)$$

Όπου: Φ : η πυκνότητα ροής μάζας σε μια ελεύθερη διατομή πριν τη δέσμη.

γ : συντελεστής εξαρτώμενος από τη γεωμετρία της δέσμης των αυλών.

Πυκνότητα ροής μάζας σε μια ελεύθερη διατομή πριν τη δέσμη

$$\Phi = \frac{\dot{m}}{A_{gi}} = w_{g,\infty} \rho_{\infty} \quad (2.64)$$

Όπου: A_{gi} : η διατομή της ελεύθερης ροής του ρεύματος πριν τη δέσμη των αγωγών.

$w_{g,\infty}$: η ταχύτητα της ελεύθερης ροής του ρευστού πριν τη δέσμη αγωγών.

ρ_{∞} : η πυκνότητα της ελεύθερης ροής του ρευστού πριν τη δέσμη αγωγών.

Ο συντελεστής γ εκφράζει την αναλογία του ελεύθερου όγκου μεταξύ των αυλών της δέσμης, που διατίθεται για τη ροή του ρευστού, προς τον συνολικό όγκο, που καταλαμβάνει η δέσμη:

$$\gamma = 1 - \frac{\pi}{4 e_b e_l} \quad (2.65)$$

Σχετικό βήμα πλάτους και μήκους των αγωγών:

$$e_b = S_T/d_o \quad \text{και} \quad e_l = S_L/d_o \quad (2.66)$$

Όπου: S_T, S_L : το βήμα πλάτους και μήκους των αγωγών της δέσμης όπως υπολογίσθηκαν και στην προηγούμενη μέθοδο.

Για μετατοπισμένη διάταξη (staggered) αυλών η ποσότητα f_e^* προκύπτει από τη σχέση:

$$f_e^* = 1 + \frac{1,87 - \frac{1,7}{e_l}}{f_l - 0,4} \quad (2.67)$$

Όπου ο συντελεστής f_l δίνεται από τη σχέση:

$$f_l = \frac{4}{\pi} e_b y \quad (2.68)$$

Συνεπώς:

Για $e_b = S_T/d_o = 1,25$ και $e_l = S_L/d_o = 1,0825$ είναι

$$y = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot e_b \cdot e_l} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,25 \cdot 1,0825} = 0,4196$$

Για $A_{gi} = B L = 0,07125 \cdot 0,7 = \mathbf{0,049875 \text{ m}^2}$ είναι

$$\Phi = \frac{\dot{m}}{A_{gi}} = \frac{0,02806}{0,049875} = 0,5627 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$\Phi_y = \frac{\Phi}{y} = \frac{0,5627}{0,4196} = 1,3410 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$L^* = \frac{\pi}{2} d_o = \frac{\pi}{2} \cdot 0,0019 = 0,02984 \text{ m}$$

Για μέση θερμοκρασία ρευστού ίση με $\bar{T}_g = 91 \text{ }^\circ\text{C}$ είναι:

$$\bar{c}_p = 1,0881 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}, \quad \lambda_g = 0,02926 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \quad \text{και} \quad \mu_g = 19,46 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s}/\text{m}^2$$

$$Pr = \frac{\mu \bar{c}_p}{\lambda_g} = 0,7235$$

$$Re^* = \frac{\Phi_y L^*}{\mu_g} = \frac{1,3410 \cdot 0,02984}{19,46 \cdot 10^{-6}} = 2056$$

$$Nu^* = (1,95 + 0,178 \cdot 2056^{0,4} \cdot 0,7235^{0,116})^2 \cdot 0,7235^{0,19} = 29,22$$

$$f_l = \frac{4}{\pi} e_b y = \frac{4}{\pi} \cdot 1,25 \cdot 0,4196 = 0,6678$$

$$f_e^* = 1 + \frac{1,87 - \frac{1,7}{e_l}}{f_l - 0,4} = 1 + \frac{1,87 - \frac{1,7}{1,08}}{0,6678 - 0,4} = 2,1185$$

$$Nu_m = Nu^* f_e^* = 29,22 \cdot 2,1185 = \mathbf{61,92}$$

Οπότε, ο μέσος συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας στο εξωτερικό των αγωγών σύμφωνα με τη σχέση (2.57) είναι:

$$\alpha_g = \frac{Nu_m \lambda_g}{L^*} = \frac{58,54 \cdot 0,02926}{0,02984} = \mathbf{60,72 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}}$$

2.2.6.3 Γ' Μέθοδος: [20]

Ο μέσος συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας εξωτερικά των αυλών της δέσμης:

$$a_g = \frac{Nu_{m,b} \lambda_G}{L^*} \quad (2.69)$$

Όπου: $Nu_{m,b}$: ο μέσος αριθμός Nusselt της δέσμης αυλών.

λ_G : ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του εξωτερικού ρευστού.

L^* : το χαρακτηριστικό μήκος της ροής εντός της δέσμης αυλών.

Ο μέσος αριθμός Nusselt για εξωτερική ροή ρευστού κάθετη προς δέσμη αυλών:

$$Nu_{m,b} = f_A f_n Nu_m \quad (2.70)$$

Όπου: f_A : παράγων διόρθωσης σχετικός με τη γεωμετρία της δέσμης.

f_n : παράγων διόρθωσης σχετικός με τον αριθμό σειρών.

Nu_m : μέσος αριθμός Nu για εξωτερική ροή κάθετη προς έναν κυλινδρικό αυλό.

Μέσος αριθμός Nusselt για εξωτερική ροή ρευστού κάθετα προς κυλινδρικό αυλό:

$$Nu_m = 0,3 + (Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2)^{0,5} K_g \quad (2.71)$$

Όπου: Nu_{lam} , Nu_{turb} : ο αριθμός Nusselt για στρωτή και τυρβώδη ροή, αντίστοιχα.

K_g : συντελεστής διόρθωσης λόγω διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ κυρίως όγκου μείγματος καυσαερίου και εξωτερικού τοιχώματος αυλού

Η σχέση αυτή ισχύει για $10 < Re < 10^7$ και $0,6 \leq Pr \leq 1000$

Οι ιδιότητες του ρευστού υπολογίζονται στην μέση θερμοκρασία του ρευστού $\bar{T}_g = 91 \text{ }^\circ\text{C}$ (σχέση 2.33)

Ο αριθμός Nusselt για στρωτή εξωτερική ροή κάθετα προς έναν κυλινδρικό αγωγό:

$$Nu_{lam} = 0,664 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (2.72)$$

Όπου: $1 < Re < 1000$, $0,6 \leq Pr \leq 2000$

Ο αριθμός Nusselt για τυρβώδη εξωτερική ροή κάθετα προς έναν κυλινδρικό αγωγό:

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad (2.73)$$

Όπου: $10^5 < Re < 10^7$, $0,6 \leq Pr \leq 2000$

Συντελεστής διόρθωσης K_g :

$$K_g = \begin{cases} (Pr/Pr_{wall})^{0,25} & \text{για υγρά} \\ (T/T_{wall})^{0,121} & \text{για αέρια} \end{cases} \quad (2.74)$$

Όπου: Pr, T : οι ιδιότητες του ρευστού στην μέση θερμοκρασία του ρευστού \bar{T}_g .

Pr_{wall}, T_{wall} : οι ιδιότητες του ρευστού στη θερμοκρασία του εξωτερικού τοιχώματος αλού T_{wall} .

Ο αριθμός Reynolds:

$$Re = Re_{\psi,l} = \frac{w_{g,\infty} \rho_G}{\mu_G \Psi} L^* \quad (2.75)$$

Όπου: $w_{g,\infty}$: η μέση ταχύτητα του καυσαερίου στην ελεύθερη διατομή πριν την δέσμη.

ρ_G : η πυκνότητα του καυσαερίου στη μέση θερμοκρασία του καυσαερίου.

μ_G : το δυναμικό ιξώδες του καυσαερίου στη μέση θερμοκρασία του του καυσαερίου.

ψ : η αναλογία του ελεύθερου χώρου μεταξύ των σωλήνων της δέσμης, που διατίθεται για τη ροή του καυσαερίου, προς τον συνολικό όγκο, που δεσμεύει η δέσμη.

Η μέση ταχύτητα της ροής του ρευστού στον ελεύθερο χώρο της δέσμης:

$$w_{g,\infty} = \frac{\dot{m}_g}{\rho_G A_{gi}} \quad (2.76)$$

Όπου: \dot{m}_g : η ροή μάζας του καυσαερίου στην ελεύθερη διατομή πριν την δέσμη.

ρ_g : η πυκνότητα του καυσαερίου στη μέση θερμοκρασία του του καυσαερίου.

Συντελεστής ψ :

$$\begin{aligned} \psi &= 1 - \frac{\pi}{4a} & \text{για } b \geq 1 \\ \psi &= 1 - \frac{\pi}{4ab} & \text{για } b < 1 \end{aligned}$$

Σχετικό βήμα πλάτους και μήκους των αγωγών a , b , αντίστοιχα:

$$a = \frac{S_T}{d_o} \text{ και } b = \frac{S_L}{d_o} \quad (2.77)$$

Όπου: S_T, S_L : το βήμα πλάτους και μήκους των αγωγών της δέσμης (Εικόνα 2-7)
και από προηγούμενους υπολογισμούς:

$$a = 1,25 \text{ και } b = 1,0825$$

Ως χαρακτηριστικό μήκος στους αριθμούς Re και Nu θα χρησιμοποιηθεί το μέγεθος:

$$L^* = \frac{\pi}{2} d_o \quad (2.78)$$

Όπου: d_o : η εξωτερική διάμετρος των αυλών της δέσμης.

Ο αριθμός Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu_G \cdot \bar{c}_p}{\lambda_G} \quad (2.79)$$

Όπου: \bar{c}_p : η μέση ειδική θερμοχωρητικότητα του καυσαερίου υπό σταθερή πίεση στη μέση θερμοκρασία.

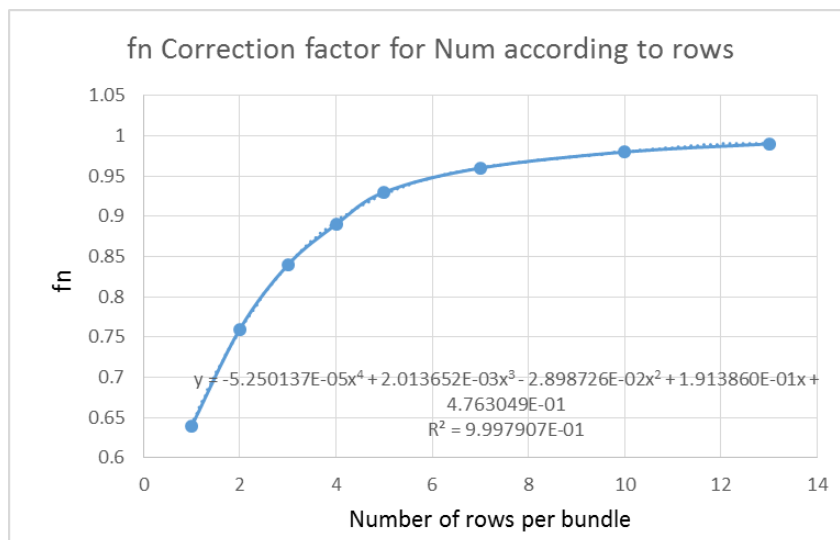
Παράγων διόρθωσης f_A για διάταξη μετατοπισμένης δέσμης αγωγών :

$$f_A = 1 + \frac{2}{3b} \quad (2.80)$$

Για την περίπτωση που στην εφαρμογή χρησιμοποιηθεί αριθμός σειρών = 1 , τότε ουσιαστικά επειδή προσομοιώνεται σερπαντίνα αυλών μίας σειράς, που είναι πρακτικά στοιχισμένοι σε σειρά οι αυλοί (σωλήνες), θα γίνει χρήση του αντίστοιχου συντελεστή για διάταξη σε σειρά (in-line)

$$f_A = 1 + \frac{0,7 \left(\frac{b}{a} - 0,3 \right)}{\psi^{1,5} \left(\frac{b}{a} + 0,7 \right)^2} \quad (2.81)$$

Παράγων διόρθωσης f_n βάσει του αριθμού των σειρών:



Εικόνα 2-12: Διορθωτικός συντελεστής f_n , (N : ο αριθμός σειρών των αυλών (σωλήνων)).

Για λίγες σειρές η διαφοροποίηση του συντελεστή συναγωγιμότητας είναι σημαντική από σειρά σε σειρά, ενώ όπως φαίνεται και από το σχήμα (Εικόνα 2-12) για 9 -10 σειρές και πλέον τείνει ασυμπτωτικά στο 1. Η ανάλυση του πίνακα για εύρεση της εξίσωσης φαίνεται στην Εικόνα 2-12.

Ο διορθωτικός συντελεστής f_n μπορεί να ληφθεί και από τον Πίνακα 2-13 [21] που παρατίθεται παρακάτω.

Πίνακας 2-13: Διορθωτικός συντελεστής υπολογισμού Nu βάσει αριθμού σειρών N στον εναλλάκτη.

Correction factor F to be used in $Nu_{D, N_{L < N}} = F Nu_D$ for $N_L > 16$ and $Re_D > 1000$ (from Zukauskas, 1987)

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
In-line	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Staggered	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

Με βάση τα παραπάνω προκύπτει:

$$\text{Για } a = \frac{S_T}{d_o} = 1,25 \text{ και } b = \frac{S_L}{d_o} = 1,0825 > 1 \text{ είναι:}$$

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4a} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,25} = 0,3717$$

$$\text{Για } A_{gi} = B L = 0,07125 \cdot 0,7 = 0,049875 \text{ m}^2 \text{ είναι:}$$

$$w_{g,\infty} = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g A_{gi}} = \frac{0,0281}{0,9651 \cdot 0,049875} = 0,5830 \text{ m/s}$$

$$\text{Για μέση θερμοκρασία ρευστού ίση με } \bar{T}_g = 91 \text{ }^\circ\text{C} \text{ είναι:}$$

$$\bar{c}_p = 1,0881 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}, \quad \lambda_g = 0,02926 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \text{ και } \mu_G = 19,46 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$$

$$w_{g,max} = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g A_{gi} \Psi} = \frac{0,0281}{0,9651 \cdot 0,049875 \cdot 0,3717} = 1,5686 \text{ m/s}$$

$$L^* = \frac{\pi}{2} d_o = \frac{\pi}{2} \cdot 0,0019 = 0,02984 \text{ m}$$

$$Re = \frac{w_{g,max} \rho_g}{\mu_G} L^* = \frac{1,5686 \cdot 0,9651}{19,46 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,02984 = 2322$$

$$Pr = \frac{\mu \bar{c}_p}{\lambda_g} = \frac{19,46 \cdot 10^{-6} \cdot 1,0881 \cdot 10^3}{0,02926} = 0,7235$$

$$Nu_{lam} = 0,664 \cdot Re^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{\frac{1}{3}} = 0,664 \cdot 2322^{\frac{1}{2}} \cdot 0,7235^{\frac{1}{3}} = 27,86$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 Re^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)} \Rightarrow$$

$$Nu_{turb} = \frac{0,037 \cdot 2322^{0,8} \cdot 0,7235}{1 + 2,443 \cdot 2322^{-0,1} \cdot (0,7235^{2/3} - 1)} = 16,88$$

Για αέρια ο διορθωτικός συντελεστής K_g είναι :

$$K_g = (\bar{T}_g/T_{wall})^{0,121} = ((91 + 273)/(63 + 273))^{0,121} = 1,01$$

(έστω σε πρώτη εκτίμηση $T_{wall} = 63 \text{ }^\circ\text{C}$) ενώ οι θερμοκρασίες είναι σε Kelvin:

$$Nu_m = 0,3 + (Nu_{lam}^2 + Nu_{turb}^2)^{0,5} K_g = 0,3 + (27,86^2 + 16,88^2)^{0,5} \cdot 1,01 \Rightarrow$$

$$Nu_m = 33,20$$

$$f_A = 1 + \frac{2}{3b} = 1 + \frac{2}{3 \cdot 1,0825} = 1,616$$

Για 10περασματα x 2σειρες = 20 σειρές αυλών από την εξίσωση προσέγγισης συνάγεται:

$$f_N = 1$$

$$Nu_{m,b} = f_A \cdot f_n \cdot Nu_m = 1,616 \cdot 1 \cdot 33,20 = 53,65$$

Οπότε, ο μέσος συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας στο εξωτερικό των αγωγών σύμφωνα με τη σχέση (2.69) είναι:

$$\alpha_G = \frac{Nu_{m,b} \lambda_G}{L^*} = \frac{53,65 \cdot 0,02926}{0,02984} = 52,6 \text{ W/m}^2\text{K}$$

2.2.7 Εκτιμήσεις μεθόδων επίλυσης.

Κάθε μία από τις τρεις διαφορετικές μεθόδους επίλυσης δίνει μια εκτίμηση του μέσου συντελεστή θερμικής συναγωγής της εξωτερικής ροής α_G , για τον οποίο οι τιμές παρουσιάζονται στον Πίνακα 2-14.

Πίνακας 2-14: Τιμές του μέσου συντελεστή θερμικής συναγωγής του εξωτερικού ρεύματος (καυσαέρια) α_G (W/m²K).

Μέθοδος επίλυσης	A - Zukauskas (με συντελεστές C,m)	B - Εξίσωση Brandt με συντελεστή ροής μάζας	Γ – VDI Heat ATLAS Συνδυασμός. Nu,lm και Nu,turb για δέσμη σωλήνων
Αποτέλεσμα α_G (W/m²K)	76,52	60,72	52,6

Η τιμή της A μεθόδου είναι περίπου 50% υψηλότερη από εκείνη της Γ μεθόδου, ο κύριος λόγος που παρατηρείται τέτοια απόκλιση σε σχέση με την επιλογή της μεθόδου είναι η αβεβαιότητα των εξισώσεων υπολογισμού του Num όταν οι ροές είναι με Re μέσα στη ζώνη μετάβασης από στρωτή σε τυρβώδη. Θα επιλεγεί από τις τρεις η μέθοδος Γ που αναφέρεται στον VDI – Heat ATLAS, διότι λαμβάνει υπόψη το στρωτό και τυρβώδες μέρος της ροής με ξεχωριστούς υπολογισμούς, ενώ επιπλέον η τιμή που δίνει είναι η πιο συντηρητική εκ των τριών.

Η μέθοδος Γ επομένως επελέγη να αυτοματοποιηθεί και στον αλγόριθμο στο Excel για τους υπολογισμούς που αφορούν στον συντελεστή α_G .

2.2.8 Ολικός συντελεστής θερμοπερατότητας μετάδοσης θερμότητας U_o .

Μετά την επιλογή της μεθόδου και επομένως της τιμής του α_G που θα χρησιμοποιηθεί μπορεί να υπολογιστεί ο ολικός συντελεστής θερμοπερατότητας μετάδοσης θερμότητας U_o .

Ο ολικός συντελεστής θερμοπερατότητας μετάδοσης θερμότητας προκύπτει από τη σχέση (2.25)⁵ :

$$U_o = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \alpha_w} + \frac{d_o}{d_i} R_{f,i} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2 \lambda} + R_{f,o} + \frac{1}{\alpha_g}}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{0,019}{0,016 \cdot 1227,6} + \frac{0,019}{0,016} \cdot 0,00035 + \frac{0,019 \cdot \ln(0,019/0,016)}{2 \cdot 14,6} + 0,00088 + \frac{1}{33,21}}$$

$$= 48,42 \frac{W}{m^2K}$$

2.2.9 Επαναληπτικός προσδιορισμός για το μήκος L των αυλών.

Ξεκινώντας τον προσδιορισμό των σχεδιαστικών χαρακτηριστικών για τον εναλλάκτη προσδιορίστηκε η επιθυμητή μεταφορά θερμότητας (βάσει της εκτίμησης για την αποτελεσματικότητα «ε» του εναλλάκτη) $Q = 4913W$. Επιπλέον, κατά την εφαρμογή όλων των μεθόδων έγινε μια παραδοχή για το μήκος των αυλών: $L=0,7m$.⁶

⁵ Λαμβάνεται υπόψη η ρύπανση (επικαθίσεις) εσωτερικά και εξωτερικά των αγωγών επειδή η ρύπανση επηρεάζει σημαντικά την θερμική αντίσταση των επιφανειών και συνεπώς και την τιμή του U_o . Ενδεικτικές τιμές των θερμικών αντιστάσεων λόγω επικαθίσεων και σχετική αναφορά στην επίδραση της ρύπανσης θα γίνει σε επόμενη ενότητα.

⁶ Πρακτικά, γίνεται μία παραδοχή για την εκτιμώμενη θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου και μία παραδοχή για την εξωτερική επιφάνεια των αυλών A_o μέσω του L που επιλέχτηκε.

Το L , όμως, που ελήφθη ως παραδοχή δίνει μια εκτιμώμενη επιφάνεια $A_o(L)$, η οποία σε συνδυασμό με το $U_o(L)$ που προσδιορίστηκε και το ΔT_{lm} και από τη σχέση (2.24) δίνει την υπολογιζόμενη ποσότητα μεταφερόμενης θερμότητας $Q(L)$.

$$A_o(L) = L \text{παραδοχής} \cdot d_o \cdot \pi \cdot n = 0,7 \cdot 0,019 \cdot \pi \cdot 50 = 2,089 \text{ m}^2$$

Όπου: L παραδοχής: το μήκος αυλών που έχει επιλεγεί.

n : ο συνολικός αριθμός αυλών στον εναλλάκτη.

d_o : η εξωτερική διάμετρος των αυλών.

$$Q(L) = U_o(L) A_o(L) \Delta T_{lm} F = 48,42 \cdot 2,089 \cdot 30,14 \cdot 1 = 3048,7W$$

Η μεταφερόμενη αυτή θερμότητα απέχει αρκετά από την αρχικά προσδιορισμένη ως $Q_g = 4913W$.

Για τη σύγκλιση των δύο τιμών εφαρμόζεται επαναληπτική διαδικασία προσέγγισης μεταβάλλοντας την εκτίμηση του L μέχρι το $\Delta(Q_g \text{ αρχικό} - Q(L))$ να γίνει σχεδόν μηδέν. Η αναζήτηση δηλαδή της επαναληπτικής διαδικασίας θα είναι για το L εκείνο για το οποίο θα επιτευχθεί η αρχικά επιθυμητή μεταφορά θερμότητας.

Η επιλογή του L ως παράμετρο μεταβαλλόμενη οφείλεται σε δύο βασικούς λόγους, στην ευκολία της επιλογής του και ως φυσικό χαρακτηριστικό της κατασκευής (εύκολα κόβονται σωλήνες στο επιθυμητό μήκος) και επιπλέον διότι αποτελεί βασικό παράγοντα προσδιορισμού του κόστους.

Εκτελώντας επαναλήψεις προκύπτουν:

Μήκος ανά αυλό L_{tube} :

$$L_{tube} = 1,885 \text{ m/αυλό}$$

Για $n=50$ σωλήνες, προκύπτει συνολικό μήκος αυλών, $L_{total} = L$:

$$L_{total} = n * L_{tube} = 50 * 1,885 = 94,26 \text{ m}$$

και τελικά για το A_o :

$$A_o = L_{total} * \pi * d_o = 94,26 * \pi * 0,019 = 5,626 \text{ m}^2$$

Αντίστοιχα τελικό U_o :

$$U_o = 28,97 \frac{W}{m^2K} \text{ και } \alpha_g = 30,42 \frac{W}{m^2K}.$$

Η πτώση στο α_g και επομένως στο U_o (το α_g είναι στην εξεταζόμενη περίπτωση η κύρια αντίσταση που προσδιορίζει το U_o) είναι αναμενόμενη εφόσον με την αύξηση του L μεγάλωσε σημαντικά η επιφάνεια πρόσπτωσης της ροής του καυσαερίου, συνεπώς μικρότερες ταχύτητες και τηρουμένων σταθερών των υπολοίπων παραμέτρων, μικρότερο α_g , όπως θα φανεί και από τα διαγράμματα στην ενότητα ανάλυσης των παραμέτρων.

Έλεγχος και διόρθωση της θερμοκρασίας αναφοράς.

Για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του καυσαερίου (δυναμικό ιξώδες και συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας) που συμμετέχουν στον υπολογισμό του συντελεστή θερμικής συναγωγής στην εξωτερική επιφάνεια των σωλήνων και στις τρεις μεθόδους αναφέρεται ότι λαμβάνονται στην τιμή της μέσης θερμοκρασίας του καυσαερίου.

Η μέθοδος που επιλέχθηκε περιλαμβάνει ένα διορθωτικό συντελεστή για την επίδραση της διαφοράς θερμοκρασίας, ο οποίος στην περίπτωση αερίου ρευστού δίδεται από το λόγο $K_g = (\bar{T}_g/T_{wall})^{0,121}$.

Η υπολογιζόμενη πλέον θερμοκρασία του εξωτερικού τοιχώματος των αυλών προκύπτει από το Q που υπολογίστηκε :

$$Q = \alpha_g A_o (\bar{T}_g - T_{wall,o}) = U_o A_o \Delta T_{lm} \Rightarrow T_{wall,o} = \bar{T}_g - \frac{U_o}{\alpha_g} \Delta T_{lm} \Rightarrow$$

$$T_{wall} = 62,27 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Η απόκλιση από την αρχική επιλεγθείσα τιμή των 63°C δεν είναι μεγάλη. Σε αντίθετη περίπτωση θα πρέπει να εκτελεστεί εκ νέου διαδικασία επαναλήψεων για το L με νέα εκτίμηση της T_{wall} έως ότου και η διαφορά θερμοκρασιών υπολογιζόμενης και εκτιμώμενης T_{wall} να είναι πολύ μικρή.

Η διαφοροποίηση στο συντελεστή K_g της επιλεγμένης μεθόδου είναι της τάξης του 0,2% σε σχέση με την αρχική τιμή για το K_g , η οποία είναι ελάχιστη και δεν επιβάλλει επιπλέον επαναληπτική διαδικασία για το L.^{7 8}

2.3 Υπολογισμοί μεταφοράς θερμότητας στο μερικό φορτίο ($\Delta\theta$ νερού: 40-60°C)

Κατά το μεγαλύτερο διάστημα η λειτουργία ενός λέβητα στην κλίμακα και στην περίπτωση που εξετάζεται, πραγματοποιείται στο μερικό φορτίο. Οι συνθήκες λειτουργίας επομένως μεταβάλλονται και η σημαντικότερη από αυτές, όσο αναφορά την επίδραση που έχει στη λειτουργία του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας, είναι η αλλαγή του θερμοκρασιακού εύρους του κυκλοφορούντος νερού.

Στη λειτουργία του λέβητα που εξετάζεται, στο μερικό φορτίο, χωρίς εναλλάκτη, παρατηρείται από τα δεδομένα μια μικρή μεταβολή στην ωφέλιμη θερμότητα από 58kw σε 57,7kw και μια μικρή μεταβολή στο βαθμό απόδοσης από 88,7% σε 88,2%. Ενώ η θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από το λέβητα αλλάζει από 222,5°C σε 213°C. Τα μετρούμενα μεγέθη φαίνονται στον Πίνακα 2-15

Όπως προέκυψε και από τον υπολογισμό της μεταφοράς θερμότητας στο ονομαστικό φορτίο, η ταχεία κυκλοφορία του νερού σε σχέση με τη ροή του καυσαερίου κρατούν τη θερμοκρασία του

⁷ Στην αυτοματοποιημένη διαδικασία δεν είναι γνωστές οι διαφορές θερμοκρασίας που θα προκύψουν για το T_{wall} επομένως, εκτελείται στην εφαρμογή κανονικά επαναληπτική διαδικασία για το T_{wall} και επαναλαμβάνεται ο προσδιορισμός του L.

⁸ Το μήκος ανά αυλό που υπολογίστηκε, είναι εκτός ορίων, όπως θα φανεί και στην ενότητα των παραμετρικών ελέγχων. Η χρήση του θα εξακολουθήσει κανονικά στη συνέχεια των υπολογισμών μέχρι την απόρριψή του στους ελέγχους.

εξωτερικού τοιχώματος των αυλών κοντά στη θερμοκρασία του νερού. (Για το εύρος 60-80°C του νερού η θερμοκρασία τοιχώματος στην εξεταζόμενη περίπτωση ήταν στους 62,27°C).

Πίνακας 2-15: Συνθήκες λειτουργίας λέβητα σε μερικό φορτίο.

Δεδομένα Μεγέθη	Μονάδα	Τιμή
Μετρούμενα μεγέθη στο Ονομαστικό Φορτίο.		
Άμεσος Διορθωμένος Βαθμός απόδοσης (για μέση θερμοκρασία νερού αναφοράς στο λέβητα 70 °C)	%	88,2
Ωφέλιμη Θερμική Ισχύς (για μέση θερμοκρασία νερού αναφοράς στο λέβητα 70 °C)	kW	57,7
Συγκέντρωση καυσαερίου		
Συγκέντρωση O ₂	Vol-%	3,209
Θερμοκρασίες και περιβάλλον		
Θερμοκρασία καυσαερίου	°C	213
Θερμοκρασία εξόδου νερού λέβητα	°C	60
Θερμοκρασία εισόδου νερού λέβητα	°C	40
Θερμοκρασία χώρου	°C	10
Βαρομετρική πίεση	Bar	1,013
Σχετική υγρασία αέρα	%	50

Στην περίπτωση όμως του μερικού φορτίου όπου η θερμοκρασία του τοιχώματος ελαττώνεται ακόμα περισσότερο (στην περιοχή των 40-50°C) παρατηρείται πλέον το φαινόμενο της συμπύκνωσης των υδρατμών όταν το θερμό καυσαέριο έρχεται σε επαφή με το «ψυχρό» εξωτερικό τοίχωμα των αυλών.

Επομένως, συμβαίνει ταυτόχρονα μεταφορά θερμότητας και μάζας παρουσία αδρανών αερίων (τα υπόλοιπα καυσαέρια που δεν συμπυκνώνονται). Τα φαινόμενα αυτά κατά τη συμπύκνωση αυξάνουν τη θερμότητα που ανακτάται από τον εναλλάκτη εφόσον στην μεταφορά της αισθητής

θερμότητας (sensible heat) έρχεται να προστεθεί και η λανθάνουσα θερμότητα (latent heat) που εκλύεται κατά τη συμπύκνωση των υδρατμών καθώς και η μεταφορά της θερμότητας από την ίδια τη μάζα που συμπυκνώνεται.

Για τον υπολογισμό της ανακτώμενης θερμότητας έχει επιλεγεί η μεθοδολογία που αναλύεται στο VDI-Heat Atlas ⁹ για την περίπτωση συμπύκνωσης ατμού παρουσία αδρανών αερίων [20]. Η μέθοδος εφαρμόζεται στη συνέχεια και έχει ενσωματωθεί στους αυτοματοποιημένους υπολογισμούς, ενώ η επαναληπτική διαδικασία υπολογισμού είναι βασικό στοιχείο της.

Η συγκεκριμένη μεθοδολογία τροποποιείται, έτσι ώστε χρησιμοποιώντας τα δεδομένα που προέκυψαν από την ανάλυση στο ονομαστικό φορτίο, γνωστή επιφάνεια, μήκος αυλών και γεωμετρικά χαρακτηριστικά, να προσδιοριστεί η θερμότητα που μεταφέρεται τελικά στο ρεύμα του νερού καθώς και το ποσοστό συμπύκνωσης που επιτυγχάνεται στον εναλλάκτη κατά τη λειτουργία στο μερικό φορτίο.

Σημαντικό είναι να επισημανθεί, ότι η μέθοδος που χρησιμοποιείται από το VDI-Heat Atlas αναφέρεται σε συμπύκνωση καθαρού υδρατμού παρουσία αδρανών αερίων. Όμως, όπως φάνηκε και από την ανάλυση των καυσαερίων στους υπολογισμούς της καύσης προκύπτει η παρουσία θεικού οξέος H_2SO_4 του οποίου το όξινο σημείο δρόσου είναι αρκετά υψηλότερο των $48^\circ C$ του υδρατμού (έχει προσδιορισθεί περίπου στους $125^\circ C$).

Στην πραγματικότητα επομένως τα καυσαέρια μόλις εισέρχονται στον εναλλάκτη έρχονται σε επαφή με την εξωτερική επιφάνεια των αυλών που βρίσκεται σε θερμοκρασία πιθανόν μεγαλύτερη του σημείου δρόσου των υδρατμών αλλά αρκετά χαμηλότερη του όξινου σημείου δρόσου του H_2SO_4 . Επομένως γίνεται έναρξη της συμπύκνωσης του οξέος απευθείας με την είσοδο του καυσαερίου στον εναλλάκτη.

Στην ανάλυση της εξεταζόμενης περίπτωσης δε γίνεται αναφορά στη συμπύκνωση και την εύρεση του ρυθμού συμπύκνωσης του H_2SO_4 σε κάθε τμήμα, παρόλο που συμβαίνει παράλληλα με τη συμπύκνωση του υδρατμού. Τρεις βασικοί λόγοι για την απλοποίηση αυτή είναι: α) η επιλογή του ανοξειδώτου χάλυβα 316L ως υλικού για τους αυλούς, β) η πολύ μικρή περιεκτικότητα σε H_2SO_4 που προκύπτει από το καύσιμο και την περίσσεια αέρα και γ) η αμελητέα προσφορά λανθάνουσας θερμότητας από τη συμπύκνωση του H_2SO_4 σε σχέση με την αντίστοιχη από τον υδρατμό.

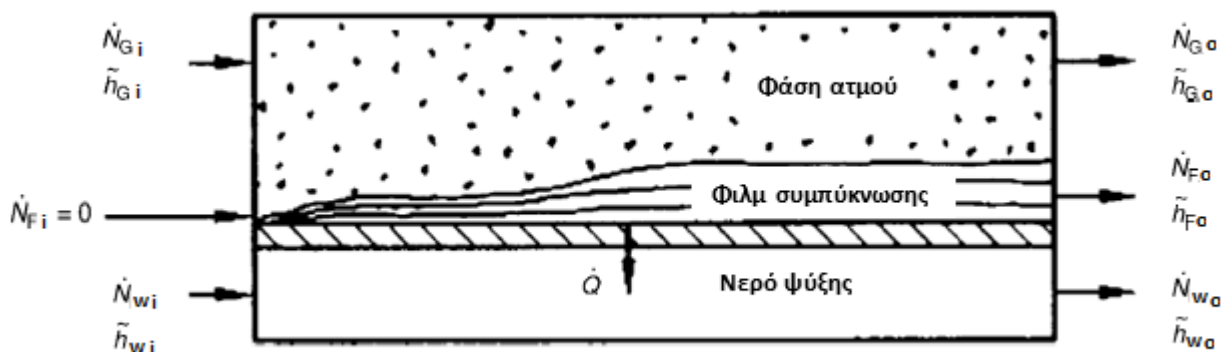
Επειδή η μεταβολή στο ποσό της μεταφερόμενης θερμότητας στον εναλλάκτη είναι πολύ μικρή δεχόμενη την απλοποίηση για το λόγο αυτό επιλέχθηκε το συγκεκριμένο μοντέλο υπολογισμών (συμπύκνωση καθαρού ατμού παρουσία αδρανών αερίων).

⁹ Εναλλακτικά σε μελέτες χρησιμοποιείται η μέθοδος με χρήση της εξίσωσης των Colburn και Hougen για υπολογισμό της μεταφερόμενης θερμότητας κατά τη συμπύκνωση υδρατμών παρουσία αδρανών αερίων [23]

Ο υπολογισμός της συμπύκνωσης και της συγκέντρωσης ανά τμήμα του H_2SO_4 είναι σημαντικός στην περίπτωση υψηλής συγκέντρωσης οξέος ή κατά τη μελέτη του ρυθμού διάβρωσης των αυλών από απλό χάλυβα με σκοπό τον προσδιορισμό της περιόδου αντικατάστασής τους.

2.3.1 Συμπύκνωση υδρατμού παρουσία αδρανών αερίων.

Οι εξισώσεις που περιγράφουν τη διαδικασία της συμπύκνωσης απορρέουν από τις εξισώσεις ισολογισμού μάζας, σύστασης και ενέργειας για την υγρή και αέρια φάση σε συνδυασμό με τα θεωρήματα για την μεταφορά θερμότητας και μάζας.



Εικόνα 2-13: Τμήμα συμπυκνωτή με παράλληλη ψυχρή ροή.

Για την επιφάνεια που παρουσιάζεται στην Εικόνα 2-13, το ισοζύγιο μάζας **συνολικά** στο τμήμα δίνεται από τη σχέση

$$\dot{N}_{Gi} - \dot{N}_{Go} = \dot{N}_{Fo} \quad (2.82)$$

Όπου: \dot{N}_{Gi} : η μοριακή ροή (mol/s) του καυσαερίου στην είσοδο του τμήματος.

\dot{N}_{Go} : η μοριακή ροή (mol/s) του καυσαερίου στην έξοδο του τμήματος.

\dot{N}_{Fo} : η μοριακή ροή (mol/s) του συμπυκνώματος στην έξοδο του τμήματος.

Αντίστοιχα για το ισοζύγιο ενέργειας για τη φάση συμπύκνωσης και το ψυχρό ρεύμα νερού :

$$\dot{N}_{Gi} \tilde{h}_{Gi} - \dot{N}_{Go} \tilde{h}_{Go} = \dot{N}_{Fo} \tilde{h}_{Fo} + \dot{Q} \quad (2.83)$$

$$\dot{Q} = \dot{N}_W (\tilde{h}_{Wi} - \tilde{h}_{Wo}) \quad (2.84)$$

Όπου: \tilde{h}_{Gi} : η μοριακή ενθαλπία (J/mol) του καυσαερίου στην είσοδο του τμήματος.

\tilde{h}_{Go} : η μοριακή ενθαλπία (J/mol) του καυσαερίου στην έξοδο του τμήματος.

\tilde{h}_{Fo} : η μοριακή ενθαλπία (J/mol) του συμπυκνώματος στην έξοδο του τμήματος.

\tilde{h}_{Wi} : η μοριακή ενθαλπία (J/mol) του νερού στην είσοδο του τμήματος.

\tilde{h}_{Wo} : η μοριακή ενθαλπία (J/mol) του νερού στην έξοδο του τμήματος.

\dot{Q} : η προσδιδόμενη θερμική ισχύ στο ψυχρό ρεύμα του νερού (W).

\dot{N}_W : η μοριακή ροή (mol/s) του νερού στην είσοδο του εναλλάκτη.

Με τη θεώρηση ότι δεν υπάρχει απορρόφηση ενέργειας κατά την ανάμειξη (ιδανική συμπεριφορά), είναι δυνατόν να κανονικοποιηθούν οι ενθαλπίες για κάθε συστατικό σε τιμή 0 στους 0°C, στην υγρή μορφή. Οπότε:

$$\tilde{h}_F = \tilde{c}_{pF} T_F \quad (2.85)$$

$$\tilde{h}_G = \Delta\tilde{h}_V(0^\circ C) + \tilde{c}_{pG} T_G \quad (2.86)$$

$$\Delta\tilde{h}_V(T) = \Delta\tilde{h}_V(0^\circ C) + (\tilde{c}_{pG} - \tilde{c}_{pF}) T \quad (2.87)$$

$$\Delta\tilde{h}_V(T) = \tilde{h}_G(T) - \tilde{h}_F(T), \quad \text{ενθαλπία ατμοποίησης} \quad (2.88)$$

Όπου: \tilde{c}_{pF} : η ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα (J/mol K) του συμπυκνώματος.

\tilde{c}_{pG} : η ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα (J/mol K) του καυσαερίου.

$\Delta\tilde{h}_V(T)$: η μοριακή ενθαλπία (J/mol) ατμοποίησης.

Οι θερμοκρασίες είναι σε (°C)

Από την εξίσωση (2.83) προκύπτει :

$$\dot{Q} = \dot{N}_{Gi} \tilde{c}_{pG} (T_{Gi} - T_{Go}) + (\dot{N}_{Gi} - \dot{N}_{Go}) \Delta \tilde{h}_V(T_{Go}) + \dot{N}_{Fo} \tilde{c}_{pF} (T_{Go} - T_{Fo}) \quad (2.89)$$

Η συνολική ροή θερμότητας \dot{Q} που θα μεταφερθεί στο ψυχρό ρευστό προέρχεται από την ψύξη του καυσαερίου από θερμοκρασία εισόδου T_{Gi} στη θερμοκρασία εξόδου (του τμήματος) T_{Go} , από τη συμπύκνωση του ατμού θερμοκρασίας T_{Go} και την υπόψυξη του φιλμ συμπύκνωσης σε θερμοκρασία T_{Fo} (η θερμοκρασία του φιλμ μειώνεται από την είσοδο προς την έξοδο του τμήματος).

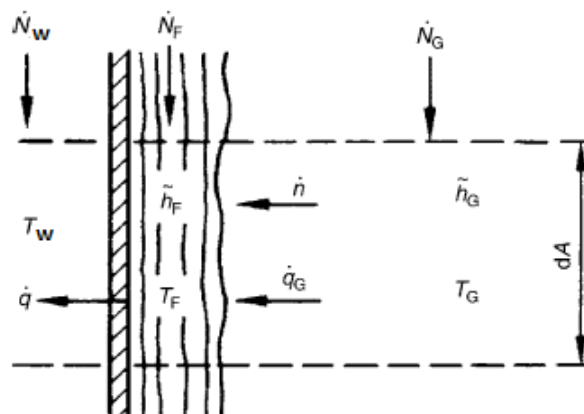
Αντίστοιχα, η σχέση που περιγράφει την ενεργειακή αύξηση του ψυχρού ρευστού:

$$\dot{Q} = \dot{N}_w \tilde{c}_{pw} (T_{wo} - T_{wi}) \quad (2.90)$$

Όπου: \tilde{c}_{pw} : η ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα (J/mol K) του ψυχρού ρευστού (νερό).

T_{wo}, T_{wi} : οι θερμοκρασίες εξόδου και εισόδου του νερού στο τμήμα του εναλλάκτη (συμπυκνωτή).

Απομονώνεται ένα στοιχειώδες τμήμα της επιφάνειας και μελετώνται οι εξισώσεις ισολογισμού ενέργειας και μάζας για το στοιχειώδες αυτό τμήμα. (Εικόνα 2-14) Με θεώρηση για φιλμ συμπύκνωσης ενός συστατικού και σταθερού πάχους και στοιχειώδη επιφάνεια dA προκύπτουν:



Εικόνα 2-14: Τοπικές (στοιχειώδεις) ροές μάζας, ενέργειας και σύσταση.

Ισολογισμός μάζας (Εικόνα 2-14):

$$\dot{N}_G = \dot{N}_{G1} + \dot{N}_{G2} \quad (2.91)$$

$$\dot{N}_F = \dot{N}_{F1} + \dot{N}_{F2} \quad (2.92)$$

$$\dot{n} = \dot{n}_1 + \dot{n}_2 \quad (2.93)$$

$$d\dot{N}_G - \dot{n} dA = 0 \quad (2.94)$$

$$d\dot{N}_{G1} - \dot{n}_1 dA = 0 \quad (2.95)$$

$$d\dot{N}_F - \dot{n} dA = 0 \quad (2.96)$$

$$d\dot{N}_{F1} - \dot{n}_1 dA = 0 \quad (2.97)$$

Όπου: Με δείκτη **1** γίνεται αναφορά στον ατμό και με δείκτη **2** γίνεται αναφορά στο αδρανές καυσαέριο.

\dot{n} : η μοριακή ροή που συμπυκνώνεται τοπικά (mol/s m²).

\dot{N}_{G1} : η μοριακή ροή του ατμού στο καυσαέριο (mol/s).

\dot{N}_{G2} : η μοριακή ροή του αδρανούς καυσαερίου (mol/s).

\dot{N}_F : η μοριακή ροή του συμπυκνώματος (mol/s), εδώ ($=\dot{N}_{F1}$).

Στην εξεταζόμενη περίπτωση δεν υπάρχει δεύτερο συστατικό προς συμπύκνωση οπότε: ($\dot{n} = \dot{n}_1$) και ($\dot{N}_F = \dot{N}_{F1}$).

Ισολογισμός ενέργειας (Εικόνα 2-14):

$$d(\dot{N}_G \tilde{h}_G) + \dot{q}_G dA + \dot{n} \tilde{h}_G dA = 0 \quad (2.98)$$

$$d(\dot{N}_F \tilde{h}_F) + \dot{q} dA - \dot{q}_G dA - \dot{n} \tilde{h}_G dA = 0 \quad (2.99)$$

Όπου: $d(\dot{N}_G \tilde{h}_G)$: η τοπική μεταβολή της ενέργειας του καυσαερίου (W).

$\dot{q}_G dA$: η τοπική μεταφορά θερμότητας προς το φιλμ (W).

$\dot{n} \tilde{h}_G dA$: η τοπική μεταφορά ενέργειας από την ροή μάζας προς το φιλμ (W).

$\dot{q} dA$: η τοπική ροή θερμότητας από το φιλμ προς το ψυχρό ρευστό (νερό) (W).

Από τη σύνδεση των εξισώσεων μάζας κα ενέργειας προκύπτουν οι βασικές εξισώσεις:

$$\dot{N}_G \tilde{c}_{pG} \frac{dT_G}{dA} + \dot{q}_G - \dot{n} \tilde{c}_{pG} (T_G - T_F) = 0 \quad (2.100)$$

$$\dot{N}_F \tilde{c}_{pF} \frac{dT_F}{dA} + \dot{q} - \dot{q}_G - \dot{n} \Delta \tilde{h}_V (T_F) = 0 \quad (2.101)$$

Όπου: T_F : η τοπική θερμοκρασία στην επιφάνεια συμπύκνωσης ($^{\circ}C$).

2.3.2 Σχέσεις μεταφοράς θερμότητας και μάζας.

Η ροή θερμότητας \dot{q} που μεταφέρεται τοπικά προς το ψυχρό νερό δίνεται από:

$$\dot{q} = k' (T_F - T_w) \quad (2.102)$$

Όπου: \dot{q} : η τοπική ροή θερμότητας ανά m^2 από το φιλμ προς το ψυχρό ρευστό (νερό).

T_F : η τοπική θερμοκρασία στην επιφάνεια του φιλμ συμπύκνωσης ($^{\circ}C$).

T_w : η μέση θερμοκρασία στο ρεύμα του ψυχρού νερού ($^{\circ}C$).

k' : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από το φιλμ μέχρι το νερό ($W/m^2 K$).

Για τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας k' στην περίπτωση αυλών όπως στην εξεταζόμενη περίπτωση:

$$\frac{1}{k' A_{eff}} = \left(\frac{1}{a_w} + R_{f,i} \right) \frac{1}{A_i} + R_{wall} + \frac{1}{\alpha_f A_o} \quad (2.103)$$

Όπου: A_{eff} : η ενεργή επιφάνεια θεωρούμενη ίση με A_o .

A_o : η εξωτερική επιφάνεια των αυλών.

A_i : η εσωτερική επιφάνεια των αυλών.

$R_{f,i}$: η θερμική αντίσταση λόγω επικαθίσεων στην εσωτερική επιφάνεια των αυλών.

R_{wall} : η θερμική αντίσταση του τοιχώματος των αυλών.

a_w : ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή για το νερό.

α_f : ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για το φιλμ συμπυκνώματος που δημιουργείται στην εξωτερική επιφάνεια των αυλών (όπως υπολογίζεται για συμπύκνωση σε φιλμ, θερμού ρεύματος από καθαρό ατμό). [22]

$$\alpha_f = 0,728 \left[\frac{\rho_w^2 g \Delta h_v \lambda_w^3}{\mu_w (T_{wall} - T_w) d_o} \right]^{1/4} \quad (2.104)$$

Η θερμική αντίσταση του τοιχώματος ως συνάρτηση της εσωτερικής και εξωτερικής διαμέτρου καθώς και του μήκος και της θερμικής αγωγιμότητας του υλικού του τοιχώματος προκύπτει από:

$$R_{wall} = \frac{\ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2\pi \lambda_{wall} L} \quad (2.105)$$

Η θερμική αντίσταση εξαιτίας των επικαθίσεων θα μπορούσε να παραλειφθεί στην περίπτωση καθαρού επεξεργασμένου νερού. Στα κυκλώματα νερού της θέρμανσης κτιρίων όμως, το νερό επανακυκλοφορεί χωρίς καμία επεξεργασία και οι επικαθίσεις πρέπει να ληφθούν υπόψη.

Η θερμική αντίσταση εξαιτίας του φιλμ συμπύκνωσης λόγω της υψηλής τιμής του a_f και του πολύ μικρού πάχους του φιλμ μπορεί να παραληφθεί δεδομένου ότι στην εξεταζόμενη περίπτωση η συνεισφορά της στη συνολική θερμική αντίσταση είναι της τάξης του 1-3% [11] [23], στην παρούσα ανάλυση ενσωματώνεται υπολογιστικά, με τη χρήση ενός συντελεστή διόρθωσης του 3% στον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας από το φιλμ μέχρι το νερό (k') [20].

Επίσης λόγω του πολύ μικρού πάχους του φιλμ συμπύκνωσης λαμβάνεται ως εξωτερική διάμετρος αναφοράς η εξωτερική διάμετρος των αυλών $A_{eff} = A_o$. [23]

Επομένως για το k' :

$$\frac{1}{k'} = \left(\frac{1}{a_w} + R_{f,i} \right) \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_o \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2\lambda_{wall}} \quad (2.106)$$

Η **ροή θερμότητας** \dot{q}_G που μεταφέρεται από το καυσαέριο είναι σύμφωνα με την κινητική θεωρία της συνδυασμένης μεταφοράς θερμότητας και μάζας:

$$\dot{q}_G = a_g E_T (T_G - T_F) \quad (2.107)$$

Όπου: \dot{q}_G : η τοπική ροή θερμότητας ανά m^2 από το καυσαέριο προς το συμπύκνωμα.

a_g : ο συντελεστής θερμικής συναγωγής του καυσαερίου ($W/m^2 K$) (όπως υπολογίστηκε και στην ενότητα για το πλήρες φορτίο αλλά με αναγωγή στο στοιχειώδες τμήμα dA).

T_F : η τοπική θερμοκρασία στην επιφάνεια του φιλμ συμπύκνωσης ($^{\circ}C$).

T_G : η μέση θερμοκρασία στο ρεύμα του θερμού καυσαερίου ($^{\circ}C$).

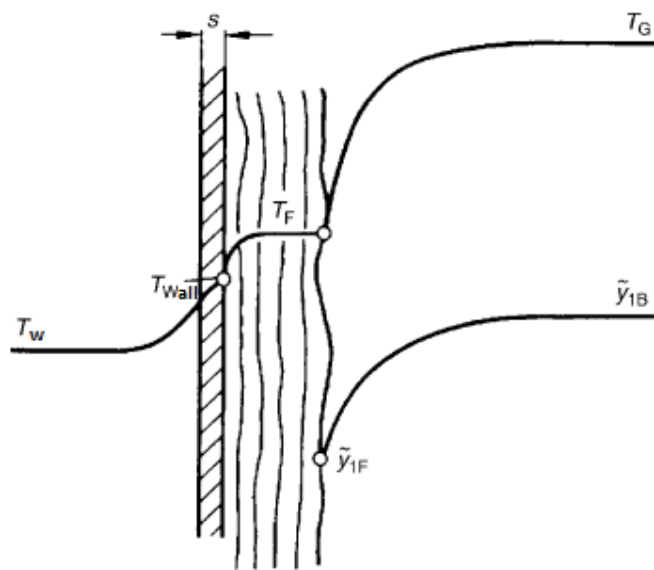
E_T : ο συντελεστής διόρθωσης του Ackerman, ο οποίος αφορά στη μεταφορά μάζας που συμβαίνει παράλληλα με τη μεταφορά θερμότητας.

$$E_T = \frac{\Phi_T}{1 - \exp(-\Phi_T)} \quad (2.108)$$

$$\text{Η αδιάστατη ροή μάζας: } \Phi_T = \frac{\dot{n} \tilde{c}_{pG}}{a_g} \quad (2.109)$$

Στην περίπτωση συμπύκνωσης καθαρού υδρατμού παρουσία αδρανών αερίων, όπως στην εξεταζόμενη περίπτωση, η αντίσταση στη μεταφορά μάζας εμφανίζεται μόνο στη μεριά των καυσαερίων καθώς για το φιλμ συμπύκνωσης έχει γίνει θεώρηση ότι αποτελείται από ένα μόνο συστατικό (τον συμπυκνωμένο ατμό).

Η ροή μάζας που συμπυκνώνεται τοπικά καθορίζεται από τον βαθμό μεταβολής της συγκέντρωσης του ατμού από την κυρίως μάζα του καυσαερίου έως την επιφάνεια του φιλμ συμπύκνωσης όπως φαίνεται και στο σχήμα (Εικόνα 2-15).



Εικόνα 2-15: Προφίλ θερμοκρασίας και συγκέντρωσης πάνω και κοντά φιλμ συμπύκνωσης.

Έχοντας μόνο τον ατμό που συμπυκνώνεται (δείκτης **1**) και το αδρανές αέριο (δείκτης **2**):

$$\dot{n} = n_G \beta_G \ln \left(\frac{1 - \tilde{y}_{1F}}{1 - \tilde{y}_{1B}} \right) \quad (2.110)$$

Όπου: \dot{n} : η μοριακή ροή που συμπυκνώνεται τοπικά (mol/s m^2), στην εξεταζόμενη περίπτωση ($\dot{n} = \dot{n}_1$).

n_G : η μοριακή πυκνότητα (mol/m^3) του καυσαερίου.

β_G : ο συντελεστής μεταφορά μάζας του καυσαερίου (m/s).

\tilde{Y}_{1F} : η μοριακή αναλογία του ατμού στην θέση της επιφάνειας του φιλμ (Εικόνα 2-15).

\tilde{Y}_{1B} : η μοριακή αναλογία του ατμού στην κυρίως μάζα του καυσαερίου (Εικόνα 2-15).

Ο συντελεστής μεταφοράς μάζας β_G προκύπτει από εξισώσεις ίδιας μορφής με αυτές για τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας a_g , εάν αντικατασταθούν οι αριθμοί Nusselt και Prandtl με τους αριθμούς Sherwood (Sh) και Schmidt (Sc).

Σε αυτή την αναλογία σχέσεων βασίζεται και η σχέση του Lewis, μιας προσέγγισης σύνδεσης της μεταφοράς θερμότητας και μάζας στην αέρια φάση.

$$a_g = n_G \beta_G \tilde{c}_{pG} Le^{0,6} \quad (2.111)$$

όπου Le : ο αριθμός Lewis

$$Le = \frac{\kappa_g}{\delta_g} = \frac{\lambda_g}{n_G \tilde{c}_{pG} \delta_g} \quad (2.112)$$

Όπου: κ_g : ο συντελεστής θερμικής διαχυσιμότητας του καυσαερίου.

δ_g : ο συντελεστής διαχυσιμότητας μάζας του υδρατμού-καυσαερίου (D_{H_2O-gas}).

Για τον προσδιορισμό του συντελεστή μεταφοράς μάζας από τη σχέση αναλογίας του Lewis θα πρέπει να καταρτηθεί η σχέση υπολογισμού του Le_{H_2O-gas} . Ο συντελεστής αυτός θα προκύψει εκμεταλλευόμενος το γεγονός ότι στα αέρια υπάρχει ένας ισχυρός συσχετισμός στους συντελεστές διάχυσης μάζας και θερμότητας. Έτσι από μια γνωστή αναλογία (πχ. Υδρατμού στον αέρα, μπορεί να εκτιμηθεί ο συντελεστής για τον υδρατμό στο καυσαέριο) [23]:

$$Le_{H_2O-gas} \approx Le_{H_2O-air} \quad (2.113)$$

$$\frac{D_{H_2O-gas}}{\kappa_g} \approx \frac{D_{H_2O-air}}{\kappa_{air}} \Rightarrow D_{H_2O-gas} = D_{H_2O-air} \frac{\kappa_g}{\kappa_{air}} \quad (2.114)$$

Όπου: κ_g : ο συντελεστής θερμικής διαχυσιμότητας του καυσαερίου.

κ_{air} : ο συντελεστής θερμικής διαχυσιμότητας του αέρα.

D_{H_2O-gas} : ο συντελεστής διαχυσιμότητας μάζας του υδρατμού στο καυσαέριο.

$D_{H_2O=air}$: ο συντελεστής διαχυσιμότητας μάζας του υδρατμού στον αέρα.

Οι συντελεστές θερμικής διαχυσιμότητας υπολογίζονται από τις σχέσεις που έχουν αναπτυχθεί για τον αέρα και το καυσαέριο¹⁰ ενώ για το συντελεστή διαχυσιμότητας μάζας του υδρατμού στον αέρα [11] [24] :

$$D_{H_2O-air} = 6,057 \cdot 10^{-6} + 4,055 \cdot 10^{-8} T + 1,15 \cdot 10^{-10} T^2 - 3,367 \cdot 10^{-14} T^3 \left(\frac{m^2}{s} \right) \quad (2.115)$$

Όπου: T : η θερμοκρασία σε Kelvin.

Η ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα, η πυκνότητα και η θερμική αγωγιμότητα του καυσαερίου υπολογίζονται σε θερμοκρασία αναφοράς :

$$T_{gm} = T_{wm} + \frac{2}{3} (T_{g,in} - T_{w,out}) \quad (2.116)$$

Όπου: T_{gm} : η μέση θερμοκρασία του καυσαερίου του τμήματος.

T_{wm} : η μέση θερμοκρασία του ψυχρού νερού του τμήματος.

$T_{g,in}$: η θερμοκρασία εισόδου του καυσαερίου στο τμήμα.

$T_{w,out}$: η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού νερού από το τμήμα.

2.3.3 Προσδιορισμός της θερμοκρασίας στο φιλμ.

Κατά τη συμπύκνωση καθαρού υδρατμού, η συνολική θερμική αντίσταση εμφανίζεται στο φιλμ συμπύκνωσης και στο ψυχρό υγρό. Εάν όμως υπάρχουν αδρανή αέρια (π.χ. αέρας στα καυσαέρια) στο μίγμα, αυτά συγκεντρώνονται στο όριο συμπύκνωσης παρασυρόμενα από τη ροή του ατμού.

¹⁰ Από την υλοποίηση σε συναρτήσεις των συντελεστών της βιβλιογραφίας [9].

Αποτέλεσμα αυτού, η μερική πίεση των υδρατμών p_1 (ή η μοριακή συγκέντρωση \tilde{y}_{1F}) στην επιφάνεια συμπύκνωσης μειώνεται. Επομένως μειώνεται και η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ θερμοκρασίας επιφανείας του φιλμ και του ψυχρού νερού, οπότε ελαττώνεται και ο βαθμός συμπύκνωσης.

Η θερμοκρασία του φιλμ T_F υπολογίζεται από την εξίσωση (2.101) με αντικατάσταση από τις εξισώσεις (2.102) και (2.107) για τα \dot{q} και \dot{q}_G :

$$\dot{N}_F \tilde{c}_{pF} \frac{dT_F}{dA} + k'(T_F - T_w) = \dot{n} \Delta \tilde{h}_{V1}(T_F) + a_g E_T (T_G - T_F) \quad (2.117)$$

Επίσης, ισχύει σε κάθε θέση $\tilde{y}_1 + \tilde{y}_2 = 1$ (μοριακή συγκέντρωση ατμού + μοριακή συγκέντρωση υπόλοιπου καυσαερίου), οπότε η σχέση για τη μοριακή ροή συμπύκνωσης (2.110) γράφεται:

$$\dot{n} = \dot{n}_1 = n_G \beta_G \ln \left(\frac{\tilde{y}_{2F}(T_F)}{\tilde{y}_{2B}} \right) \quad (2.118)$$

Όπου: $\tilde{y}_{2F}(T_F)$: η μοριακή αναλογία του αδρανούς καυσαερίου στην επιφάνεια και θερμοκρασία του φιλμ.

\tilde{y}_{2B} : : η μοριακή αναλογία του αδρανούς καυσαερίου στον κύριο όγκο του καυσαερίου μακριά από το φιλμ.

Με την παραδοχή ότι υπάρχει ισορροπία στην επιφάνεια του φιλμ συμπύκνωσης και ο αέρας είναι κορεσμένος, χρησιμοποιείται η σχέση του Antoine ¹¹ για τον υπολογισμό της μερικής πίεσης των υδρατμών στην επιφάνεια του φιλμ:

$$\tilde{y}_{1F} = \frac{\exp \left(A - \frac{B}{(C + T_F)} \right)}{p_{total}} \quad (2.119)$$

Όπου: $A = 16,262$, $B = 3799,89$, $C = 226,35$

¹¹ Στην εφαρμογή στο Excel έχουν χρησιμοποιηθεί οι διαθέσιμες συναρτήσεις από τα X-Steam tables.

Στη σχέση (2.117) είναι επιτρεπτό, κατά τον προσδιορισμό της θερμοκρασίας του φιλμ, να αγνοηθεί η μικρή μεταβολή στην μοριακή ενθαλπία του ίδιου του φιλμ. Οπότε η σχέση (2.117) και με αντικατάσταση από την (2.118) γίνεται:

$$k'(T_F - T_w) = n_G \beta_G \Delta \tilde{h}_{V_1}(T_F) \ln \left(\frac{\tilde{y}_{2F}(T_F)}{\tilde{y}_{2B}} \right) + a_g E_T (T_G - T_F) \quad (2.120)$$

$$k'(T_F - T_w) = a_g \Phi_T \left(\frac{\Delta \tilde{h}_{V_1}}{\tilde{c}_{pG1}} + \frac{T_G - T_F}{1 - \exp(-\Phi_T)} \right) \quad (2.121)$$

Όπου Φ_T ο αδιάστατος συντελεστής ροής μάζας:

$$\Phi_T = \frac{n_1 \tilde{c}_{pG1}}{a_g} = \frac{n_G \beta_G \tilde{c}_{pG1}}{a_g} \ln \left(\frac{\tilde{y}_{2F}(T_F)}{\tilde{y}_{2B}} \right) \quad (2.122)$$

Και με χρήση της σχέσης του Lewis :

$$\Phi_T = \frac{\tilde{c}_{pG1}}{\tilde{c}_{pG} Le^{0,6}} \ln \left(\frac{\tilde{y}_{2F}(T_F)}{\tilde{y}_{2B}} \right) \quad (2.123)$$

Στη συγκεκριμένη μέθοδο, ο προσδιορισμός της θερμοκρασίας του φιλμ είναι σημαντικός διότι εφόσον υπολογισθεί η T_F , μπορούν να προσδιορισθούν η τοπική ροή μάζας ανα m^2 (\dot{n}_1) και η τοπική ροή θερμότητας (\dot{q}) ανά m^2 προς το ψυχρό νερό .

Ο προσδιορισμός της T_F γίνεται με επαναληπτική διαδικασία [20]. Αρχικά προσδιορίζονται οι θερμοδυναμικές ιδιότητες σε μια αρχική θερμοκρασία (λαμβάνεται ότι δεν μεταβάλλονται κατά την επανάληψη). Με γνωστή τη μοριακή συγκέντρωση των υδρατμών στον κύριο όγκο του καυσαερίου (από τους υπολογισμούς της καύσης), γίνεται εκτίμηση για τη θερμοκρασία του φιλμ. Οπότε προκύπτει και η μοριακή συγκέντρωση στο φιλμ από τη σχέση του Antoine (εξίσωση 2.119).

Με τις μοριακές συγκεντρώσεις γίνεται υπολογισμός του Φ_T και της T_F από τις εξισώσεις (2.121) και (2.122 ή 2.123). Γίνεται σύγκριση της εκτίμησης με την υπολογισθείσα θερμοκρασία και εφόσον υπάρχει απόκλιση επαναλαμβάνονται οι υπολογισμοί χρησιμοποιώντας τη νέα T_F που υπολογίστηκε.

Από τον υπολογισμό του Φ_T προκύπτει και η τοπική ροή μάζας συμπύκνωσης ανά m^2 :

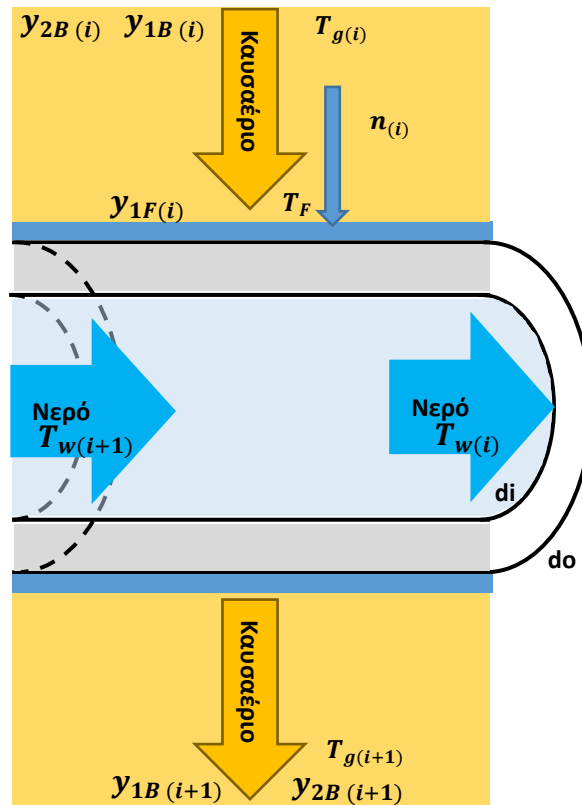
$$\dot{m}_1 = \frac{a_g \Phi_T}{c_{pG1}} \quad (2.124)$$

Όπου: c_{pG1} : η ειδική θερμοχωρητικότητα του υδρατμού στη θερμοκρασία αναφοράς.

2.3.4 Υπολογισμός μεγεθών σε κατάτμηση του εναλλάκτη.

Για τον υπολογισμό της ανακτώμενης θερμότητας στην περίπτωση συμπύκνωσης στον εναλλάκτη απαιτείται η κατάτμηση του και η πραγματοποίηση των υπολογισμών σε κάθε τμήμα.

Η κατάτμηση στην παρούσα μελέτη γίνεται με τη διαίρεση της επιφάνειας συναλλαγής που έχει υπολογιστεί από τη λειτουργία στο ονομαστικό φορτίο. Το A_o που έχει υπολογιστεί το διαιρείται σε ένα επιθυμητό αριθμό (i) τμημάτων και εκτελούνται οι υπολογισμοί ανά τμήμα, όπου από τα μεγέθη (i) προκύπτουν τα μεγέθη (i+1) (Εικόνα 2-16), τα οποία θα αποτελούν τα αρχικά δεδομένα του τμήματος (i+1) από όπου θα υπολογισθούν τα μεγέθη (i+2) κ.ο.



Εικόνα 2-16: Διακριτό τμήμα ΔA για εφαρμογή των υπολογισμών.

Έχει ήδη αναλυθεί ο υπολογισμός των βασικών μεγεθών στην προηγούμενη ενότητα και από τα μεγέθη αυτά θα προκύψουν οι τιμές «εξόδου» του τμήματος.

Έτσι, για το διακριτό τμήμα επιφάνειας ΔA ισχύει:

Η συνολική μοριακή ροή του καυσαερίου στην έξοδο είναι μειωμένη κατά το ποσό μάζας που συμπυκνώθηκε στο τμήμα επιφάνειας ΔA (Εξισώσεις 2.91 – 2.101), ενώ κατά το ίδιο ποσό αυξήθηκε η μοριακή ροή στο φιλμ :

$$\dot{N}_{G(i+1)} = \dot{N}_{G(i)} - \dot{n}_i \Delta A \quad (2.125)$$

$$\dot{N}_{F(i+1)} = \dot{N}_{F(i)} + \dot{n}_i \Delta A \quad (2.126)$$

Για τον υπολογισμό της νέα μοριακής αναλογίας αδρανών $\tilde{y}_{2B(i+1)}$, με γνωστή τη μοριακή ροή του αδρανούς καυσαερίου \dot{N}_{G2} εφόσον παραμένει σταθερή (η ίδια ποσότητα αδρανών που

εισέρχεται στον εναλλάκτη, εξέρχεται από αυτόν) και με βάση τη σχέση ότι το άθροισμα των ροών μάζας αδρανούς και υδρατμού δίνουν τη συνολική ροή. Προκύπτει :

$$\dot{N}_{G2(i+1)} = \dot{N}_{G2(i)} \quad (2.127)$$

$$\tilde{y}_{2B(i+1)} = \frac{\dot{N}_{G2(i+1)}}{\dot{N}_{G(i+1)}} = \frac{\dot{N}_{G2}}{\dot{N}_{G(i+1)}} \quad (2.128)$$

Και για τη νέα μοριακή αναλογία υδρατμών στον κύριο όγκο του καυσαερίου:

$$\tilde{y}_{1B(i+1)} = 1 - \tilde{y}_{2B(i+1)} \quad (2.129)$$

Για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας $T_{G(i)}$ για το καυσαέριο, στην εξεταζόμενη περίπτωση όπου υπάρχει και υπέρθερμο μίγμα (αρκετά πάνω από τη θερμοκρασία κορεσμού στον κυρίως όγκο καυσαερίου), με χρήση της εξίσωσης (2.100) προκύπτει:

$$T_{G(i+1)} = T_{G(i)} - \frac{\dot{n}}{\exp(\Phi_T) - 1} (T_{G(i)} - T_{F(i)}) \Delta A \quad (2.130)$$

Ο υπολογισμός της θερμοκρασίας του νερού $T_{w(i)}$ θα γίνει με τη βοήθεια των σχέσεων (2.89), (2.90) ενώ λαμβάνοντας υπόψη ότι το νερό κινείται σε εγκάρσια κατεύθυνση σχετικά με το καυσαέριο (cross current flow) θα μπορούσε η θερμοκρασία του νερού να θεωρηθεί σταθερή ανά τμήμα [20] :

$$T_{w(i+1)} = T_{w(i)} - \frac{\dot{Q}_{(i)}}{\dot{N}_K \tilde{c}_{pK}} \quad (2.131)$$

Όπου: $\dot{Q}_{(i)}$: η μεταφερόμενη ροή ενέργειας από το καυσαέριο (σχέση 2.139).

Για τη μέση θερμοκρασία του νερού και επειδή η θερμοκρασιακή μεταβολή του είναι μικρή, θεωρείται η σχέση:

$$T_{wm} = T_{w(i)} - \frac{(T_{w,out} - T_{w,in})}{2N} \quad (2.132)$$

Όπου: T_{wm} : η μέση θερμοκρασία του ψυχρού νερού του τμήματος.

$T_{w(i)}$: η θερμοκρασία του ψυχρού νερού στην αρχή του τμήματος (έξοδος νερού).

$T_{w,in}$: η θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού νερού στον εναλλάκτη.

$T_{w,out}$: η θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού νερού από τον εναλλάκτη.

N : ο αριθμός διακριτών τμημάτων κατάτμησης του εναλλάκτη.

Σε κάθε τμήμα του εναλλάκτη γίνεται υπολογισμός των ιδιοτήτων του καυσαερίου και του νερού καθώς και επανυπολογισμός των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας και μάζας.

Κατά τη συμπύκνωση του υδρατμού υπάρχει μεταβολή της σύστασης του καυσαερίου, επομένως σε κάθε τμήμα γίνεται προσδιορισμός των αναλογιών μάζας και mol και εκ νέου προσδιορισμός του μοριακού βάρους του καυσαερίου.

Η μεταβολή της μοριακής αναλογίας για κάθε αδρανές συστατικό (κ) δίνεται από τη σχέση:

$$\tilde{Y}_{\kappa(i+1)} = \tilde{Y}_{\kappa(i)} \left(1 + \frac{\tilde{Y}_{2B(i+1)} - \tilde{Y}_{2B(i)}}{\tilde{Y}_{2B(i)}} \right) \quad (2.133)$$

Ενώ το μοριακό βάρος του καυσαερίου στο τμήμα (i+1) δίνεται από τη σχέση:

$$MB_{\text{καυσαερίου}} = \sum_{\kappa} (\tilde{Y}_{\kappa(i+1)} MB_{\kappa}) \quad (2.134)$$

Έλεγχος συμπύκνωσης:

Αναφέρθηκε ήδη ότι στην πραγματικότητα εξαιτίας της ύπαρξης του H_2SO_4 η συμπύκνωση ξεκινά αμέσως από το πρώτο τμήμα. Στο μοντέλο όμως που επιλέχτηκε του καθαρού υδρατμού με παρουσία αδρανών αερίων η συμπύκνωση θα ξεκινήσει στο τμήμα εκείνο όπου το μίγμα θα συναντήσει θερμοκρασία εξωτερικής επιφάνειας τοιχώματος αυλού μικρότερη από τη θερμοκρασία δρόσου στον κύριο όγκο του μίγματος.

Απαιτείται επομένως ένας υπολογισμός της θερμοκρασίας τοιχώματος για τον έλεγχο έναρξης ή μη της συμπύκνωσης ώστε να γίνει χρήση των σωστών σχέσεων υπολογισμού θερμοκρασιών και μεταφοράς θερμότητας για κάθε τμήμα. Από τις σχέσεις μεταφοράς θερμότητας ανά m^2 :

$$(T_{g(i)} - T_{wall}) a_g = (T_{wall} - T_{w(i)}) k' \quad (2.135)$$

$$\text{προκύπτει,} \quad T_{wall} = \frac{(T_{w(i)} + \left(\frac{a_g}{k'}\right) T_{g(i)})}{\left(1 + \frac{a_g}{k'}\right)} \quad (2.136)$$

Επομένως, αν η θερμοκρασία τοιχώματος T_{wall} είναι μικρότερη της θερμοκρασίας κορεσμού για τη μοριακή αναλογία υδρατμού $\tilde{y}_{1B(i)}$ στον κύριο όγκο του μίγματος, τότε γίνεται έναρξη της συμπύκνωσης¹². [20]

Χωρίς συμπύκνωση ισχύουν οι κανονικές σχέσεις μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή από το καυσαέριο στο τοίχωμα των αυλών:

$$\dot{m}_g c_{pg(Tgm)} (T_{g(i+1)} - T_{g(i)}) = \Delta A a_g \left[\left(\frac{T_{g(i+1)} + T_{g(i)}}{2} \right) - T_{wall} \right] \quad (2.137)$$

$$T_{g(i+1)} = \frac{\left(\dot{m}_g c_{pg(Tgm)} - \frac{a_g}{2} \Delta A \right) T_{g(i)} + a_g \Delta A T_{wall}}{\dot{m}_g c_{pg(Tgm)} + \frac{a_g}{2} \Delta A} \quad (2.138)$$

¹² Στην υπολογιστική εφαρμογή η θερμοκρασία T_{wall} προσαυξάνεται κατά $0,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ώστε να αποφευχθεί λανθασμένη εκτίμηση εκίνησης της συμπύκνωσης για μικρές διαφορές με τη θερμοκρασία κορεσμού στο φίλμ.

Μεταφερόμενη θερμότητα στο τμήμα:

Ήδη χρησιμοποιήθηκε η μεταφερόμενη ροή ενέργειας $\dot{Q}_{(i)}$ από το καυσαέριο στο φιλμ για να υπολογιστεί η θερμοκρασία του νερού. Το $\dot{Q}_{(i)}$ δίνεται από τη σχέση:

$$\dot{Q}_{(i)} = \dot{N}_{G(i)} \tilde{c}_{pG(i)} (T_{G(i)} - T_{G(i+1)}) + (\dot{N}_{G(i)} - \dot{N}_{G(i+1)}) \Delta \tilde{h}_{V_1} + \dot{N}_{F(i+1)} \tilde{c}_{pF(i)} (T_{G(i+1)} - T_{F(i)}) \quad (2.139)$$

Ο τελευταίος όρος που αναφέρεται στη μεταβολή της ενέργειας του φιλμ είναι συγκριτικά με τους άλλους δύο αρκετά μικρός και μπορεί να παραληφθεί χωρίς ιδιαίτερη απόκλιση στο αποτέλεσμα.

Ο δεύτερος όρος της (2.139) αναφέρεται στη θερμική ισχύ που ανακτάται από τη συμπύκνωση :

$$\dot{Q}_{cond(i)} = (\dot{N}_{G(i)} - \dot{N}_{G(i+1)}) \Delta \tilde{h}_{V_1} \quad (2.140)$$

Ενώ, ο πρώτος όρος της (2.139) αφορά στη θερμική ισχύ που ανακτάται από τη μεταφορά με συναγωγή:

$$\dot{Q}_{conv(i)} = \dot{N}_{G(i)} \tilde{c}_{pG(i)} (T_{G(i)} - T_{G(i+1)}) \quad (2.141)$$

2.3.5 Επαναληπτική μέθοδος επίλυσης.

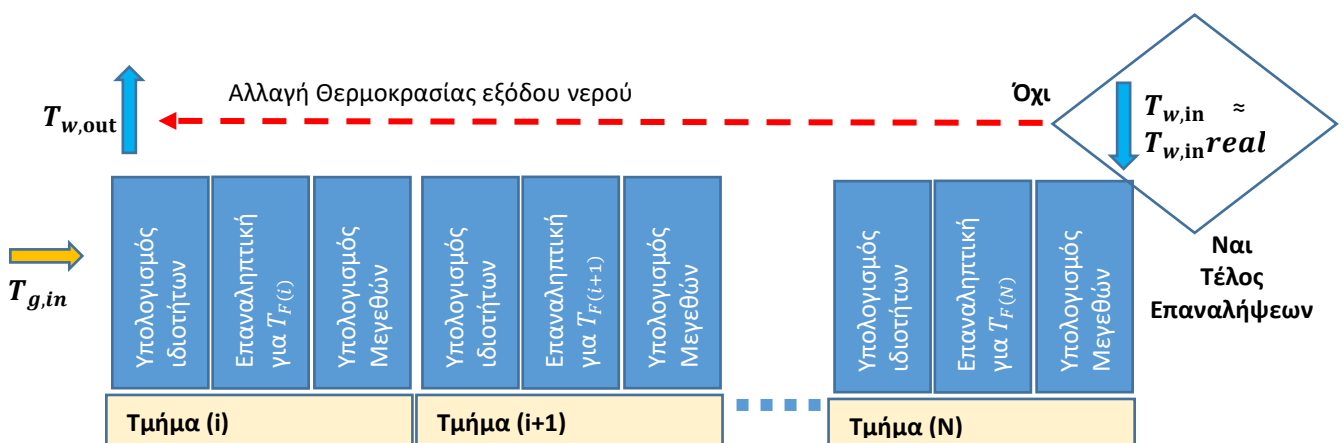
Όπως αναφέρθηκε για τον υπολογισμό των μεγεθών κατά τη συμπύκνωση στον εναλλάκτη έχει γίνει κατάτμηση της επιφάνειας συναλλαγής σε N αριθμό τμημάτων¹³ (στην εξεταζόμενη περίπτωση N=10).

¹³ Ο αλγόριθμος υπολογισμού στην υπολογιστική εφαρμογή μπορεί εύκολα να μεταβληθεί ώστε να χρησιμοποιηθεί πολύ μεγαλύτερος αριθμός τμημάτων, δηλαδή πολύ μικρότερα τμήματα.

Για την επίλυση θα γίνουν 3 επαναληπτικές διαδικασίες (Εικόνα 2-17) :

- (1) Μία επαναληπτική μέσα στο κάθε τμήμα για τον προσδιορισμό της θερμοκρασίας του φιλμ $T_{F(i)}$.
- (2) Μία σειρά επαναλήψεων για τον υπολογισμό των μεγεθών σε κάθε τμήμα από το 1 έως το τμήμα N.
- (3) Έλεγχος της προκύπτουσας θερμοκρασίας εισόδου του νερού στον εναλλάκτη μετά τον υπολογισμό στο τμήμα N, με την πραγματική από τα δεδομένα. Αποδεκτή απόκλιση μικρότερη από $0,05^{\circ}\text{C}$ διαφορετικά, επαναπροσδιορισμός της θερμοκρασίας εξόδου του νερού από τον εναλλάκτη και επανάληψη από το τμήμα (1)

Για την πρώτη έναρξη των επαναλήψεων γίνεται παραδοχή για τη θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον εναλλάκτη $T_{\text{water out}}$ σε μια τιμή κοντά στην αρχική (π.χ. για 40 βαθμούς θερμοκρασία εισόδου νερού κυκλοφορίας, λαμβάνονται $42,5^{\circ}\text{C}$ σαν αρχική τιμή).



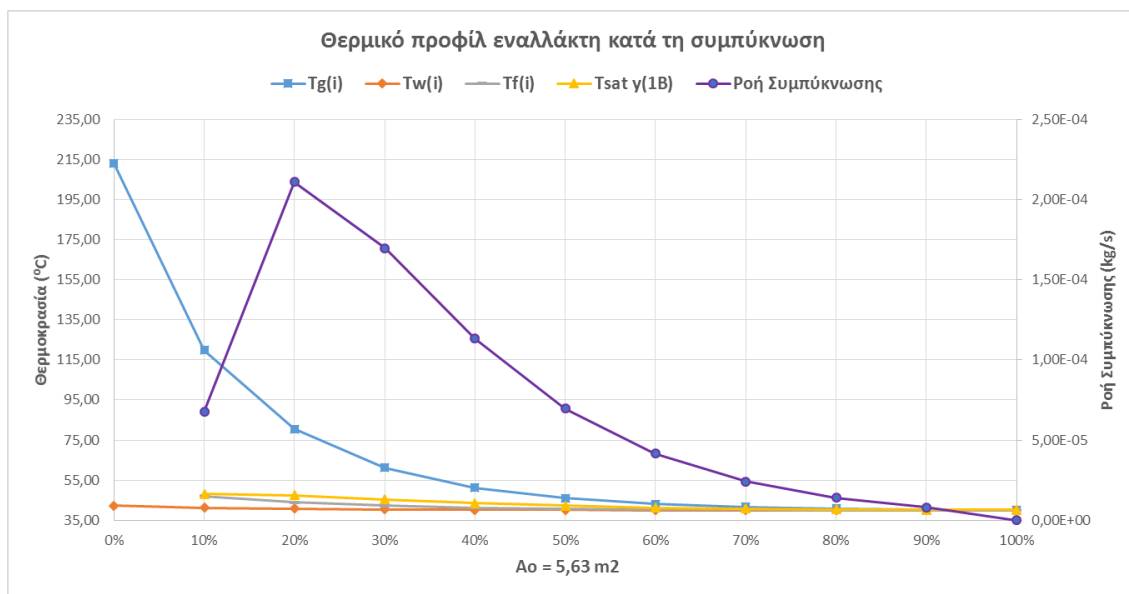
Εικόνα 2-17: Σχηματική παράσταση του αλγόριθμου επίλυσης.

Ο αλγόριθμος των επαναλήψεων έχει υλοποιηθεί στην υπολογιστική εφαρμογή, όπου ταυτόχρονα υπάρχει εικόνα όλων των μεγεθών που υπολογίζονται σε κάθε βήμα.

Από το τελικό αποτέλεσμα μπορεί να προσδιοριστεί και η απόδοση συμπύκνωσης (condensation efficiency) του εναλλάκτη :

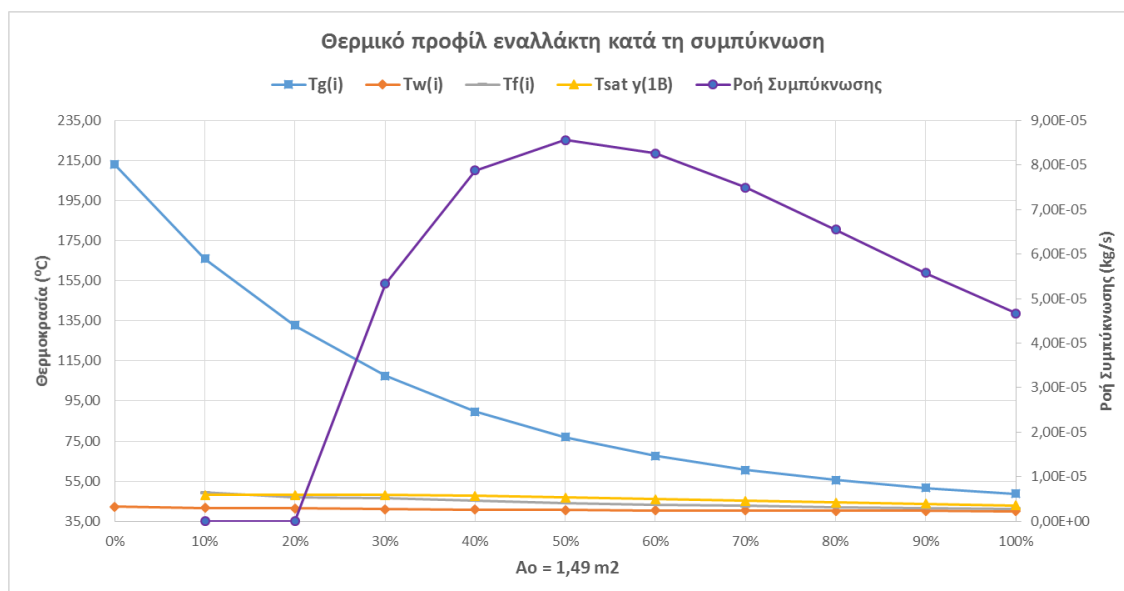
$$\begin{aligned} \text{Απόδοση Συμπύκνωσης (\%)} &= \frac{\sum_i^N (\text{ρυθμού συμπύκνωσης})}{\text{ροή μάζας υδρατμού}} \\ &= \frac{\sum_i^N (\dot{m}_{1(i)} \Delta A)}{\dot{m}_{B,H_2O}} 100 \end{aligned} \quad (2.142)$$

Στο Διάγραμμα 2-18 φαίνεται το θερμικό προφίλ του εναλλάκτη (με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του παραδείγματος που επιλύεται) κατά την έκταση της επιφάνειας συναλλαγής. Η απαίτησή για 99% αποτελεσματικότητα του παραδείγματος οδηγεί και στη σύγκλιση της θερμοκρασίας εξόδου του καυσαερίου με την θερμοκρασία του νερού εισόδου στον εναλλάκτη. Παρατηρείται επίσης, ότι λόγω της μεγάλης επιφάνειας που απαιτείται για 99% αποτελεσματικότητα υπάρχει μεγάλη πτώση της θερμοκρασίας του καυσαερίου, αύξηση της θερμοκρασίας του νερού και σταδιακή μείωση μέχρι τελικά μηδενισμού, του ρυθμού συμπύκνωσης.



Διάγραμμα 2-18: Απεικόνιση του θερμικού προφίλ στο μερικό φορτίο με παράθεση και της καμπύλης ρυθμού συμπύκνωσης.

Παρακάτω δίνεται η απεικόνιση του θερμικού προφίλ στο μερικό φορτίο με παράθεση και της καμπύλης ρυθμού συμπύκνωσης, με απαίτηση για 94% αποτελεσματικότητα στο ονομαστικό φορτίο (Διάγραμμα 2-19).



Διάγραμμα 2-19: Θερμικό προφίλ εναλλάκτη στο μερικό φορτίο (μικρότερης επιφάνειας για 94% αποτελεσματικότητα στο ονομαστικό φορτίο).

Στη δεύτερη περίπτωση, για 94% αποτελεσματικότητα, η απαιτούμενη επιφάνεια είναι πολύ μικρότερη, $1,49\text{m}^2$ αντί για $5,69\text{m}^2$ που απαιτούνται για 99%, και η θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου διαφέρει αισθητά από τη θερμοκρασία εισόδου του νερού. Επίσης, γίνεται φανερό ότι στη μικρότερη επιφάνεια η εκμετάλλευση της συμπύκνωσης δεν ολοκληρώνεται όπως στην πρώτη περίπτωση.

2.4 Υπολογισμός πτώσης πίεσης.

Κατά τη ροή των ρευστών, τόσο του καυσαερίου όσο και του νερού στον εναλλάκτη δημιουργείται πτώση πίεσης στα ρεύματα λόγω των αντιστάσεων και των επιφανειακών τριβών κατά την κίνησή τους.

Στην πλευρά του κελύφους (εξωτερικό ρεύμα, καυσαέρια) η πτώση πίεσης πρέπει να αντισταθμιστεί ώστε τα καυσαέρια να μπορούν να φτάσουν στην έξοδο προς το περιβάλλον. Αντίστοιχα, στην πλευρά του εσωτερικού των αυλών (εσωτερικό ρεύμα, νερό) η πτώση πίεσης του νερού απαιτεί προσεκτική εξέταση σε σχέση με τον κυκλοφορητή της εγκατάστασης.

Η απαιτούμενη μηχανική ισχύς προκειμένου να υπερνικηθεί η πτώση πίεσης που δημιουργείται εντός του εναλλάκτη είναι ανάλογη της πτώσης πίεσης και αποτελεί παράγοντα κόστους που

πρέπει να ληφθεί υπόψη (ιδιαίτερα σε μεγάλης κλίμακας εναλλάκτες), υπολογίζεται δε από τη σχέση:

$$W_p = \frac{\dot{m}}{\eta_p} \frac{\Delta p}{\rho} \quad (2.143)$$

Όπου: \dot{m} : η ροή μάζας του εκάστοτε ρεύματος.

η_p : ο μηχανικός βαθμός απόδοσης της αντλίας (λαμβάνεται εδώ 70%).

Δp : η πτώση πίεσης του ρευστού.

ρ : η πυκνότητα του ρευστού στην θερμοκρασία εισόδου.

Τόσο η πτώση πίεσης όσο και η απαιτούμενη μηχανική ισχύς λαμβάνονται σοβαρά υπόψη στους υπολογισμούς στην εφαρμογή κατά την παραμετρική εξέταση των συνδυασμών γεωμετρικών χαρακτηριστικών του εναλλάκτη.

2.4.1 Πτώση πίεσης στο εξωτερικό ρεύμα καυσαερίων.

Σύμφωνα με τη σχέση του Zukauskas για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης στο ρεύμα καυσαερίων:

$$\Delta p = N z_{ex} x \frac{\rho w_{g,max}^2}{2} f \quad (2.144)$$

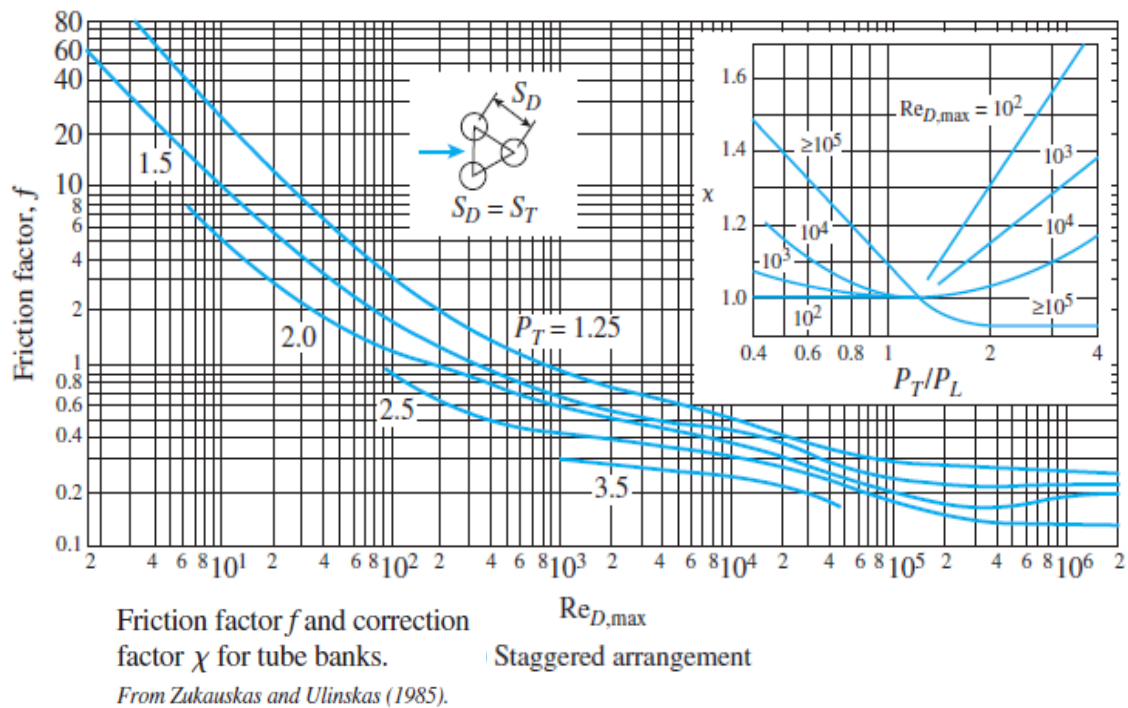
Όπου: N : ο συνολικός αριθμός σειρών του εναλλάκτη.

z_{ex} : ο αριθμός των διαδρομών του εξωτερικού ρεύματος (=1 για εναλλάκτη ενός περάσματος καυσαερίων).

x : διορθωτικός παράγοντας (για ανισότητα μεταξύ SD και ST).

f : συντελεστής τριβής.

Για $P_T/P_L=1,155$ (όπου $P_T=S_T/D=1,25$ και $P_L=S_L/D=1,083$) και $Re_{D,max}=862$ προκύπτει $f=0,97$ και $x=1$ από την Εικόνα 2-20. [21]

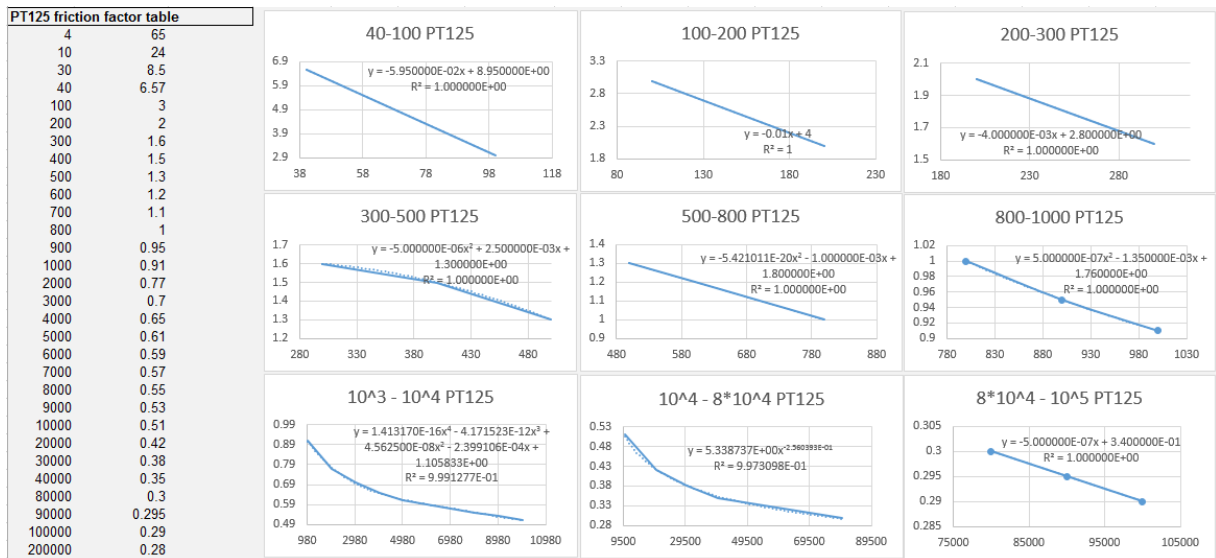


Εικόνα 2-20: Συντελεστής τριβής και διορθωτικός παράγοντας συναρτήσεως του Re για δέσμη αυλών.

Στην υπολογιστική εφαρμογή έχει γίνει τμηματική πολυωνυμική προσέγγιση στην καμπύλη PT125 (όπως φαίνεται στην Εικόνα 2-21) και PT150 ώστε οι υπολογισμοί να γίνονται αυτόματα βάσει του τμήματος που βρίσκεται η τιμή Reynolds.

Πτώση πίεσης από την εξίσωση (2.144):

$$\Delta p = N_{z_{ex}} \chi \frac{\rho w_{g,max}^2}{2} f = 20 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{0,7090 \cdot 0,5825^2}{2} \cdot 0,97 \cong 2,33 \text{ Pa} = \mathbf{0,023 \text{ mbar}}$$



Εικόνα 2-21: Πολυωνμική προσέγγιση της καμπύλης συντελεστή τριβής.

Άρα η απαιτούμενη μηχανική ισχύς άντλησης προκύπτει από την εξίσωση (2.143):

$$W_p = \frac{\dot{m}}{\eta_p} \cdot \frac{\Delta p}{\rho} = \frac{0,0281}{0,7} \cdot \frac{2,33}{0,7090} = 0,1 \text{ W}$$

Η τιμή ισχύος που προέκυψε για τον συγκεκριμένο συνδυασμό γεωμετρίας και λειτουργικών παραμέτρων είναι χαμηλή αλλά τη δημιουργηθείσα πτώση πίεσης καλείται να την καλύψει η κατάθλιψη του καυστήρα η οποία μπορεί να μην είναι αρκετή. Η χρήση ανεμιστήρα ελκυσμού στην κατασκευή τέτοιου είδους εναλλάκτη θερμότητας είναι συνηθισμένη για την εξασφάλιση του απαραίτητου ελκυσμού στο καυσάεριο ώστε χωρίς να μειωθεί η ταχύτητα ροής να επιτυγχάνεται σωστή έξοδος του καυσαερίου στο περιβάλλον.

2.4.2 Πτώση πίεσης στο εσωτερικό των αυλών (ροή νερού).

Για το εσωτερικό ρεύμα (νερό) η πτώση πίεσης εντός των αυλών του εναλλάκτη θερμότητας δίδεται από τον τύπο υπολογισμού για ροή σε σωλήνα λείας επιφάνειας. (χωρίς ιδιαίτερες μεταβολές στον υπολογισμό, θεωρείται ότι οι ανοξείδωτοι σωλήνες (St. Steel Pipes 316L) έχουν σχεδόν μηδενικό συντελεστή e/D σχετικής τραχύτητας)

Επομένως:

$$\Delta p = n p p \frac{L_{tube}}{d_i} \frac{\rho w_w^2}{2} f \quad (2.145)$$

Όπου: $n p$: ο αριθμός αυλών ανά δέσμη στον εναλλάκτη.

p : ο αριθμός περασμάτων των αυλών.

L_{tube} : το μήκος ανά αυλό στη δέσμη.

f : συντελεστής τριβής (από διάγραμμα Moody ή από τη σχέση (2.44)).

Προκύπτει για την εξεταζόμενη περίπτωση:

$$\Delta p = 5 * 10 * 1,88 * \frac{982,84 \cdot 0,701^2}{2} \cdot 0,025 = 35539 Pa = \mathbf{355,4 mbar}$$

Από τη σχέση (2.143) προκύπτει η απαιτούμενη ισχύς :

$$W_p = 25W$$

την οποία αναλαμβάνει να δώσει ο κυκλοφορητής του συστήματος. Για μεγάλες πτώσεις πίεσης Δp ο κυκλοφορητής μπορεί να μην μπορεί να καλύψει τις αντίστοιχες απώλειες ύψους πίεσης γεγονός που θα δημιουργούσε προβλήματα στο κύκλωμα θέρμανσης. Επομένως, η απώλεια ύψους πίεσης αποτελεί άλλη μία παράμετρο που πρέπει να λαμβάνεται υπόψη ενώ αποτελεί και κριτήριο αποκλεισμού συνδυασμών στον παραμετρικό έλεγχο.

Απώλεια Ύψους Πίεσης:

$$\Delta H = \frac{\Delta p}{\rho g} 1,15 \quad (2.146)$$

Όπου: Δp : η πτώση πίεσης σε Pa.

ρ : η πυκνότητα του ρευστού.

g : ο συντελεστής επιτάχυνσης της βαρύτητας.

1,15: πρόσθετος συντελεστής για τον οποίο γίνεται θεώρηση στον υπολογισμό ώστε να καλυφθούν οι επιμέρους πτώσεις πίεσης σε γυρίσματα του ρευστού και είσοδο – έξοδο σε στόμια.

$$\Delta H = \frac{35539}{981,84 * 9,81} 1,15 = 4,255 \text{ m}^{14}$$

2.5 Υπολογισμοί βασικών χωρικών διαστάσεων του εναλλάκτη.

Για τα σύνολο των αυλών του εναλλάκτη οι βασικές διαστάσεις χώρου που προκύπτουν από τις παραμέτρους αριθμού αυλών ανά σειρά, σειρών ανά πέρασμα και αριθμού περασμάτων σε συνάρτηση με το μήκος ανά αυλό. Λαμβάνεται επίσης υπόψη και η θεώρηση που έχει γίνει για τα κενά από τα τοιχώματα και για το επιπλέον απαιτούμενο ύψος για τις διαμορφώσεις σύνδεσης με τους αγωγούς καυσαερίου και την έξοδο των συμπυκνωμάτων.

Οι διαστάσεις αυτές προσδιορίζουν πρακτικά το μέγεθος (χώρο) που θα καταλαμβάνει ο εναλλάκτης θερμότητας και αποτελούν βασικές παραμέτρους στον έλεγχο συνδυασμού χαρακτηριστικών. (Πχ. Ένα μικρός λέβητας 50cm πλάτους δεν θα συνδυαζόταν με ένα εναλλάκτη που θέλει 1 μέτρο ανά αυλό για την επιθυμητή μεταφορά θερμότητας.)

2.5.1 Μήκος αυλών εναλλάκτη.

$$L \approx L_{tube} \quad (2.147)$$

Το οποίο καθορίζει και το κόστος κατασκευής πρακτικά και προκύπτει από τους υπολογισμούς.

¹⁴ Ο σχολιασμός της τιμής θα γίνει κατά την ανάλυση των παραμέτρων συνδυασμών

2.5.2 Ύψος συνόλου δεσμών αυλών εναλλάκτη.

Θεωρείται ότι κάθε δέσμη αυλών (πέραςμα) έχει μια απόσταση S_L από την επόμενη δέσμη άρα συνολικά

$$H \approx p * (r + 1) \cdot S_L \quad (2.148)$$

Όπου: p : ο αριθμός των περασμάτων (δεσμών) του εναλλάκτη.

r : ο αριθμός σειρών ανά πέραςμα.

S_L : η διαμήκης απόσταση μεταξύ των αγωγών της δέσμης του εναλλάκτη.

2.5.3 Πλάτος δεσμών αυλών εναλλάκτη.

$$B \approx (n_r) \cdot S_T \quad (2.149)$$

Όπου: n_r : ο αριθμός αυλών (σωλήνων) ανά σειρά της δέσμης του εναλλάκτη

S_T : η εγκάρσια απόσταση μεταξύ των αγωγών της δέσμης του εναλλάκτη

Στο πλάτος της δέσμης θα προστεθεί και το κενό 2-3mm που αφήνεται από τα τοιχώματα.

2.6 Υπολογισμός κόστους εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.

Για την κλίμακα μεγέθους των εξεταζόμενων εναλλακτών θεωρείται ότι η κατασκευή τους γίνεται εξολοκλήρου σε ένα σημείο παραγωγής και η μεταφορά τους επιβαρύνει ελάχιστα το συνολικό κόστος.

Επομένως, ως κύριες συνιστώσες του κόστους κτήσης λαμβάνονται: το κόστος των υλικών, το κόστος κατασκευής (εργατικό κόστος για συναρμολόγηση, συγκόλληση κ.λπ.) καθώς και το επιπλέον περιθώριο κέρδους.

Η εκτίμηση του κόστους κτήσης του εναλλάκτη δίδεται με την άθροιση από τα επί μέρους κόστη με την εμπειρική σχέση:

$$\text{Κόστος Κτήσης Εναλλάκτη} = KY + KK + PK \quad (2.150)$$

Όπου: KY : το κόστος των υλικών του εναλλάκτη.

KK : το κόστος κατασκευής του εναλλάκτη.

PK : το περιθώριο κέρδους.

Σύμφωνα με τιμοκαταλόγους της αγοράς το κόστος των σωλήνων ανοξείδωτου χάλυβα, ποιότητας AISI 316/316L με ραφή φαίνεται στον Πίνακα 2-16 ενώ στη δεύτερη στήλη τιμών έχει γίνει εκτίμηση μείωσης της τιμής κατά 20% όταν πρόκειται για χονδρική αγορά φορτίου (όπως για παράδειγμα αν πρόκειται για μαζική παραγωγή).¹⁵

Πίνακας 2-16: Κόστος ανοξείδωτων σωλήνων ποιότητας AISI 316/316L με ραφή με ΦΠΑ 24%.

Διαστάσεις σωλήνων d_o x Πάχος (σε mm)	Τιμή (€/m)	Τιμή Αγοράς Όγκου (€/m)
19 x 1,5	19,84	15,87
18,0 x 1,5	18,8	15,04
17,2 x 1,5	14,2	11,36
10 x 1	8,06	6,45

Το συνολικό κόστος κατασκευής υπολογίζεται κατά εκτίμηση ίσο με το τριπλάσιο του κόστους των υλικών, δηλαδή $KK = 3 \cdot KY$, υπολογιζόμενο όμως για απλούς σωλήνες και όχι ανοξείδωτους. Θεωρείται δηλαδή ότι το κόστος των εργασιών κατασκευής δε μεταβάλλεται από το είδος του υλικού αλλά από την ποσότητα μόνο. Από την έρευνα αγοράς οι τιμές για απλούς γαλβανιζέ σιδηροσωλήνες¹⁶ είναι περίπου στο 20% της τιμής των ανοξείδωτων.

¹⁵ Η τιμή των σωλήνων εκτιμήθηκε από τιμοκατάλογους της εταιρείας «ΧΡΥΣΑΦΙΔΗΣ Α.Ε». , Ιούnius 2016 και με αντιπαραβολή με άλλες τιμές στην αγορά. (<http://www.chryssafidis.gr/>)

¹⁶ MULTI CLIMA – Τιμές Γαλβανισμένου Σιδηροσωλήνα
http://www.multiclimate.gr/?section=2585&language=e1_GR , Ιούnius 2016

Επομένως,

$$KK = 3 \cdot (0,2 \cdot KY)$$

Το περιθώριο κέρδους καθορίζεται στο 50% του κόστους υλικών και κατασκευής του εναλλάκτη, δηλαδή $PK = 50\% \cdot (KY + KK)$. Επομένως για το τελικό κόστος:

$$\begin{aligned} \text{Κόστος Κτήσης Εναλλάκτη} &= KY + KK + PK = KY + KK + 0,5 \cdot (KY + KK) \\ &= KY + 3 \cdot 0,2 \cdot KY + 0,5 \cdot (KY + 3 \cdot 0,2 \cdot KY) = 2,4 \cdot KY \end{aligned}$$

Με παραδοχή αύξησης κόστους ώστε να συμπεριληφθούν όλα τα επιπλέον υλικά και τυχόν επιπρόσθετες εργασίες το κόστος κτήσης εναλλάκτη θεωρείται ότι είναι:

$$\text{Κόστος Κτήσης Εναλλάκτη} = 4 \cdot KY \quad (2.151)$$

2.7 Υπολογισμός μεταβολής του βαθμού απόδοσης του λέβητα πετρελαίου.

Ο βασικός¹⁷ λόγος χρήσης εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας από το καυσαέριο σε εγκατάσταση λέβητα πετρελαίου είναι η εξοικονόμηση που επιτυγχάνεται στο καύσιμο από την ανακτώμενη θερμότητα, η οποία είναι ίση με την μεταφερόμενη ποσότητα θερμότητας από το θερμό ρεύμα των καυσαερίων στο ψυχρό ρεύμα του νερού δια μέσω του εναλλάκτη.

Συνεπώς, η απαιτούμενη θερμική ισχύς στο ονομαστικό φορτίο από το καύσιμο για τη θέρμανση του εργαζόμενου μέσου (νερού) μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη θα είναι ίση με:

$$Q_{B,new} = Q_B - Q_{recovered} \quad (2.152)$$

¹⁷ Εναλλακτικά, υπάρχει επίσης όφελος αν χρησιμοποιηθεί η επιπλέον θερμότητα που ανακτάται, σε δευτερεύουσα απαίτηση θερμότητας χαμηλότερης θερμοκρασίας. Δηλαδή, είναι εκμεταλλεύσιμη περισσότερη θερμική ισχύ από την ίδια ποσότητα καυσίμου.

Η απαιτούμενη θερμική ισχύς του καυσίμου προκύπτει από τον άμεσο ορισμό του βαθμού απόδοσης του λέβητα, δηλαδή (για τον λέβητα ωφέλιμης ισχύος 58kW, που έχει ληφθεί ως παράδειγμα αντιστοιχεί 88,7% β.α.):

$$\eta = \frac{Q_{\omega\phi}}{Q_B} \Rightarrow Q_B = \frac{Q_{\omega\phi}}{\eta} \quad (2.153)$$

$$Q_B = \frac{Q_{\omega\phi}}{\eta} = \frac{58}{0,887} = \mathbf{65,4 \text{ kW}}$$

Οπότε, αν για την εξεταζόμενη επιλογή εναλλάκτη υπολογίστηκε ποσό ανακτώμενης θερμότητας 4,913kW, από τη σχέση (2.152) προκύπτει:

$$Q_{B,new} = Q_B - Q_{recovered} = 65,4 - 4,913 = \mathbf{60,487 \text{ kW}}$$

Άρα, ο τελικός βαθμός απόδοσης του λέβητα στο πλήρες φορτίο μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη θα είναι:

$$\eta = \frac{Q_{\omega\phi}}{Q_{B,new}} = \frac{58}{60,487} = 0,9591 = \mathbf{95,91\% \text{ (Net Calorific Value)},}$$

$$\mathbf{89,20\% \text{ (Gross Calorific Value)}}$$

Αντίστοιχα, για τη μεταβολή του βαθμού απόδοσης στο 30% του φορτίου με χρήση των ίδιων σχέσεων (2.152), (2.153) για τις τιμές στο μερικό φορτίο προκύπτει:

$$Q_{B,30} = \frac{Q_{\omega\phi,30}}{\eta} = \frac{57,7}{0,882} = \mathbf{65,4 \text{ kW}}$$

Στην εξεταζόμενη περίπτωση στο μερικό φορτίο η ανακτώμενη θερμότητα είναι 6,904kW, επομένως:

$$Q_{B,new,30} = Q_{B,30} - Q_{recovered,30} = 65,4 - 6,904 = \mathbf{58,496 kW}$$

Με τελικό βαθμό απόδοσης του λέβητα στο μερικό φορτίο μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη:

$$\eta_{30} = \frac{Q_{\omega\phi,30}}{Q_{B,new,30}} = \frac{57,7}{58,496} = 0,9861 = \mathbf{98,61\% (Net Calorific Value)},$$

$$\mathbf{91,49\% (Gross Calorific Value)}$$

Στον Πίνακα 2-17 που ακολουθεί φαίνονται τα αντίστοιχα χαρακτηριστικά μεγέθη του λέβητα πριν και μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη θερμότητας. Όπως είναι φανερό η εξοικονόμηση ισχύος από το καύσιμο που επιτυγχάνεται με τον εναλλάκτη θερμότητας φτάνει, για το εξεταζόμενο παράδειγμά, στο 7,5% στο πλήρες και 10,55% στο μερικό φορτίο σε σχέση με την αρχική κατανάλωση για την ίδια παραγωγή ωφέλιμης θερμικής ισχύος. Ενώ ο βαθμός απόδοσης του συστήματος θέρμανσης αυξάνεται κατά 7,21 μονάδες (8,12%) στο πλήρες και κατά 10,41 μονάδες (11,8%) στο μερικό φορτίο σε σχέση με τον αρχικό.

Πίνακας 2-17: Μεταβολή βαθμού απόδοσης και μείωση απαιτούμενης ισχύος από το καύσιμο.

	η	η_{30}	Q_B (kW)	$Q_{B,30}$ (kW)
Πριν	88,7%	88,2%	65,4	65,4
Μετά	95,91%	98,61%	60,49	58,50
Μεταβολή	+7,21	+10,41	-7,51%	-10,55%

3 Παραμετρικός έλεγχος χαρακτηριστικών εναλλάκτη.

Στο εξεταζόμενο παράδειγμα κατά τη μελέτη υπολογισμού του εναλλάκτη προσδιορίστηκε το μήκος ανά αυλό, ως βασική τεχνο-οικονομική παράμετρος, θεωρώντας όλα τα υπόλοιπα γεωμετρικά χαρακτηριστικά και τα χαρακτηριστικά των ροών σταθερά.

Το σχεδιαστικό ερώτημα όμως, της βέλτιστης επιλογής για τα χαρακτηριστικά μεγέθη του εναλλάκτη, προϋποθέτει, για κάθε λέβητα διαφορετικής ισχύος, τον καθορισμό του συνόλου των συνδυασμών αυτών των χαρακτηριστικών μεγεθών.

Επομένως, γίνεται αρχικά παραμετροποίηση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του εναλλάκτη τα οποία αφορούν: την εξωτερική διάμετρο, των αριθμό αυλών ανά σειρά, των αριθμό σειρών ανά πέρασμα, τον αριθμό των περασμάτων και τις αποστάσεις των αυλών μεταξύ τους στη δέσμη. (μεγέθη d_o , r , n_r , p , ST/d_o). Επιπλέον για κάθε συνδυασμό το μήκος ανά αυλό προκύπτει ανάλογα και με την θεώρηση που γίνεται για την αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη.

Το εύρος τιμών που καθορίζεται για κάθε παράμετρο είναι:

- Διάμετρος εξωτερική αυλών d_o x πάχος (mm) : 10x1, 17,2x1,5, 18x1,5, 19x1,5.
- Αριθμός σειρών ανά πέρασμα (r) : από 1 έως 14 σειρές.
- Αριθμός αυλών ανά σειρά (n_r) : από 2 έως 15 αυλοί.
- Αριθμός περασμάτων νερού (p) : από 4, 6, 8, 10 περάσματα.
- Λόγος ST/d_o (προσδιορίζει τα διάκενα μεταξύ αυλών)¹⁸ : 1.25 και 1.5mm.
- Αποτελεσματικότητα «ε» : από 0.94 έως 0.99 (ανά 0.05)¹⁹.

Γίνεται γρήγορα αντιληπτό ότι προκύπτουν $4 \times 14 \times 14 \times 4 \times 2 \times 11 = 68992$ δυνατοί συνδυασμοί παραμέτρων.

Ο περιορισμός των επιλογών θα γίνει με τεχνικά και οικονομικά κριτήρια, τέτοια ώστε να οδηγούν σε άρτια τεχνικά κατασκευή, η οποία προσδίδει ικανοποιητική αύξηση στην απόδοση

¹⁸ Κάνοντας την παραδοχή για μετατοπισμένη διάταξη όπου το τρίγωνο που σχηματίζεται είναι πάντα ισόπλευρο ο λόγος SL/d_o είναι συνάρτηση του ST , οπότε δεν αποτελεί ανεξάρτητη παράμετρο.

¹⁹ Το τελικό εύρος αποτελεσματικότητας για καλύτερο έλεγχο και στους εναλλάκτες χαμηλής ισχύος θα επεκταθεί σε 0,89 έως 0,99 . Δίνοντας τελικά 131712 αρχικούς συνδυασμούς.

του λέβητα ενώ τα οικονομικά χαρακτηριστικά της την καθιστούν συμφέρουσα από πλευράς κεφαλαιακής απόσβεσης σε εύλογο χρονικό διάστημα.

Για κάθε συνδυασμό επομένως θα γίνει έλεγχος στα παρακάτω υπολογιζόμενα μεγέθη :

- Διαστάσεων στο φυσικό χώρο σε σχέση με τον λέβητα:
 - Μήκος,
 - Ύψος,
 - Πλάτος.

- Τεχνικών χαρακτηριστικών:
 - Ταχύτητα νερού στους αυλούς,
 - Πτώση πίεσης καυσαερίου,
 - Απώλεια ύψους πίεσης στον κυκλοφορητή.

- Αποδεκτών ορίων μεταβολής της απόδοσης του λέβητα.

- Οικονομικών δεικτών αξιολόγησης της επένδυσης.

Οι τρεις πρώτες κατηγορίες ελέγχων θα περιορίσουν τις επιλογές πριν την οικονομική αξιολόγηση για τη διερεύνηση της βέλτιστης επιλογής χαρακτηριστικών του εναλλάκτη.

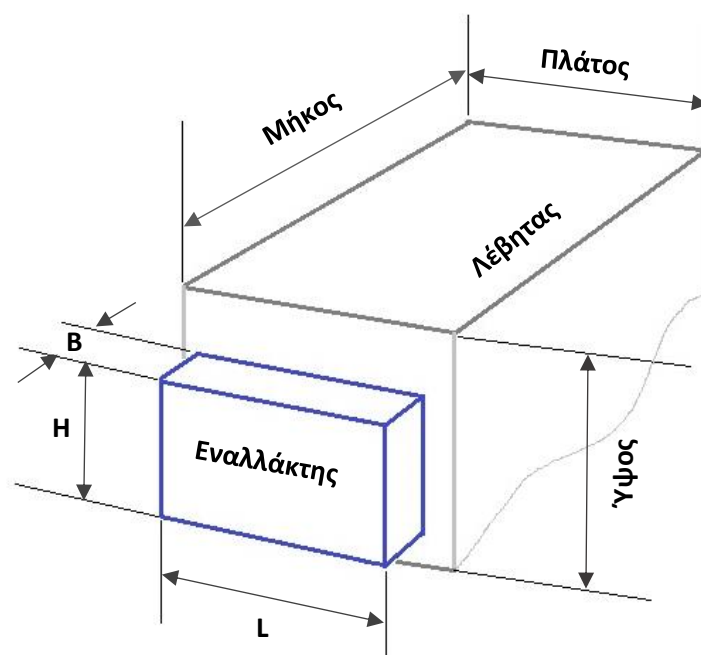
Με την εφαρμογή, αρχικά, του ελέγχου που αφορά την ταχύτητα νερού στους αυλούς προκύπτει σημαντική μείωση των πιθανών συνδυασμών. Για το σύνολο που απομένει θα πρέπει να γίνει, για κάθε συνδυασμό και για κάθε τιμή του εύρους αποτελεσματικότητας, επαναληπτική διαδικασία προσδιορισμού του L (μήκος αυλών) στο ονομαστικό φορτίο καθώς και ο υπολογισμός των απαραίτητων μεγεθών στο μερικό φορτίο. Από τη διαδικασία υπολογισμού του μήκους των αυλών προκύπτουν τα αποτελέσματα και για τους υπόλοιπους περιορισμούς. Ανάλογα με τα κριτήρια που τίθενται γίνεται αποδοχή ή όχι για καταγραφή του αποτελέσματος στο σύνολο από όπου θα προσδιοριστεί η βέλτιστη επιλογή.

Ταυτόχρονα με τον περιορισμό θα γίνει και ανάλυση των βασικών παραμέτρων ώστε να καθορισθεί η επίδρασή τους στα υπολογιζόμενα μεγέθη. Η ανάλυση θα γίνει με τη μέθοδο υπολογισμού του μέσου όρου (ή ελάχιστου, ή μέγιστου όπου επιβάλλεται) των τιμών, τις οποίες παίρνουν οι υπόλοιπες παράμετροι, για κάθε σταθερή τιμή που λαμβάνει η παράμετρος τις οποίας η επίδραση εξετάζεται.

3.1 Παράμετροι διαστάσεων στο φυσικό χώρο.

Επειδή ο εναλλάκτης της εξεταζόμενης περίπτωσης θα συνδυαστεί είτε με νέες είτε με υπάρχουσες εγκαταστάσεις λεβήτων οι διαστάσεις του εναλλάκτη θα πρέπει να τεθούν εντός ορίων ανάλογα με την ισχύ (συνήθως σε αναλογία και με το μέγεθος) κάθε λέβητα ώστε να είναι και πρακτικά υλοποιήσιμη η τοποθέτησή τους. Στο σκαρίφημα φαίνονται τα πρακτικά όρια που τίθενται.

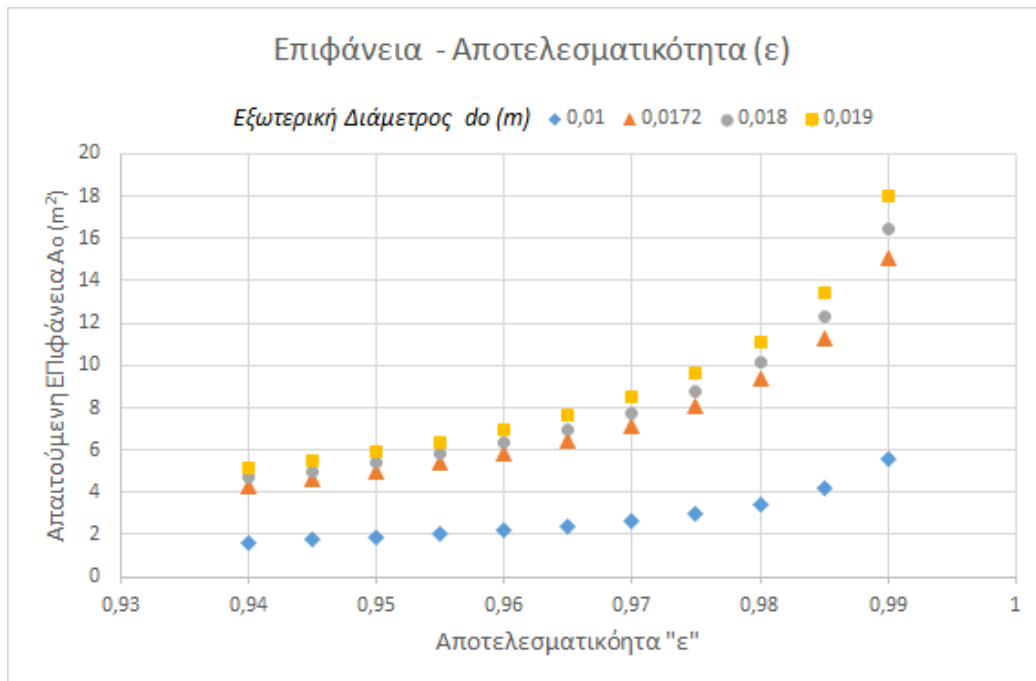
Για τον λέβητα ωφέλιμης ισχύος 58kW, που έχει ληφθεί ως παράδειγμα, το πλάτος του είναι 0,645m επομένως θα πρέπει να τεθεί ανάλογος περιορισμός στο **μήκος των αυλών** του εναλλάκτη ώστε να είναι δυνατή η τοποθέτησή του πίσω από το λέβητα. Για την παράμετρο του μήκους έχουν τεθεί όρια (για αυτόν τον λέβητα) από 0,2m έως 0,55m δεδομένου ότι πρέπει να συνυπολογιστεί στο τελικό μήκος του εναλλάκτη και η κατασκευή των παλινών συλλεκτών καθώς και η μόνωση που δίνουν περίπου 10-12cm επιπλέον μήκος.



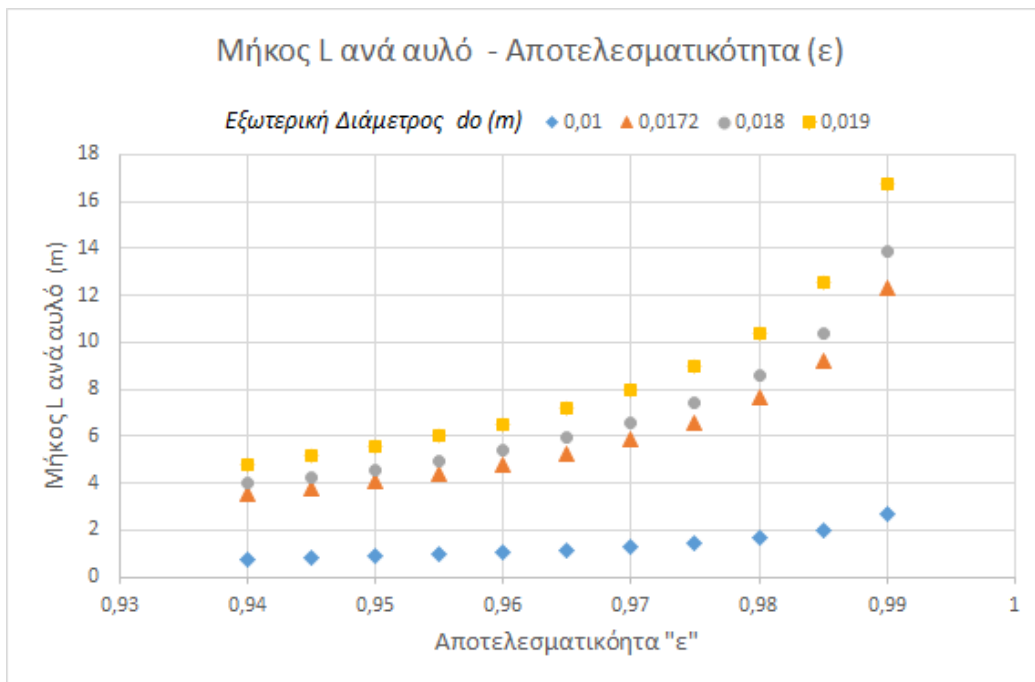
Εικόνα 3-1: Σκαρίφημα απεικόνισης διαστάσεων εναλλάκτη – λέβητα.

Το μήκος των αυλών καθορίζει την επιφάνεια συναλλαγής και εν πολλοίς το κόστος του εναλλάκτη. Στο Διάγραμμα 3-2 παρουσιάζεται η επίδραση της απαίτησης αποτελεσματικότητας «ε» στην επιφάνεια συναλλαγής του εναλλάκτη (στα δεδομένα από τα οποία προκύπτει το διάγραμμα δεν έχει εφαρμοσθεί περιορισμός του μήκους) ενώ στο Διάγραμμα 3-3 φαίνεται η

αντιστοιχία με την επίδραση στο μήκος L ανά αυλό. Γίνεται φανερό ότι, οι μέσες τιμές για την υπολογιζόμενη επιφάνεια μεγαλώνουν όσο αυξάνεται η απαίτηση για αποτελεσματικότητα.

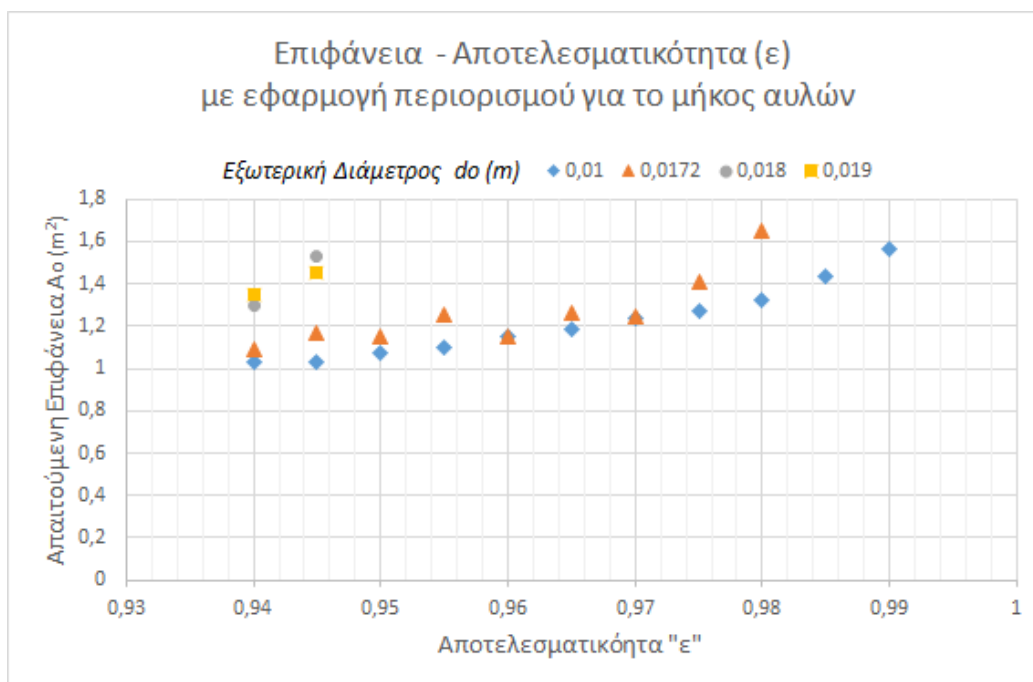


Διάγραμμα 3-2: Μέσος όρος απαιτούμενης επιφάνειας, από όλους τους συνδυασμούς, ανά βαθμό αποτελεσματικότητας και για κάθε διάμετρο.



Διάγραμμα 3-3: Μέσος όρος μήκους ανά αυλό, από όλους τους συνδυασμούς, ανά βαθμό αποτελεσματικότητας και για κάθε διάμετρο.

Στο Διάγραμμα 3-4 έχει εφαρμοσθεί ο περιορισμός στο μήκος ανά αυλό. Οι περισσότεροι συνδυασμοί για τις διαμέτρους 0,0172, 0,018, 0,019 τίθενται εκτός αφήνοντας πολύ λίγους σε σχέση με τους συνδυασμούς για διάμετρο 0,01 . Παρατηρείται ότι για 0,018 και 0,019 π.χ. δεν υπάρχουν έγκυροι συνδυασμοί με μήκος αυλών εντός των ορίων για αποτελεσματικότητες άνω του 0,94 επομένως και το αποτέλεσμα του μήκος αυλών που υπολογίστηκε για το εξεταζόμενο παράδειγμα ($L=1,885\text{m}$, αποτελεσματικότητα 99%) αν και πραγματοποιήσιμο είναι εκτός των επιτρεπτών ορίων που τίθενται για την εξεταζόμενη περίπτωση.



Διάγραμμα 3-4: Μέσος όρος απαιτούμενης επιφάνειας, από όλους τους έγκυρους, συνδυασμούς, ανά βαθμό αποτελεσματικότητας και για κάθε διάμετρο.

Για το **ύψος του εναλλάκτη** υπάρχει περιορισμός από τα 85cm ύψους του λέβητα και λαμβάνεται υπόψη ότι χρειάζεται πρόβλεψη για τη σύνδεση με την έξοδο καυσαερίων του λέβητα και κατάλληλη διαμόρφωση για την έξοδο των καυσαερίων από τον εναλλάκτη καθώς και χώρος για την συλλογή τυχόν όξινων συμπυκνωμάτων. Έτσι, υπολογίζεται το ύψος των δεσμών με επιπλέον 30cm περίπου για τις αναγκαίες διαμορφώσεις (για την εξεταζόμενη δομή εναλλάκτη) να είναι μικρότερο των 85cm και επομένως προκύπτει περιορισμός στα 55cm.

Αντίστοιχα για το **πλάτος του εναλλάκτη** ο τίθεται περιορισμός για ελάχιστο πλάτος 3,5 εκατοστών που προκύπτει για 3 αυλούς των 0,01mm ενώ αντίστοιχα, τίθεται το μέγιστο πλάτος στα 30 εκατοστά ανάλογα με τον αριθμό των αυλών ανά σειρά, το διάκενό τους και τη διάμετρό τους. Λαμβάνοντας υπόψη ότι η κατασκευή θα απαιτήσει τουλάχιστον 10cm επιπλέον πλάτος από το πλάτος B της δέσμης των αυλών.

3.2 Παράμετρος ταχύτητας νερού στους αυλούς.

Επειδή οι υπόλοιποι περιορισμοί ελέγχονται αφού έχει πραγματοποιηθεί η επαναληπτική προσέγγιση για το L, ο πρώτος περιορισμός που θα τεθεί είναι τεχνικής φύσεως και αφορά την ταχύτητα του νερού στους αυλούς, είναι επίσης και ο περιορισμός που ελαττώνει περισσότερο τους πιθανούς συνδυασμούς.

Όπως αναφέρθηκε και σε προηγούμενη ενότητα, η ταχύτητα του νερού εντός των αυλών περιορίζεται σε τιμές $0,7 \text{ m/s} \leq \bar{w}_w \leq 1,8 \text{ m/s}$ ώστε να αποφευχθούν φαινόμενα συντονισμού και θορύβου από υψηλές τιμές αλλά και αύξηση των επικαθίσεων και μείωση του συντελεστή θερμικής συναγωγής α_w στο εσωτερικό των αυλών από χαμηλές τιμές.

Η ταχύτητα \bar{w}_w εξαρτάται από την παροχή του νερού για κάθε λέβητα και τον συνολικό αριθμό αυλών ανά πέρασμα ($r * n_r$). Υπάρχει δηλαδή μια σχέση περιορισμού για το γινόμενο του αριθμού των αυλών ανά σειρά και των αριθμό των σειρών.

Η σύγκριση στην υπολογιστική εφαρμογή θα πραγματοποιηθεί αυτοματοποιημένα και αφού ελεγχθούν όλοι οι συνδυασμοί θα δημιουργηθεί λίστα με τους αποδεκτούς συνδυασμούς καθώς και οι αντίστοιχοι πίνακες συνδυασμών που θα χρησιμεύσουν στην συνέχεια. Στην Εικόνα 3-5 φαίνεται η μορφή του πίνακα αποτελεσμάτων για $d_o=10\text{mm}$. Στον επάνω πίνακα είναι οι αριθμοί Reynolds για κάθε συνδυασμό ενώ κάτω φαίνονται οι επιλεγμένοι αποδεκτοί συνδυασμοί.

Αντίστοιχος έλεγχος εφαρμόζεται για όλες τις τιμές του εύρους της εξωτερικής διαμέτρου d_o . Για μεγαλύτερες διαμέτρους η ταχύτητα ροής του νερού στους αυλούς μειώνεται και υπάρχει ουσιαστικά μετατόπιση της έγκυρης περιοχής που φαίνεται στο κάτω μέρος του πίνακα στην Εικόνα 3-5, προς τα αριστερά με αποτέλεσμα τη μείωση των διαθέσιμων συνδυασμών.

Στο εξεταζόμενο παράδειγμα του λέβητα των 58kW για το συνδυασμό d_o με το συνολικό αριθμό αυλών υπολογίστηκαν: 272 συνδυασμοί για $d_o=0,01\text{m}$, 64 συνδυασμοί για $d_o=0,0172\text{m}$, 48 συνδυασμοί για $d_o=0,018\text{m}$ και 56 συνδυασμοί για $d_o=0,019\text{m}$. Ενώ ο συνολικός αριθμός συνδυασμών (όλων των χαρακτηριστικών) μετά την εφαρμογή αποκλειστικά και μόνο του ελέγχου για την ταχύτητα του νερού στο σωλήνες, ελαττώθηκε από 68992 σε 4840.

Έλεγχος Re και wí ταχύτητας ρευστού στους αυλούς. Ανάλογα με την παροχή του εκάστοτε λέβητα																
Επιθυμητό	min (m/s)	0.9			max (m/s)			1.5								
do (m)	0.010															
di (m)	0.008			mw (kg/s)			1.455			Λέβητας			121.842 kW			
Re	nr															
r	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15		
2	125461.3	83640.8	62730.6	50184.5	41820.4	35846.1	31365.3	27880.3	25092.3	22811.1	20910.2	19301.7	17923.0	16728.2		
3	83640.8	55760.6	41820.4	33456.3	27880.3	23897.4	20910.2	18586.9	16728.2	15207.4	13940.1	12867.8	11948.7	11152.1		
4	62730.6	41820.4	31365.3	25092.3	20910.2	17923.0	15682.7	13940.1	12546.1	11405.6	10455.1	9650.9	8961.5	8364.1		
5	50184.5	33456.3	25092.3	20073.8	16728.2	14338.4	12546.1	11152.1	10036.9	9124.5	8364.1	7720.7	7169.2	6691.3		
6	41820.4	27880.3	20910.2	16728.2	13940.1	11948.7	10455.1	9293.4	8364.1	7603.7	6970.1	6433.9	5974.3	5576.1		
7	35846.1	23897.4	17923.0	14338.4	11948.7	10241.7	8961.5	7965.8	7169.2	6517.5	5974.3	5514.8	5120.9	4779.5		
8	31365.3	20910.2	15682.7	12546.1	10455.1	8961.5	7841.3	6970.1	6273.1	5702.8	5227.6	4825.4	4480.8	4182.0		
9	27880.3	18586.9	13940.1	11152.1	9293.4	7965.8	6970.1	6195.6	5576.1	5069.1	4646.7	4289.3	3982.9	3717.4		
10	25092.3	16728.2	12546.1	10036.9	8364.1	7169.2	6273.1	5576.1	5018.5	4562.2	4182.0	3860.3	3584.6	3345.6		
11	22811.1	15207.4	11405.6	9124.5	7603.7	6517.5	5702.8	5069.1	4562.2	4147.5	3801.9	3509.4	3258.7	3041.5		
12	20910.2	13940.1	10455.1	8364.1	6970.1	5974.3	5227.6	4646.7	4182.0	3801.9	3485.0	3217.0	2987.2	2788.0		
13	19301.7	12867.8	9650.9	7720.7	6433.9	5514.8	4825.4	4289.3	3860.3	3509.4	3217.0	2969.5	2757.4	2573.6		
14	17923.0	11948.7	8961.5	7169.2	5974.3	5120.9	4480.8	3982.9	3584.6	3258.7	2987.2	2757.4	2560.4	2389.7		
15	16728.2	11152.1	8364.1	6691.3	5576.1	4779.5	4182.0	3717.4	3345.6	3041.5	2788.0	2573.6	2389.7	2230.4		
wmi (m/s)	nr															
r	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15		
2	7.361	4.907	3.681	2.944	2.454	2.103	1.840	1.636	1.472	1.338	1.227	1.132	1.052	0.981		
3	4.907	3.272	2.454	1.963	1.636	1.402	1.227	1.091	0.981	0.892	0.818	0.755	0.701	0.654		
4	3.681	2.454	1.840	1.472	1.227	1.052	0.920	0.818	0.736	0.669	0.613	0.566	0.526	0.491		
5	2.944	1.963	1.472	1.178	0.981	0.841	0.736	0.654	0.589	0.535	0.491	0.453	0.421	0.393		
6	2.454	1.636	1.227	0.981	0.818	0.701	0.613	0.545	0.491	0.446	0.409	0.377	0.351	0.327		
7	2.103	1.402	1.052	0.841	0.701	0.601	0.526	0.467	0.421	0.382	0.351	0.324	0.300	0.280		
8	1.840	1.227	0.920	0.736	0.613	0.526	0.460	0.409	0.368	0.335	0.307	0.283	0.263	0.245		
9	1.636	1.091	0.818	0.654	0.545	0.467	0.409	0.364	0.327	0.297	0.273	0.252	0.234	0.218		
10	1.472	0.981	0.736	0.589	0.491	0.421	0.368	0.327	0.294	0.268	0.245	0.226	0.210	0.196		
11	1.338	0.892	0.669	0.535	0.446	0.382	0.335	0.297	0.268	0.243	0.223	0.206	0.191	0.178		
12	1.227	0.818	0.613	0.491	0.409	0.351	0.307	0.273	0.245	0.223	0.204	0.189	0.175	0.164		
13	1.132	0.755	0.566	0.453	0.377	0.324	0.283	0.252	0.226	0.206	0.189	0.174	0.162	0.151		
14	1.052	0.701	0.526	0.421	0.351	0.300	0.263	0.234	0.210	0.191	0.175	0.162	0.150	0.140		
15	0.981	0.654	0.491	0.393	0.327	0.280	0.245	0.218	0.196	0.178	0.164	0.151	0.140	0.131		

Εικόνα 3-5: Υπολογισμός Reynolds και ταχύτητας νερού στο εσωτερικό των αυλών για κάθε συνδυασμό για εξωτερική διάμετρο $do=0,01m$.

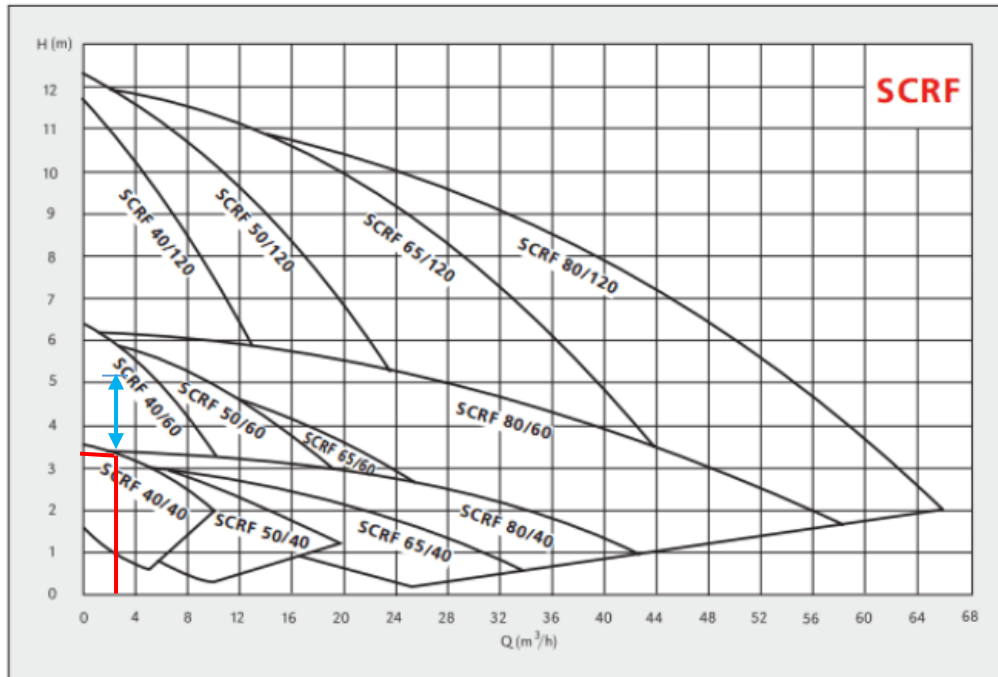
3.3 Παράμετρος απώλειας ύψους πίεσης για τον κυκλοφορητή.

Στις εγκαταστάσεις θέρμανσης κατοικιών και μεσαίων κτηρίων η κυκλοφορία του νερού στο κλειστό κύκλωμα της θέρμανσης εξασφαλίζεται από τον κυκλοφορητή ο οποίος αναλαμβάνει να καλύψει τις πτώσεις πίεσης από τα φαινόμενα τριβής εντός των σωληνώσεων.

Η επιλογή του κυκλοφορητή γίνεται με βάση τη ζητούμενη παροχή νερού (m³/hr) και το είδος της εγκατάστασης θέρμανσης (μονοσωλήνιο, δισωλήνιο, μέγιστο αριθμό σωμάτων ανά κλάδο κ.λπ.). Οι απώλειες τριβών σε κάθε είδος εγκατάστασης αντιστοιχούν σε ένα μανομετρικό ύψος H (m). Από τις δύο αυτές τιμές (παροχή, μανομετρικό ύψος), ανάλογα με το εύρος παροχής που λαμβάνεται και ένα συντελεστή ασφαλείας συνήθως 1,2 (20%) για το H, επιλέγεται από τους πίνακες των κατασκευαστών ο επιθυμητός κυκλοφορητής.

Στο Διάγραμμα 3-6 που ακολουθεί²⁰ φαίνεται η δυνατότητα επιλογής διαφόρων κυκλοφορητών με διαφορετικά μέγιστα ύψη H και εύρος παροχής νερού, για την ίδια υπολογιζόμενη παροχή. [25]

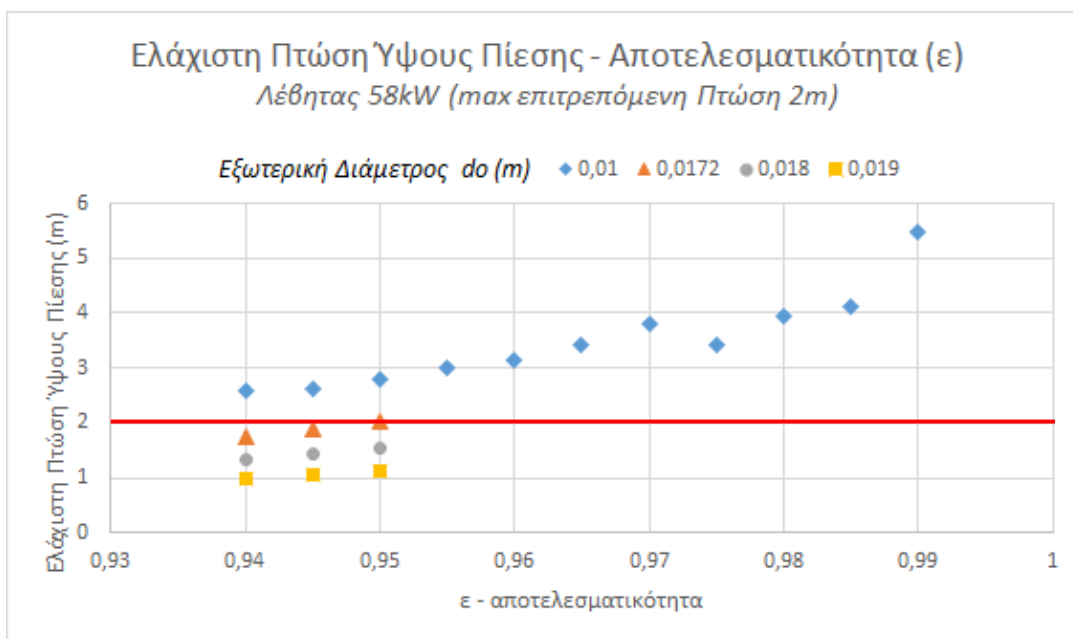
²⁰ «Αντιστοιχίες κυκλοφορητών SPERONI με DAB , WILO , GRUNDFOS», Κελέκης Α&Ν Ο.Ε. , <http://www.kelekis.gr/antistoixies-kikloforiton-DAB.html> , Ιούνιος 2016



Διάγραμμα 3-6: Διάγραμμα επιλογής κυκλοφορητή συναρτήσει της παροχής νερού και των απωλειών της εγκατάστασης σε μανομετρικό ύψος.

Για τον εξεταζόμενο λέβητα των 58kW η παροχή είναι $2,5 \text{ m}^3/\text{hr}$. Εάν έχει υπολογιστεί π.χ. μια πτώση $H \approx 3\text{m}$ στην εγκατάσταση, τότε η επιλογή ή η ύπαρξη ενός κυκλοφορητή με τα χαρακτηριστικά του SCRF 40/60 (Διάγραμμα 3-6) δίνει για την παροχή των $2,5 \text{ m}^3/\text{hr}$ ένα περιθώριο περίπου $\Delta H = 2\text{m}$ (δεν εξαντλείται όλο το διαθέσιμο εύρος).

Το περιθώριο απώλειας ύψους πίεσης (ως κριτήριο αποδοχής ή μη ενός συνδυασμού χαρακτηριστικών εναλλάκτη) θα προσδιορισθεί κατ' εκτίμηση για κάθε λέβητα χωριστά και θα περασθεί ως δεδομένο στην εφαρμογή στην περιοχή περιορισμών των υπολογισμών. Η επιτρεπόμενη πτώση ύψους πίεσης είναι σημαντικός παράγοντας περιορισμού των επιλογών. Όπως φαίνεται και στο Διάγραμμα 3-7, ολόκληρη η ομάδα συνδυασμών με διάμετρο $d_o=0,01\text{m}$ τίθεται εκτός των έγκυρων επιλογών (για το εύρος αποτελεσματικότητας που έχει αρχικά επιλεγεί), εφόσον η ελάχιστη μανομετρική πίεση με την οποία θα επιβαρύνει τη λειτουργία του κυκλώματος νερού είναι πάνω από την επιτρεπτή για κάθε βαθμό αποτελεσματικότητας.



Διάγραμμα 3-7: Ελάχιστη πτώση πίεσης ανά βαθμό αποτελεσματικότητας για κάθε διάμετρο (μετά την εφαρμογή περιορισμού μήκους αυλών) – d_o σε m.

Σε περίπτωση επιλογής συνδυασμού που απαιτεί υψηλότερη πτώσης πίεσης θα πρέπει, αναγκαστικά, με την προσθήκη του εναλλάκτη να γίνει και αλλαγή κυκλοφορητή, ο οποίος έχει σημαντικό κόστος. Το κόστος αυτό θα προστεθεί στο κόστος κτήσης του εναλλάκτη. Στον Πίνακα 3-1 δίνονται²¹ ενδεικτικές τιμές νέων κυκλοφορητών με inverter. Η αύξηση του κόστους κτήσης θα μπορούσε να φτάσει το διπλάσιο της αρχικής ανάλογα με τον κυκλοφορητή που θα επιλεγεί.

Πίνακας 3-1 Τιμές αγοράς για κυκλοφορητές κυκλώματος νερού θέρμανσης

Ενδεικτικές Τιμές Κυκλοφορητών Θέρμανσης (με inverter)

(Πηγή: http://www.novassol.gr/kikloforites-c-7_24.html)

Μεγ. Παροχή (m ³ /h)	Μέγιστο Ύψος Αντλησης (m)	Τιμή (€)	Ενσωματωμένη πλήρης προστασία κινητήρα
2,5	4	180	
3	6	210	
2,5	7	480	
2,5	10	535	
3	12	720	
4	12	970	

²¹ Τιμοκατάλογος Κυκλοφορητών Wilo : http://www.novassol.gr/kikloforites-c-7_24.html (Ιούνιος 2016)

3.4 Παράμετρος πτώσης πίεσης στο καυσαέριο.

Η πτώση πίεσης στο ρεύμα του καυσαερίου, ανάλογα με τη δυνατότητα ή όχι για τοποθέτηση ανεμιστήρα μπορεί να αποτελέσει τον πλέον σημαντικό παράγοντα στην επιλογή γεωμετρικών χαρακτηριστικών.

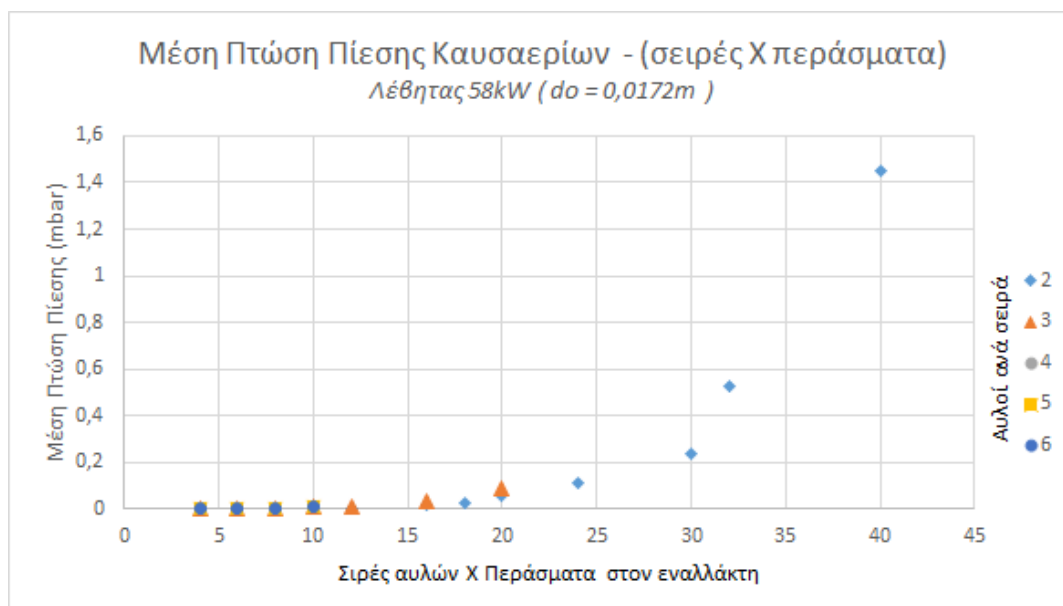
Θα πρέπει να γίνει πρόβλεψη για την πτώση πίεσης στον εναλλάκτη επιπλέον της αντίθλιψης του καυσαερίου στο λέβητα να είναι μικρότερη από την κατάθλιψη του καυστήρα.

Ανάλογα με τη δυνατότητα του καυστήρα (κυρίως σε παροχή), η πίεση που δίνει μπορεί να είναι οριακή σε σχέση με την αντίθλιψη του καυσαερίου ή μπορεί να έχει μέχρι περίπου 20% επιπλέον δυνατότητα κατάθλιψης.

Το γεγονός αυτό μπορεί πιθανά να διαφοροποιήσει την επιλογή των χαρακτηριστικών του εναλλάκτη. Δηλαδή για κοντινό βαθμό απόδοσης να υπάρχει τελείως διαφορετική πτώση πίεσης στα καυσαέρια (ανάλογα με τον αριθμό σειρών και περασμάτων), όπου η πιο οικονομική κατασκευή να απαιτεί ταυτόχρονα και την ύπαρξη ανεμιστήρα.

Αξίζει να σημειωθεί σε εναλλάκτες ανάκτησης θερμότητας, όπως ο τύπος που εξετάζεται, η προσθήκη ανεμιστήρα για να υπερνικήσει την πτώση είναι συνηθισμένη πρακτική μιας και η κατανάλωση ενέργειας που έχει είναι πολύ μικρή ενώ η ελαχιστοποίηση του μεγέθους του εναλλάκτη είναι επιθυμητή. Κατασκευαστικά υπάρχει μια αύξηση του κόστους κτήσης κατά 100-200ευρώ.

Γενικότερα, όσο αυξάνεται το γινόμενο **σειρών X περάσματα** (για σταθερό αριθμό αυλών ανά σειρά) τόσο μεγαλύτερη η πτώση πίεσης στο ρεύμα των καυσαερίων. (Διάγραμμα 3-8)



Διάγραμμα 3-8: Για εξ. διάμετρο $do=0,0172m$, σχέση πτώσης πίεσης καυσαερίων με αριθμό συνολικών σειρών στον εναλλάκτη, για κάθε περίπτωση αριθμού αυλών ανά σειρά.

3.5 Προσδιορισμός κατώτατων ορίων για το βαθμό απόδοσης στο λέβητα.

Εξετάστηκε ήδη ο τρόπος υπολογισμού του νέου βαθμού απόδοσης του λέβητα και οι περιορισμοί που μπορούν να τεθούν σε σχέση με αυτόν είναι κατά κύριο λόγο **νομικής φύσεως** (Ευρωπαϊκοί Κανονισμοί) [3] [26] .

Σε περίπτωση επιλογής εναλλάκτη θερμότητας για χρήση σε νέο ή υπάρχων λέβητα, ως συνολικό σύστημα, θα πρέπει να ικανοποιούνται οι ευρωπαϊκοί κανονισμοί για τους λέβητες πετρελαίου θέρμανσης χώρου.

Μέχρι τον Σεπτέμβριο του 2015 οι διάφοροι τύποι λεβήτων θέρμανσης χώρου ζεστού νερού, υγρού ή αέριου καυσίμου όφειλαν να είχαν ωφέλιμες αποδόσεις, όπως αυτές ορίζονται στο Π.Δ. 335/93 σε συμμόρφωση με την Οδηγία 92/42/ΕΟΚ.

Πλέον, από το Σεπτέμβριο του 2015 έχουν τεθεί σε ισχύ οι ευρωπαϊκοί κανονισμοί 811/2013 και 813/2013 για την «**ενεργειακή επισήμανση**» και τον «**οικολογικό σχεδιασμό**» [3] [27] [28] αντίστοιχα, οι οποίοι θέτουν πιο αυστηρά κριτήρια για την απόδοση τόσο στο ονομαστικό όσο και στο μερικό φορτίο λειτουργίας και για τους λέβητες θέρμανσης χώρου ζεστού νερού.

Για τους λέβητες θέρμανσης χώρου με ονομαστική ισχύ $\leq 70\text{kW}$ η απαίτηση είναι η «**Εποχιακή ενεργειακή απόδοση θέρμανσης χώρου**» $\geq 86\%$ **στην ανωτέρα πλέον θερμογόνο ικανότητα του καυσίμου (Gross Calorific Value, GCV).**

Η εποχιακή ενεργειακή απόδοση θέρμανσης χώρου η_s ορίζεται ως:

$$\eta_s = \eta_{son} - \sum F_{(i)} \quad (3.1)$$

Όπου: η_{son} : η εποχιακή ενεργειακή απόδοση θέρμανσης χώρου κατά την ενεργό κατάσταση, με σταθμισμένο μέσο όρο της ωφέλιμης απόδοσης στην ονομαστική θερμική ισχύ και της απόδοσης στο 30% της ονομαστικής θερμικής ισχύος.

$F_{(i)}$: είναι διορθώσεις εκφρασμένες σε ποσοστό % για τον συνυπολογισμό του αρνητικού μεριδίου στην ενεργειακή απόδοση της εποχιακής θέρμανσης χώρου.

Για την εποχιακή ενεργειακή απόδοση θέρμανσης χώρου κατά την ενεργό κατάσταση:

$$\eta_{son} = 0,85 * \eta_1 + 0,15 * \eta_4 \quad (3.2)$$

Όπου: η_1 : η ωφέλιμη απόδοση στο 30% της ονομαστικής ισχύος εξόδου, εκφρασμένη σε %.

η_4 : η ωφέλιμη απόδοση στο 100% της ονομαστικής ισχύος εξόδου, εκφρασμένη σε %.

Οι διορθώσεις $F_{(i)}$ κατά τους υπολογισμούς λαμβάνονται σε ένα ποσοστό 3.5% καθώς είναι δύσκολος ο προσδιορισμός τους για μια γκάμα λεβήτων και συνθηκών λειτουργίας.

Έτσι, κατά τον έλεγχο η απαιτούμενη εποχιακή ενεργειακή απόδοση θέρμανσης χώρου κατά την ενεργό κατάσταση η_{son} θα πρέπει να ισούται με τα 86% του κανονισμού για την εποχιακή ενεργειακή απόδοση θέρμανσης χώρου η_s αυξημένη κατά 3.5% για την κάλυψη των διορθώσεων. (Τελικά στην κατώτερη θερμογόνο δύναμη αντιστοιχεί σε 95,7% β.α.)

Στον πίνακα των υπολογισμών στην υπολογιστική εφαρμογή δίνεται ο σταθμισμένος β.α., δηλαδή ο εποχιακός βαθμός απόδοσης ενεργούς κατάστασης και θα χρησιμοποιηθεί σύμφωνα με τα παραπάνω ως κριτήριο αποδοχής ή απόρριψης των συνδυασμών για τον εναλλάκτη.

Αντίστοιχα για τους λέβητες θέρμανσης χώρου με ονομαστική ισχύ $> 70\text{kW}$ και $\leq 400\text{kW}$ η απαίτηση είναι για ωφέλιμη ενεργειακή απόδοση τουλάχιστον **86%** στο ονομαστικό φορτίο ενώ για το μερικό φορτίο τουλάχιστον **94%** *στην ανωτέρα πλέον θερμογόνο ικανότητα του καυσίμου (Gross Calorific Value, GCV)*. (Αντίστοιχα 91,2% και 99,6% ως προς την κατώτερη θερμογόνο ικανότητα).

Για τους λέβητες άνω των 70kW ο σταθμισμένος β.α του ονομαστικού και μερικού φορτίο στην υπολογιστική εφαρμογή, χρησιμοποιείται μόνο για την εκτίμηση κατανάλωσης καυσίμου. Για την εφαρμογή ελέγχου των κριτηρίων του κανονισμού χρησιμοποιούνται ξεχωριστά οι νέοι β.α. στο 100% και 30% μετά την προσθήκη του εναλλάκτη.

Από τα παράδειγμα των αποτελεσμάτων του Πίνακα 3-2 στη συνέχεια, για ένα συνδυασμό εναλλάκτη, φαίνεται ότι για κάθε αποτελεσματικότητα, προκύπτει μεγαλύτερη τιμή στον β.α του μερικού φορτίου. Αυτό θα βοηθούσε και στην παραπάνω σχέση (3.2) για καλύτερη εποχιακή ενεργειακή απόδοση.

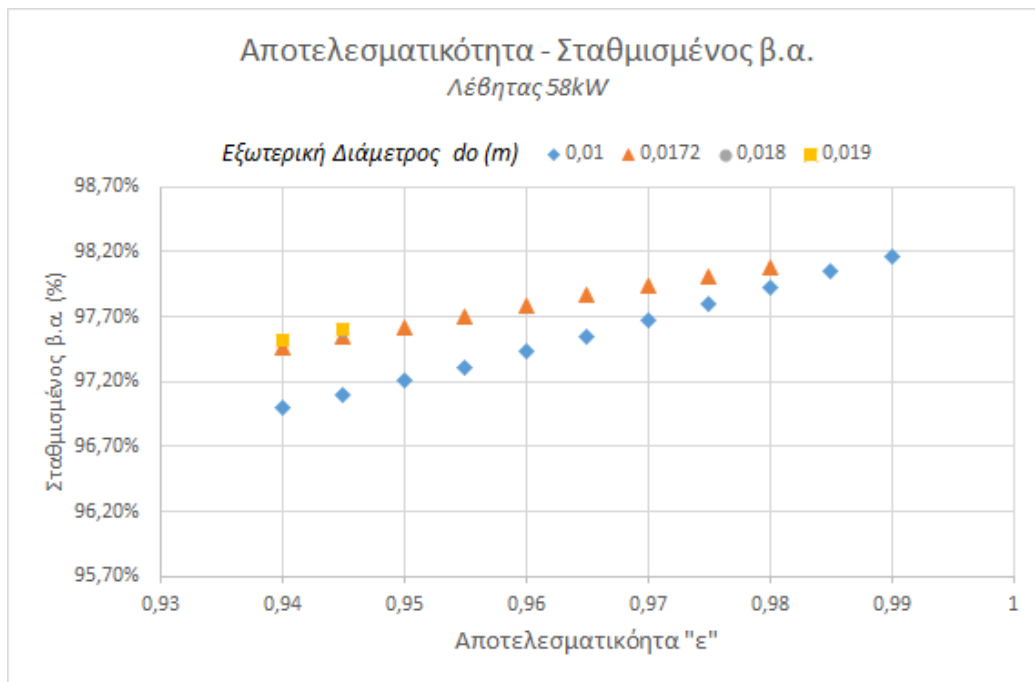
Πίνακας 3-2: Βαθμοί απόδοσης σε φορτίο% (100/30) και σταθμισμένοι βαθμοί απόδοσης για λέβητα 58kW για διάφορες τιμές αποτελεσματικότητας – ε.

		S/d _o	1,25	Passes	4	Total	
do	0,019	rows	r	t/row	nr	3	80
ε (effect)	νέος β.α. 100%	νέος β.α. 30%	Σταθμισμ. β.α.	Νέο mB (lt/h)	Q 100%(w) recovered	Q 30%(w) recovered	do (m)
0,990	0,9591	0,9862	0,9821	5,8684	4913	6911	0,010
0,985	0,9587	0,9844	0,9805	5,8780	4888	6805	0,010
0,980	0,9583	0,9827	0,9790	5,8870	4864	6700	0,010
0,975	0,9579	0,9808	0,9774	5,8966	4840	6590	0,010
0,970	0,9575	0,9789	0,9757	5,9069	4815	6474	0,010
0,965	0,9571	0,9773	0,9742	5,9160	4791	6377	0,010
0,960	0,9567	0,9757	0,9729	5,9239	4767	6284	0,010
0,955	0,9564	0,9743	0,9716	5,9318	4742	6194	0,010
0,950	0,9560	0,9723	0,9698	5,9428	4718	6074	0,010
0,945	0,9556	0,9710	0,9687	5,9496	4693	5994	0,010
0,940	0,9552	0,9697	0,9675	5,9569	4669	5918	0,010
0,935	0,9548	0,9685	0,9665	5,9631	4645	5844	0,010
0,930	0,9544	0,9674	0,9654	5,9699	4620	5772	0,010
0,925	0,9541	0,9662	0,9644	5,9761	4596	5702	0,010
0,920	0,9537	0,9647	0,9630	5,9848	4571	5607	0,010
0,915	0,9533	0,9636	0,9621	5,9904	4547	5542	0,010
0,910	0,9529	0,9627	0,9612	5,9980	4523	5484	0,010
0,905	0,9525	0,9618	0,9604	6,0010	4498	5427	0,010
0,900	0,9521	0,9608	0,9595	6,0086	4474	5367	0,010
0,895	0,9518	0,9600	0,9587	6,0116	4449	5312	0,010
0,890	0,9514	0,9587	0,9576	6,0185	4425	5237	0,010

3.6 Παράμετρος επιλογής αποτελεσματικότητας «ε».

Στην επιλογή αποτελεσματικότητας έχει τεθεί από την αρχή της μελέτης ένα εύρος από 0,94 έως 0,99 και ο λόγος είναι η απαίτησή για υψηλούς βαθμούς απόδοσης στο σύστημα λέβητα-εναλλάκτη ώστε να καλύπτονται τα όρια των ευρωπαϊκών κανονισμών.

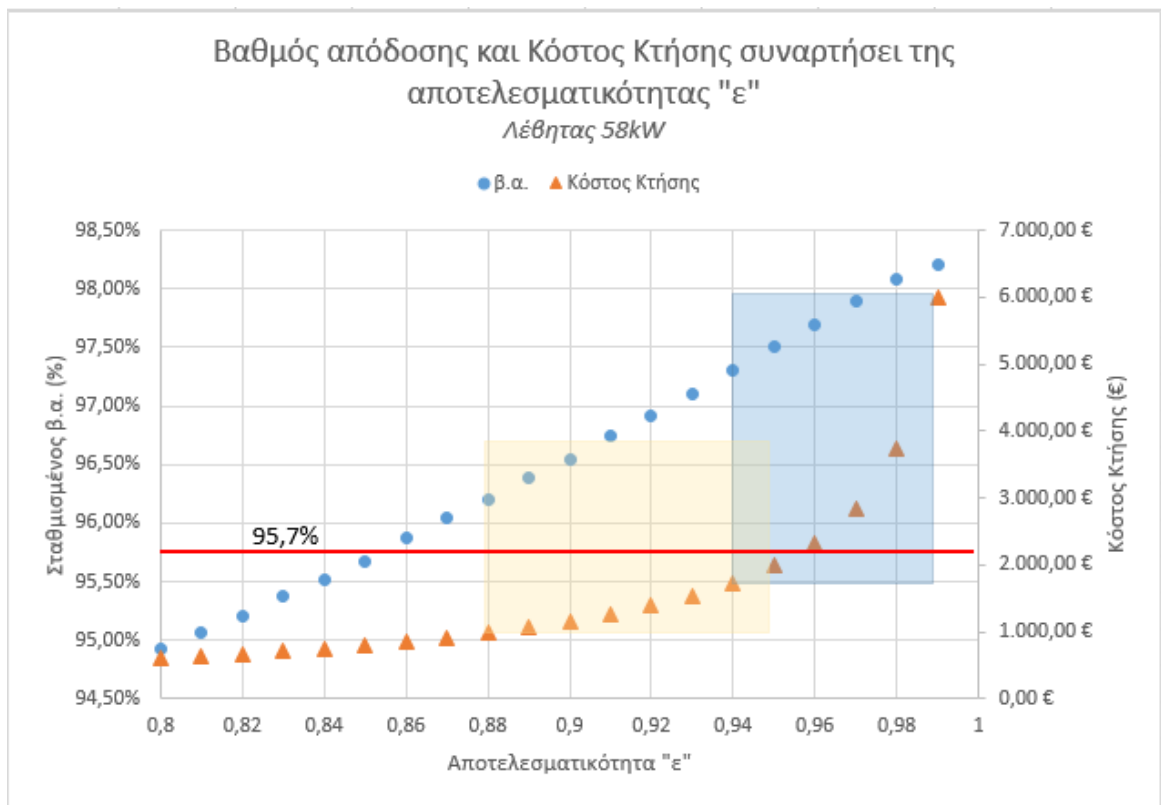
Εξετάζοντας τη σχέση της επιλογής αποτελεσματικότητας με το σταθμισμένο εποχιακό βαθμό απόδοσης ενεργούς κατάστασης (Εικόνα 3-9) γίνεται φανερό ότι, για τον λέβητα των 58kW η επιλογή εύρους από 0,94 και πάνω δίνει βαθμούς απόδοσης που υπερβαίνουν κατά πολύ το όριο του 95,7% που προκύπτει από τους κανονισμούς και τις διορθώσεις. Επομένως, απαιτείται η διερεύνηση κατά πόσο μια μετατόπιση του εύρους προς χαμηλότερες αποτελεσματικότητες θα έδινε περισσότερες και πιο οικονομικές επιλογές χωρίς να τίθεται το σύστημα εκτός των ορίων των κανονισμών.



Διάγραμμα: 3-9 Σταθμισμένος βαθμός απόδοσης σε σχέση με την αρχική επιλογή αποτελεσματικότητας.

Για τον λέβητα των 58kW και για τα χαρακτηριστικά του εξεταζόμενου παραδείγματος ($d_o=0,019m$, σειρές=2, αυλοί ανά σειρά=3, περάσματα=10) γίνεται ξανά υπολογισμός των μεγεθών για θεωρούμενο εύρος αποτελεσματικότητας από 0,80 έως 0,99 με βήμα 0,1. Στα Διαγράμματα (3-10, 3-11) φαίνεται η επίδραση της αλλαγής εύρους για τις τιμές της αποτελεσματικότητας στον β.α, στο κόστος κτήσης και στην πτώση ύψους πίεσης στην κυκλοφορία του νερού.

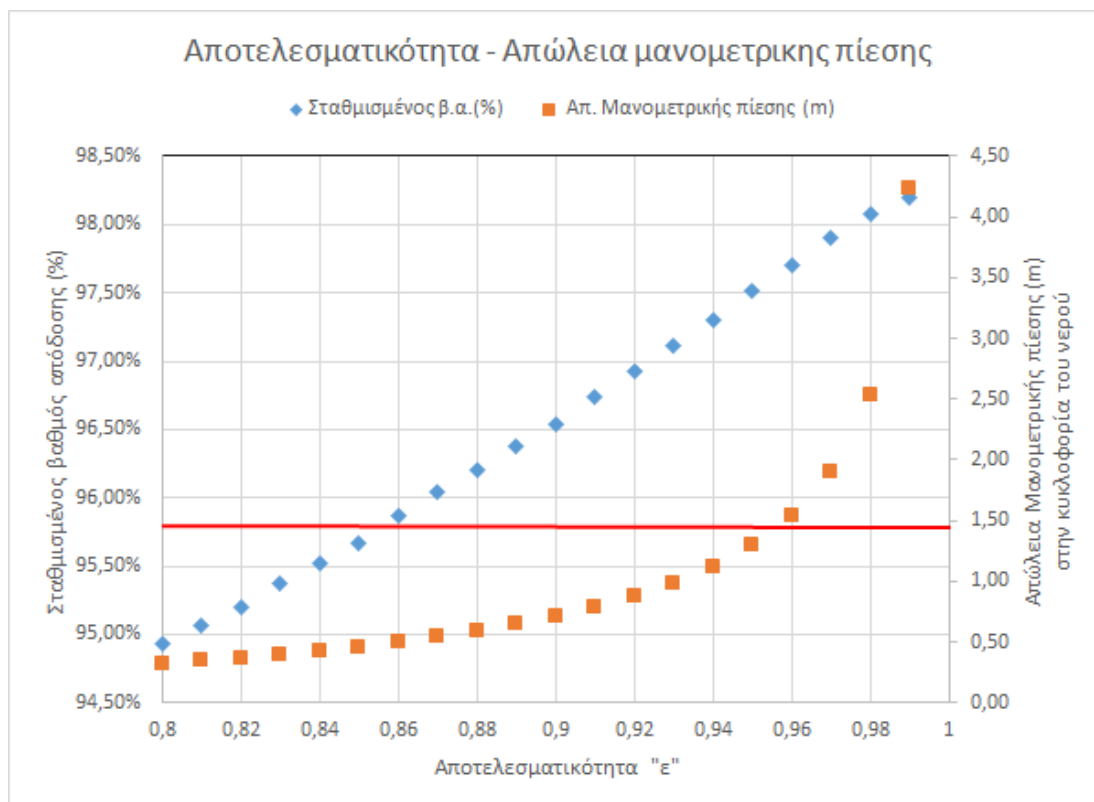
Όπως φαίνεται από το Διάγραμμα 3-10 το εύρος αποτελεσματικότητας που έχει επιλεγεί αντιστοιχεί στο υψηλό τμήμα της καμπύλης κόστους κτήσης ενώ αν μεταβληθεί το εύρος της παραμέτρου από 0,94-0,99 σε 0,88-0,95 ελαττώνεται σημαντικά το εύρος του κόστους κτήσης χωρίς να τεθεί ο συνδυασμός εκτός του ορίου για τον βαθμό απόδοσης.



Διάγραμμα 3-10: Βαθμός απόδοσης και κόστος κτήσης σε σχέση με την αποτελεσματικότητα «ε» σε εύρος από 0,80 έως 0,99.

Ανάλογη εικόνα δίνει και το Διάγραμμα 3-11 για την απώλεια μανομετρικής πίεσης στο κύκλωμα του νερού. Το εύρος αποτελεσματικότητας 0,88-0,95 αντιστοιχεί σε εύρος απώλειας πίεσης με τιμές πολύ χαμηλότερες του 0,94-0,99, απομακρύνοντας περισσότερο το ενδεχόμενο αλλαγής κυκλοφορητή. Επιπλέον η μείωση της απώλειας πίεσης θα αυξήσει τους επιτρεπούς συνδυασμούς για όλες τις εξωτερικές διαμέτρους.

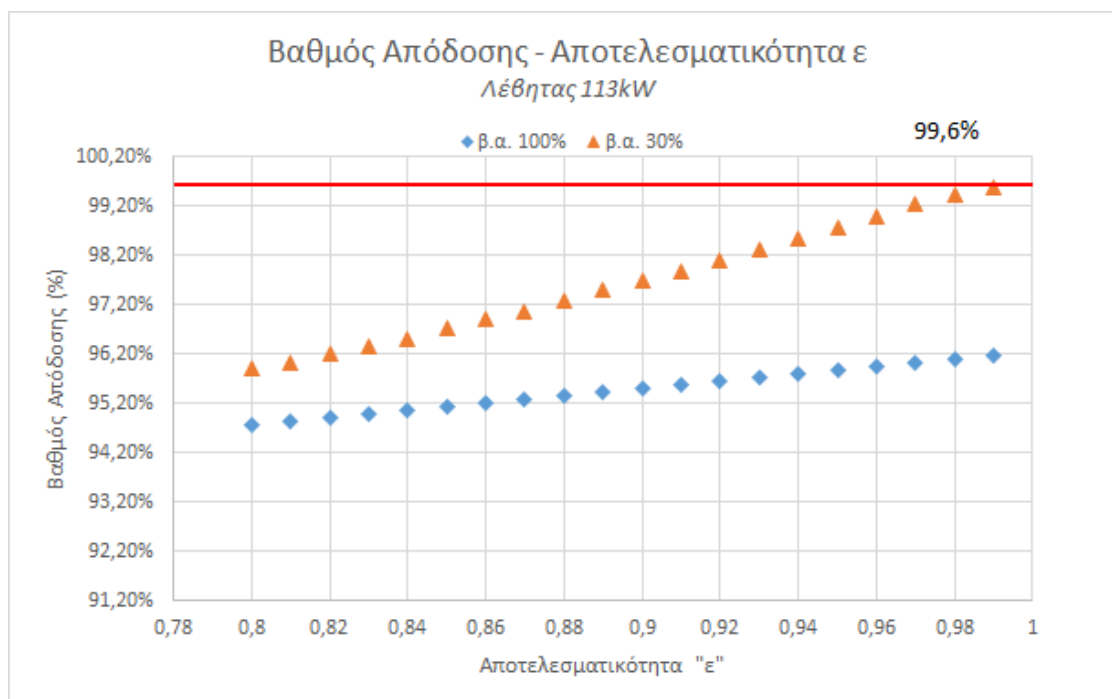
Επιπλέον, βάσει των αποτελεσμάτων της εφαρμογής, η μείωση του εύρους αποτελεσματικότητας στους εναλλάκτες για λέβητες με ισχύ < 70kW είναι επιθυμητή εφόσον για αποτελεσματικότητες άνω του 0,955 τα απαιτούμενα μήκη αυλών προκύπτουν εκτός ορίων για διαμέτρους αυλών 0,019m και 0,018m, όπως φάνηκε και από το Διάγραμμα 3-4.



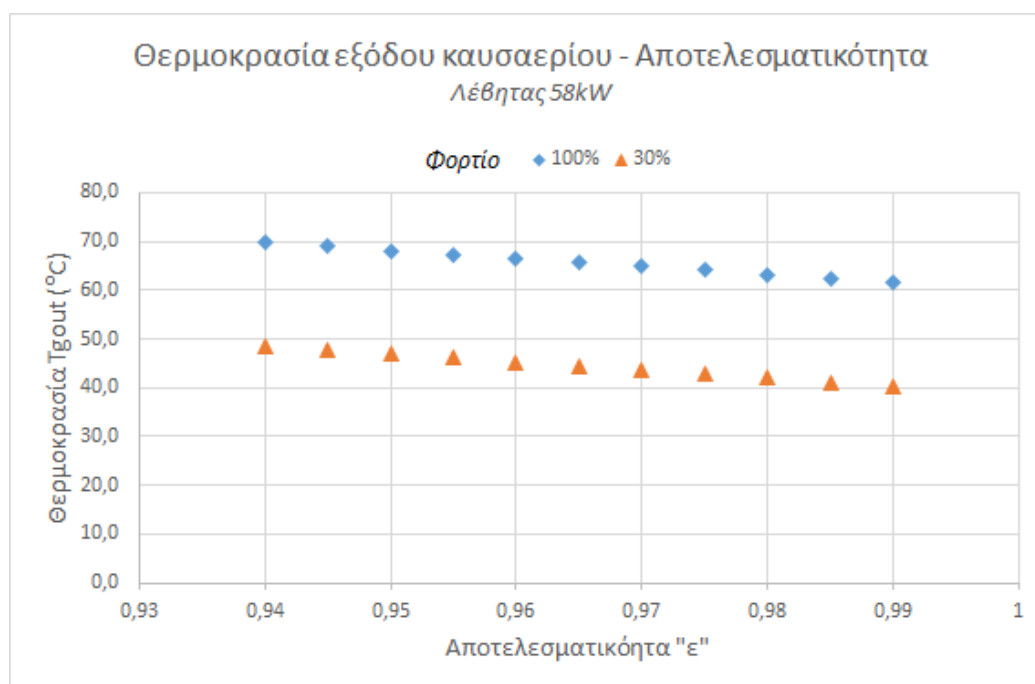
Διάγραμμα 3-11: Βαθμός απόδοσης και απώλεια μανομετρικής πίεσης στο κύκλωμα νερού, σε σχέση με την αποτελεσματικότητα «ε» σε εύρος από 0,80 έως 0,99 (Λέβητας 58kW).

Για τους λέβητες με ονομαστική ισχύ **άνω των 70kW** τα απαιτούμενα όρια στο βαθμό απόδοσης για το ονομαστικό και το μερικό φορτίο επιβάλλουν την επιλογή για αποτελεσματικότητες με υψηλές τιμές. Όπως φαίνεται και στο Διάγραμμα 3-12, ενώ για το ονομαστικό φορτίο επιτυγχάνεται εύκολα το όριο για 91,2% απόδοση, για το μερικό φορτίο μόνο οι υψηλές αποτελεσματικότητες οδηγούν σε βαθμό απόδοσης κοντά στο 99,6%. Επομένως, δεν υπάρχει λόγος για διερεύνηση των αποτελεσμάτων για αποτελεσματικότητες μικρότερες του αρχικού εύρους (0,94 – 0,99).

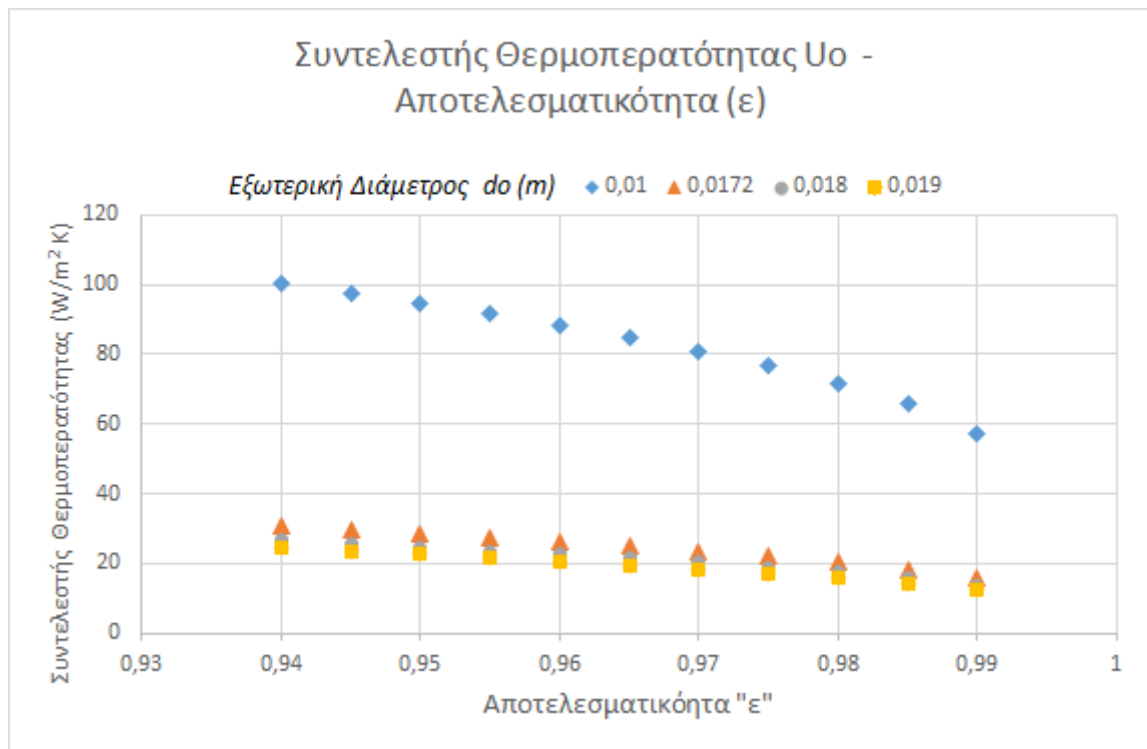
Στο πλαίσιο της γενικότερης εξέτασης της επίδρασης της αποτελεσματικότητας, παρατίθενται επιπλέον διαγράμματα για τη θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από τον εναλλάκτη των 58kW στο ονομαστικό και μερικό φορτίο συναρτήσεως της αποτελεσματικότητας (Διάγραμμα 3-13) και του υπολογιζόμενου συντελεστή U_0 θερμοπερατότητας στο ονομαστικό φορτίο σε σχέση με την αποτελεσματικότητα (Διάγραμμα 3-14)



Διάγραμμα 3-12 Σχέση αποτελεσματικότητας και βαθμού απόδοσης για μερικό και ονομαστικό φορτίο σε λέβητες > 70kW.



Διάγραμμα 3-13: Θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από τον εναλλάκτη στο ονομαστικό και μερικό φορτίο σε σχέση με την αποτελεσματικότητα.



Διάγραμμα 3-14: Σχέση συντελεστή θερμοπερατότητας U_o για διάφορες τιμές αποτελεσματικότητας ϵ και για κάθε τιμή εξωτερικής διαμέτρου d_o .

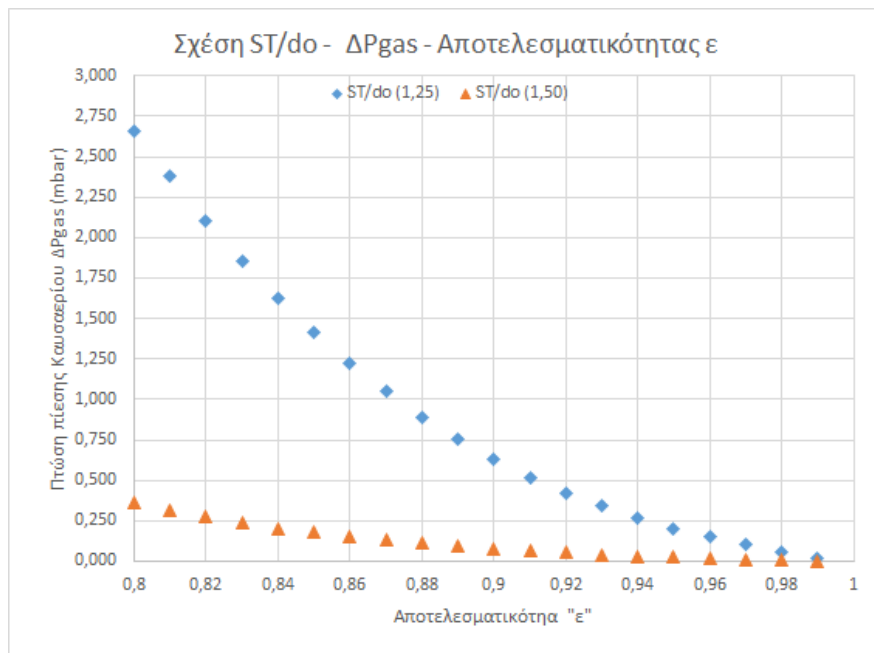
Η αύξηση του U_o στις μικρότερες αποτελεσματικότητες και μικρότερες διαμέτρους εξηγείται από το γεγονός ότι σε χαμηλότερες τιμές αποτελεσματικότητας αντιστοιχεί μικρότερη επιφάνεια και μήκος ανά αυλό. Τα χαρακτηριστικά αυτά, δίνουν κατασκευές με μικρότερες διόδους για την κίνηση του καυσαερίου και επομένως μεγαλύτερη ταχύτητα καυσαερίου διαμέσου των αυλών. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα υψηλότερο συντελεστή συναγωγής για το καυσαέριο και τελικά υψηλότερο συντελεστή θερμοπερατότητας U_o .

3.7 Επίδραση παραμέτρου ST/d_o (Διάκενο αυλών / Εξ. Διάμετρο).

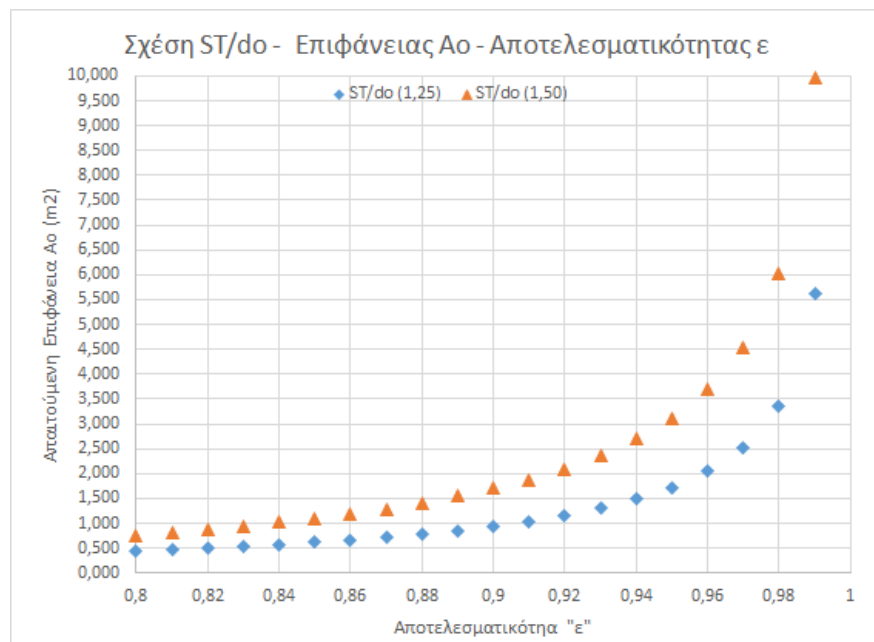
Οι πιο συνηθισμένες τιμές για το λόγο ST/d_o είναι οι τιμές 1,25 έως και 2,5. Οι τιμές 1,25 και 1,5 έχουν επιλεγεί για την εξεταζόμενη κλίμακα εναλλακτών διότι δίνουν καλό συντελεστή συναγωγιμότητας λόγω της επίδρασης που έχουν στην ταχύτητα του καυσαερίου σε σχέση με μεγαλύτερες τιμές. Μικρότερη τιμή των 1,25 δε συνίσταται σε κατασκευές καθώς το διάκενο (ειδικά για αυλούς μικρής διαμέτρου) μπορεί να στομώσει με επικαθίσεις και κυρίως η πτώση πίεσης στα καυσαέρια θα είναι πολύ μεγάλη.

Στα Διαγράμματα 3-15 και 3-16, για τον λέβητα των 58kW και για τα χαρακτηριστικά του εξεταζόμενου παραδείγματος ($d_o=0,019m$, σειρές=2, αυλοί ανά σειρά=3, περάσματα=10)

απεικονίζεται η επίδραση της επιλογής ST/Do στην πτώση πίεσης του καυσαερίου και στην απαιτούμενη επιφάνεια αντίστοιχα.



Διάγραμμα 3-15: Επίδραση της επιλογής St/do στην πτώση πίεσης καυσαερίου για κάθε βαθμό αποτελεσματικότητας.



Διάγραμμα 3-16: Επίδραση της επιλογής St/do στην υπολογιζόμενη επιφάνεια για κάθε βαθμό αποτελεσματικότητας.

Η διαφορά στην πτώση πίεσης ΔP_{gas} για ένα συγκεκριμένο συνδυασμό μειώνεται όσο αυξάνεται η αποτελεσματικότητα διότι αυξάνεται η απαιτούμενη επιφάνεια και η διάσταση του μήκους αυλών. Συνεπώς, μεγαλώνει η διατομή πρόσπτωσης $L * B$ και το καυσαέριο έχει μικρές ταχύτητες άρα και χαμηλότερη πτώση πίεσης

3.8 Επίδραση συντελεστή ρύπανσης (fouling factor).

Κατά τη λειτουργία του εναλλάκτη τα ρευστά που ανταλλάσσουν θερμότητα περιέχουν συχνά αιωρούμενες ή διαλυμένες ουσίες (ειδικά σε μη καθαρά ρευστά όπως το καυσαέριο), με συνέπεια οι επιφάνειες των εναλλακτών, μετά από μια περίοδο λειτουργίας, να καλύπτονται από διάφορες επικαθίσεις ή/και να διαβρώνονται.

Οι επικαθίσεις αυτές έχουν συνήθως πολύ μικρό συντελεστή αγωγιμότητας με αποτέλεσμα ένα λεπτό στρώμα επικαθίσεων να προκαλεί μια αισθητή πρόσθετη αντίσταση στη μετάδοση της θερμότητας, μειώνοντας έτσι τη συνολική απόδοση του εναλλάκτη.



Εικόνα 3-17: Επικαθίσεις σε εναλλάκτη κελύφους-αυλών εσωτερικά και εξωτερικά των αυλών.

Η διαδικασία της εναπόθεσης των διαφόρων υλικών στις επιφάνειες θερμοεναλλαγής ονομάζεται ρύπανση αυτών, ενώ η αντίσταση στη μετάδοση της θερμότητας που προκαλείται από τις επικαθίσεις ονομάζεται αντίσταση ρύπανσης. [29] [22]

Κατά τη σχεδίαση του εναλλάκτη απαιτείται πρόβλεψη για τη μείωση της απόδοσης που επιφέρουν οι επικαθίσεις: α) είτε λαμβάνοντας υπόψη την πρόσθετη αντίσταση απευθείας στους υπολογισμούς της επιφάνειας, β) είτε υπερδιαστασιολογώντας (overdesign) την επιφάνεια με

χρήση κατάλληλου συντελεστή στη συναγωγή (clean Overall Coefficient) , ώστε να καλυφθεί η απώλεια απόδοσης μέχρι την προβλεπόμενη συντήρηση καθαρισμού (Εικόνα 3-18). [30]

Application	Clean Overall Coefficient	Excess Area
gas/gas shell & tube heat exchanger	50 W/m ² K	1.8%
liquid/gas shell & tube heat exchanger	150 W/m ² K	5.4%
liquid/liquid shell & tube heat exchanger	1000 W/m ² K	36%
liquid/liquid plate & frame heat exchanger	3000 W/m ² K	108%
water-cooled shell & tube steam condenser	4500 W/m ² K	162%

Εικόνα 3-18: Επιπλέον επιφάνεια για διάφορες εφαρμογές εναλλάκτη θερμότητας με χρήση του συντελεστή Clean Overall Coefficient (για $Rf=0,36 (m^2 K)/kW$).

Πρόβλεψη επίσης απαιτείται και για τον περιορισμό των επικαθίσεων και της επίδρασής τους με την επιλογή κατάλληλων υλικών (π.χ. ανοξείδωτα για περίπτωση διάβρωσης) και συνθηκών λειτουργίας όπως για παράδειγμα την ταχύτητα των ρευστών.

Στον εξεταζόμενο τύπο εναλλακτών η πρόσθετη αντίσταση στη μετάδοση θερμότητας λαμβάνεται υπόψη στους υπολογισμούς για την επιφάνεια και οι τιμές στην υπολογιστική εφαρμογή αποτελούν δεδομένο που εισάγεται πριν την εκτέλεση.

Στις Εικόνες 3-19 και 3-20 δίνονται οι τιμές από τους πίνακες της TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc) για την πρόσθετη θερμική αντίσταση από ρύπανση σε διάφορα ρευστά.

Για τη μελέτη της επίδραση της ρύπανσης εξετάζεται το ποσοστό της επιπλέον επιφάνειας που απαιτείται για την επίτευξη της ίδιας αποτελεσματικότητας. Το ποσοστό αυτό υπολογίζεται από:

$$\%ΕπιπλέονΑ = \frac{(A_{Rf(in.out)} - A_{Rf(0)})}{A_{Rf(0)}} \cdot 100 \quad (3.2)$$

Όπου: $A_{Rf(in.out)}$: η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας για περίπτωση εναλλάκτη με επιπλέον εσωτερική και εξωτερική θερμική αντίσταση λόγω ρύπανσης (m^2).

$A_{Rf(0)}$: η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας για περίπτωση εναλλάκτη με μηδενική ρύπανση (m^2).

%*ΕπιπλέονΑ*: η επιπλέον απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας για τον εναλλάκτη, λόγω ρύπανσης, εκφρασμένη σε ποσοστό της απαιτούμενης επιφάνειας για την περίπτωση χωρίς ρύπανση.

Στο Διάγραμμα 3-21 για την επίδραση της ρύπανσης στην απαιτούμενη επιφάνεια του εναλλάκτη γίνεται φανερό ότι σε πολύ υψηλές τιμές αποτελεσματικότητας η επιφάνεια είναι τόσο μεγάλη που η επιπλέον επιφάνεια που απαιτείται είναι μικρό ποσοστό εκείνης που αντιστοιχεί σε μηδενική ρύπανση. Αντίστροφα, όσο μειώνεται η τιμή της αποτελεσματικότητας και επομένως της απαιτούμενης επιφάνειας, το ποσοστό της επιπλέον επιφάνειας λόγω ρύπανσης γίνεται σημαντικό, έχοντας ξεπεράσει για αποτελεσματικότητα $\varepsilon=0,9$ το 50%.

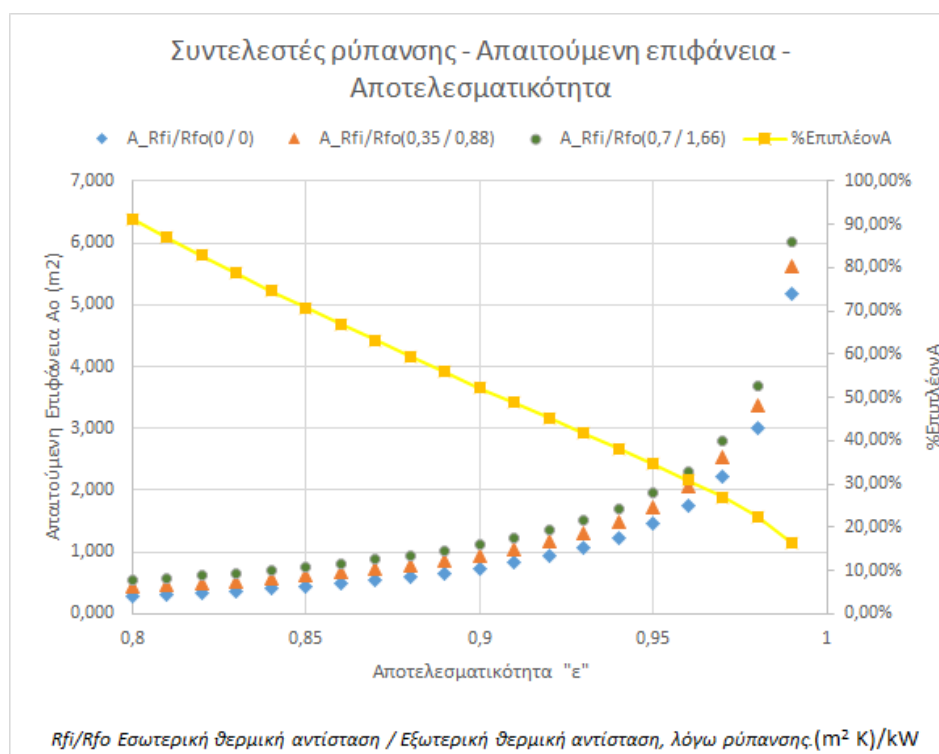
TEMA Design Fouling Resistances for Industrial Fluids,
($m^2 \cdot K$) / kW [19]

Oils	
Fuel oil #2	0.352
Fuel oil #6	0.881
Transformer oil	0.176
Engine lube oil	0.176
Quench oil	0.705
Gases and vapors	
Manufactured gas	1.761
Engine exhaust gas	1.761
Steam (nonoil bearing)	0.088
Exhaust stream (oil bearing)	0.264–0.352
Refrigerant vapors (oil bearing)	0.352
Compressed air	0.176
Ammonia vapor	0.176
CO ₂ vapor	0.176
Chlorine vapor	0.352
Coal flue gas	1.761
Natural gas flue gas	0.881
Liquids	
Molten heat transfer salts	0.088
Refrigerant liquids	0.176
Hydraulic fluid	0.176
Industrial organic heat transfer media	0.352
Ammonia liquid	0.176
Ammonia liquid (oil bearing)	0.528
Calcium chloride solutions	0.528
Sodium chloride solutions	0.528
CO ₂ liquid	0.176
Chlorine liquid	0.352
Methanol solutions	0.352
Ethanol solutions	0.352
Ethylene glycol solutions	0.352

Εικόνα 3-19: Σχεδιαστικές τιμές θερμικής αντίστασης για διάφορα ρευστά στη βιομηχανία.

TEMA Design Fouling Resistances for Water				
Temperature of Heating Medium	Up to 115°C		115 to 205°C	
Temperature of Water	50°C		Over 50°C	
	Water Velocity, m/s		Water Velocity, m/s	
	< 0.9	> 0.9	< 0.9	> 0.9
Sea water	0.088	0.088	0.176	0.176
Brackish water	0.352	0.176	0.528	0.352
Cooling tower and artificial spray pond				
Treated makeup	0.176	0.176	0.352	0.352
Untreated	0.528	0.528	0.881	0.705
City or well water	0.176	0.176	0.352	0.352
River water				
Minimum	0.352	0.176	0.528	0.352
Average	0.528	0.352	0.705	0.528
Muddy or silty	0.528	0.352	0.705	0.528
Hard (over 15 grains/gallon)	0.528	0.528	0.881	0.881
Engine jacket	0.176	0.176	0.176	0.176
Distilled or closed cycle				
Condensate	0.088	0.088	0.088	0.088
Treated boiler feed water	0.176	0.088	0.176	0.176
Boiler blowdown	0.352	0.352	0.352	0.352

Εικόνα 3-20: Τιμές θερμικής αντίστασης νερού ανάλογα με την προέλευσή του, την ταχύτητα και τη θερμοκρασία του θερμού ρευστού και του νερού.



Εικόνα 3-21: Επίδραση της ρύπανσης στην απαιτούμενη επιφάνεια για διάφορες αποτελεσματικότητες. Καμπύλη (δευτερεύουσα) ποσοστού αύξησης της απαιτούμενης επιφάνειας μεταξύ υψηλής ρύπανσης και μηδενικής ρύπανσης.

3.9 Περιορισμός βάσει αρχικών οικονομικών κριτηρίων.

Έχοντας υπολογίσει το απαιτούμενο μήκος αυλών και κατ' επέκταση το κόστος κτήσης του εναλλάκτη μπορεί να γίνει μια **κατά προσέγγιση** εκτίμηση του χρόνου αποπληρωμής της επένδυσης. Σκοπός του ελέγχου αυτού είναι η μείωση των συνδυασμών **πριν** τον υπολογισμό του μερικού φορτίου ώστε να βελτιωθεί ο χρόνος απόκρισης της υπολογιστικής εφαρμογής.

Θεωρείται δεδομένο ότι η οικονομική επένδυση για τον εναλλάκτη αποσβένεται σε μικρότερο χρόνο όσο περισσότερες είναι οι ώρες λειτουργίας του συστήματος λέβητα-εναλλάκτη ανά έτος. Θεωρώντας έτσι μόνο την κατανάλωση στο ονομαστικό φορτίο (η οποία είναι και η μεγαλύτερη) και τον μέγιστο χρόνο λειτουργίας του λέβητα, ο οποίος αντιστοιχεί στη Δ κλιματική ζώνη²², υπολογίζεται ο χρόνος αποπληρωμής με το ετήσιο κέρδος που προκύπτει από τη μειωμένη νέα κατανάλωση καυσίμου:

$$\begin{aligned} & \text{Ετη Αποπληρωμής} \\ = & \frac{\text{Κόστος Κτήσης εναλλάκτη}}{(\dot{m}_{B,αρχικό} - \dot{m}_{B,μειωμένο}) \cdot \text{τιμή καυσίμου} \cdot \frac{\text{ώρες λειτ}}{\text{έτος}} - \text{Κόστος συντήρησης}} \end{aligned} \quad (3.3)$$

Έχει τεθεί από πριν ως μέγιστος χρόνος αποπληρωμής τα 4,5 χρόνια στις οικονομικές παραμέτρους. Επομένως, ενεργοποιείται ένας άμεσος αποκλεισμός, ήδη από τον πρώτο υπολογισμό για το ονομαστικό φορτίο, όλων των συνδυασμών που δίνουν χρόνο αποπληρωμής μεγαλύτερο του μέγιστου που ορίστηκε. Η αναλυτικότερη οικονομική αξιολόγηση του εναλλάκτη παρουσιάζεται σε ξεχωριστή ενότητα.

Ο τύπος υπολογισμού του χρόνου αποπληρωμής, ο οποίος χρησιμοποιείται στο εξεταζόμενο εύρος ισχύος λεβήτων, δε λαμβάνει υπόψη το τραπεζικό επιτόκιο. Η απλοποίηση αυτή δε μεταβάλλει σημαντικά τα αποτελέσματα για την τάξη μεγέθους του κόστους κτήσης του εναλλάκτη (για τους έγκυρους συνδυασμούς) και τα 4,5 χρόνια που είναι ο επιθυμητός χρόνος αποπληρωμής.

Παράδειγμα αποτελεσμάτων της υπολογιστικής εφαρμογής για τον εξεταζόμενο συνδυασμό χαρακτηριστικών του εναλλάκτη.

²² Η ανάλυση για τις Κλιματικές Ζώνες και τις ώρες λειτουργίας ανά έτος γίνεται στην ενότητα της οικονομικής αξιολόγησης.

Αποτελέσματα τρέχοντος συνδυασμού για όλα τα "ε"

Συνδυασμός

(-1 = Μη έγκυρος)

(1 = Έγκυρος)

do	0,019	rows	r	St/do	1,25	Passes	10	Total	
					2	nr	3	Tubes	50

Έλεγχος	Εγυρότητα	Comb_ID	ε (effect)	νέος β.α. 100%	νέος β.α. 30%	Σταθμισμ. β.α.	Νέο mB (t/h)	Q 100%(w) recovered	Q 30%(w) recovered	do (m)	rows / pass	tubes / row	passes	ST/do	Boil 100 Tgout(°C)	Boil 100 ag. gas	Boil 100 Uo	(m2) Ao	(m) Ltube	Gas (m/s) wm,o	Gas Air pump (W)	ΔP100 gas mbars	Boil 30 Tgout(°C)	Q 30% Cond/ition	Cond 30% Effic.	Δpwater Head Loss	ΔTIm 100 F factor	Vapor Inl fraction	Width (m)	Height (m)	Purchase Cost (€)	Cost / Watt recov.	Έτη Απομ/μής
-1	0,99	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,990	0,9591	0,9861	0,9820	5,8690	4913	6904	0,019	2	3	10	1,250	61,6	30,42	28,97	5,626	1,885	0,58	0,13	0,023	40,3	1693,61	36,657%	4,239	1,000	0,074	0,07	0,43	5984,15	1,2181	5,9
-1	0,985	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,985	0,9587	0,9856	0,9816	5,8714	4888	6879	0,019	2	3	10	1,250	62,4	36,24	34,20	4,124	1,382	0,80	0,23	0,040	40,8	1678,86	36,241%	3,108	1,000	0,075	0,07	0,43	4386,90	0,8974	4,2
-1	0,98	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,980	0,9583	0,9848	0,9808	5,8762	4864	6827	0,019	2	3	10	1,250	63,3	40,70	38,15	3,367	1,128	0,99	0,34	0,059	41,7	1643,22	35,450%	2,537	1,000	0,076	0,07	0,43	3580,98	0,7362	3,3
-1	0,975	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,975	0,9579	0,9838	0,9799	5,8816	4840	6767	0,019	2	3	10	1,250	64,1	44,55	41,51	2,880	0,965	1,17	0,45	0,079	42,5	1601,86	34,548%	2,170	1,000	0,076	0,07	0,43	3063,14	0,6329	2,8
-1	0,97	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,970	0,9575	0,9828	0,9790	5,8870	4815	6711	0,019	2	3	10	1,250	64,9	48,04	44,53	2,531	0,848	1,34	0,57	0,101	43,3	1563,74	33,718%	1,907	1,000	0,077	0,07	0,43	2691,58	0,5590	2,5
-1	0,965	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,965	0,9571	0,9817	0,9780	5,8930	4791	6646	0,019	2	3	10	1,250	65,7	51,29	47,31	2,263	0,758	1,51	0,70	0,124	44,2	1518,60	32,737%	1,705	1,000	0,078	0,07	0,43	2557,25	0,5338	2,4
-1	0,96	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,960	0,9567	0,9806	0,9770	5,8990	4767	6579	0,019	2	3	10	1,250	66,5	54,38	49,92	2,050	0,687	1,67	0,84	0,148	45,1	1472,38	31,733%	1,545	1,000	0,080	0,07	0,43	2330,26	0,4889	2,2
-1	0,955	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,955	0,9564	0,9795	0,9760	5,9051	4742	6512	0,019	2	3	10	1,250	67,3	57,35	52,41	1,874	0,628	1,84	0,99	0,175	46,0	1425,39	30,713%	1,412	1,000	0,081	0,07	0,43	2143,49	0,4520	2,0
-1	0,95	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,950	0,9560	0,9785	0,9751	5,9105	4718	6449	0,019	2	3	10	1,250	68,1	60,23	54,81	1,726	0,578	2,00	1,15	0,203	46,8	1383,42	29,802%	1,301	1,000	0,082	0,07	0,43	1986,32	0,4210	1,8
1	0,945	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,945	0,9556	0,9774	0,9741	5,9166	4693	6387	0,019	2	3	10	1,250	68,9	63,04	57,13	1,600	0,536	2,17	1,32	0,234	47,7	1341,05	28,883%	1,206	1,000	0,083	0,07	0,43	1851,70	0,3945	1,7
1	0,94	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,940	0,9552	0,9761	0,9730	5,9233	4669	6307	0,019	2	3	10	1,250	69,8	65,80	59,38	1,490	0,499	2,34	1,51	0,266	48,8	1286,33	27,702%	1,123	1,000	0,084	0,07	0,43	1734,78	0,3715	1,6
1	0,935	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,935	0,9548	0,9751	0,9720	5,9294	4645	6245	0,019	2	3	10	1,250	70,6	68,52	61,59	1,393	0,467	2,51	1,70	0,302	49,7	1245,39	26,823%	1,050	1,000	0,085	0,07	0,43	1632,05	0,3514	1,5
1	0,93	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,930	0,9544	0,9741	0,9711	5,9349	4620	6184	0,019	2	3	10	1,250	71,4	71,21	63,75	1,308	0,438	2,68	1,92	0,339	50,6	1204,61	25,947%	0,985	1,000	0,086	0,07	0,43	1540,91	0,3335	1,4
1	0,925	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,925	0,9541	0,9731	0,9702	5,9404	4596	6122	0,019	2	3	10	1,250	72,2	73,87	65,88	1,231	0,412	2,86	2,15	0,379	51,4	1164,00	25,074%	0,928	1,000	0,087	0,07	0,43	1459,40	0,3175	1,4
1	0,92	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,920	0,9537	0,9720	0,9692	5,9465	4571	6055	0,019	2	3	10	1,250	73,0	76,52	67,98	1,162	0,389	3,03	2,39	0,423	52,3	1118,32	24,090%	0,876	1,000	0,088	0,07	0,43	1385,98	0,3032	1,3
1	0,915	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,915	0,9533	0,9710	0,9683	5,9520	4547	5994	0,019	2	3	10	1,250	73,8	79,16	70,06	1,099	0,368	3,22	2,65	0,469	53,2	1078,15	23,225%	0,829	1,000	0,089	0,07	0,43	1319,45	0,2902	1,2
1	0,91	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,910	0,9529	0,9700	0,9674	5,9576	4523	5933	0,019	2	3	10	1,250	74,6	81,79	72,11	1,043	0,349	3,40	2,93	0,518	54,0	1038,20	22,365%	0,786	1,000	0,089	0,07	0,43	1258,85	0,2783	1,2
1	0,905	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,905	0,9525	0,9690	0,9665	5,9631	4498	5873	0,019	2	3	10	1,250	75,4	84,42	74,15	0,990	0,332	3,59	3,23	0,571	54,9	998,49	21,509%	0,746	1,000	0,090	0,07	0,43	1203,37	0,2675	1,1
1	0,9	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,900	0,9521	0,9678	0,9654	5,9699	4474	5799	0,019	2	3	10	1,250	76,3	87,05	76,17	0,942	0,316	3,78	3,55	0,628	55,9	948,42	20,428%	0,710	1,000	0,091	0,07	0,43	1152,39	0,2576	1,1
1	0,895	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,895	0,9518	0,9669	0,9646	5,9748	4449	5742	0,019	2	3	10	1,250	77,1	89,68	78,17	0,898	0,301	3,98	3,89	0,688	56,7	912,15	19,650%	0,677	1,000	0,092	0,07	0,43	1105,34	0,2484	1,1
1	0,89	0,019_2_3_10_s5_1,25	0,890	0,9514	0,9659	0,9638	5,9798	4425	5685	0,019	2	3	10	1,250	77,9	92,32	80,17	0,857	0,287	4,18	4,25	0,752	57,5	876,24	18,879%	0,646	1,000	0,093	0,07	0,43	1061,80	0,2400	1,0

Εικόνα 3-22: Παράδειγμα αποτελεσμάτων της υπολογιστικής εφαρμογής για τον εξεταζόμενο συνδυασμό χαρακτηριστικών του εναλλάκτη.

4 Οικονομική ανάλυση – παράμετροι.

Τελευταίο βήμα στην ανάλυση για την επιλογή του βέλτιστου συνδυασμού χαρακτηριστικών για τον εναλλάκτη αποτελεί ο προσδιορισμός των οικονομικών μεγεθών/παραμέτρων του και η αξιολόγησή τους.

Σκοπός της οικονομικής ανάλυσης είναι ο προσδιορισμός του Κόστους Κύκλου Ζωής (Life Cycle Cost - LCC), το οποίο θα υπολογισθεί για κάθε συνδυασμό από το τελικό σύνολο που έχει προκύψει μετά τους αποκλεισμούς από την εφαρμογή των προηγούμενων περιορισμών.

Στον υπολογισμό του Κόστους Κύκλου Ζωής λαμβάνονται υπόψη παράγοντες όπως: το κόστος κτήσης, το κόστος συντήρησης, το κόστος λειτουργίας ανά έτος, το κόστος μεταφοράς και εγκατάστασης, το κόστος διαμόρφωσης της υποδομής που θα δεχθεί τον εναλλάκτη και τέλος το κόστος ανακύκλωσης ή απόσυρσης της κατασκευής μετά το πέρας του ωφέλιμου χρόνου ζωής της.

Στην ενότητα της οικονομικής ανάλυσης θα προσδιοριστούν τα απαραίτητα μεγέθη που χρειάζονται για τον παραπάνω υπολογισμό.

Οι παραδοχές που έχουν γίνει σε αυτή την οικονομική μελέτη είναι :

- Το κόστος μεταφοράς και εγκατάστασης, για την εξεταζόμενη κλίμακα ισχύος εναλλακτών, περιλαμβάνεται στο κόστος κτήσης.
- Δεν υπάρχουν αλλαγές στην κτηριακή υποδομή για την τοποθέτηση του εναλλάκτη.
- Το κόστος λειτουργίας αποτελείται από το καύσιμο που καταναλώνει ο λέβητας (είναι η μεταβλητή που επηρεάζεται άμεσα από την τοποθέτηση του εναλλάκτη) και την ηλεκτρική ενέργεια που καταναλώνει ο ανεμιστήρας ελκυσμού των καυσαερίων μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη, εφόσον απαιτείται.
- Θεωρείται ότι οι έγκυροι συνδυασμοί δεν απαιτούν αλλαγή του κυκλοφορητή κυκλώματος του νερού θέρμανσης.
- Το κόστος πετρελαίου ανά lt και το κόστος ηλεκτρικής kWh υπολογίζονται καταρχήν με τις τρέχουσες τιμές (Αύγουστος 2016)
- Ο χρόνος ζωής του εναλλάκτη λαμβάνεται ίσος με 10 χρόνια.
- Δεν υπάρχει κόστος απόσυρσης/ανακύκλωσης.

Απαραίτητα μεγέθη, τα οποία πρέπει να προσδιοριστούν για την οικονομική ανάλυση αποτελούν: η μεταβολή του κόστους λειτουργίας του λέβητα μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη, η εκτίμηση

των ορών λειτουργίας του λέβητα ανά έτος (για κάθε κλιματική ζώνη), ο υπολογισμός του συντελεστή αναγωγής ποσού της επένδυσης σε τρέχουσα χρηματική αξία βάσει του τραπεζικού επιτοκίου και του ωφέλιμου χρόνου ζωής επένδυσης.

4.1 Προσδιορισμός μεταβολής του κόστους λειτουργίας του λέβητα με την προσθήκη εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.

Η παραμετροποίηση που έγινε έως τώρα και η δυνατότητα αυτοματοποίησης των υπολογισμών παρέχουν το εκτιμώμενο κόστος κτήσης του εναλλάκτη και την αύξηση του βαθμού απόδοσης του λέβητα για κάθε έγκυρο (από πλευράς φυσικών και τεχνικών προδιαγραφών που τέθηκαν) συνδυασμό χαρακτηριστικών.

Όπως το κόστος κτήσης είναι προσδιορισμένο κοστολογικά μέγεθος θα πρέπει να προσδιοριστεί και για τη μεταβολή του βαθμού απόδοσης του λέβητα, η διαφορά που αυτή συνεπάγεται στο κόστος λειτουργίας του.

Ο υπολογισμός αυτός επιβάλλει να είναι γνωστό το αρχικό κόστος λειτουργίας που προκύπτει από τη χρήση του λέβητα στη διάρκεια ενός εποχικού κύκλου, δηλαδή σε ένα έτος.

Πρακτικά υπολογίζεται το κόστος καυσίμου σε ένα έτος $K_{ετ}$ και θα προστίθεται τελικά σε αυτό το κόστος συντήρησης ανά έτος:

$$K_{ετ} = K_{ημ} \cdot \sum_{1}^{12} N_{mo,op} \quad (4.1)$$

Όπου: $K_{ημ}$: το ημερήσιο κόστος καυσίμου.

$N_{mo,op}$: ο αριθμός των ημερών του εκάστοτε μήνα i ($i=1 \dots 12$) που λειτουργεί το σύστημα θέρμανσης.

Για το ημερήσιο κόστος καυσίμου ισχύει:

$$K_{ημ} = \dot{m}_B \cdot h \cdot c = \dot{M}_B \cdot c \quad (4.2)$$

Όπου: \dot{m}_B : η κατανάλωση καυσίμου ανά ώρα.

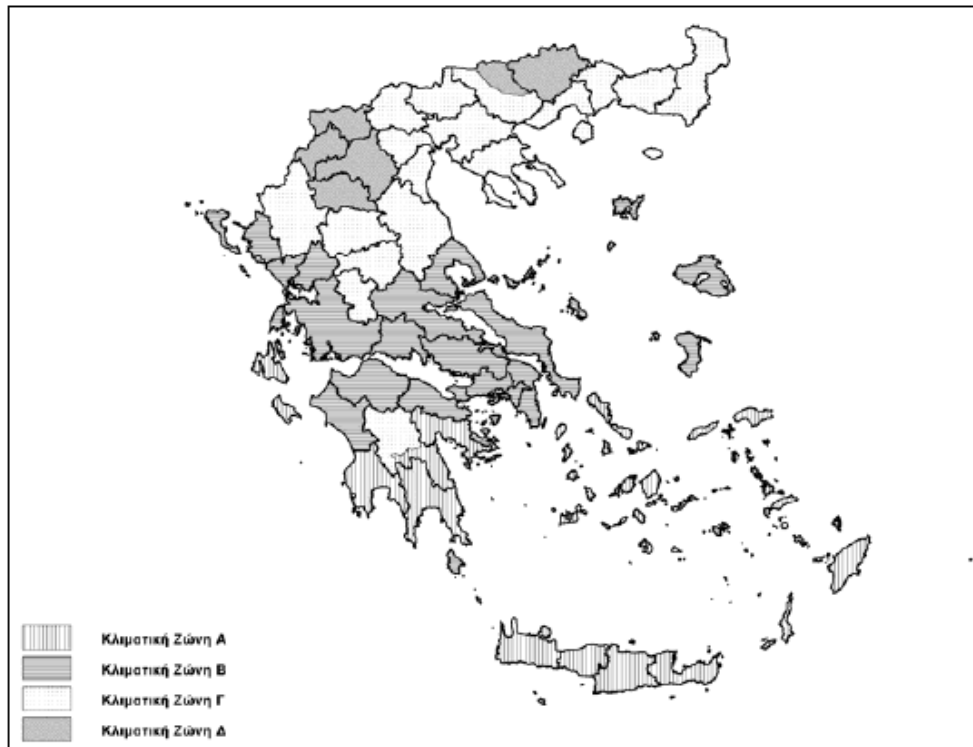
h : οι ώρες λειτουργίας σε μία ημέρα.

c: η τιμή πώλησης του καυσίμου.

Προσδιορισμός ωρών λειτουργίας ανά ημέρα.

Οι ώρες λειτουργίας ενός συστήματος λέβητα είναι άμεσα συνδεδεμένες με τις κλιματικές συνθήκες κάθε περιοχής (π.χ. ο ίδιος ακριβώς λέβητας θα δουλέψει πολύ λιγότερες ώρες στα Χανιά σε σχέση με τη Φλώρινα). Για το λόγο αυτό έχει χωρισθεί η γεωγραφική επιφάνεια της Ελλάδος σε κλιματικές ζώνες.

Βάσει του κανονισμού για την ενεργειακή απόδοση των κτηρίων Κ.ΕΝ.Α.Κ. και όπως μεταφέρεται στην τεχνική οδηγία του ΤΕΕ (ΤΟΤΕΕ 20701-3/2010) [31], η ελληνική επικράτεια διαιρείται σε τέσσερις κλιματικές ζώνες με βάση τις βαθμοήμερες θέρμανσης, όπως φαίνεται στην Εικόνα 4-1.



Εικόνα 4-1: Κλιματικές ζώνες στην Ελληνική επικράτεια.

Σύμφωνα με την ΤΟΤΕΕ 20701-3/2010, η πιο απλή και σύντομη μέθοδος υπολογισμού των απαιτούμενων φορτίων θέρμανσης ενός κτιρίου είναι οι βαθμοήμερες θέρμανσης. Η μέθοδος βαθμοημερών (degre-day method) είναι μία προσεγγιστική μέθοδος υπολογισμού του καταναλισκόμενου θερμικού φορτίου και εφαρμόζεται για μόνιμες συνθήκες στο εσωτερικό κτιρίων. Η διαδικασία υπολογισμού είναι βασισμένη στην παραδοχή ότι ένα ποσό ηλιακής και

εσωτερικής ενέργειας [31] αντισταθμίζει τις απώλειες θέρμανσης. Επομένως, η απώλεια προς το περιβάλλον υπερβαίνει αυτή την αντισταθμίση όταν η θερμοκρασία ξηρού βολβού στον εξωτερικό αέρα μειωθεί κάτω από μια συγκεκριμένη θερμοκρασία. Η θερμοκρασία αυτή αναφοράς (θερμοκρασία ισορροπίας) λαμβάνεται εδώ ίση με 20°C.

Η σχέση υπολογισμού των βαθμοημερών θέρμανσης DD είναι:

$$DD = \sum_1^{12} [N_{mo} \cdot (T_{av} - T_{\alpha})^+]$$
 (4.3)

Όπου: N_{mo} : ο αριθμός ημερών για τον κάθε μήνα με ενεργό το λέβητα.

T_{av} : η θερμοκρασία αναφοράς (=20 °C).

T_{α} : η μέση μηνιαία θερμοκρασία 24ώρου του αέρα περιβάλλοντος [31].

Οι βαθμοημέρες λαμβάνονται υπόψη μόνο όταν η διαφορά ($T_{av} - T_{\alpha}$) είναι θετική.

Αν είναι γνωστές οι βαθμοημέρες (DD) για μια περιοχή καθώς και ο συντελεστής θερμικών απωλειών (H) του κτιρίου μπορεί να υπολογιστεί η ενεργειακή κατανάλωση του συστήματος θέρμανσης ανά μήνα από τον τύπο [32] :

$$Q_{μήνα} = \frac{H}{\eta} DD_{μήνα}(T_{av})$$
 (4.4)

Όπου: H : ο συνολικός συντελεστής θερμικών απωλειών του κτιρίου σε (W/K).

η : ο βαθμός απόδοσης του συστήματος θέρμανσης.

Οπότε, από την κατανάλωση ενέργειας και από τη θερμογόνο ικανότητα του καυσίμου, μπορεί να προσδιοριστεί η κατανάλωσή του καυσίμου ανά μήνα και τελικά ανά έτος ενώ από την παροχή του καυσίμου θα προκύψουν και οι ώρες λειτουργίας του λέβητα αντίστοιχα ανά μήνα και ανά έτος.

Η σχέση όμως προϋποθέτει τη γνώση του συνολικού συντελεστή θερμικών απωλειών του κτιρίου. Για συγκεκριμένη μελέτη εγκατάστασης εναλλάκτη είναι βασικό μέγεθος και πρέπει να είναι γνωστό. Για τη γενική μελέτη όμως που γίνεται στην εργασία είναι πρακτικά αδύνατο να είναι γνωστός ο συντελεστής **H** κάθε κτιρίου.

Εάν χρησιμοποιηθεί ο τύπος του απλού υπολογισμού βαθμοημερών για να υπολογιστούν οι ημέρες του μήνα που είναι ενεργός ο λέβητας θα προκύψει:

$$N_{mo} = \frac{DD}{(T_{αν} - T_{\alpha})^+} \quad (4.5)$$

Η μέση μηνιαία θερμοκρασία 24ώρου T_{α} του αέρα περιβάλλοντος για αρκετές περιοχές της Ελλάδας καθώς και οι αντίστοιχες βαθμοημέρες θέρμανσης λαμβάνονται από την TOTEE 20701-3/2010 και ακόμα και αν δεν υπάρχει στον πίνακα, στην τεχνική οδηγία υπάρχει τύπος υπολογισμού τους από την πλησιέστερη πόλη και συναρτήσε του υψόμετρου.

Έστω, ότι στην ανάλυση θα χρησιμοποιηθεί μία πόλη από την κάθε ζώνη ως ενδεικτική για τον προσδιορισμό των ημερών λειτουργίας. Έτσι για τη ζώνη Α λαμβάνεται το Ηράκλειο Κρήτης, για τη ζώνη Β την περιοχή της Φιλαδέλφειας της Αθήνας, για τη ζώνη Γ τη Θεσσαλονίκη και για τη Δ την Κοζάνη.

Από τους πίνακες τιμών μέσης 24ωρης θερμοκρασίας της TOTEE και από τον πίνακα Βαθμοημερών για 20 °C [32] προκύπτει ο Πίνακας 4-1 για τις ημέρες λειτουργίας του λέβητα.

Πίνακας 4-1: Υπολογισμός ημερών θέρμανσης ανά μήνα (Θερμοκρασία αναφοράς 20 °C).

Ηράκλειο												
Μήνας	ΙΑΝ	ΦΕΒ	ΜΑΡ	ΑΠΡ	ΜΑΪ	ΙΟΥΝ	ΙΟΥΛ	ΑΥΓ	ΣΕΠ	ΟΚΤ	ΝΟΕ	ΔΕΚ
# ημερών	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
T _α (deg C)	12,1	12,2	13,5	16,5	20,3	24,4	26,2	26,1	23,6	20,1	16,7	13,7
DD	244	212	197	108							101	194
N _{mo}	31	27	30	31	0	0	0	0	0	0	31	31
Αθήνα (Φιλαδέλφεια)												
Μήνας	ΙΑΝ	ΦΕΒ	ΜΑΡ	ΑΠΡ	ΜΑΪ	ΙΟΥΝ	ΙΟΥΛ	ΑΥΓ	ΣΕΠ	ΟΚΤ	ΝΟΕ	ΔΕΚ
# ημερών	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
T _α (deg C)	8,7	9,3	11,2	15,4	20,7	25,7	28,1	27,5	23,4	18,2	13,8	10,3
DD	328	299	265	137						83	186	306
N _{mo}	29	28	30	30	0	0	0	0	0	46	30	32
Θεσσαλονίκη												
Μήνας	ΙΑΝ	ΦΕΒ	ΜΑΡ	ΑΠΡ	ΜΑΪ	ΙΟΥΝ	ΙΟΥΛ	ΑΥΓ	ΣΕΠ	ΟΚΤ	ΝΟΕ	ΔΕΚ
# ημερών	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
T _α (deg C)	5,3	6,8	9,8	14,3	19,7	24,5	26,8	26,2	21,9	16,3	11,1	6,9
DD	430	368	316	169	76					135	274	416
N _{mo}	29	28	31	30	253	0	0	0	0	36	31	32
Κοζάνη												
Μήνας	ΙΑΝ	ΦΕΒ	ΜΑΡ	ΑΠΡ	ΜΑΪ	ΙΟΥΝ	ΙΟΥΛ	ΑΥΓ	ΣΕΠ	ΟΚΤ	ΝΟΕ	ΔΕΚ
# ημερών	31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
T _α (deg C)	2,3	3,7	6,9	11,6	16,8	21,5	24,1	23,6	19,3	13,5	8	3,9
DD	549	451	404	249	117					216	373	512
N _{mo}	31	28	31	30	37	0	0	0	0	33	31	32

Παρατηρείται ότι για μικρές αποκλίσεις της μέσης 24ωρης μηνιαίας θερμοκρασίας από τη θερμοκρασία αναφοράς και ειδικά για μικρές τιμές βαθμοημερών εμφανίζονται μη επιτρεπτά αποτελέσματα.

Για την αποφυγή του συγκεκριμένου προβλήματος του απλού τύπου βαθμοημερών στην εργασία γίνεται χρήση των πινάκων της TOTEE 20701-3/2010 με την αθροιστική κατανομή συχνοτήτων θερμοκρασίας για κάθε κλιματική ζώνη ²³ (οι πίνακες παρατίθενται στο παράρτημα). Οπότε, προκύπτει ο παρακάτω πίνακας με τις ημέρες θέρμανσης.

Πίνακας 4-2: Ημέρες θέρμανσης βάσει αθροιστικών συχνοτήτων θερμοκρασιών με αντίστοιχες θερμοκρασίες ισορροπίας.

	20 °C	18 °C
Ζώνη Α	Οκτ-Απρ	
	88,00%	65,00%
	Μάιος-Σεπτ.	
	12,00%	7,50%
Ημέρες/Ετος	204	149
Ζώνη Β	Οκτ-Απρ	
	91,00%	71,00%
	Μάιος-Σεπτ.	
	20,00%	11,00%
Ημέρες/Ετος	223	181
Ζώνη Γ	Οκτ-Απρ	
	97,00%	94,00%
	Μάιος-Σεπτ.	
	26,00%	14,00%
Ημέρες/Ετος	245	239
Ζώνη Δ	Οκτ-Απρ	
	100,00%	99,00%
	Μάιος-Σεπτ.	
	51,00%	40,00%
Ημέρες/Ετος	303	301

²³ Οι κατανομές αυτές είναι ενδεικτικές για περιοχές με χαμηλό υψόμετρο.

Με χρήση του τύπου :

$$N_{mo} = \text{Αρ. Ημερών}(Οκτ, Απρ) \cdot \text{Αθρ. Συχν}(θ^{\circ}C)(Οκτ, Απρ) + \text{Αρ. Ημερών}(Μαιου, Σεπτ) \cdot \text{Αθρ. Συχν}(θ^{\circ}C)(Μαιου, Σεπτ) \quad (4.6)$$

Όπου: *Αρ. Ημερών(Οκτ, Απρ)*: Ο αριθμός ημερών στους μήνες από Οκτώβριο έως και Απρίλιο.

Αθρ. Συχν(θ⁰C)(Οκτ, Απρ): η αθροιστική συχνότητα της θερμοκρασίας για αυτή την περίοδο.

Αθροιστική συχνότητα θερμοκρασίας π.χ. 70% σημαίνει ότι 70% των μετρήσεων ήταν κάτω από αυτή τη θερμοκρασία και με προσεγγιστική αναγωγή σε ημέρες, αντιστοιχεί σε 70% των ημερών της περιόδου ως ημέρες θέρμανσης.

Για τον υπολογισμό των ωρών λειτουργίας ανά ημέρα θα πρέπει επομένως να θεωρηθεί ότι στις αντίστοιχες κλιματικές ζώνες τις ημέρες λειτουργίας του λέβητα αντιστοιχεί ένας μέσος όρος ωρών πραγματικής λειτουργίας ανά ημέρα.

Οι ώρες πραγματικής λειτουργίας λέβητα ανά 24ωρο για τις ημέρες θέρμανσης της χειμερινής περιόδου (ημέρες όπου η εξωτερική θερμοκρασία είναι χαμηλότερη της θερμοκρασίας ισορροπίας) λαμβάνονται από τον Πίνακα 4-3 σε σχέση με τον ολικό χρόνο λειτουργίας της εγκατάστασης και τη ζώνη που εντάσσεται η εγκατάσταση (*Η κατηγοριοποίηση αυτή αναφέρεται σε σύστημα υπολογισμού των ωρών πριν τη μέθοδο των βαθμοημερών και οι ζώνες του Πίνακα 4-3 δεν είναι οι κλιματικές ζώνες της TOTEE*).

Πίνακας 4-3: Χρόνοι πραγματικής λειτουργίας με βάση τη ζώνη και το είδος λειτουργίας.

Είδος λειτουργίας	Ζώνη Α	Ζώνη Β	Ζώνη Γ
Λειτουργία Συνεχής	7-8	8-9	10-12
12-16 ώρες/ημέρα	5-6	6-8	8-10
8-12 ώρες/ημέρα	4-5	5-6	6-8

Θα θεωρηθεί ότι στην πλειοψηφία τους οι εγκαταστάσεις μέχρι 140kW λέβητα είναι σε γενική λειτουργία 12-16 ώρες ανά ημέρα κατά τις ημέρες θέρμανσης της χειμερινής περιόδου. Με χρήση του Πίνακα 4-3 λαμβάνονται κατά εκτίμηση χρόνοι **πραγματικής** λειτουργίας του λέβητα για τις κλιματικές ζώνες της TOTEE όπως φαίνεται στον Πίνακα 4-4.

Πίνακας 4-4: Ώρες πραγματικής λειτουργίας ανά ημέρα για κάθε κλιματική ζώνη.

Ζώνη	ώρες λειτ. / ημέρα
A	5
B	6
Γ	8
Δ	10

Λαμβάνεται το κάτω όριο στις τιμές ωρών του Πίνακα 4-3 για να μειωθεί τυχόν σφάλμα από την αναγωγή του ποσοστού των αθροιστικών συχνοτήτων θερμοκρασιών σε ποσοστό ημερών.

Οι ώρες λειτουργίας αποτελούν και αυτές οικονομικές παραμέτρους στην υπολογιστική εφαρμογή οπότε και μπορούν να διαφοροποιηθούν αν η μελέτη αφορά σε συγκεκριμένες χρήσεις κτιρίων που επιβάλουν λιγότερες ή περισσότερες ώρες λειτουργίας ή είναι γνωστός ακριβώς, βάσει ιστορικού λειτουργίας μιας εγκατάστασης, ο αριθμός των ωρών λειτουργίας της σε ένα έτος.

Με βάσει τους παραπάνω υπολογισμούς για τις 4 ενδεικτικές πόλεις που αναφέρθηκαν, μία για κάθε ζώνη, στον Πίνακα 4-5 παρουσιάζονται οι ημέρες και ώρες λειτουργίας του λέβητα ανά έτος.

Πίνακας 4-5: Εκτιμώμενες ημέρες θέρμανσης και ώρες λειτουργίας του λέβητα ανά έτος για 20°C θερμοκρασία ισορροπίας.

Θ αναφοράς 20 °C	Ημερες λειτουργίας	Ώρες Λειτουργίας
Ηρακλειο - A	204	1020
Αθηνά - B	223	1338
Θεσσαλονικη - Γ	245	1960
Κοζανη - Δ	303	3030

Επομένως, από τους αρχικούς τύπους (4.1) (4.2) υπολογίζεται η ετήσια κατανάλωση καυσίμου και το αντίστοιχο κόστος του, εφόσον η κατανάλωση ανά ώρα είναι γνωστή για κάθε λέβητα.

Στον ακόλουθο Πίνακα 4-6 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την εφαρμογή των παραπάνω σχέσεων και συγκεκριμένα όσον αφορά στην κατανάλωση καυσίμου βάσει τιμής που έχει δοθεί στους υπολογισμούς. Στην εφαρμογή υπάρχει καθορισμός παραμέτρου για την τιμή

του καυσίμου (εδώ πετρέλαιο). Ο πίνακας παρουσιάζει επίσης συγκεντρωτικά στοιχεία για τη μεταβολή του κόστους λειτουργίας με την προσθήκη του εναλλάκτη για τις διάφορες κλιματικές ζώνες.

Οι υπολογισμοί αναφέρονται στον λέβητα του εξεταζόμενου παραδείγματος (ωφέλιμη θερμική ισχύς 58kW) με τον συνδυασμό χαρακτηριστικών εναλλάκτη, ο οποίος προέκυψε μετά την εκτέλεση της υπολογιστικής εφαρμογής ως βέλτιστος ($\epsilon=0,925$, $d_o=0,010m$, σειρές=8, αυλοί ανά σειρά=3, περάσματα=4, $ST/d_o=1,25$).²⁴

Πίνακας 4-6: Ετήσιο και Ημερήσιο Κόστος καυσίμου για λειτουργία με και χωρίς εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.

	Χωρίς Εναλλάκτη	Με Εναλλάκτη για 58kW Λέβητα
Απόδοση Λέβητα Φορτίο (100% / 30%) (ως προς NCV)	88,7% / 88,2%	95,41% / 96,62%
Καύσιμο Πετρέλαιο – κόστος (€/lt)	0,8	0,8
Κατανάλωση την ώρα (lt/h)	6,529	5,976
Ζώνη Α	Ηράκλειο Κρήτης	
Ώρες Λειτουργίας / ημέρα	5	5
Ημερήσιο κόστος καυσίμου (€/ημέρα)	26,12	23,90
Ετήσιο κόστος καυσίμου (€/έτος)	5327	4876
Ζώνη Β	Αθήνα (Φιλαδέλφεια)	
Ώρες Λειτουργίας / ημέρα	6	6
Ημερήσιο κόστος καυσίμου (€/ημέρα)	31,34	28,69
Ετήσιο κόστος καυσίμου (€/έτος)	6988	6397
Ζώνη Γ	Θεσσαλονίκη	
Ώρες Λειτουργίας / ημέρα	8	8
Ημερήσιο κόστος καυσίμου (€/ημέρα)	41,78	38,25
Ετήσιο κόστος καυσίμου (€/έτος)	10237	9371
Ζώνη Δ	Κοζάνη	
Ώρες Λειτουργίας / ημέρα	10	10
Ημερήσιο κόστος καυσίμου (€/ημέρα)	52,23	47,81
Ετήσιο κόστος καυσίμου (€/έτος)	15825	14486

²⁴ Δε γίνεται χρήση των αρχικών χαρακτηριστικών του παραδείγματος, καθώς το μήκος $L=1,885m$ είναι εκτός των ορίων που τέθηκαν και θα έδινε εσφαλμένες οικονομικές εκτιμήσεις.

4.2 Οικονομικοί Δείκτες.

Οποιαδήποτε επένδυση πέρα από το στρατηγικό της στόχο έχει πάντα και μια οικονομική παράμετρο (αν δεν είναι αυτή η βασική), η οποία καθορίζει σε μεγάλο βαθμό τη βιωσιμότητα της επένδυσης.

Στη συγκεκριμένη εργασία, η χρήση του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας αφορά σε κτιριακές εγκαταστάσεις και ανεξαρτήτως του γενικότερου ή ειδικότερου στόχου της επένδυσης το κίνητρο για την υλοποίησή της αυξάνει όταν υπάρχουν και οικονομικά οφέλη από την πραγματοποίησή της.

Για τον λέβητα του εξεταζόμενου παραδείγματος παρουσιάζεται στον Πίνακα 4-7 το μικτό Ετήσιο Όφελος²⁵ μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας όπως προκύπτει και από τα στοιχεία του προηγούμενου Πίνακα 4-6

Πίνακας 4-7: Ετήσια εξοικονόμηση από την κατανάλωση καυσίμου.

Ζώνη , Πόλη	Ετήσιο Όφελος (€/έτος) \approx 8,5%
A, Ηράκλειο	451 €
B, Αθήνα	592 €
Γ, Θεσσαλονίκη	867 €
Δ, Κοζάνη	1340 €

Για τη σωστή εκτίμηση των οικονομικών αποτελεσμάτων της επένδυσης θα πρέπει να εξεταστεί το σύνολο του Κύκλου Ζωής του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας. (Στην εξεταζόμενη περίπτωση έχει ληφθεί ως ΚΖ τα 10 έτη).

Κατά τη διάρκεια του κύκλου ζωής του εναλλάκτη, το όφελος από τη χρήση του θα πρέπει τουλάχιστον να αντισταθμίζει το συνολικό κόστος του ή/και εφόσον είναι επιθυμητό να έχει ήδη

²⁵ Το μικτό Ετήσιο Όφελος (ΕΟ) προκύπτει από τη διαφορά στο ετήσιο κόστος καυσίμου πριν και μετά τη χρήση του εναλλάκτη θερμότητας. Η τιμή του δε, είναι συνδεδεμένη με την τρέχουσα τιμή του καυσίμου.

γίνει αποπληρωμή του αρχικού κεφαλαίου σε καθορισμένο χρονικό διάστημα με επικερδή λειτουργία για το υπόλοιπο της χρήσης του.

Για την οικονομική περίοδο λειτουργίας της επένδυσης για τον εναλλάκτη, η οποία είναι η χρονική περίοδος από την οποία η επένδυση αρχίζει να λειτουργεί μέχρι τη στιγμή που σταματούν τα οικονομικά οφέλη που προέρχονται από αυτήν, θα υπολογισθούν οι συνηθέστεροι οικονομικοί δείκτες που χρησιμοποιούνται για την αξιολόγηση των επενδύσεων αυτού του είδους :

Ετήσιο Καθαρό Όφελος (ΕΚΟ):

$$EKO = EO - KΣΛ \quad (4.7)$$

Όπου: *EO*: Ετήσιο μικτό Όφελος (σε €/έτος).

KΣΛ: Κόστος Συντήρησης και Λειτουργίας του εναλλάκτη (σε €/έτος).

Χαρακτηριστικά κόστη λειτουργίας είναι π.χ. η ηλεκτρική κατανάλωση σε περίπτωση υποστήριξης του εναλλάκτη από ανεμιστήρα ελκυσμού του καυσαερίου, τα έξοδα καθαρισμού και συντήρησης του συστήματος και έξοδα όπως η αλλαγή αδρανοποιητών κ.λπ.

Για την παρούσα εργασία θα θεωρηθεί το *KΣΛ* στα 80€ (βάσει της τρέχουσας τιμής στην αγορά για την αντίστοιχη συντήρηση του λέβητα)²⁶ πλέον του κόστους ηλεκτρικής ενέργειας για τον ανεμιστήρα ελκυσμού.

Περίοδος Αποπληρωμής (ΠΑ):

$$ΠΑ = \frac{AKE}{EKO} \quad (4.8)$$

Όπου: *AKE*: Αρχικό Κόστος Επένδυσης (σε €).

²⁶ Στην υπολογιστική εφαρμογή η τιμή ετήσιας συντήρησης του εναλλάκτη αποτελεί παράμετρο που τίθεται πριν τους υπολογισμούς και μπορεί να αλλάξει ανάλογα με τις τρέχουσες τιμές.

Στην εξεταζόμενη κλίμακα ισχύος εναλλακτών, θεωρείται ότι δεν υπάρχει προπαρασκευαστικό κόστος μελέτης, σχεδιασμού, αδειοδότησης κ.λπ., οπότε, το ΑΚΕ ισούται πρακτικά με το Κόστος Κτήσης του εναλλάκτη.

4.3 Δείκτες αξιολόγησης.

Για τη συνολική επενδυτική αξιολόγηση/σύγκριση της λειτουργίας του συστήματος ανάκτησης θερμότητας θα υπολογιστούν:

- Ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης της επένδυσης (Internal Rate of Return, IRR) ο οποίος δηλώνει πρακτικά τη συνολική απόδοση στο κεφάλαιο που επενδύεται, τηρουμένων αμετάβλητων των αρχικών υποθέσεων.
- Το Κόστος Ανακτώμενης θερμικής Ενέργειας από τον εναλλάκτη (ΚΑΕ), πόσο δηλαδή κοστίζει σε €/kWh η ανάκτηση θερμότητας που επιτυγχάνεται.
- Το Κόστος Κύκλου Ζωής (Life Cycle Cost, LCC) του λέβητα-εναλλάκτη, η μεταφορά δηλαδή σε παρούσα αξία του κόστους λειτουργίας του λέβητα-εναλλάκτη μέσα στη διάρκεια ζωής του.

Ο πρώτος υπολογισμός αποτελεί το βασικότερο δείκτη αξιολόγησης και σύγκρισης των επενδύσεων κεφαλαίου και θα αποτελέσει βασικό κριτήριο επιλογής του συνδυασμού χαρακτηριστικών για τον βέλτιστο εναλλάκτη. Ο δεύτερος υπολογιζόμενος δείκτης αξιολογεί με οικονομική προσέγγιση το όφελος της θερμικής ενέργειας που ανακτάται. Ο τρίτος υπολογιζόμενος δείκτης είναι η ολική αξιολόγηση του κόστους στην οικονομική διάρκεια ζωής της επένδυσης του συστήματος.

4.3.1 Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης της επένδυσης (Internal Rate of Return, IRR).

Για την αξιολόγηση οποιασδήποτε επένδυσης κεφαλαίου, γίνεται χρήση του δείκτη IRR. Ο συγκεκριμένος δείκτης αποτελεί εκείνο το ποσοστό, το οποίο αν χρησιμοποιηθεί ως επιτόκιο στον τύπο της καθαρής παρούσας αξίας (Net Present Value, NPV) θα δώσει μηδενικό αποτέλεσμα και αποτελεί το ενδεικτικό ποσοστό συνολικής απόδοσης στη διάρκεια ζωής της επένδυσης.

Ο προσδιορισμός του γίνεται είτε σε υπολογιστικά φύλλα, όπως στην εξεταζόμενη περίπτωση, είτε με επαναληπτικές διαδικασίες προσέγγισης αλλάζοντας το επιτόκιο στον υπολογισμό της καθαρής παρούσας αξίας.

Υπολογισμός της Καθαρής Παρούσας Αξίας (Net Present Value, NPV):

$$(Net\ Present\ Value)NPV = \sum PV_{\epsilon\iota\sigma\rho\omega\acute{\nu}} - \sum PV_{\epsilon\kappa\rho\omega\acute{\nu}} \quad (4.9)$$

Όπου: $PV_{\epsilon\iota\sigma\rho\omega\acute{\nu}}$: Οι θετικές χρηματοροές, οι οποίες στην παρούσα εργασία θεωρούνται ίσες με το ετήσιο καθαρό οικονομικό όφελος (ΕΚΟ) από τη λειτουργία του λέβητα με τον εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας, σε παρούσα αξία.

$PV_{\epsilon\kappa\rho\omega\acute{\nu}}$: Οι αρνητικές χρηματοροές, οι οποίες στην παρούσα εργασία θεωρούνται ίσες με το αρχικό κόστος επένδυσης (ΑΚΕ), σε παρούσα αξία.

Κάθε μελλοντική χρηματοροή υπολογίζεται σε παρούσα αξία από τη σχέση (4.10):

$$(Present\ Value) PV = \frac{FV}{(1+r)^n} \quad (4.10)$$

Όπου: FV : Η μελλοντική χρηματοροή (το ετήσιο καθαρό οικονομικό όφελος, ΕΚΟ).

r : Το θεωρούμενο επιτόκιο σε δεκαδικό (στην παρούσα εργασία έχει τεθεί $r = 0,06$).

n : Ο χρόνος σε έτη από την έναρξη της επένδυσης μέχρι την πραγματοποίηση της χρηματοροής.

Στην εξεταζόμενη περίπτωση, για τα 10 χρόνια διάρκειας ζωής της επένδυσης ο υπολογισμός της καθαρής παρούσας αξίας γίνεται από τη σχέση (4.11):

$$(Net\ Present\ Value) NPV = \sum_{n=1}^{10} \frac{EKO}{(1+r)^n} - \frac{AKE}{(1+r)^1} \quad (4.11)$$

Το IRR είναι ίσο με το επιτόκιο r , για το οποίο η σχέση (4.11) δίνει μηδενικό αποτέλεσμα. Όσο υψηλότερος είναι ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης τόσο μεγαλύτερη είναι η απόδοση της επένδυσης.

Ιδιαίτερα στην περίπτωση χρηματοδότησης της επένδυσης μέσω δανεισμού, η θετική απόδοση της επένδυσης απαιτεί δείκτη IRR μεγαλύτερο του επιτοκίου δανεισμού. Επομένως, οι επενδύσεις με υψηλό IRR θεωρούνται λιγότερο ευαίσθητες στις διακυμάνσεις του επιτοκίου.

4.3.2 Κόστος Ανακτώμενης Θερμικής Ενέργειας από τον εναλλάκτη θερμότητας.

Το κόστος της ανακτώμενης θερμικής ενέργειας που προκύπτει από την αγορά και λειτουργία του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας υπολογίζεται από την σχέση (4.12):

$$KAE = \frac{R \cdot AKE + K\Lambda\Lambda}{E} \quad (4.12)$$

Όπου: KAE = το κόστος της ανακτώμενης θερμικής ενέργειας (σε €/kWh).

AKE = το συνολικό αρχικό κόστος της επένδυσης (σε €).

KΛΛ = το ετήσιο κόστος συντήρησης και λειτουργίας (σε €/έτος).

E = η ετήσια ανακτώμενη ενέργεια (σε kWh) σύμφωνα με την ακόλουθη σχέση (4.13):

$$E = (Q_B - Q_{B,new}) \cdot \sum_1^{12} N_{mo} \cdot \Omega_{\rho\epsilon\sigma\zeta\omega\nu\eta\varsigma}/\text{H}\mu\epsilon\rho\alpha \quad (4.13)$$

Όπου: $Q_B, Q_{B,new}$: η απαιτούμενη θερμική ισχύς (για την ίδια ωφέλιμη) στον λέβητα πριν και μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη (σε kW).

$\sum_1^{12} N_{mo}$: οι ημέρες λειτουργίας ανά έτος του συστήματος θέρμανσης και $\Omega_{\rho\epsilon\sigma\zeta\omega\nu\eta\varsigma}/\text{H}\mu\epsilon\rho\alpha$, οι ώρες λειτουργίας ανά ημέρα για την κάθε ζώνη.

R = ο συντελεστής ανάκτησης κεφαλαίου (Capital Recovery Factor), σύμφωνα με την ακόλουθη σχέση (4.14):

$$R = \frac{i}{1 - (1 + i)^{-N}} \quad (4.14)$$

Όπου: i = το επιτόκιο αναγωγής (έστω i = 6 %).

N = η διάρκεια ζωής της επένδυσης (έστω N = 10 έτη).

Οπότε προκύπτει: $R = 0,1359$.

Τα αποτελέσματα που προκύπτουν από τις παραπάνω σχέσεις για τον εναλλάκτη του εξεταζόμενου παραδείγματος φαίνονται στον παρακάτω Πίνακα 4-8.

Πίνακας 4-8: Οικονομική Δείκτες, Εσωτερικός βαθμός απόδοσης επένδυσης (IRR) και Κόστος Ανακτώμενης θερμικής Ενέργειας (ΚΑΕ).

Οικονομικοί δείκτες - Δείκτες Αξιολόγησης επένδυσης		Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη
Ετήσιο μικτό Όφελος (ΕΟ)	(€/έτος)	451,04 €	591,66 €	866,70 €	1.339,85 €
Ετήσια εξοικονόμηση Ενέργειας (Ε)	(kWh)	5649	7410	10855	16781
Κόστος Συντήρησης και Λειτουργίας (ΚΣΛ)	(€/έτος)	84,5	86,0	88,7	93,5
Ετήσιο Καθαρό Όφελος (ΕΚΟ)	(€/έτος)	366,50 €	505,71 €	777,99 €	1.246,38 €
Αρχικό Κόστος Επένδυσης (ΑΚΕ)	(€)	570 €	570 €	570 €	570 €
Περίοδος Αποπληρωμής (ΠΑ)	(έτη)	1,55	1,13	0,73	0,46
Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης Επένδυσης (IRR)	(%)	0,63882	0,88626	1,36557	2,18810
Κόστος Ανακτώμενης θερμικής Ενέργειας (ΚΑΕ)	(€/kWh)	0,02867	0,02204	0,01530	0,01018

4.3.3 Κόστος του κύκλου ζωής (Life Cycle Cost LCC).

Αντίστοιχα με το Κόστος Ανάκτησης Ενέργειας και θεωρώντας το «σύστημα» λέβητα-εναλλάκτη θα κοστολογηθεί ο κύκλος ζωής (LCC) [33] του συστήματος με τελικό σκοπό την εξαγωγή του βέλτιστου συνδυασμού, εκείνου δηλαδή που θα δώσει το μικρότερο κόστος στον κύκλο ζωής.

Το κόστος του κύκλου ζωής (Life Cycle Cost LCC) δίδεται από τη σχέση:²⁷

$$LCC = C_{pur} + C_{op} * F = C_{pur} + (P * C_{th} * N_h) * F \quad (4.13)$$

Όπου: C_{pur} : το συνολικό αρχικό κόστος της επένδυσης για τη μεταβολή του συστήματος εναλλάκτη - λέβητα (σε €) (π.χ. 617€).

C_{op} : το συνολικό ετήσιο κόστος λειτουργίας του συστήματος εναλλάκτη - λέβητα (σε €).

Το κόστος δηλαδή καυσίμου και λειτουργίας του εναλλάκτη , π.χ. (4961€ + 84,5€). Στους υπολογισμούς του λειτουργικού κόστους όσο αφορά στον λέβητα θα συμμετέχει μόνο το ετήσιο κόστος καυσίμου του λέβητα εφόσον ο εναλλάκτης δεν επηρεάζει κάποια άλλη οικονομική παράμετρο του λέβητα. (π.χ. η συχνότητα και το κόστος συντήρησης του λέβητα είναι ανεξάρτητα).

²⁷ Έγινε χρήση λατινικών στα μεγέθη προς αποφυγή σύγχυσης με τους προηγούμενους υπολογισμούς

P = λειτουργικές μονάδες / h.

C_{th} = κόστος λειτουργικής μονάδας.

Nh = Ετήσιος χρόνο λειτουργίας , h/year.

F = συντελεστής αναγωγής μελλοντικού ποσού χρημάτων σε παρούσα αξία (Present Value Factor), σύμφωνα με την ακόλουθη σχέση 4-13:

$$F = Y + Y^2 + Y^3 + \dots + Y^N = Y * \left(\frac{1 - Y^N}{1 - Y} \right), \quad Y = \frac{1 - e}{1 + i}, \quad (4.13)$$

N : έτη λειτουργίας, i : επιτόκιο, e : πληθωρισμός

Το κόστος λειτουργίας C_{op} του συστήματος εδώ υπολογίζεται από:

$$C_{op} = \left(\left(\dot{m}_B \left(\frac{lt}{h} \right) \cdot oilprice_{now} \left(\frac{\text{€}}{lt} \right) + induction_fan_kW \cdot cost_kWh \right) \cdot \frac{zone_{hr}}{day} \cdot \frac{zone_{days}}{year} \right) + FixCost_{maintenance} \quad (4.14)$$

Όπου: $oilprice$: η τρέχουσα τιμή πετρελαίου.

$induction_fan_kW$: η ισχύς λειτουργίας του ανεμιστήρας ελκυσμού του καυσαερίου.

$cost_kWh$: η τρέχουσα τιμή της ηλεκτρικής κιλοβατώρας.

$Zone_{hr}$: η ώρες ανά ημέρα λειτουργίας του λέβητα για την αντίστοιχη ζώνη.

$Zone_{days}$: οι ημέρες λειτουργίας του λέβητα ανά έτος.

$FixCost_{maintenance}$: Για την παρούσα εργασία θα θεωρηθεί στα 80€.

Το Κόστος Κύκλου Ζωής είναι πρακτικά η μεταφορά σε παρούσα αξία PV (Present Value) του συνολικού κόστους του συστήματος για τα 10 έτη οικονομικής διάρκειας της επένδυσης²⁸ και αποτελεί χαρακτηριστικό δείκτη στην αξιολόγηση του κόστους των επενδύσεων.

Από τον υπολογισμό του LCC για το εξεταζόμενο παράδειγμα προκύπτει ο παρακάτω Πίνακας 4-9 όπου φαίνεται καθαρά και το οικονομικό όφελος από τη χρήση του εναλλάκτη σε κάθε μία από τις κλιματικές ζώνες ανηγμένο σε παρούσα αξία.

²⁸ Θεωρείται ότι τα 10 έτη διάρκειας της επένδυσης ταυτίζονται με το χρόνο ζωής του εναλλάκτη. Δεν υπάρχει δηλαδή ανάγκη αντικατάστασης εντός των 10 ετών αλλά ούτε και εναπομένουσα αξία στο πέρας αυτών.

Πίνακας 4-9: Συνολικός πίνακας οικονομικών δεικτών και δεικτών αξιολόγησης της επένδυσης (με χρήση του βέλτιστου εναλλάκτη για τον 58kW λέβητα).

Οικονομικοί δείκτες - Δείκτες Αξιολόγησης επένδυσης		Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη
Ετήσιο μικτό Όφελος (ΕΟ)	(€/έτος)	451,04 €	591,66 €	866,70 €	1.339,85 €
Ετήσια εξοικονόμηση Ενέργειας (Ε)	(kWh)	5649	7410	10855	16781
Κόστος Συντήρησης και Λειτουργίας (ΚΣΛ)	(€/έτος)	84,5	86,0	88,7	93,5
Ετήσιο Καθαρό Όφελος (ΕΚΟ)	(€/έτος)	366,50 €	505,71 €	777,99 €	1.246,38 €
Αρχικό Κόστος Επένδυσης (ΑΚΕ)	(€)	570 €	570 €	570 €	570 €
Περίοδος Αποπληρωμής (ΠΑ)	(έτη)	1,55	1,13	0,73	0,46
Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης Επένδυσης (IRR)	(%)	63,88%	88,63%	136,56%	218,81%
Κόστος Ανακτώμενης Θερμικής Ενέργειας (ΚΑΕ)	(€/kWh)	0,02867	0,02204	0,01530	0,01018
Κόστος Συντ/Λειτ. (Λέβητα - Εναλλακτη) Corp	(€/Έτος)	4961,03	6482,77	9459,24	14579,54
Συντελεστής αναγωγής στην παρούσα αξία (F) επιτ. $i = 0,06$		7,3601	7,3601	7,3601	7,3601
Κόστος Κύκλου Ζωής (LCC)	(€)	37083,25	48283,35	70190,45	107876,31
Κόστος Καυσίμου Λέβητα στα 10 έτη χωρίς εναλλάκτη σε παρούσα Αξία	(€)	39211,14	51435,79	75346,89	116480,15
Καθαρό οικονομικό όφελος στα 10 έτη με εναλλάκτη σε παρούσα Αξία (NPV - επένδυσης)	(€)	2127,89	3152,44	5156,44	8603,84

Το καθαρό οικονομικό όφελος που φαίνεται στον πίνακα είναι ουσιαστικά η κλασσική τιμή της Καθαρής Παρούσας Αξίας της επένδυσης [34] (Net Present Value) $NPV = PV_{\text{εισροών}} - PV_{\text{εκροών}}$.

Προκύπτει το ίδιο αν θεωρηθεί για αρχικό κόστος επένδυσης μόνο το κόστος κτήσης του εναλλάκτη και ως θετικές οικονομικές ροές το καθαρό όφελος που υπολογίζεται κάθε χρόνο από τη λειτουργία του λέβητα με τον εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.

4.3.4 Επίδραση μεταβολής της αρχικής επένδυσης.

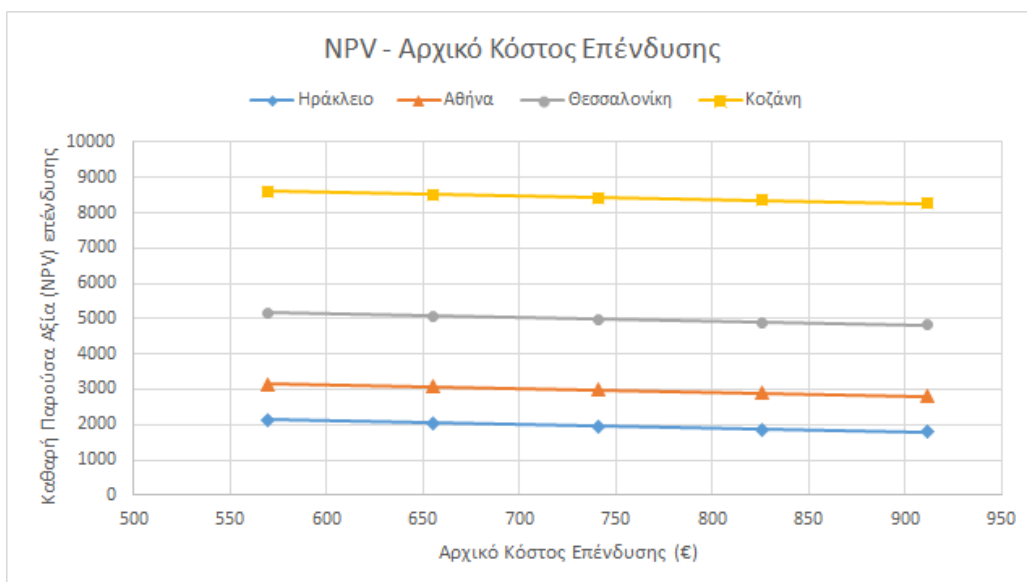
Οι υπολογισμοί στην προηγούμενη ενότητα έχουν γίνει με χρήση του βέλτιστου, από πλευράς κόστους κύκλου ζωής και απόδοσης επένδυσης, εναλλάκτη με τελικές αποδόσεις για την επένδυση αρκετά μεγάλες. Θα εξεταστεί αν αυξηθεί το αρχικό κόστος, για το εξεταζόμενο παράδειγμα, κατά 20% και 40%, τι επίδραση έχει στους οικονομικούς δείκτες της καθαρής παρούσας αξίας της επένδυσης και του εσωτερικού βαθμού απόδοσης. Όπως φαίνεται και από τους πίνακες 4-10 και 4-11, λόγω της υψηλής εσωτερικής απόδοσης της επένδυσης, οι επιβαρύνσεις είναι μικρές τόσο για το καθαρό οικονομικό όφελος στα 10 έτη όσο και για την περίοδο αποπληρωμής.

Πίνακας 4-10: Οικονομικοί δείκτες για αρχικό κόστος (ΑΚΕ) αυξημένο κατά 20% του βέλτιστου.

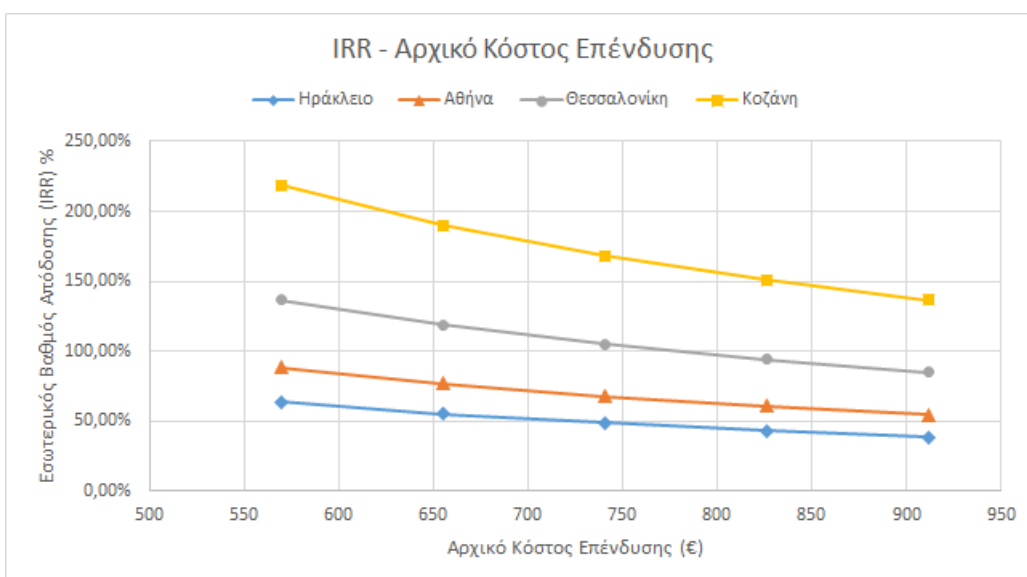
Οικονομικοί δείκτες - Δείκτες Αξιολόγησης επένδυσης		Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη
Ετήσιο μικτό Όφελος (ΕΟ)	(€/έτος)	451,01 €	591,62 €	866,64 €	1.339,76 €
Ετήσια εξοικονόμηση Ενέργειας (Ε)	(kWh)	5649	7410	10854	16779
Κόστος Συντήρησης και Λειτουργίας (ΚΣΛ)	(€/έτος)	84,5	86,0	88,7	93,5
Ετήσιο Καθαρό Όφελος (ΕΚΟ)	(€/έτος)	366,47 €	505,67 €	777,93 €	1.246,29 €
Αρχικό Κόστος Επένδυσης (ΑΚΕ)	(€)	684 €	684 €	684 €	684 €
Περίοδος Αποπληρωμής (ΠΑ)	(έτη)	1,87	1,35	0,88	0,55
Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης Επένδυσης (IRR)	(%)	52,84%	73,68%	113,75%	182,32%
Κόστος Ανακτώμενης Θερμικής Ενέργειας (ΚΑΕ)	(€/kWh)	0,03141	0,02413	0,01673	0,01111
Κόστος Συντ/Λειτ. (Λέβητα - Εναλλακτη) Cor	(€/Έτος)	4961,06	6482,81	9459,30	14579,63
Συντελεστής αναγωγής στην παρούσα αξία (F) επιτ. $i = 0,06$		7,3601	7,3601	7,3601	7,3601
Κόστος Κύκλου Ζωής (LCC)	(€)	37197,40	48397,57	70304,81	107990,91
Κόστος Καυσίμου Λέβητα στα 10 έτη χωρίς εναλλάκτη σε παρούσα Αξία	(€)	39211,14	51435,79	75346,89	116480,15
Καθαρό οικονομικό όφελος στα 10 έτη με εναλλάκτη σε παρούσα Αξία (NPV - επένδυσης)	(€)	2013,74	3038,22	5042,08	8489,24

Πίνακας 4-11: Οικονομικοί δείκτες για αρχικό κόστος (ΑΚΕ) αυξημένο κατά 40% του βέλτιστου.

Οικονομικοί δείκτες - Δείκτες Αξιολόγησης επένδυσης		Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη
Ετήσιο μικτό Όφελος (ΕΟ)	(€/έτος)	451,01 €	591,62 €	866,64 €	1.339,76 €
Ετήσια εξοικονόμηση Ενέργειας (Ε)	(kWh)	5649	7410	10854	16779
Κόστος Συντήρησης και Λειτουργίας (ΚΣΛ)	(€/έτος)	84,5	86,0	88,7	93,5
Ετήσιο Καθαρό Όφελος (ΕΚΟ)	(€/έτος)	366,47 €	505,67 €	777,93 €	1.246,29 €
Αρχικό Κόστος Επένδυσης (ΑΚΕ)	(€)	797 €	797 €	797 €	797 €
Περίοδος Αποπληρωμής (ΠΑ)	(έτη)	2,18	1,58	1,03	0,64
Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης Επένδυσης (IRR)	(%)	44,82%	62,93%	97,44%	156,27%
Κόστος Ανακτώμενης Θερμικής Ενέργειας (ΚΑΕ)	(€/kWh)	0,03415	0,02622	0,01816	0,01203
Κόστος Συντ/Λειτ. (Λέβητα - Εναλλακτη) Cor	(€/Έτος)	4961,06	6482,81	9459,30	14579,63
Συντελεστής αναγωγής στην παρούσα αξία (F) επιτ. $i = 0,06$		7,3601	7,3601	7,3601	7,3601
Κόστος Κύκλου Ζωής (LCC)	(€)	37311,33	48511,49	70418,74	108104,83
Κόστος Καυσίμου Λέβητα στα 10 έτη χωρίς εναλλάκτη σε παρούσα Αξία	(€)	39211,14	51435,79	75346,89	116480,15
Καθαρό οικονομικό όφελος στα 10 έτη με εναλλάκτη σε παρούσα Αξία (NPV - επένδυσης)	(€)	1899,81	2924,30	4928,16	8375,32



Διάγραμμα 4-2: Επίδραση αρχικού κόστους στην καθαρή παρούσα αξία της επένδυσης (NPV).



Διάγραμμα 4-3: Επίδραση αρχικού κόστους στον εσωτερικό βαθμό απόδοσης επένδυσης (IRR).

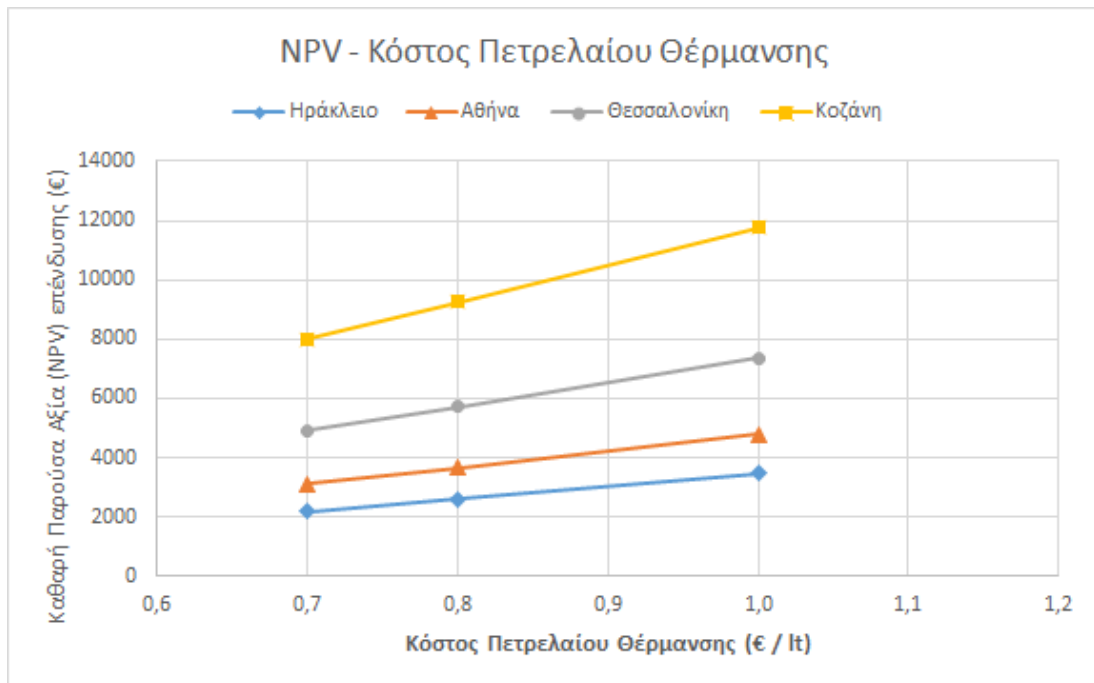
Στα Διαγράμματα 4-2, 4-3 φαίνεται ότι η επίδραση της αλλαγής αρχικού κόστους είναι σχετικά μεγαλύτερη στον εσωτερικό βαθμό απόδοσης της επένδυσης (IRR) για την κλιματική ζώνη Δ. Η απόδοση όμως, ως απόλυτο μέγεθος, παραμένει σε υψηλές τιμές.

4.3.5 Επίδραση μεταβολής της τιμής του καυσίμου.

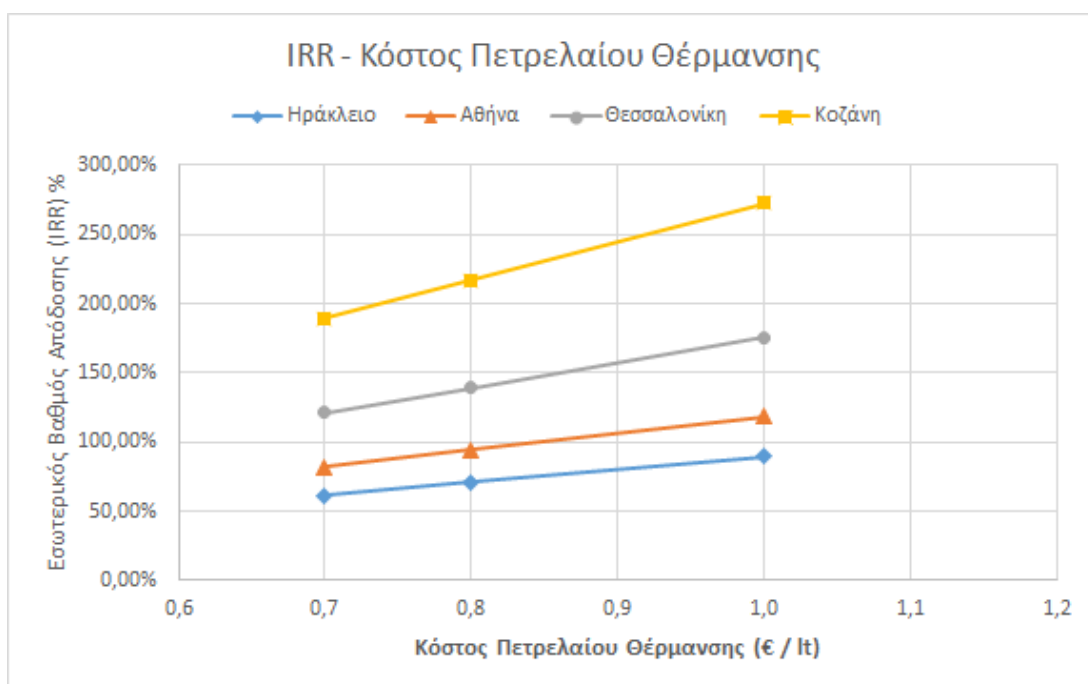
Στον υπολογισμό του καθαρού οικονομικού οφέλους ανά έτος η σημαντικότερη παράμετρος (εάν θεωρηθούν οι ώρες λειτουργίας σταθερές) είναι η τιμή του καυσίμου. Στην υπολογιστική εφαρμογή η τιμή αυτή αποτελεί παράμετρο που δίνεται πριν τους υπολογισμούς οπότε και μπορεί να μεταβληθεί ανάλογα με την τρέχουσα κάθε φορά τιμή. Στην παρούσα εργασία έχει θεωρηθεί

ως αρχική τιμή τα 0,8€/lt πετρελαίου θέρμανσης, η οποία αντιστοιχεί στην τιμή του Ιουνίου 2016 και είναι στα χαμηλά επίπεδα τιμών της τριετίας 2013-2016. Θα εξετασθούν δύο ακόμα σενάρια με τιμή 0,7€/lt και με τιμή 1€/lt.

Διαπιστώνεται στα επόμενα Διαγράμματα 4-4, 4-5, ότι όσο αυξάνεται η τιμή του πετρελαίου θέρμανσης τόσο περισσότερο αυξάνεται η παρούσα αξία της και η απόδοση της επένδυσης με μεγαλύτερα οφέλη στις δυσμενείς κλιματικές ζώνες Γ, Δ.



Διάγραμμα 4-4: Επίδραση της τιμής του καυσίμου στην καθαρή παρούσα αξία της επένδυσης (NPV).



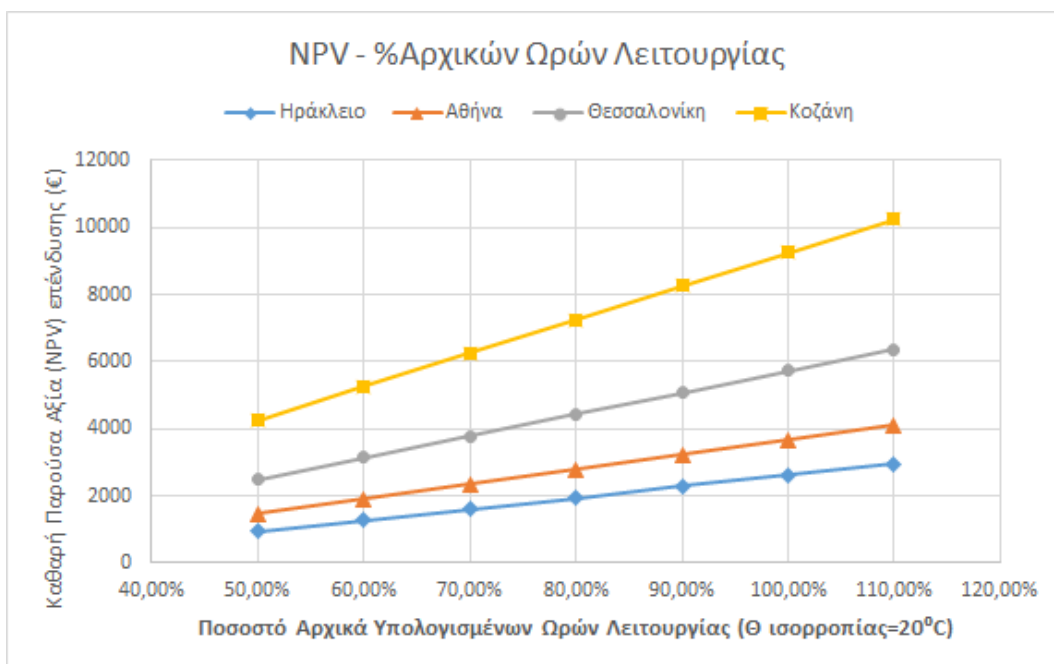
Διάγραμμα 4-5: Επίδραση τιμής καυσίμου κόστους στον εσωτερικό βαθμό απόδοσης της επένδυσης (IRR).

4.3.6 Επίδραση μεταβολής των ωρών λειτουργίας

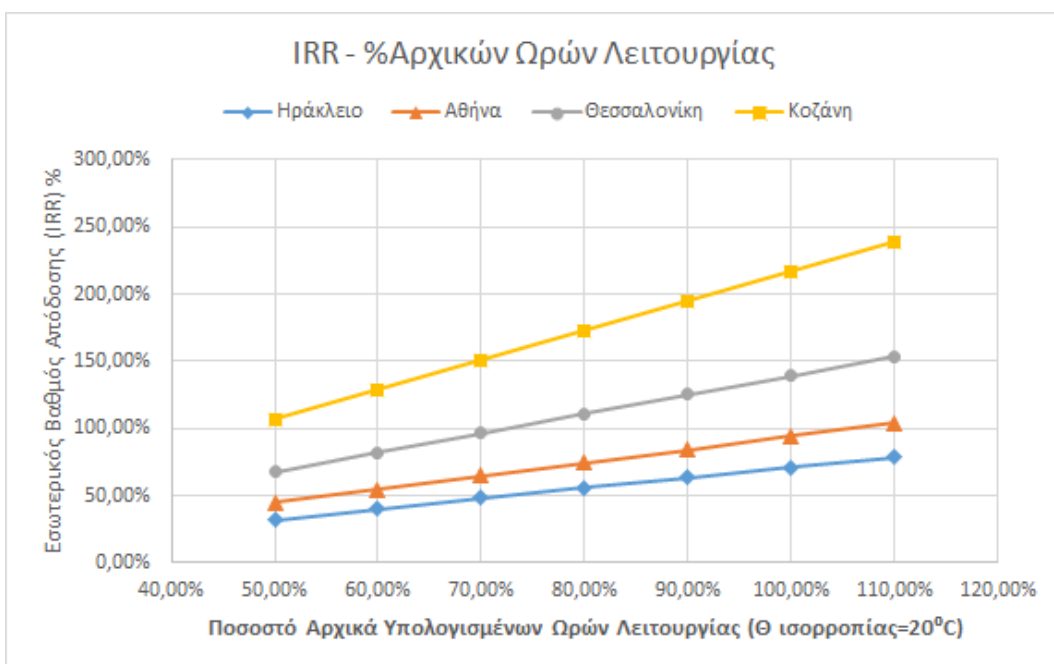
Η επόμενη σημαντική παράμετρος που καθορίζει το ετήσιο οικονομικό όφελος, αν θεωρηθεί σταθερή η του τιμή πετρελαίου, είναι οι ώρες λειτουργίας του λέβητα-εναλλάκτη. Στην παρούσα εργασία έχει ληφθεί συγκεκριμένη θερμοκρασία ισορροπίας των 20°C για τους υπολογισμούς των ωρών και ημερών λειτουργίας.

Στα επόμενα Διαγράμματα 4-6, 4-7 και 4-8 παρουσιάζεται η μεταβολή των δεικτών NPV και IRR καθώς και του χρόνου αποπληρωμής, για διάφορα ποσοστά των αρχικών ωρών λειτουργίας που έχουν υπολογιστεί. (Η μεταβολές υπολογίζονται για μια σταθερή επιλογή εναλλάκτη).

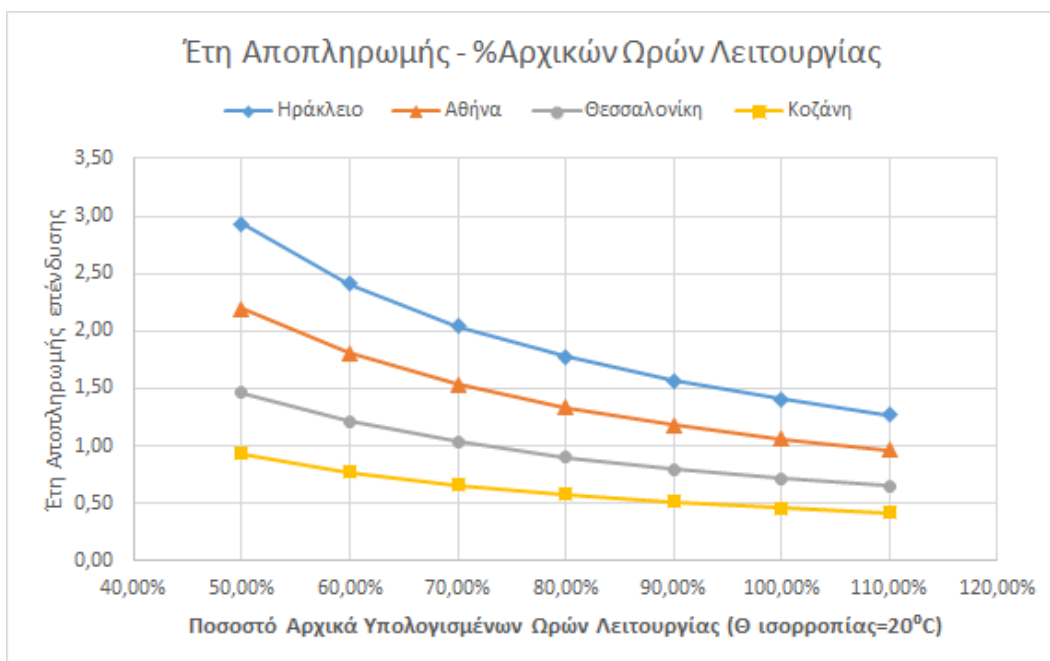
Όπως είναι αναμενόμενο, για λιγότερες ώρες λειτουργίας υπάρχει μείωση της καθαρής παρούσας αξίας της επένδυσης και της απόδοσης και αύξηση του χρόνου αποπληρωμής. Ακόμα όμως και στο 50% του αρχικά υπολογισμένου χρόνου λειτουργίας και για τη ζώνη Α με τις λιγότερες ώρες, η απόδοση της επένδυσης, ενώ έχει μειωθεί, παραμένει άνω του 30%. Αντίστοιχα, ο χρόνος αποπληρωμής είναι κάτω του ορίου των 4,5 ετών που έχει τεθεί.



Διάγραμμα 4-6: Επίδραση μεταβολής των ωρών λειτουργίας στην καθαρή παρούσα αξία της επένδυσης (NPV).

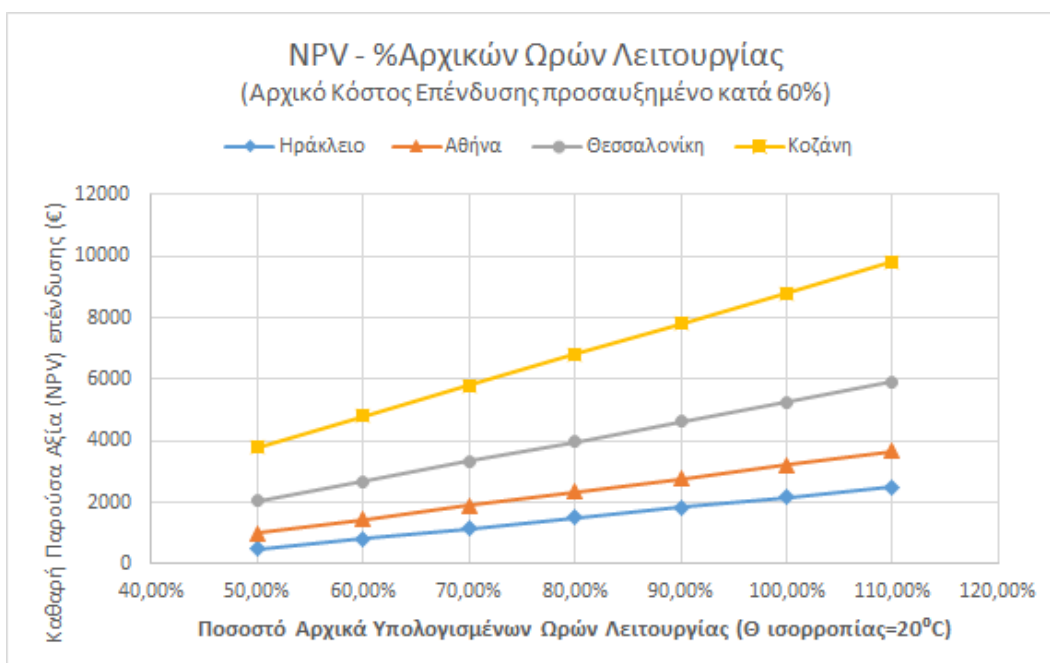


Διάγραμμα 4-7: Επίδραση μεταβολής των ωρών λειτουργίας στον εσωτερικό βαθμό απόδοσης της επένδυσης (IRR).

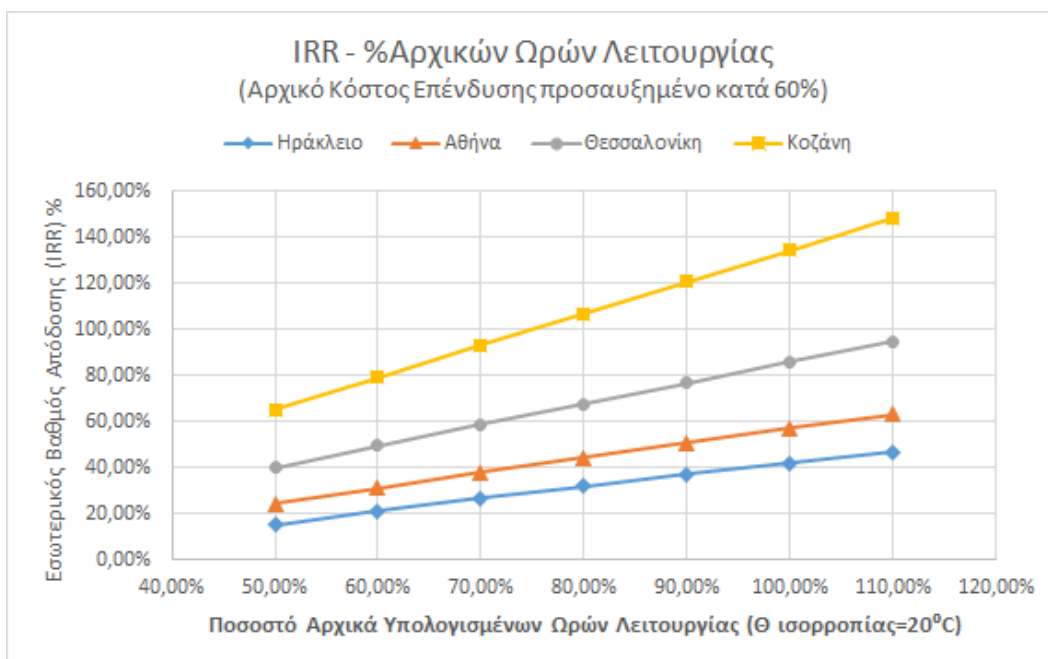


Διάγραμμα 4-8: Επίδραση της μεταβολής των ωρών λειτουργίας στο χρόνο αποπληρωμής της επένδυσης.

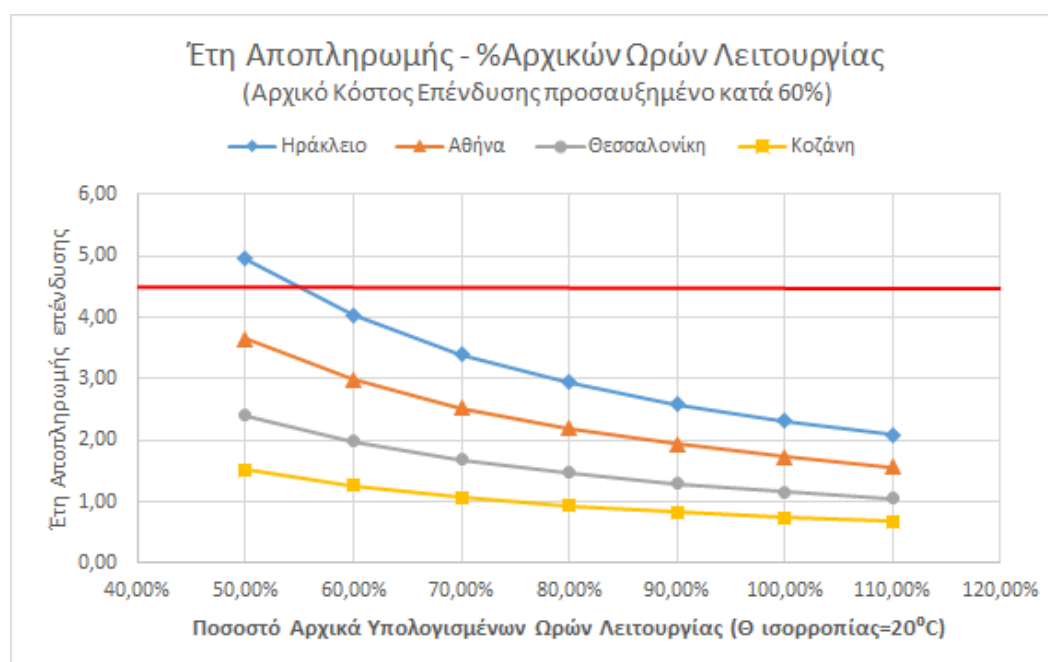
Στα Διαγράμματα 4-9, 4-10, 4-11 φαίνεται η επίδραση της μεταβολής της παραμέτρου των ωρών λειτουργίας, με ταυτόχρονη προσαύξηση της παραμέτρου του αρχικού κόστους κατά 60%, στην καθαρής παρούσας αξία, στον εσωτερικό βαθμό απόδοσης και στο χρόνο αποπληρωμής της επένδυσης



Διάγραμμα 4-9: Επίδραση μεταβολής των ωρών λειτουργίας με ταυτόχρονη προσαύξηση του αρχικού κόστους κατά 60% στην καθαρή παρούσα αξία της επένδυσης (NPV).



Διάγραμμα 4-10: Επίδραση μεταβολής των ωρών λειτουργίας με ταυτόχρονη προσαύξηση του αρχικού κόστους κατά 60% στον εσωτερικό βαθμό απόδοσης της επένδυσης (IRR).



Διάγραμμα 4-11: Επίδραση μεταβολής των ωρών λειτουργίας με ταυτόχρονη προσαύξηση του αρχικού κόστους κατά 60% στο χρόνο αποπληρωμής της επένδυσης.

Παρατηρείται ότι ακόμα και στη δυσμενέστερη επενδυτικά περίπτωση για τη ζώνη Α, με ώρες λειτουργίας στο 50% των αρχικών και 60% προσαύξηση στο αρχικό κόστος, η επένδυση έχει

θετικό βαθμό απόδοσης πάνω από 15%, ενώ τα έτη αποπληρωμής γίνονται 4,9 με μικρή υπέρβαση από το 4,5 που είναι το όριο που έχει τεθεί.

4.4 Βέλτιστη επιλογή για εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.

Τα μεγέθη που έχουν ήδη υπολογιστεί, δίνουν τη δυνατότητα για τη βέλτιστη επιλογή του εναλλάκτη. Με την εκτέλεση της υπολογιστικής εφαρμογής και τον έλεγχο όλων των δυνατών συνδυασμών έχει συγκεντρωθεί ένας αριθμός έγκυρων (από πλευράς κάθε περιορισμού που τέθηκε) επιλογών για τον εναλλάκτη. Στο εξεταζόμενο παράδειγμα του λέβητα (ωφέλιμη θερμική ισχύς 58kW) προκύπτουν 127 έγκυρες επιλογές για τα χαρακτηριστικά του εναλλάκτη.

Η διαδικασία βέλτιστης επιλογής επένδυσης βασίζεται στη χρήση του υπολογιζόμενου Κόστους Κύκλου Ζωής (LCC) συστήματος λέβητα – εναλλάκτη και τον υπολογισμό της εσωτερικής απόδοσης της επένδυσης (IRR). Η διαδικασία θα επαναληφθεί μία φορά για κάθε κλιματική ζώνη ώστε να προκύψει η βέλτιστη επιλογή ανά περιοχή.

Η μέθοδος προσέγγισης ακολουθεί τα παρακάτω βήματα:

- Γίνεται προσδιορισμός του κόστους λειτουργίας ανά έτος.
- Υπολογίζεται με βάση τις παραμέτρους μας ο συντελεστής F αναγωγής στην παρούσα αξία.
- Υπολογίζεται το Κόστος Κύκλου Ζωής (LCC) για κάθε δυνατό συνδυασμό χαρακτηριστικών του εναλλάκτη και κάθε κλιματική ζώνη.
- Η λίστα επιλογών (127 εδώ) ομαδοποιείται με βάση τον νέο σταθμισμένο βαθμό απόδοσης.
- Από κάθε ομάδα σταθμισμένου βαθμού απόδοσης επιλέγεται εκείνος ο συνδυασμός χαρακτηριστικών που δίνει το ελάχιστο κόστος κύκλου ζωής αντίστοιχα για κάθε ζώνη.
- Για τη λίστα που προκύπτει με το μικρότερο LCC για κάθε σταθμισμένο βαθμό απόδοσης, υπολογίζεται ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης της επένδυσης (IRR) και επιλέγεται ο συνδυασμός χαρακτηριστικών εναλλάκτη που δίνει το μεγαλύτερο IRR.

Ο εναλλάκτης αυτός αποτελεί επενδυτικά τη βέλτιστη επιλογή τηρουμένων όλων των παραμέτρων και συνθηκών σταθερών.

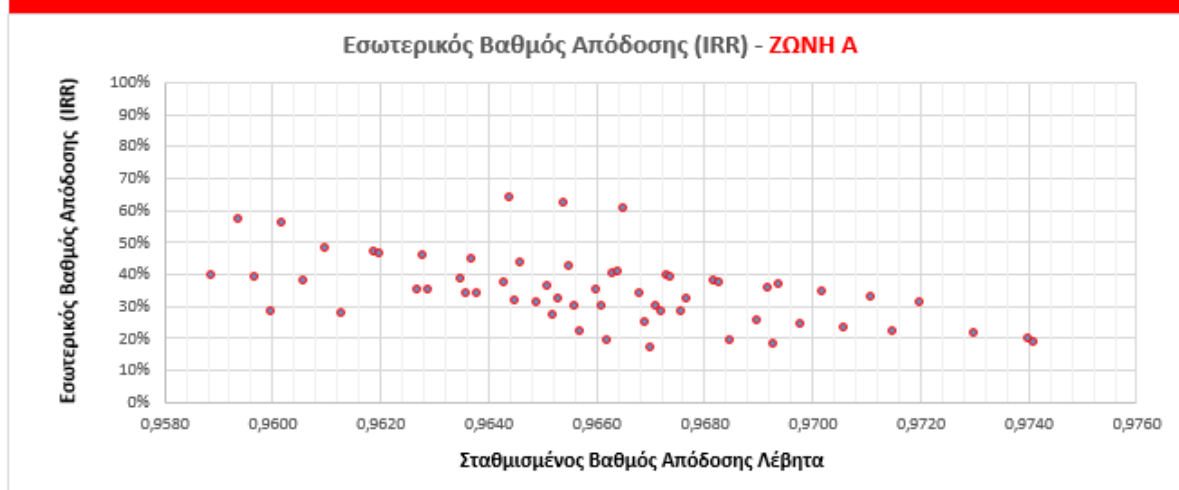
Παρακάτω, στην Εικόνα 4-12 φαίνεται ως παράδειγμα η λίστα με το ελάχιστο LCC και τον εσωτερικό βαθμό απόδοσης της επένδυσης για κάθε β.α του λέβητα-εναλλάκτη για την κλιματική ζώνη Α.

Ζώνη A - Με ανεμιστήρα									
Comb_ID	ε (effect)	Σταθμισμένος β.α.	Νέο mB (lt/h)	Est. Cost Construction	Ετήσιο Καθ. Όφελος	Ισχύς (W) Ελκυσμού	Εσωτ. Αποδ. Επένδυσης	Κόστος Κύκλου Ζωής (LCC)	Έτη Αποπληρωμής
0,88_0,0172_3_2_8_s4_1,25	0,880	0,9589	6,0104	831,7451	342,52 €	5,41	39,73%	37521,9313	2,43
0,88_0,01_8_3_4s20_1,5	0,880	0,9594	6,0072	597,4879	344,06 €	15,08	56,95%	37276,3007	1,74
0,885_0,0172_3_2_8_s4_1,25	0,885	0,9597	6,0054	861,2412	346,65 €	4,99	38,73%	37521,0139	2,48
0,88_0,019_2_2_10_s3_1,25	0,880	0,9600	6,0035	1131,8457	348,38 €	3,12	28,22%	37778,9098	3,25
0,885_0,01_8_3_4s20_1,5	0,885	0,9602	6,0022	615,9971	348,27 €	13,86	55,87%	37263,8178	1,77
0,89_0,0172_3_2_8_s4_1,25	0,890	0,9606	5,9997	892,8751	351,28 €	4,59	37,74%	37518,5511	2,54
0,88_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,880	0,9610	5,9972	717,5828	352,83 €	9,27	48,21%	37331,8575	2,03
0,885_0,019_2_2_10_s3_1,25	0,885	0,9613	5,9954	1175,2618	355,03 €	2,88	27,56%	37773,3775	3,31
0,885_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,885	0,9619	5,9916	742,6826	357,49 €	8,54	47,12%	37322,6945	2,08
0,88_0,0172_2_3_10_s5_1,25	0,880	0,9620	5,9910	760,7843	358,27 €	5,90	46,02%	37335,0305	2,12
0,88_0,018_3_2_8_s4_1,25	0,880	0,9627	5,9866	979,6836	361,84 €	5,74	35,11%	37527,6428	2,71
0,89_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,890	0,9628	5,9860	769,6286	362,13 €	7,84	45,98%	37315,4693	2,13
0,885_0,018_2_3_10_s5_1,25	0,885	0,9629	5,9854	985,6990	362,93 €	5,06	34,99%	37525,6620	2,72
0,88_0,0172_2_3_8_s5_1,25	0,880	0,9635	5,9817	922,1810	366,28 €	2,10	38,15%	37437,4822	2,52
0,885_0,018_3_2_8_s4_1,25	0,885	0,9636	5,9810	1017,1357	366,45 €	5,28	34,11%	37531,1559	2,78
0,895_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,895	0,9637	5,9804	798,6381	366,76 €	7,19	44,79%	37310,3989	2,18
0,89_0,018_2_3_10_s5_1,25	0,890	0,9638	5,9798	1024,2396	367,53 €	4,64	33,95%	37530,3135	2,79
0,885_0,0172_2_3_8_s5_1,25	0,885	0,9643	5,9767	957,0120	370,34 €	1,93	37,04%	37442,3821	2,58
0,925_0,01_8_3_4_s20_1,25	0,925	0,9644	5,9761	569,6107	366,52 €	43,39	63,88%	37083,1603	1,55
0,89_0,019_3_2_8_s4_1,25	0,890	0,9645	5,9755	1096,3476	371,09 €	4,44	31,69%	37576,2022	2,95
0,9_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,900	0,9646	5,9748	829,9655	371,38 €	6,57	43,54%	37307,7372	2,23
0,88_0,0172_1_6_10_s6_1,25	0,880	0,9649	5,9730	1128,4329	373,52 €	0,53	30,85%	37590,4029	3,02
0,89_0,0172_2_3_8_s5_1,25	0,890	0,9651	5,9717	994,3887	374,40 €	1,78	35,90%	37449,8844	2,66
0,89_0,018_2_3_8_s5_1,25	0,890	0,9652	5,9711	1258,6427	374,92 €	1,65	27,07%	37710,3221	3,36
0,895_0,018_3_2_8_s4_1,25	0,895	0,9653	5,9705	1100,6470	375,14 €	4,43	31,95%	37550,7537	2,93
0,93_0,01_8_3_4_s20_1,25	0,930	0,9654	5,9699	592,1953	371,99 €	39,36	62,32%	37065,4654	1,59
0,905_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,905	0,9655	5,9693	863,9115	375,98 €	5,98	42,24%	37307,7841	2,30
0,885_0,0172_1_6_10_s6_1,25	0,885	0,9656	5,9687	1172,4425	377,06 €	0,49	29,79%	37608,3751	3,11
0,88_0,019_1_4_10_s4_1,25	0,880	0,9657	5,9680	1486,2244	377,57 €	0,45	21,90%	37918,4169	3,94
0,895_0,0172_2_3_8_s5_1,25	0,895	0,9660	5,9662	1034,6082	378,96 €	1,63	34,78%	37456,5762	2,73
0,885_0,0172_1_5_10_s5_1,25	0,885	0,9661	5,9656	1168,6604	379,58 €	0,49	30,15%	37586,0431	3,08
0,885_0,018_2_3_10s5_1,5	0,885	0,9662	5,9650	1647,0209	380,07 €	0,63	19,04%	38060,8029	4,33
0,905_0,0172_2_3_10_s5_1,25	0,905	0,9663	5,9643	919,6827	380,24 €	3,80	39,91%	37332,1946	2,42
0,91_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,910	0,9664	5,9637	900,8341	380,58 €	5,43	40,87%	37310,8968	2,37
0,935_0,01_8_3_4_s20_1,25	0,935	0,9665	5,9631	617,3511	377,94 €	35,47	60,69%	37046,8238	1,63
0,9_0,0172_2_3_8_s5_1,25	0,900	0,9668	5,9612	1078,0189	383,00 €	1,49	33,56%	37470,2307	2,81
0,9_0,018_2_3_8_s5_1,25	0,900	0,9669	5,9606	1368,9505	383,52 €	1,38	25,01%	37757,3742	3,57
0,89_0,019_2_3_10s5_1,5	0,890	0,9670	5,9600	1793,0516	384,11 €	0,53	16,94%	38177,1152	4,67
0,905_0,018_3_2_8_s4_1,25	0,905	0,9671	5,9594	1198,0868	384,28 €	3,68	29,69%	37580,8789	3,12
0,905_0,019_3_2_8_s4_1,25	0,905	0,9672	5,9588	1244,0857	384,82 €	3,37	28,39%	37622,9367	3,23
0,915_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,915	0,9673	5,9582	941,1636	385,16 €	4,92	39,45%	37317,5046	2,44
0,91_0,0172_2_3_10_s5_1,25	0,910	0,9674	5,9576	959,7714	385,81 €	3,45	38,67%	37331,2849	2,49
0,895_0,0172_1_5_10_s5_1,25	0,895	0,9676	5,9563	1266,4378	387,14 €	0,41	27,97%	37628,2194	3,27
0,905_0,0172_2_3_8_s5_1,25	0,905	0,9677	5,9557	1125,0316	387,54 €	1,36	32,36%	37483,8458	2,90
0,92_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,920	0,9682	5,9526	985,4230	389,73 €	4,43	37,97%	37328,1295	2,53
0,915_0,0172_2_3_10_s5_1,25	0,915	0,9683	5,9520	1003,5555	390,37 €	3,13	37,26%	37341,5620	2,57
0,9_0,018_1_5_10_s5_1,25	0,900	0,9685	5,9508	1690,8233	391,66 €	0,35	19,15%	38019,3127	4,32
0,905_0,0172_1_6_10_s6_1,25	0,905	0,9690	5,9477	1384,3406	394,17 €	0,34	25,55%	37694,3838	3,51
0,92_0,0172_2_3_10_s5_1,25	0,920	0,9692	5,9465	1051,6017	394,91 €	2,82	35,79%	37356,1790	2,66
0,905_0,018_1_5_10_s5_1,25	0,905	0,9693	5,9459	1768,9018	395,67 €	0,32	18,15%	38067,8703	4,47
0,925_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,925	0,9694	5,9453	1034,2556	395,79 €	3,98	36,57%	37332,3599	2,61
0,91_0,0172_1_6_10_s6_1,25	0,910	0,9698	5,9428	1448,6711	398,17 €	0,31	24,38%	37729,2235	3,64
0,925_0,0172_2_3_10_s5_1,25	0,925	0,9702	5,9404	1104,6064	399,94 €	2,53	34,31%	37372,1536	2,76
0,915_0,0172_1_6_10_s6_1,25	0,915	0,9706	5,9379	1518,8336	402,17 €	0,28	23,19%	37769,9453	3,78
0,93_0,0172_2_3_10_s5_1,25	0,930	0,9711	5,9349	1163,4378	404,46 €	2,27	32,71%	37397,7150	2,88
0,92_0,0172_1_6_10_s6_1,25	0,920	0,9715	5,9324	1595,7130	406,66 €	0,26	21,99%	37813,7659	3,92
0,935_0,0172_2_3_10_s5_1,25	0,935	0,9720	5,9294	1229,1948	408,97 €	2,02	31,04%	37430,2768	3,01
0,94_0,018_2_3_10_s5_1,25	0,940	0,9730	5,9233	1664,9418	413,98 €	1,65	21,24%	37829,1436	4,02
0,945_0,018_2_3_10_s5_1,25	0,945	0,9740	5,9172	1776,1662	418,96 €	1,45	19,67%	37903,6888	4,24
0,945_0,019_2_3_10_s5_1,25	0,945	0,9741	5,9166	1851,7048	419,47 €	1,32	18,51%	37975,4795	4,41

Εικόνα 4-12: Παράδειγμα λίστας επιλογών (από την εφαρμογή) με τα ελάχιστα κόστη κύκλου ζωής για τη ζώνη A για κάθε βαθμό απόδοσης (εναλλάκτης για λέβητα 58kW).

Ακολουθούν τα Διαγράμματα 4-13 έως 4-24 όπου φαίνονται οι κατανομές για τους δείκτες της απόδοσης επένδυσης, του κόστους κύκλου ζωής των εναλλακτών και του καθαρού ετήσιου οικονομικού οφέλους (αντίστοιχα εξοικονόμησης ενέργειας), για κάθε κλιματική ζώνη συνοδευόμενα από την επιλογή του βέλτιστου συνδυασμού για τον κάθε δείκτη.

Σχέση Εσωτερικού Βαθμού Απόδοσης (IRR) επένδυσης Εναλλάκτη-Λέβητα με τους σταθμισμένους βαθμούς απόδοσης μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.



Maximum IRR
63,88%

Σταθμισμένος Β.Α.
96,44%

Combination ID
0,925 0,01 8 3 4 s20 1,25

Αποτελεσματικότητα Εναλλάκτη
0,925

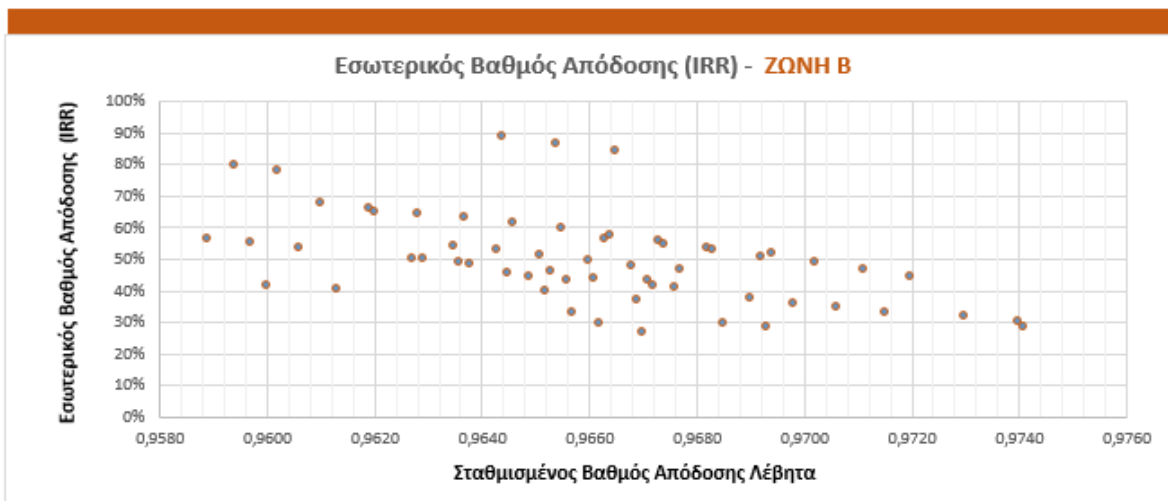
Έτη Αποπληρωμής
1,55

Κόστος Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας
569,61 €

Life Cycle Cost (with fuel)
37.083 €

Ετήσιο Οικ. Όφελος
367 €

Διάγραμμα 4-13: Κατανομή του εσωτερικού βαθμού απόδοσης επένδυσης (IRR) των διάφορων εναλλακτών – Ζώνη Α.



Maximum IRR
88,63%

Σταθμισμένος Β.Α.
96,44%

Combination ID
0,925 0,01 8 3 4 s20 1,25

Αποτελεσματικότητα Εναλλάκτη
0,925

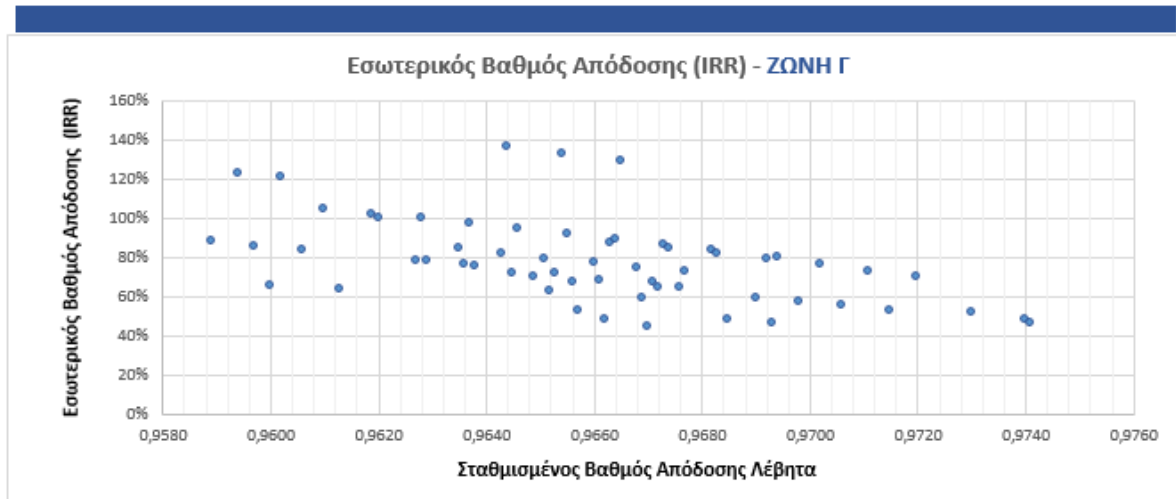
Έτη Αποπληρωμής
1,13

Κόστος Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας
569,61 €

Life Cycle Cost (with fuel)
48.283 €

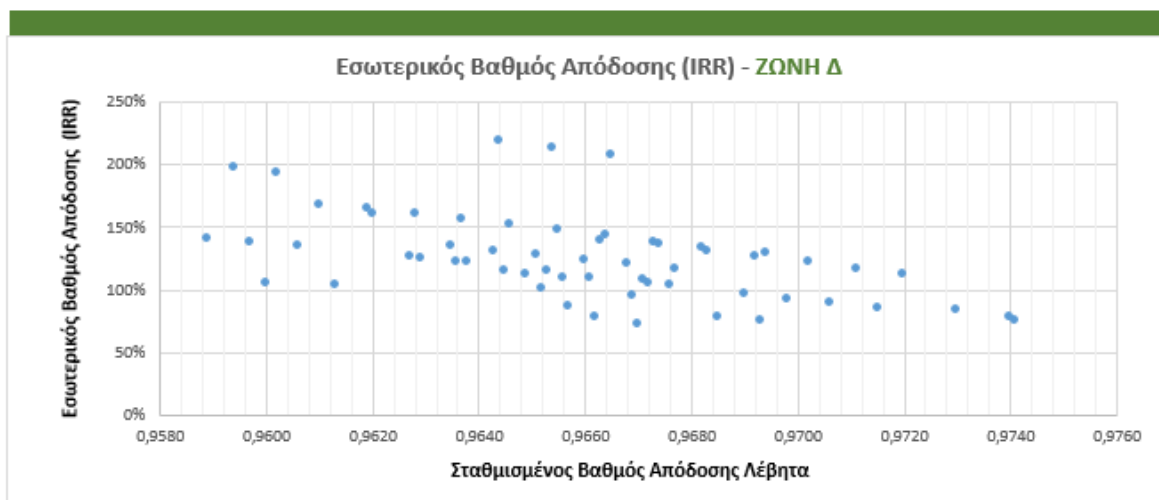
Ετήσιο Οικ. Όφελος
506 €

Διάγραμμα 4-14: Κατανομή του εσωτερικού βαθμού απόδοσης επένδυσης (IRR) των διάφορων εναλλακτών – Ζώνη Β.



Maximum IRR 136,56%	Σταθμισμένος Β.Α. 96,44%	Combination ID 0,925 0,01 8 3 4 s20 1,25	Αποτελεσματικότητα Εναλλάκτη 0,925
Έτη Αποπληρωμής 0,73	Κόστος Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας 569,61 €	Life Cycle Cost (with fuel) 70.190 €	Ετήσιο Οικ. Όφελος 778 €

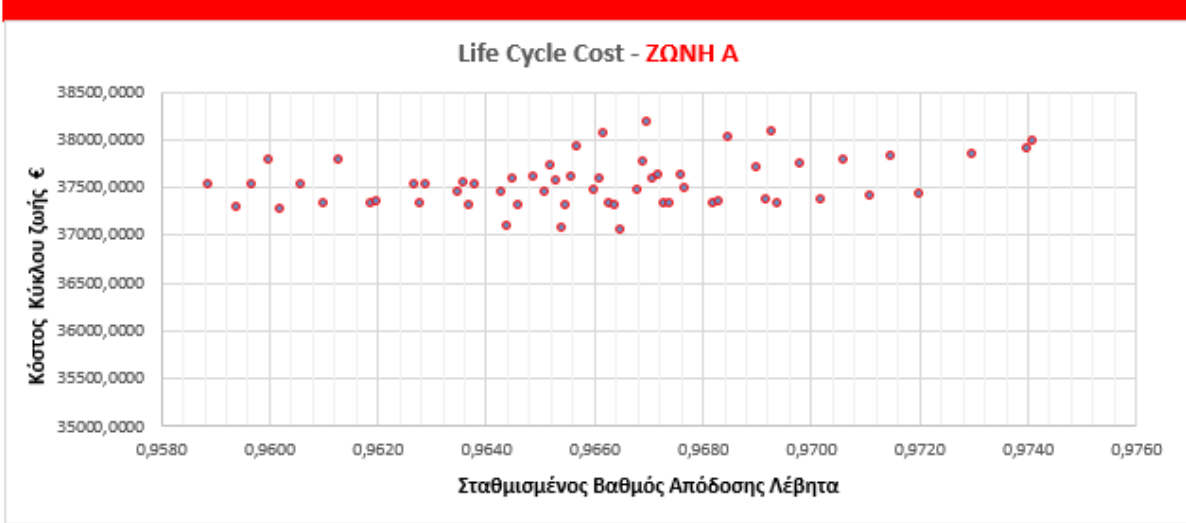
Διάγραμμα 4-15: Κατανομή του εσωτερικού βαθμού απόδοσης επένδυσης (IRR) των διάφορων εναλλακτών – Ζώνη Γ.



Maximum IRR 218,82%	Σταθμισμένος Β.Α. 96,44%	Combination ID 0,925 0,01 8 3 4 s20 1,25	Αποτελεσματικότητα Εναλλάκτη 0,925
Έτη Αποπληρωμής 0,46	Κόστος Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας 569,61 €	Life Cycle Cost (with fuel) 107.876 €	Ετήσιο Οικ. Όφελος 1.246 €

Διάγραμμα 4-16: Κατανομή του εσωτερικού βαθμού απόδοσης επένδυσης (IRR) των διάφορων εναλλακτών – Ζώνη Δ.

Σχέση Κόστους Κύκλου Ζωής Εναλλάκτη-Λέβητα με τους σταθμισμένους βαθμούς απόδοσης μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.



Minimum LCC
37.047 €

Σταθμισμένος Β.Α.
96,65%

Combination ID
0,935 0,01 8 3 4 s20 1,25

Αποτελεσματικότητα Εναλλάκτη
0,935

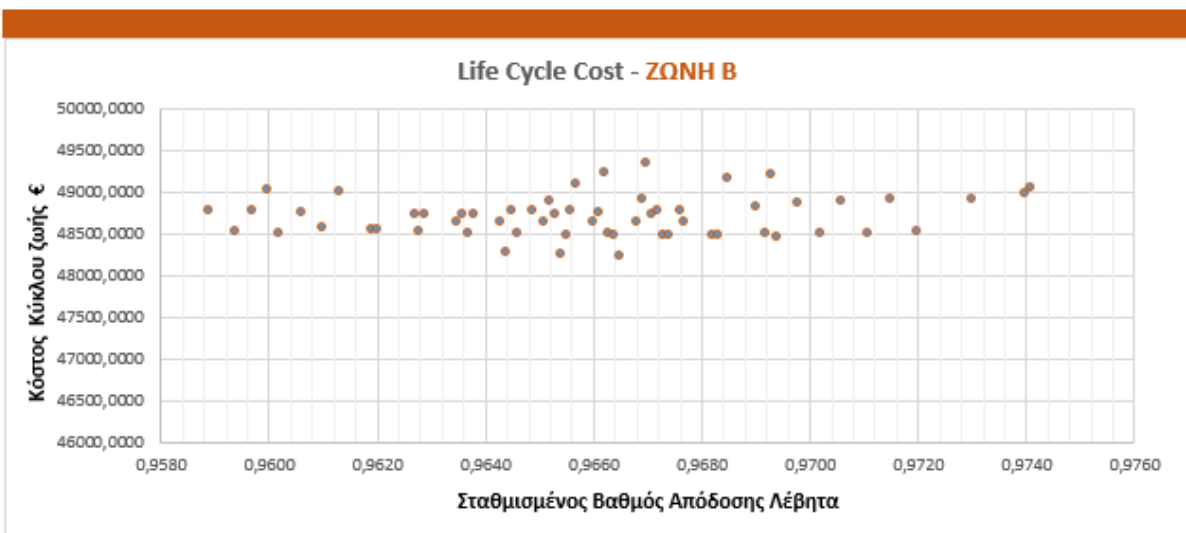
Έτη Αποπληρωμής
1,63

Κόστος Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας
617,35 €

Internal Rate of Return(IRR)
60,69%

Ετήσιο Οικ. Όφελος
378 €

Διάγραμμα 4-17: Κατανομή του κόστους κύκλου ζωής (LCC) των διάφορων εναλλακτών – Ζώνη Α.



Minimum LCC
48.221 €

Σταθμισμένος Β.Α.
96,65%

Combination ID
0,935 0,01 8 3 4 s20 1,25

Αποτελεσματικότητα Εναλλάκτη
0,935

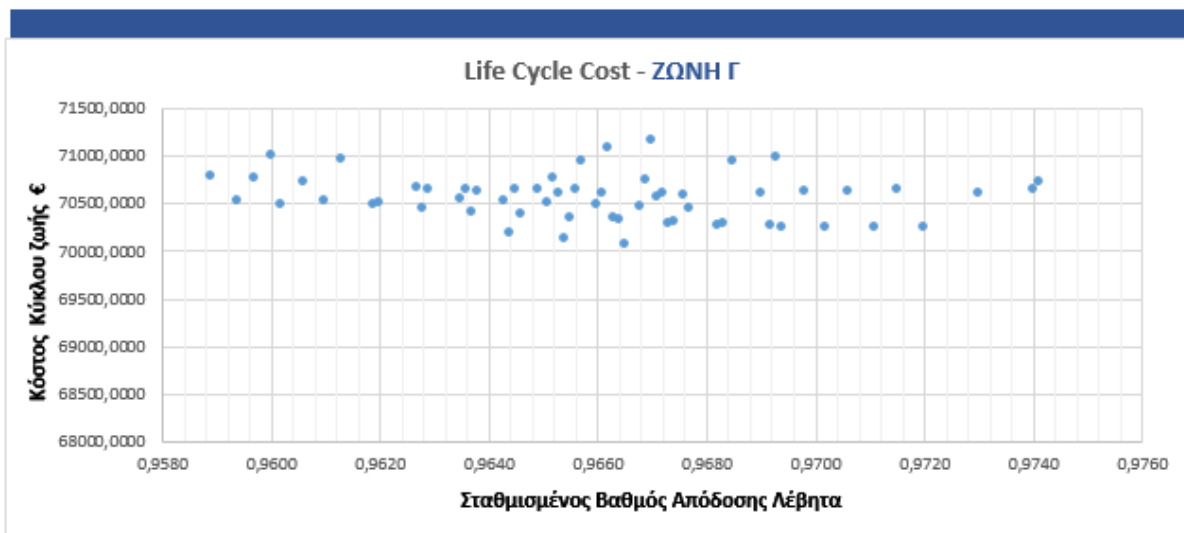
Έτη Αποπληρωμής
1,19

Κόστος Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας
617,35 €

Internal Rate of Return(IRR)
84,16%

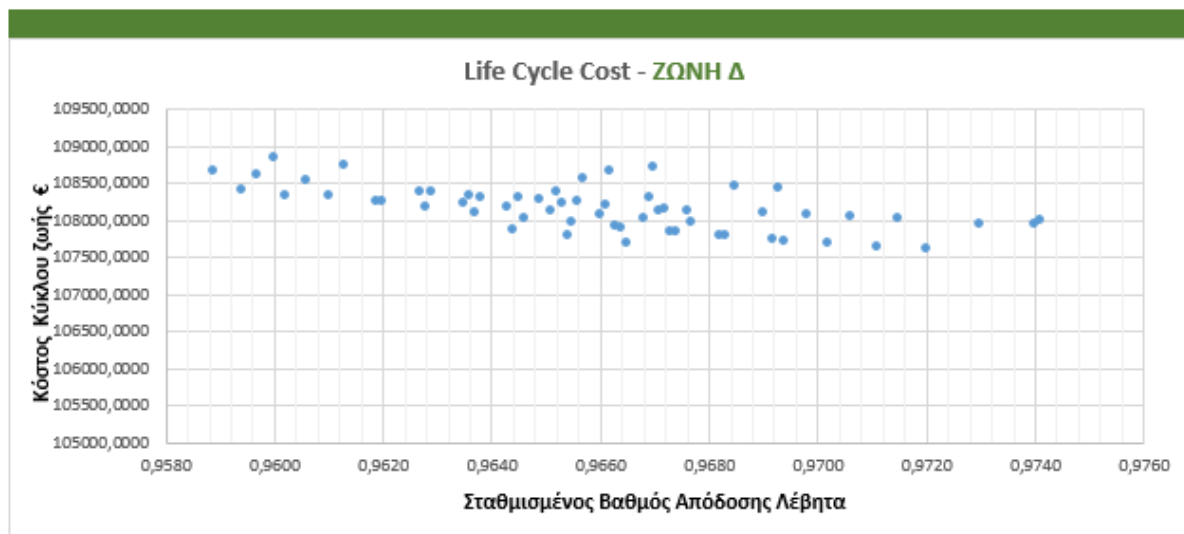
Ετήσιο Οικ. Όφελος
521 €

Διάγραμμα 4-18: Κατανομή του κόστους κύκλου ζωής (LCC) των διάφορων εναλλακτών – Ζώνη Β.



Minimum LCC 70.076 €	Σταθμισμένος Β.Α. 96,65%	Combination ID 0,935 0,01 8 3 4 s20 1,25	Αποτελεσματικότητα Εναλλάκτη 0,935
Έτη Αποπληρωμής 0,77	Κόστος Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας 617,35 €	Internal Rate of Return(IRR) 129,55%	Ετήσιο Οικ. Όφελος 800 €

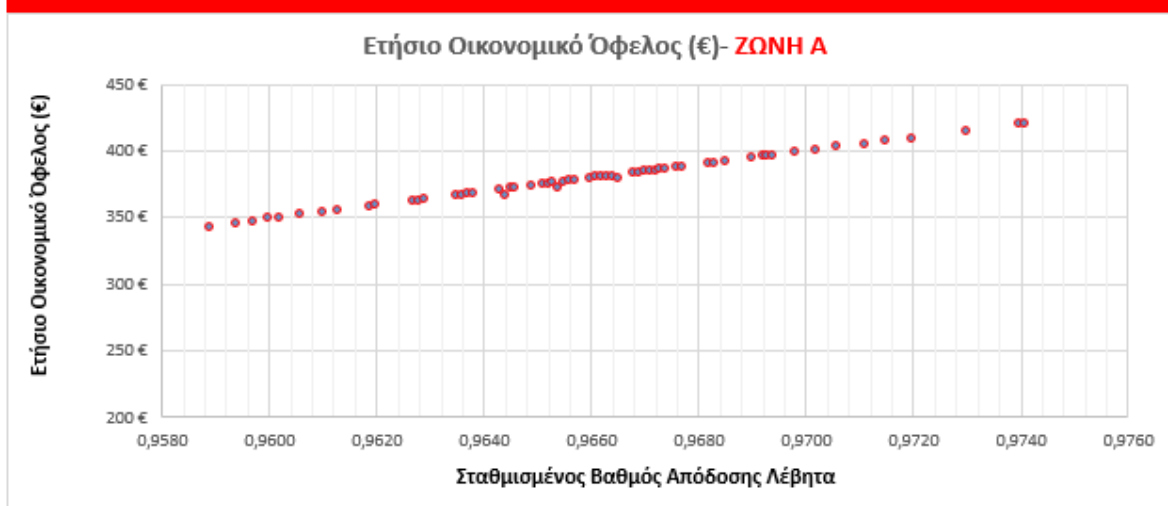
Διάγραμμα 4-19: Κατανομή του κόστους κύκλου ζωής (LCC) των διάφορων εναλλακτών – Ζώνη Γ.



Minimum LCC 107.607 €	Σταθμισμένος Β.Α. 97,20%	Combination ID 0,935 0,0172 2 3 10 s5 1,2	Αποτελεσματικότητα Εναλλάκτη 0,935
Έτη Αποπληρωμής 0,90	Κόστος Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας 1.229,19 €	Internal Rate of Return(IRR) 111,60%	Ετήσιο Οικ. Όφελος 1.373 €

Διάγραμμα 4-20: Κατανομή του κόστους κύκλου ζωής (LCC) των διάφορων εναλλακτών – Ζώνη Δ.

Σχέση Ετήσιου Οικονομικού Οφέλους Εναλλάκτη-Λέβητα με τους σταθμισμένους βαθμούς απόδοσης μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.



Maximum Ετήσιο

Οικ. Όφελος

419 €

Σταθμισμένος Β.Α.

97,41%

Combination ID

0,945 0,019 2 3 10 s5 1,25

Αποτελεσματικότητα Εναλλάκτη

0,945

Έτη Αποπληρωμής

4,41

Κόστος Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας

1.851,70 €

Internal Rate of Return(IRR)

18,51%

Life Cycle Cost

37.975 €

Διάγραμμα 4-21: Κατανομή του ετήσιου καθαρού οικονομικού οφέλους (ΕΚΟ) των διάφορων εναλλακτών – Ζώνη Α.



Maximum Ετήσιο

Οικ. Όφελος

575 €

Σταθμισμένος Β.Α.

97,41%

Combination ID

0,945 0,019 2 3 10 s5 1,25

Αποτελεσματικότητα Εναλλάκτη

0,945

Έτη Αποπληρωμής

3,22

Κόστος Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας

1.851,70 €

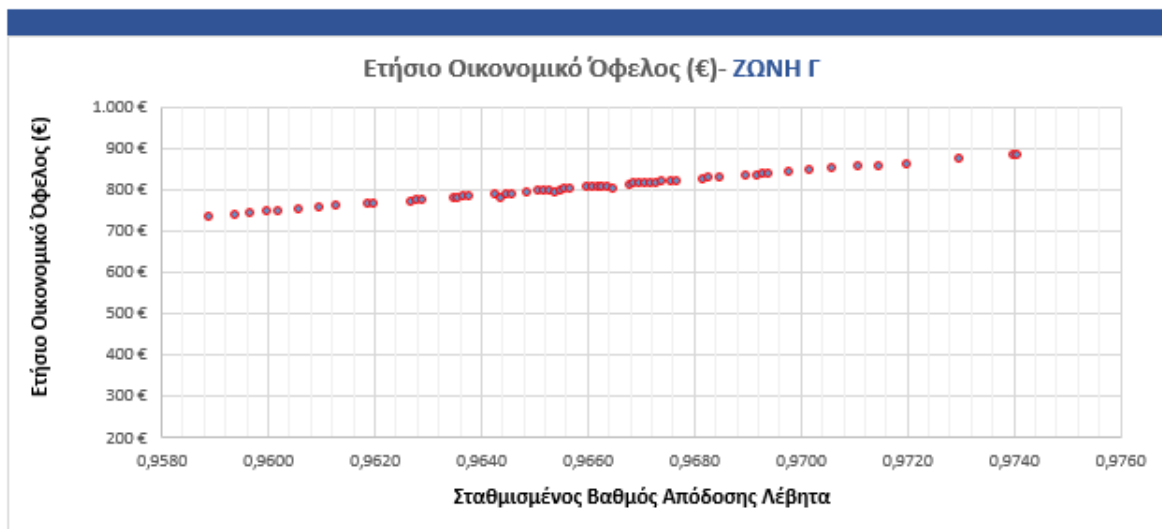
Internal Rate of Return(IRR)

28,54%

Life Cycle Cost

49.054 €

Διάγραμμα 4-22: Κατανομή του ετήσιου καθαρού οικονομικού οφέλους (ΕΚΟ) των διάφορων εναλλακτών – Ζώνη Β.



Μaximum Ετήσιο

Οικ. Όφελος

880 €

Σταθμισμένος Β.Α.

97,41%

Combination ID

0,945 0,019 2 3 10 s5 1,25

Αποτελεσματικότητα Εναλλάκτη

0,945

Έτη Αποπληρωμής

2,10

Κόστος Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας

1.851,70 €

Internal Rate of Return(IRR)

46,47%

Life Cycle Cost

70.723 €

Διάγραμμα 4-23: Κατανομή του ετήσιου καθαρού οικονομικού οφέλους (ΕΚΟ) των διάφορων εναλλακτών – Ζώνη Γ.



Μaximum Ετήσιο

Οικ. Όφελος

1.404 €

Σταθμισμένος Β.Α.

97,41%

Combination ID

0,945 0,019 2 3 10 s5 1,25

Αποτελεσματικότητα Εναλλάκτη

0,945

Έτη Αποπληρωμής

1,32

Κόστος Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας

1.851,70 €

Internal Rate of Return(IRR)

75,53%

Life Cycle Cost

108.000 €

Διάγραμμα 4-24: Κατανομή του ετήσιου καθαρού οικονομικού οφέλους (ΕΚΟ) των διάφορων εναλλακτών – Ζώνη Δ.

Παρατίθενται τέλος, οι πίνακες με τα επιλεγμένα συγκεντρωτικά αποτελέσματα της εφαρμογής για κάθε λέβητα από τις δεδομένες σειρές ισχύος, και κάθε κλιματική ζώνη. Τα αποτελέσματα που φαίνονται στους συγκεντρωτικούς πίνακες για τους λέβητες A76, A93 και A114 αφορούν το συνδυασμό με τη μέγιστη δυνατή, αν και κάτω του ορίου, απόδοση στο μερικό φορτίο.

ΖΩΝΗ Α																
Λέβητας	kW	Αρχικός Στ. β.α.	Κατανάλωση Αρχ. (lt/h)	Με Εναλλάκτη Στ. β.α	Με Εναλ. Β.α. Φορτίο% (100/30)	Κατανάλωση με Εναλλάκτη (lt/h)	Μήκος / αυλό (m)	Επιφάνεια Αο (m2)	Αρχ. Κόστος (€)	Εξοικονόμηση Ενέργειας / Έτος (kWh)	Καθαρό όφελος NPV (€)	Εσ. Βαθμός Απόδοσης (IRR)	Έτη Απ./μής	Combination_ID	Μεταβολή Στ.β.α.	Μεταβολή Κατανάλωσής
B30	26,4	87,09%	3,0567	95,78%	94,12% / 95,48%	2,7793	0,188	0,530	585 €	2824	490,75 €	21,38%	4,0	0,96_0,01_2_5_10_s9_1,25	9,07%	9,98%
A36	35,3	87,49%	3,8638	95,74%	93,84% / 96,08%	3,5311	0,206	0,389	469 €	3400	934,27 €	39,13%	2,5	0,925_0,01_4_3_6_s10_1,25	8,62%	9,42%
B40	37,7	87,83%	4,3390	95,75%	94,40% / 95,99%	3,9803	0,129	0,324	416 €	3656	1.126,15 €	49,47%	2,0	0,92_0,01_4_3_8_s10_1,25	8,27%	9,01%
A47	46,5	87,88%	5,1940	95,77%	94,41% / 96,01%	4,7663	0,227	0,427	501 €	4375	1.470,75 €	52,71%	1,9	0,905_0,01_6_3_4_s15_1,25	8,24%	8,97%
B50	48,9	88,57%	5,5890	96,36%	94,73% / 96,64%	5,1372	0,122	0,345	433 €	4603	1.624,80 €	64,12%	1,5	0,905_0,01_6_3_6_s15_1,25	8,08%	8,79%
A58	58,0	88,28%	6,5290	96,44%	95,41% / 96,62%	5,9761	0,203	0,511	570 €	5649	2.127,89 €	63,88%	1,6	0,925_0,01_8_3_4_s20_1,25	8,46%	9,25%
B60	58,5	88,50%	6,6900	96,28%	94,50% / 96,60%	6,1493	0,122	0,391	471 €	5507	2.060,37 €	72,68%	1,4	0,91_0,01_7_3_6_s17_1,25	8,08%	8,79%
B70	68,1	88,43%	7,8020	95,93%	94,08% / 96,26%	7,1921	0,158	0,436	508 €	6214	2.461,87 €	79,19%	1,3	0,89_0,01_9_3_4_s22_1,25	7,82%	8,48%
A76	75,6	88,59%	8,5010	97,40%	95,66% / 98,15%	7,7325	0,518	2,050	2.331 €	7858	1.697,16 €	19,54%	4,3	0,95_0,018_2_4_10_s7_1,25	9,05%	9,94%
A93	93,0	88,79%	10,4380	97,70%	95,86% / 98,49%	9,4862	0,523	2,633	2.983 €	9729	2.143,83 €	19,38%	4,3	0,955_0,018_2_5_10_s9_1,25	9,12%	10,03%
A114	113,5	89,03%	12,7160	97,96%	95,82% / 98,84%	11,5568	0,514	3,200	3.554 €	11847	2.816,61 €	20,62%	4,1	0,955_0,018_2_6_10_s11_1,25	9,12%	10,03%
A140	140,4	91,52%	15,5070	99,36%	96,30% / 100,68%	14,2839	0,549	2,492	2.245 €	12456	4.506,02 €	39,38%	2,4	0,94_0,0172_4_4_6_s14_1,25	7,89%	8,56%

Σημείωση: Όλοι οι βαθμοί απόδοσης στον πίνακα είναι βάσει της κατώτερης θερμογόνου ικανότητας καυσίμου (NCV).

ΖΩΝΗ Β																
Λέβητας	kW	Αρχικός Στ. β.α.	Κατανάλωση Αρχ. (lt/h)	Με Εναλλάκτη Στ. β.α	Με Εναλ. Β.α. Φορτίο% (100 / 30)	Κατανάλωση με Εναλλάκτη (lt/h)	Μήκος / αυλό (m)	Επιφάνεια Αο (m2)	Αρχ. Κόστος (€)	Εξοικονόμηση Ενέργειας / Έτος (kWh)	Καθαρό όφελος NPV (€)	Εσ. Βαθμός Απόδοσης (IRR)	Έτη Απ./μής	Combination_ID	Μεταβολή Στ.β.α.	Μεταβολή Κατανάλωσής
B30	26,4	87,09%	3,0567	95,78%	94,12% / 95,48%	2,7793	0,188	0,530	585 €	3705	1.009,82 €	35,21%	2,7	0,96_0,01_2_5_10_s9_1,25	9,07%	9,98%
A36	35,3	87,49%	3,8638	95,74%	93,84% / 96,08%	3,5311	0,206	0,389	469 €	4460	1.555,48 €	58,00%	1,7	0,925_0,01_4_3_6_s10_1,25	8,62%	9,42%
B40	37,7	87,83%	4,3390	95,75%	94,40% / 95,99%	3,9803	0,129	0,324	416 €	4796	1.790,47 €	71,76%	1,4	0,92_0,01_4_3_8_s10_1,25	8,27%	9,01%
A47	46,5	87,88%	5,1940	95,77%	94,41% / 96,01%	4,7663	0,227	0,427	501 €	5740	2.268,97 €	74,86%	1,3	0,905_0,01_6_3_4_s15_1,25	8,24%	8,97%
B50	48,9	88,57%	5,5890	96,36%	94,73% / 96,64%	5,1372	0,122	0,345	433 €	6039	2.449,89 €	90,33%	1,1	0,905_0,01_6_3_6_s15_1,25	8,08%	8,79%
A58	58,0	88,28%	6,5290	96,44%	95,41% / 96,62%	5,9761	0,203	0,511	570 €	7410	3.152,44 €	88,63%	1,1	0,925_0,01_8_3_4_s20_1,25	8,46%	9,25%
B60	58,5	88,50%	6,6900	96,28%	94,50% / 96,60%	6,1493	0,122	0,391	471 €	7224	3.033,20 €	100,95%	1,0	0,91_0,01_7_3_6_s17_1,25	8,08%	8,79%
B70	68,1	88,43%	7,8020	95,93%	94,08% / 96,26%	7,1921	0,158	0,436	508 €	8151	3.571,36 €	109,03%	0,9	0,89_0,01_9_3_4_s22_1,25	7,82%	8,48%
A76	75,6	88,59%	8,5010	97,40%	95,66% / 98,15%	7,7325	0,518	2,050	2.331 €	10308	3.136,44 €	29,46%	3,1	0,95_0,018_2_4_10_s7_1,25	9,05%	9,94%
A93	93,0	88,79%	10,4380	97,70%	95,86% / 98,49%	9,4862	0,523	2,633	2.983 €	12762	3.925,76 €	29,00%	3,2	0,955_0,018_2_5_10_s9_1,25	9,12%	10,03%
A114	113,5	89,03%	12,7160	97,96%	95,82% / 98,84%	11,5568	0,514	3,200	3.554 €	15540	4.986,42 €	30,34%	3,1	0,955_0,018_2_6_10_s11_1,25	9,12%	10,03%
A140	140,4	91,52%	15,5070	99,36%	96,30% / 100,68%	14,2839	0,549	2,492	2.245 €	16339	6.794,39 €	53,97%	1,8	0,94_0,0172_4_4_6_s14_1,25	7,89%	8,56%

Σημείωση: Όλοι οι βαθμοί απόδοσης στον πίνακα είναι βάσει της κατώτερης θερμογόνου ικανότητας καυσίμου (NCV).

ΖΩΝΗ Γ

Λέβητας	kW	Αρχικός Στ. β.α.	Κατανάλωση Αρχ. (lt/h)	Με Εναλλάκτη Στ. β.α	Με Εναλ. Β.α. Φορτίο% (100 / 30)	Κατανάλωση με Εναλλάκτη (lt/h)	Μήκος / αυλό (m)	Επιφάνεια Αο (m2)	Αρχ. Κόστος (€)	Εξοικονόμηση Ενέργειας / Έτος (kWh)	Καθαρό όφελος NPV (€)	Εσ. Βαθμός Απόδοσης (IRR)	Έτη Απ./μής	Combination_ID	Μεταβολή Στ.β.α.	Μεταβολή Κατανάλωσής
B30	26,4	87,09%	3,0567	95,78%	94,12% / 95,48%	2,7793	0,188	0,530	585 €	5427	2.025,12 €	60,04%	1,7	0,96_0,01_2_5_10_s9_1,25	9,07%	9,98%
A36	35,3	87,49%	3,8638	95,74%	93,84% / 96,08%	3,5311	0,206	0,389	469 €	6534	2.770,54 €	93,64%	1,1	0,925_0,01_4_3_6_s10_1,25	8,62%	9,42%
B40	37,7	87,83%	4,3390	95,75%	94,40% / 95,99%	3,9803	0,129	0,324	416 €	7026	3.089,86 €	114,48%	0,9	0,92_0,01_4_3_8_s10_1,25	8,27%	9,01%
A47	46,5	87,88%	5,1940	95,77%	94,41% / 96,01%	4,7663	0,227	0,427	501 €	8408	3.830,28 €	117,46%	0,9	0,905_0,01_6_3_4_s15_1,25	8,24%	8,97%
B50	48,9	88,57%	5,5890	96,36%	94,73% / 96,64%	5,1372	0,122	0,345	433 €	8846	4.063,75 €	141,10%	0,7	0,905_0,01_6_3_6_s15_1,25	8,08%	8,79%
A58	58,0	88,28%	6,5290	96,44%	95,41% / 96,62%	5,9761	0,203	0,511	570 €	10855	5.156,44 €	136,56%	0,7	0,925_0,01_8_3_4_s20_1,25	8,46%	9,25%
B60	58,5	88,50%	6,6900	96,28%	94,50% / 96,60%	6,1493	0,122	0,391	471 €	10582	4.936,05 €	155,89%	0,6	0,91_0,01_7_3_6_s17_1,25	8,08%	8,79%
B70	68,1	88,43%	7,8020	95,93%	94,08% / 96,26%	7,1921	0,158	0,436	508 €	11941	5.741,50 €	167,12%	0,6	0,89_0,01_9_3_4_s22_1,25	7,82%	8,48%
A76	75,6	88,59%	8,5010	97,40%	95,66% / 98,15%	7,7325	0,518	2,050	2.331 €	15100	5.951,63 €	47,28%	2,1	0,95_0,018_2_4_10_s7_1,25	9,05%	9,94%
A93	93,0	88,79%	10,4380	97,70%	95,86% / 98,49%	9,4862	0,523	2,633	2.983 €	18695	7.411,19 €	46,29%	2,1	0,955_0,018_2_5_10_s9_1,25	9,12%	10,03%
A114	113,5	89,03%	12,7160	97,96%	95,82% / 98,84%	11,5568	0,514	3,200	3.554 €	22765	9.230,53 €	47,89%	2,0	0,955_0,018_2_6_10_s11_1,25	9,12%	10,03%
A140	140,4	91,52%	15,5070	99,36%	96,30% / 100,68%	14,2839	0,549	2,492	2.245 €	23935	11.270,38 €	81,58%	1,2	0,94_0,0172_4_4_6_s14_1,25	7,89%	8,56%

Σημείωση: Όλοι οι βαθμοί απόδοσης στον πίνακα είναι βάσει της κατώτερης θερμογόνου ικανότητας καυσίμου (NCV).

ΖΩΝΗ Δ

Λέβητας	kW	Αρχικός Στ. β.α.	Κατανάλωση Αρχ. (lt/h)	Με Εναλλάκτη Στ. β.α	Με Εναλ. Β.α. Φορτίο% (100 / 30)	Κατανάλωση με Εναλλάκτη (lt/h)	Μήκος / αυλό (m)	Επιφάνεια Αο (m2)	Αρχ. Κόστος (€)	Εξοικονόμηση Ενέργειας / Έτος (kWh)	Καθαρό όφελος NPV (€)	Εσ. Βαθμός Απόδοσης (IRR)	Έτη Απ./μής	Combination_ID	Μεταβολή Στ.β.α.	Μεταβολή Κατανάλωσής
B30	26,4	87,09%	3,0567	95,78%	94,12% / 95,48%	2,7793	0,188	0,530	585 €	8390	3.771,70 €	101,03%	1,0	0,96_0,01_2_5_10_s9_1,25	9,07%	9,98%
A36	35,3	87,49%	3,8638	95,74%	93,84% / 96,08%	3,5311	0,206	0,389	469 €	10100	4.860,76 €	154,25%	0,6	0,925_0,01_4_3_6_s10_1,25	8,62%	9,42%
B40	37,7	87,83%	4,3390	95,75%	94,40% / 95,99%	3,9803	0,129	0,324	416 €	10861	5.325,15 €	187,55%	0,5	0,92_0,01_4_3_8_s10_1,25	8,27%	9,01%
A47	46,5	87,88%	5,1940	95,77%	94,41% / 96,01%	4,7663	0,227	0,427	501 €	12998	6.516,13 €	190,37%	0,5	0,905_0,01_6_3_4_s15_1,25	8,24%	8,97%
B50	48,9	88,57%	5,5890	96,36%	94,73% / 96,64%	5,1372	0,122	0,345	433 €	13675	6.840,01 €	228,25%	0,4	0,905_0,01_6_3_6_s15_1,25	8,08%	8,79%
A58	58,0	88,28%	6,5290	96,44%	95,41% / 96,62%	5,9761	0,203	0,511	570 €	16781	8.603,84 €	218,81%	0,5	0,925_0,01_8_3_4_s20_1,25	8,46%	9,25%
B60	58,5	88,50%	6,6900	96,28%	94,50% / 96,60%	6,1493	0,122	0,391	471 €	16359	8.209,42 €	250,28%	0,4	0,91_0,01_7_3_6_s17_1,25	8,08%	8,79%
B70	68,1	88,43%	7,8020	95,93%	94,08% / 96,26%	7,1921	0,158	0,436	508 €	18459	9.474,69 €	266,96%	0,4	0,89_0,01_9_3_4_s22_1,25	7,82%	8,48%
A76	75,6	88,59%	8,5010	97,40%	95,66% / 98,15%	7,7325	0,518	2,050	2.331 €	23344	10.794,48 €	76,25%	1,3	0,95_0,018_2_4_10_s7_1,25	9,05%	9,94%
A93	93,0	88,79%	10,4380	97,70%	95,86% / 98,49%	9,4862	0,523	2,633	2.983 €	28901	13.407,01 €	74,36%	1,3	0,955_0,018_2_5_10_s9_1,25	9,12%	10,03%
A114	113,5	89,03%	12,7160	97,96%	95,82% / 98,84%	11,5568	0,514	3,200	3.554 €	35192	16.531,48 €	76,52%	1,3	0,955_0,018_2_6_10_s11_1,25	9,12%	10,03%
A140	140,4	91,52%	15,5070	99,36%	96,30% / 100,68%	14,2839	0,549	2,492	2.245 €	37002	18.970,24 €	128,35%	0,8	0,94_0,0172_4_4_6_s14_1,25	7,89%	8,56%

Σημείωση: Όλοι οι βαθμοί απόδοσης στον πίνακα είναι βάσει της κατώτερης θερμογόνου ικανότητας καυσίμου (NCV).

5 Συμπεράσματα.

Όπως έγινε φανερό στην παρούσα εργασία, η εξασφάλιση και μεγιστοποίηση του οφέλους της επένδυσης σε εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας για λέβητα πετρελαίου προϋποθέτει την επιλογή του εναλλάκτη με τα βέλτιστα σχεδιαστικά χαρακτηριστικά. Η εξεύρεση αυτών των χαρακτηριστικών, για λέβητες με διαφορετική ονομαστική ισχύ και για εφαρμογή σε διαφορετικές περιβαλλοντικές συνθήκες, απαιτεί την παραμετροποίηση βασικών μεγεθών κατά τον υπολογισμό/σχεδιασμό του εναλλάκτη. Η διαδικασία καθορισμού των παραμέτρων, του εύρους τιμών τους, καθώς και ο έλεγχος των αποτελεσμάτων που έχουν στη λειτουργία του εναλλάκτη οδήγησε σε συγκεκριμένα συμπεράσματα κατά την υλοποίηση της παρούσας εργασίας.

□ Υπολογισμός μεταφοράς θερμότητας στο ονομαστικό φορτίο.

Για τη διαδικασία υπολογισμού μεταφοράς θερμότητας στο ονομαστικό φορτίο του λέβητα, εξετάστηκαν τρεις μέθοδοι εκ των οποίων επιλέχθηκε η μέθοδος που περιγράφεται στη βιβλιογραφία του VDI-HeatAtlas. Η συγκεκριμένη μέθοδος έδινε τα πιο συντηρητικά αποτελέσματα και χρησιμοποιεί αναλυτικότερους υπολογισμούς για την εύρεση του μέσου αριθμού Nusselt για στρωτή και τυρβώδη ροή του καυσαερίου.

□ Υπολογισμός μεταφοράς θερμότητας στο μερικό φορτίο.

Ο υπολογισμός μεταφοράς θερμότητας στο μερικό φορτίο λειτουργίας του λέβητα περιλαμβάνει και ανακτώμενη θερμότητα από τη συμπύκνωση των ατμών νερού στα καυσαέρια παρουσία αδρανών συστατικών. Για τον ορθό υπολογισμό της μεταφερόμενης αισθητής θερμότητας αλλά και της επιπλέον λανθάνουσας από τη συμπύκνωση των υδρατμών στο καυσαέριο, απαιτείται τμηματική ανάλυση του εναλλάκτη και επαναληπτική διαδικασία υπολογισμών.

□ Απλοποίηση υπολογισμών αναφορικά με την ύπαρξη ατμών θειικού οξέος.

Στην παρούσα εργασία, όπου βασικό κριτήριο ήταν και το ποσό ανακτώμενης θερμότητας, έγινε μια θεώρηση απλοποίησης για τον υπολογισμό στο μερικό φορτίο, αγνοώντας την ύπαρξη των ατμών θειικού οξέος, οι οποίοι υγροποιούνται σε πιο υψηλές θερμοκρασίες από τον καθαρό υδρατμό. Η θεώρηση αυτή ήταν απαραίτητη για την υλοποίηση της σχετικά πιο απλής διαδικασίας υπολογισμού της ανακτώμενης θερμότητας, το ποσό της οποίας δε μεταβάλλεται σημαντικά με την παραπάνω παραδοχή.

□ **Βασικά παραμετροποιούμενα μεγέθη σχεδίασης.**

Για τον τύπο του εναλλάκτη της εξεταζόμενης περίπτωσης στην εργασία, η μελέτη του υπολογισμού μεταφοράς θερμότητας ανέδειξε ως βασικά σχεδιαστικά μεγέθη προς παραμετροποίηση: την εξωτερική διάμετρο των αυλών του εναλλάκτη, το μήκος των αυλών, το διάκενο μεταξύ των αυλών στην τοποθέτησή τους σε μετατοπισμένη διάταξη, τον αριθμό των αυλών και σειρών ανά δέσμη καθώς και τον αριθμό των περασμάτων που κάνουν οι αυλοί με το νερό στο καυσαέριο.

□ **Απαίτηση κριτηρίων επιλογής.**

Θεωρώντας ένα εύρος τιμών για τα βασικά παραμετροποιούμενα μεγέθη, εντός των συνηθισμένων κατασκευαστικών ορίων για το εξεταζόμενο εύρος ισχύος, προέκυψε σημαντικά μεγάλος αριθμός συνδυασμών (131712) που θα μπορούσαν να υλοποιηθούν, καθιστώντας απαραίτητο τον προσδιορισμό κριτηρίων για τις φυσικές διαστάσεις, τις τεχνικές προδιαγραφές και τα οικονομικά αποτελέσματα για τον περιορισμό τους.

□ **Η ταχύτητα του νερού στους αυλούς ως παράγοντας περιορισμού συνδυασμών.**

Η οριοθέτηση της ταχύτητας του νερού εντός των αυλών (0,7- 1,8 m/s) επέφερε τη σημαντικότερη μείωση των συνδυασμών. Η ταχύτητα σε σχέση με την παροχή νερού καθόρισε σε μεγάλο βαθμό της δυνατές διαμέτρους αυλών που μπορούν να χρησιμοποιηθούν ανάλογα με την ισχύ κάθε λέβητα. Από τα αποτελέσματα των υπολογισμών οι χαμηλής ισχύος λέβητες ταιριάζουν με εναλλάκτες με αυλούς $d_o=10\text{mm}$, ενώ όσο αυξάνεται η ισχύς δίνουν βέλτιστες λύσεις και οι διάμετροι $d_o=17,2\text{mm}$ και $d_o=18\text{mm}$.

□ **Η πτώση πίεσης των ρευστών αποτελεί σημαντικό κριτήριο επιλογής.**

Η ταχύτητα του νερού εντός των αυλών σε συνδυασμό με το μήκος τους καθορίζουν την πτώση πίεσης στο νερό, η οποία μεταφράζεται σε πτώση ύψους πίεσης και αποτελεί επιπλέον αντίσταση στο κύκλωμα κυκλοφορούντος νερού. Προς αποφυγή υπερβολικής επιβάρυνσης ή/και δυσλειτουργίας του κυκλοφορητή, επιλέχθηκε η πτώση ύψους πίεσης να είναι μικρότερη από ένα καθοριζόμενο όριο, ανάλογα με την ισχύ και παροχή του λέβητα (2-3 m)

Αντίστοιχα, η πτώση πίεσης στο καυσαέριο επέβαλλε τελικά σε όλους τους συνδυασμούς που προέκυψαν την προσθήκη ανεμιστήρα ελκυσμού του καυσαερίου για την αποδοτική λειτουργία του εναλλάκτη. Η προσθήκη αυτή είναι συνήθης σε λέβητες ανάκτησης θερμότητας.

□ **Απαιτούμενα όρια απόδοσης βάση κανονισμών.**

Σημαντικό περιορισμό επέβαλε και το κριτήριο για την επιλογή τέτοιου εναλλάκτη, ώστε οι νέοι βαθμοί απόδοσης του λέβητα-εναλλάκτη να συνάδουν με όρια που θέτουν οι νέοι ευρωπαϊκοί κανονισμοί 811/2013 και 813/2013 σε ότι αφορά τους λέβητες θέρμανσης χώρου.

Με την προσθήκη και των απαιτήσεων για τα όρια απόδοσης το σύνολο των συνδυασμών, το οποίο σε μερικές περιπτώσεις ήταν δεκάδες χιλιάδες, κατέληξε σε μερικές δεκάδες ή και λιγότερους συνδυασμούς. Χαρακτηριστική η περίπτωση για τον λέβητα των 26kW όπου αν απαιτηθεί το αυστηρό όριο των 95,7% (NCV) βαθμού απόδοσης, προκύπτει μόνο ένας συνδυασμός που καλύπτει όλες τις προδιαγραφές από τους αρχικούς 131712 συνδυασμούς.

Για τους λέβητες με ονομαστική ισχύ άνω των 70kW και για όλες τις περιπτώσεις (με εξαίρεση τον λέβητα με ονομαστική ισχύ 140kW) δεν προκύπτει κανένας συνδυασμός χαρακτηριστικών εναλλάκτη, τέτοιος ώστε να ικανοποιούνται όλοι οι περιορισμοί που τίθενται ταυτόχρονα με το όριο της απαίτησης του βαθμού απόδοσης για το μερικό φορτίο (99,6% στην κατώτερη θερμογόνο ικανότητα καυσίμου).

□ **Επιλογή αποτελεσματικότητας.**

Η αρχική εκτίμηση για το εύρος της αποτελεσματικότητας ήταν 0,94-0,99, η οποία όμως για την περίπτωση των λεβήτων με ισχύ κάτω των 70kW έδινε αποτελέσματα που υπερκάλυπταν τις απαιτήσεις (ειδικά του ορίου για τον βαθμό απόδοσης). Το τελικό εύρος μεταβλήθηκε σε 0,89-0,99 ώστε να δώσει και επιτρεπτούς συνδυασμούς πιο οικονομικούς σε χαμηλότερες αποτελεσματικότητες.

Για τους λέβητες με ονομαστική ισχύ άνω των 70kW (με εξαίρεση τον λέβητα με ονομαστική ισχύ 140kW) η επιλογή που καταλήγει η εφαρμογή είναι ο επιτρεπτός συνδυασμός χαρακτηριστικών με τη μεγαλύτερη αποτελεσματικότητα ώστε να προσεγγισθεί το όριο τον 99,6% για το βαθμό απόδοσης.

□ **Επιλογή συντελεστή ST/do (κατά πλάτος σχετικό βήμα αυλών).**

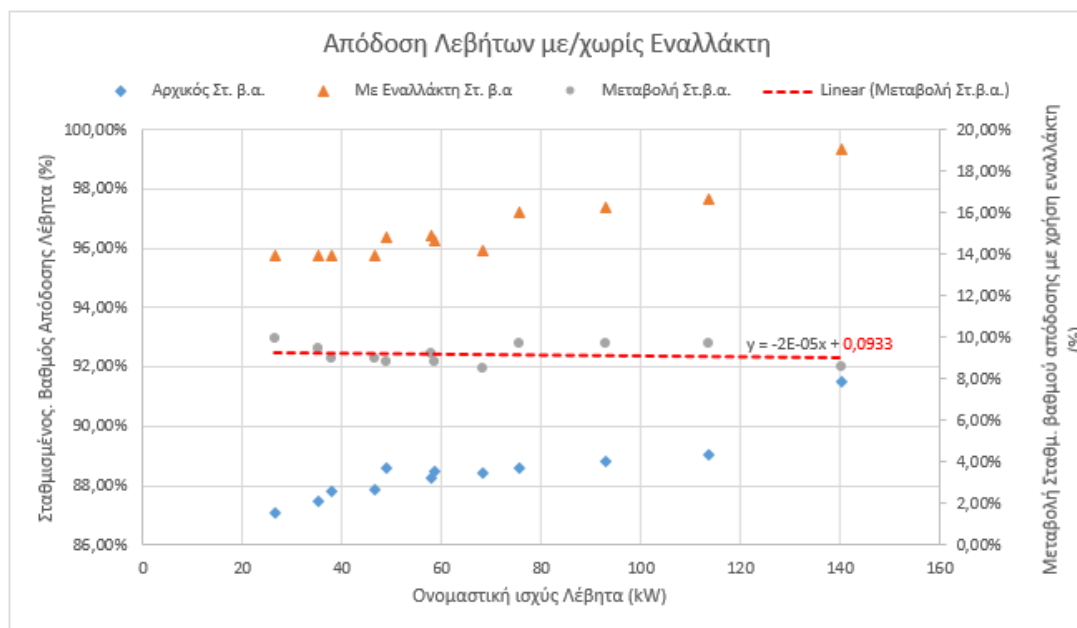
Η ανάλυση των αποτελεσμάτων της εφαρμογής δείχνει ότι όλα τα βέλτιστα αποτελέσματα έχουν προκύψει με συντελεστή 1,25 και όχι 1,5. Το γεγονός οφείλεται στην αύξηση της επιφάνειας που συνεπάγεται η επιλογή του μεγαλύτερου συντελεστή (λόγω μείωσης του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας) με αποτέλεσμα την αύξηση του κόστους. Η μεγαλύτερη πτώση πίεσης στο καυσαέριο με την επιλογή τιμής στα 1,25 υπερκαλύπτεται από τη χρήση ανεμιστήρα ελκυσμού καυσαερίου.

□ Ρύπανση και απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας.

Η ρύπανση των αυλών εσωτερικά και εξωτερικά οδηγεί σε αύξηση της απαιτούμενης επιφάνειας συναλλαγής για το ίδιο ποσό μεταφερόμενης θερμότητας. Στους εναλλάκτες με υψηλό βαθμό αποτελεσματικότητας, λόγω της ήδη μεγάλης απαίτησης για επιφάνεια, η ποσοστιαία μεταβολή επιφάνειας λόγω της ρύπανσης είναι μικρότερη σε σχέση με τη μεταβολή που επιφέρει σε εναλλάκτες με μικρότερη αποτελεσματικότητα. Για 0,99 αποτελεσματικότητα τα αποτελέσματα δίνουν μια αύξηση της τάξης του 15% στην απαιτούμενη επιφάνεια, ενώ για αποτελεσματικότητα στο 0,9 η επιπλέον επιφάνεια αγγίζει το 50%. Η ρύπανση των αυλών του εναλλάκτη λόγω επικαθίσεων, στην περίπτωση συστημάτων κεντρικής θέρμανσης κτιρίων, δεν μπορεί να αγνοηθεί δεδομένου ότι το νερό που κυκλοφορεί εντός των σωληνώσεων, αν και συμπληρώνεται με νέο νερό δικτύου, παραμένει και εκτελεί αρκετούς κύκλους στο σύστημα με αποτέλεσμα την αυξημένη πιθανότητα επικαθίσεων.

□ Αύξηση του βαθμού απόδοσης λέβητα-εναλλάκτη.

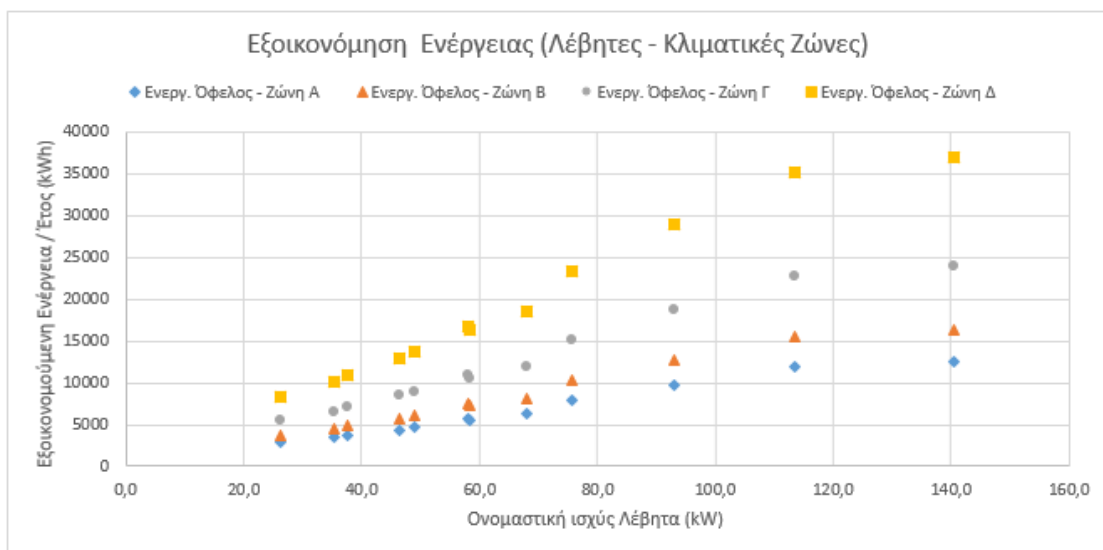
Η προσθήκη εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας από το καυσαέριο σε λέβητα πετρελαίου (για Κεντρική Θέρμανση κτιριακής κλίμακας) αυξάνει σημαντικά την απόδοση του λέβητα με αντίστοιχα οικονομικά και περιβαλλοντικά οφέλη (Διάγραμμα 5-1, από συγκεντρωτικά αποτελέσματα για κάθε λέβητα που εξετάστηκε).



Διάγραμμα 5-1: Βαθμοί απόδοσης λεβήτων διαφόρων ισχύων και οι μεταβολές του μετά την προσθήκη εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας. Μέσος όρος μεταβολής περίπου 9,3%.

□ **Διαφοροποίηση στην εξοικονόμηση ενέργειας για τον ίδιο βαθμό απόδοσης λόγω κλιματικών συνθηκών.**

Το όφελος της εξοικονόμησης ενέργειας διαφοροποιείται ανάλογα με την κλιματική ζώνη στην οποία πρόκειται να λειτουργήσει ο λέβητας. Στο Διάγραμμα 5-2 απεικονίζεται η εξοικονόμηση ενέργειας ως συνάρτηση της θερμικής ισχύος του λέβητα με παράμετρο την κλιματική Ζώνη όπου φαίνεται ότι τα οφέλη αυξάνονται ακόμη περισσότερο στις δυσμενέστερες κλιματικά ζώνες (σε σχέση με το ψύχος) για όλες τις κατηγορίες ισχύος λεβήτων.



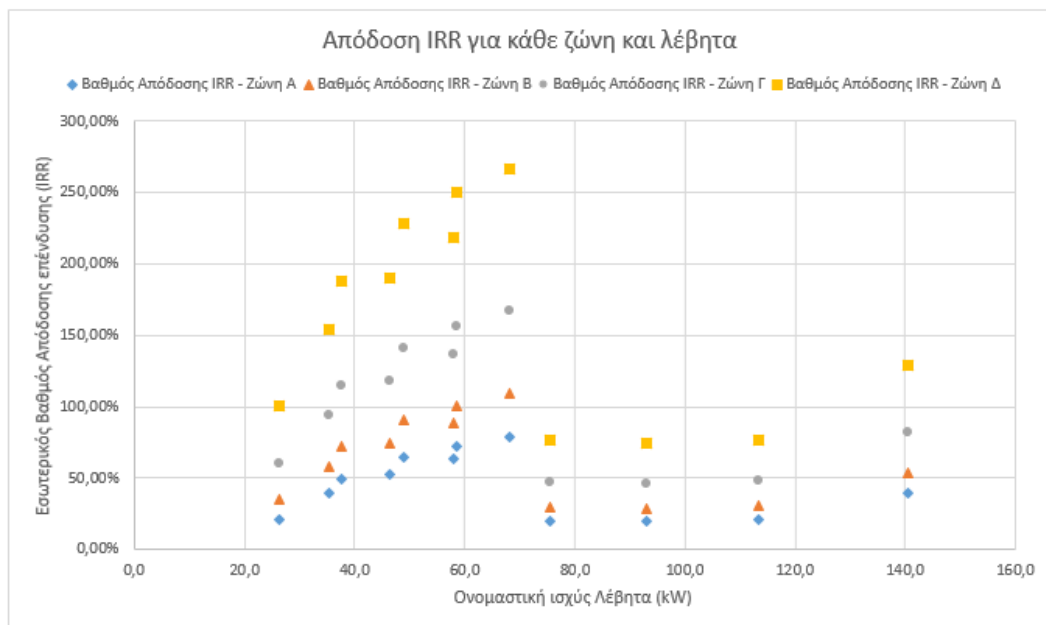
Διάγραμμα 5-2: Εξοικονόμηση ενέργειας με την προσθήκη εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας.

Οι διαφορετικές κλιματικές συνθήκες στις κλιματικές ζώνες της επικράτειας ανάγονται στην παρούσα εργασία σε διαφορετικές ώρες λειτουργίας ανά έτος. Στην ανάλυση των παραμέτρων έγινε φανερό πόσο σημαντικός είναι ο καθορισμός των ωρών λειτουργίας για την επιλογή του κατάλληλου εναλλάκτη. Για το λόγο αυτό, στην υλοποίηση της παραμετροποίησης έχει γίνει πρόβλεψη στην εφαρμογή για δυνατότητα μεταβολής των ωρών και επαναπροσδιορισμού του βέλτιστου ανά περιοχή εναλλάκτη.

□ **Επιλογή βέλτιστου εναλλάκτη βάσει της εσωτερικής απόδοσης επένδυσης (IRR).**

Μετά την καταγραφή όλων των έγκυρων συνδυασμών το επόμενο στάδιο της εργασίας ήταν η επιλογή του βέλτιστου εναλλάκτη για τον αντίστοιχο συνδυασμό λέβητα και κλιματικής ζώνης λειτουργίας του. Η βέλτιστη επιλογή, έχοντας καλύψει τις τεχνικές απαιτήσεις, προκύπτει βάσει των οικονομικών δεικτών αξιολόγησης επενδύσεων. Για όλους τους συνδυασμούς λέβητα-

κλιματικής ζώνης υπάρχει επιλογή εναλλάκτη που δίνει πολύ καλές αποδόσεις της επένδυσης ακόμα και στις περιοχές με λιγότερες ώρες λειτουργίας ανά έτος, όπως η ζώνη Α.



Διάγραμμα 5-3: Εσωτερική απόδοση επένδυσης IRR για κάθε επιλογή βέλτιστου εναλλάκτη για την αντίστοιχη ισχύ λέβητα και κλιματική ζώνη.

Από το Διάγραμμα 5-3 φαίνεται ότι για τον ίδιο λέβητα υπολογίζονται υψηλότερες αποδόσεις όσο αυξάνονται οι ώρες λειτουργίας του συστήματος λέβητα – εναλλάκτη. Ενδιαφέρον παρουσιάζει το γεγονός ότι η προσθήκη εναλλάκτη σε λέβητες χαμηλής ισχύος φαίνεται να έχει ως αποτέλεσμα πιο υψηλές αποδόσεις από ότι σε λέβητες υψηλότερης ισχύος.

Το γεγονός αυτό οφείλεται στη χρησιμοποίηση αυλών διαμέτρου $d_o=10\text{mm}$ για τους λέβητες χαμηλής ισχύος με αποτέλεσμα μικρό αρχικό κόστος επένδυσης. Όσο η παροχή νερού αυξάνεται για τους υψηλής ισχύος λέβητες η αύξηση της ταχύτητας και της πτώσης πίεσης στο νερό επιβάλλει τη χρήση μεγαλύτερων διαμέτρων με αποτέλεσμα υψηλότερο αρχικό κόστος (η αύξηση στην τιμή σωλήνων $d_o=10\text{mm}$ σε σχέση με την αμέσως επόμενη κατηγορία $d_o=17,2\text{mm}$ είναι περίπου 77%).

□ **Ευαισθησία της επένδυσης σε μεταβολή της τιμής του καυσίμου (πετρέλαιο) ή/και του αρχικού κόστους.**

Το Διάγραμμα 5-3 δείχνει ότι όλες οι βέλτιστες επιλογές εναλλάκτη οδηγούν σε πολύ καλές αποδόσεις. Οι αποδόσεις αυτές παραμένουν σε ικανοποιητικές τιμές ακόμα και στην περίπτωση ελέγχου που έγινε για μείωση της τιμής του πετρελαίου ή στον έλεγχο της αύξησης του αρχικού κόστους κτήσης όπως φάνηκε και στην ανάλυση του εξεταζόμενου λέβητα των 58kW.

Η μεγαλύτερη ευαισθησία της επένδυσης είναι στο σύνολο των ορών λειτουργίας ανά έτος. Όπως φαίνεται και από το Διάγραμμα 5-3 για την ίδια ονομαστική ισχύ λέβητα οι διαφοροποιήσεις στον εσωτερικό βαθμό απόδοσης της επένδυσης είναι σημαντικές για τις διαφορετικές κλιματικές ζώνες (διαφορετικές ώρες λειτουργίας ανά έτος).

□ **Διαφοροποίηση του ελάχιστου Κόστου Κύκλου Ζωής σε σχέση με τη μέγιστη απόδοση επένδυσης.**

Όπως φάνηκε και από τα Διαγράμματα 4-13 έως 4-24 για το λέβητα ισχύος 58kW της εξεταζόμενης περίπτωσης, η επιλογή του συνδυασμού με το μικρότερο κόστος κύκλου ζωής δεν είναι απαραίτητα εκείνη με τον μέγιστο εσωτερικό βαθμό απόδοσης επένδυσης ή τη μέγιστη εξοικονόμηση ενέργειας. Η υπολογιστική εφαρμογή καταλήγει και αναλύει οικονομικά τον εναλλάκτη με το βέλτιστο βαθμό απόδοσης για την επένδυση. Παρουσιάζονται όμως, παράλληλα, στην αναφορά και οι βέλτιστοι συνδυασμοί για τα άλλα δύο κριτήρια.

Καταλήγοντας, η παραμετροποίηση που έγινε στη διαδικασία σχεδιασμού του εναλλάκτη μαζί και με την ενσωμάτωση της οικονομικής αξιολόγησης σε αυτοματοποιημένο πρόγραμμα κατέστησαν δυνατή τη μελέτη πλήθους συνδυασμών. Αποτέλεσμα της εργασίας αυτής είναι η επιλογή των κατάλληλων μεγεθών σχεδιασμού για κάθε περίπτωση συνδυασμού ισχύος λέβητα και κλιματικών συνθηκών καθώς και η εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων για την χρήση εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας από το καυσαέριο σε λέβητα πετρελαίου. Συμπεράσματα τα οποία βεβαιώνουν και την περιβαλλοντική και οικονομική ωφέλεια από τη χρήση του εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας σε κάθε περίπτωση που εξετάστηκε στην παρούσα εργασία.

6 Προτάσεις για περαιτέρω έρευνα.

Με αφορμή παρατηρήσεις από τις παραδοχές και τα αποτελέσματα της συγκεκριμένης εργασίας για τον εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας θα μπορούσαν τα παρακάτω να αποτελέσουν σημεία περαιτέρω έρευνας και μελέτης:

Εξέταση διαφορετικών υλικών για την κατασκευή των αυλών.

Στην αγορά υπάρχουν διαθέσιμοι εναλλάκτες ανάκτησης θερμότητας από τα καυσαέρια λέβητα με αυλούς από γυαλί ή από κεραμικό υλικό. Θα είχε ιδιαίτερο ενδιαφέρον η εξέταση της χρήσης αυτών των υλικών σε συνδυασμό και με διαφορετικές διαμέτρους από ότι έχουν οι συνήθεις ανοξείδωτοι σωλήνες τις αγοράς.

Λεπτομερής υπολογισμός της συγκέντρωσης θειικού οξέος για μείωση του κόστους με χρήση απλών χαλύβδινων σωλήνων.

Στην περίπτωση που είναι επιθυμητή η διερεύνηση του οικονομικού οφέλους από την επιλογή απλών χαλύβδινων σωλήνων σε σχέση με τους ανοξείδωτους, θα πρέπει να γίνει λεπτομερής υπολογισμός της συγκέντρωσης θειικού οξέος κατά τη συμύκνωση ώστε να υπολογιστεί ο ρυθμός φθοράς των απλών σωλήνων και να προσδιοριστεί η διάρκεια ζωής τους σε σχέση με τη διάρκεια ζωής του εναλλάκτη από ανοξείδωτο υλικό.

Διαφοροποίηση στην επιφάνεια των αυλών.

Μία χαρακτηριστική μέθοδος αύξησης της επιφάνειας συναλλαγής είναι η κατασκευή πιο συμπαγούς εναλλάκτη είτε με τη χρήση αυλών με πρόσθετα πτερύγια είτε με τη χρήση ραβδωτών αυλών (οι αυλακώσεις λειτουργούν ως μίνι πτερύγια). Η μελέτη αυτής της μεθόδου κατασκευής θα μπορούσε να δώσει λύση στην περίπτωση των λεβήτων που ήταν αδύνατο να βρεθεί επιτρεπτός συνδυασμός για την επίτευξη του ορίου του βαθμού απόδοσης στο μερικό φορτίο.

Διαφοροποίηση στην γεωμετρία των αγωγών.

Η μελέτη και ανάλυση της μεταφοράς θερμότητας σε εναλλάκτη με ελικοειδή ή άλλη διάταξη των αγωγών μεταφοράς για το ψυχρό ρευστό (νερό).

7 Παραρτήματα.

7.1 Λέβητες Δοκιμών - Στοιχεία Μετρήσεων.

(Για τα δεδομένα που παρουσιάζονται με μπλε χρώμα έχει γίνει γραμμική παρεμβολή)

ΣΕΙΡΑ ΛΕΒΗΤΩΝ ΖΕΣΤΟΥ ΝΕΡΟΥ "Α"								
Μεγέθη στο ονομαστικό φορτίο (100%) για (80-60) °C								
Τύπος Λέβητα								
Μέγεθος	Μονάδα	A35	A47	A58	A76	A93	A114	A140
Διορθωμένη Ωφέλιμη Θερμική Ισχύς (για μέση θερμοκρασία νερού στο λέβητα 70 °C)	kW	35,3	46,5	58	75,6	93	113,5	140,4
Άμεσος Διορθωμένος Βαθμός απόδοσης (για μέση θερμοκρασία νερού στο λέβητα 70 °C)	%	88	88,3	88,7	88,8	89	89,1	91,1
Θερμοκρασία καυσαερίου	°C	208,5	215,4	222,5	220,9	219,3	217,5	187,7
Συγκέντρωση O ₂	% κ.ό.	2,62	2,911	3,209	3,281	3,352	3,436	3,042
Μετρούμενη συγκέντρωση CO	Vol-ppm	25		14,1			48,9	11,9
Μετρούμενη συγκέντρωση SO ₂	Vol-ppm							89,2
Παροχή καυσαερίου	Nm ³ /h	46,9	62,5	78,6	102,9	126,8	155,1	179,3
Μεγέθη στο μερικό φορτίο (30%) για (60-40) °C								
Διορθωμένη Ωφέλιμη Θερμική Ισχύς (για μέση θερμοκρασία νερού στο λέβητα 50 °C)	kW	33,619	45,6	57,7	75,4	92,8	113,4	142,2
Άμεσος Διορθωμένος Βαθμός απόδοσης (για μέση θερμοκρασία νερού στο λέβητα 50 °C)	%	87,4	87,8	88,2	88,5	88,7	89	91,7
Θερμοκρασία καυσαερίου	°C	199,5	206,2	213	210,5	208,0	205	176,9
Συγκέντρωση O ₂	% κ.ό.	3,716	3,419	3,12	3,3	3,4	3,633	2,871
Μετρούμενη συγκέντρωση CO	Vol-ppm	13,7		13,8			48,3	13,5
Μετρούμενη συγκέντρωση SO ₂	Vol-ppm							89,4
Παροχή καυσαερίου	Nm ³ /h	47,8	63,0	78,3	103,3	127,9	157	178,8
Τεχνικά χαρακτηριστικά του λέβητα								
Διάμετρος καπναγωγού (εξ.)	mm	125		125			125	145

Χαρακτηριστικά Καυσίμου (Πετρέλαιο Θέρμανσης)			
Μέγεθος	Μονάδα	Τιμή	
		A35 ÷ A114	A140
• Πυκνότητα στους 15 °C κατά ASTM D-1298	g/cm ³	0,8497	0,8378
• Στοιχειομετρική ανάλυση καυσίμου			
Άνθρακας C	% κ.β.	86,28	87,41
Υδρογόνο H ₂	% κ.β.	13,51	12,58
Θείο S	% κ.β.	0,17	0,2
Άζωτο N ₂	% κ.β.	0,002	0,02
Οξυγόνο O ₂	% κ.β.	0	0
• Ανωτέρα θερμογόνος ικανότητα κατά ASTM D-2015	kcal/kg	10844	10881,16
• Κατωτέρα θερμογόνος ικανότητα κατά ASTM D-2015	kcal/kg	10139	10244

ΣΕΙΡΑ ΛΕΒΗΤΩΝ ΖΕΣΤΟΥ ΝΕΡΟΥ "B"						
Μεγέθη στο ονομαστικό φορτίο (100%) για (80-60) °C						
Τύπος Λέβητα						
Μέγεθος	Μονάδα	B30	B40	B50	B60	B70
Διορθωμένη Ωφέλιμη Θερμική Ισχύς (για μέση θερμοκρασία νερού στο λέβητα 70 °C)	kW	26,4	37,7	48,9	58,5	68,1
Άμεσος Διορθωμένος Βαθμός απόδοσης (για μέση θερμοκρασία νερού στο λέβητα 70 °C)	%	87	87,4	87,8	87,9	88
Θερμοκρασία καυσαερίου	°C	232,2	228,1	224	215,7	207,3
Συγκέντρωση O ₂	% κ.ό.	3,676	4,181	4,681	4,7	4,71
Μετρούμενη συγκέντρωση CO	Vol-ppm	42,3	36,173	30,1	42,2	54,2
Μετρούμενη συγκέντρωση SO ₂	Vol-ppm	93,9	90,133	86,4	87,3	88,1
Παροχή καυσαερίου	Nm ³ /h	36,4	53,5	70,4	84,2	98
Μεγέθη στο μερικό φορτίο (30%) για (60-40) °C						
Διορθωμένη Ωφέλιμη Θερμική Ισχύς (για μέση θερμοκρασία νερού στο λέβητα 50 °C)	kW	26,6	38,1	49,5	59,2	69
Άμεσος Διορθωμένος Βαθμός απόδοσης (για μέση θερμοκρασία νερού στο λέβητα 50 °C)	%	87,1	87,9	88,7	88,6	88,5
Θερμοκρασία καυσαερίου	°C	222,6	218,1	213,7	205,3	196,8
Συγκέντρωση O ₂	% κ.ό.	3,682	4,1	4,571	4,6	4,691
Μετρούμενη συγκέντρωση CO	Vol-ppm	45,3	38,2	31,2	43,2	55,4
Μετρούμενη συγκέντρωση SO ₂	Vol-ppm	93,2	90,7	88,3	88,3	88,4
Παροχή καυσαερίου	Nm ³ /h	36,6	53,4	70	84,3	98,7
Τεχνικά χαρακτηριστικά του λέβητα						
Διάμετρος καπναγωγού (εξ.)	mm	125		125		125

Χαρακτηριστικά Καυσίμου (Πετρέλαιο Θέρμανσης)		
		Τιμή
Μέγεθος	Μονάδα	B30 ÷ B70
• Πυκνότητα στους 15 °C κατά ASTM D-1298	g/cm ³	0,8378
• Στοιχειομετρική ανάλυση καυσίμου		
Άνθρακας C	% κ.β.	87,41
Υδρογόνο H ₂	% κ.β.	12,58
Θείο S	% κ.β.	0,2
Άζωτο N ₂	% κ.β.	0,02
Οξυγόνο O ₂	% κ.β.	0
• Ανωτέρα θερμογόνος ικανότητα κατά ASTM D-2015	kcal/kg	10881,16
• Κατωτέρα θερμογόνος ικανότητα κατά ASTM D-2015	kcal/kg	10244

7.2 Περιορισμοί μεγεθών για την επιλογή εναλλάκτη ανά λέβητα.

Ισχύς Λέβητα Σειρά «Α»	35kW	46kW	58kW	75kW	93kW	113kW	140kW
Παροχή νερού (m ³ / h)	1,52	2	2,5	3,25	4	4,88	6
Max Ταχύτητα νερού (m/s)	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Min Ταχύτητα νερού (m/s)	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Max Μήκος ανά αυλό (m)	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
Min Μήκος ανά αυλό (m)	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
Max Ύψος Συνόλου Αυλών (m)	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55	0,55
Max Πάχος δέσμης αυλών (m)	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Min Πάχος δέσμης αυλών (m)	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
Επιτρεπτό ΔΗ (m)	2	2	2	2	3	3	3
Max Πτώση πίεσης Καυσαερίων (mbar)	0,17	0,27	0,37	0,68	0,99	1,3	2,04
Min Σταθμισμένος Β.Α. Λέβητα-Εναλλάκτη	0,957	0,957	0,957	-	-	-	-
Min Β.Α Λέβητα-Εναλλάκτη σε Φορτίο% (100 /30) ²⁹	-	-	-	0,912/ 0,980	0,912/ 0,980	0,912/ 0,980	0,912/ 0,980

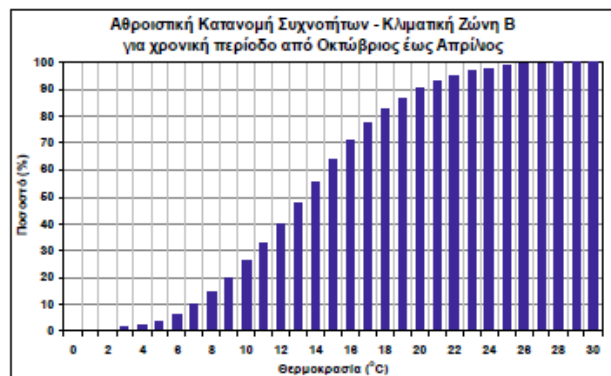
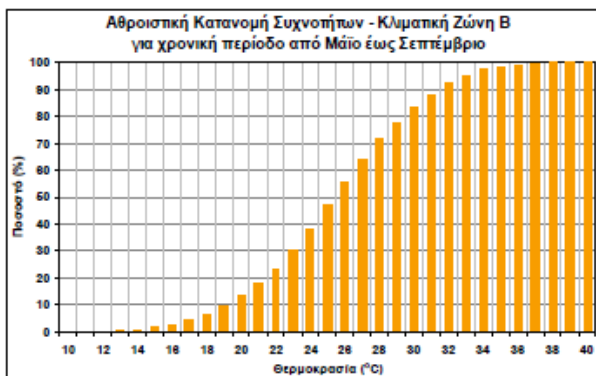
²⁹ Στους λέβητες με ονομαστική ισχύ 75kW, 93kW, 114kW και 140kW έχει ληφθεί όριο για το βαθμό απόδοσης στο μερικό φορτίο ίσο με 0,98, αντί του ορίου 0,996 των κανονισμών, για την εξαγωγή αποτελεσμάτων κοντά στο όριο εφόσον δεν υπάρχει επιτρεπτός συνδυασμός (με εξαίρεση τον λέβητα με 140kW ισχύ) που να ικανοποιεί το 0,996.

Ισχύς Λέβητα Σειρά «B»	26kW	38W	49kW	58kW	68kW
Παροχή νερού (m ³ / h)	1,1	1,6	2,1	2,5	2,9
Max Ταχύτητα νερού (m/s)	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Min Ταχύτητα νερού (m/s)	0,7	0,7	0,7	0,7	0,7
Max Μήκος ανά αυλό (m)	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40
Min Μήκος ανά αυλό (m)	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
Max Ύψος Συνόλου Αυλών (m)	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63
Max Πάχος δέσμης αυλών (m)	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
Min Πάχος δέσμης αυλών (m)	0,04	0,04	0,04	0,04	0,04
Επιτρεπτό ΔΗ (m)	2	2	2	2	2
Πτώση πίεσης Κουσαερίων (mbar)	0,36	0,71	1,06	1,13	1,20
Min Σταθμισμένος Β.Α. Λέβητα-Εναλλάκτη	0,957	0,957	0,957	0,957	0,957

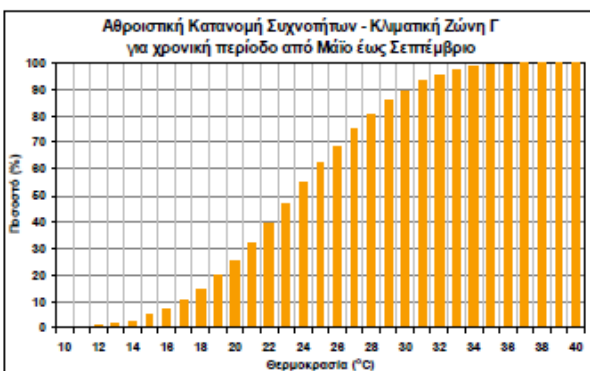
7.3 Πίνακες Αθροιστικής Κατανομής Συχνοτήτων Θερμοκρασιών.



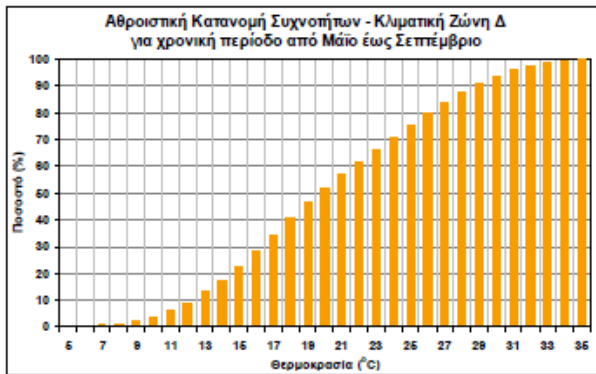
Αθροιστική κατανομή συχνοτήτων θερμοκρασίας εξωτερικού αέρα για την Κλιματική Ζώνη Α.



Αθροιστική κατανομή συχνοτήτων θερμοκρασίας εξωτερικού αέρα για την Κλιματική Ζώνη Β.



Αθροιστική κατανομή συχνοτήτων θερμοκρασίας εξωτερικού αέρα για την Κλιματική Ζώνη Γ.



Αθροιστική κατανομή συχνοτήτων θερμοκρασίας εξωτερικού αέρα για την Κλιματική Ζώνη Δ.

7.4 Παραδείγματα Συγκεντρωτικών Αποτελεσμάτων Εφαρμογής.

Οι συνδυασμοί δίνονται με τον ακόλουθο τρόπο:

Κωδικοποίηση Συνδυασμών	
Combination_ID	
0,935_0,01_8_3_4_s20_1,25	
Αποτελεσματικότητα ε	0,935
Εξ. Διαμετ. do	0,01
Σειρές /πέρασμα	8
Αυλοί /σειράγων	3
Περάσματα	4
Αυλοί / πέρασμα (s)tagged	20
ST/do	1,25

Ισχύς Λέβητα 35kW					
		Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη
Χωρίς Εναλλάκτη - Στ. Απόδοση λέβητα - Φορτίο (100%/30%)		0,8749 - 0,88 / 0,874	0,8749 - 0,88 / 0,874	0,8749 - 0,88 / 0,874	0,8749 - 0,88 / 0,874
	Καύσιμο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο
Κατανάλωση την ώρα	(lt/h)	3,864	3,864	3,864	3,864
Κόστος καυσίμου	(€/lt)	0,8	0,8	0,8	0,8
Ώρες λειτουργίας/ημέρα	hr	5	6	8	10
Ημερήσιο κόστος καυσίμου	(€/ημέρα)	15,46 €	18,55 €	24,73 €	30,91 €
Ετήσιο κόστος καυσίμου	(€/έτος)	3.152,86 €	4.135,81 €	6.058,44 €	9.365,86 €
Με Εναλλάκτη - Στ. Απόδοση λέβητα - Φορτίο (100%/30%)		0,9574 - (0,9384 / 0,9608)	0,9574 - (0,9384 / 0,9608)	0,9574 - (0,9384 / 0,9608)	0,9574 - (0,9384 / 0,9608)
Combination_ID		0,925_0,01_4_3_6_s10_1,25	0,925_0,01_4_3_6_s10_1,25	0,925_0,01_4_3_6_s10_1,25	0,925_0,01_4_3_6_s10_1,25
Μήκος κάθε αυλού (m) / Συνολική Επιφάνεια (m2)		0,206 / 0,389	0,206 / 0,389	0,206 / 0,389	0,206 / 0,389
Κατανάλωση την ώρα	(lt/h)	3,531	3,531	3,531	3,531
Ημερήσιο κόστος καυσίμου	(€/ημέρα)	14,12 €	16,95 €	22,60 €	28,25 €
Ετήσιο κόστος καυσίμου	(€/έτος)	2.881,38 €	3.779,69 €	5.536,76 €	8.559,39 €
Οικονομικοί δείκτες - Δείκτες Αξιολόγησης επένδυσης		Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη
Ετήσιο μικτό Όφελος (EO)	(€/έτος)	271,49 €	356,12 €	521,68 €	806,47 €
Ετήσια εξοικονόμηση Ενέργειας (E)	(kWh)	3400	4460	6534	10100
Κόστος Συντήρησης και Λειτουργίας (ΚΣΛ)	(€/έτος)	80,8	81,0	81,5	82,3
Ετήσιο Καθαρό Όφελος (ΕΚΟ)	(€/έτος)	190,72 €	275,13 €	440,21 €	724,21 €
Αρχικό Κόστος Επένδυσης (ΑΚΕ)	(€)	469 €	469 €	469 €	469 €
Περίοδος Αποπληρωμής (ΠΑ)	(έτη)	2,46	1,71	1,07	0,65
Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης Επένδυσης (IRR)	(%)	39,13%	58,00%	93,64%	154,25%
Κόστος Ανακτώμενης Θερμικής Ενέργειας (ΚΑΕ)	(€/kWh)	0,04251	0,03246	0,02223	0,01446
Κόστος Συντ./Λειτ. (Λέβητα - Εναλλάκτη) Cop	(€/Έτος)	2962,14	3860,69	5618,23	8641,65
Συντελεστής αναγωγής στην παρούσα αξία (F) επιτ. i = 0,06		7,3601	7,3601	7,3601	7,3601
Κόστος Κύκλου Ζωής (LCC)	(€)	22271,07	28884,48	41820,12	64072,76
Κόστος Καυσίμου Λέβητα στα 10 έτη χωρίς εναλλάκτη σε παρούσα Αξία	(€)	23205,34	30439,95	44590,66	68933,52
Καθαρό οικονομικό όφελος στα 10 έτη με εναλλάκτη σε παρούσα Αξία (NPV - επένδυσης)	(€)	934,27	1555,48	2770,54	4860,76

Ισχύς Λέβητα 35kW (χωρίς αυλούς 10mm)						
		Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη	
Χωρίς Εναλλάκτη - Στ. Απόδοση λέβητα - Φορτίο (100%/30%)		0,8749 - 0,88 / 0,874	0,8749 - 0,88 / 0,874	0,8749 - 0,88 / 0,874	0,8749 - 0,88 / 0,874	
	Καύσιμο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο	
Κατανάλωση την ώρα	(lt/h)	3,864	3,864	3,864	3,864	
Κόστος καυσίμου	(€/lt)	0,8	0,8	0,8	0,8	
Ώρες λειτουργίας/ημέρα	hr	5	6	8	10	
Ημερήσιο κόστος καυσίμου	(€/ημέρα)	15,46 €	18,55 €	24,73 €	30,91 €	
Ετήσιο κόστος καυσίμου	(€/έτος)	3.152,86 €	4.135,81 €	6.058,44 €	9.365,86 €	
Με Εναλλάκτη - Στ. Απόδοση λέβητα - Φορτίο (100%/30%)		0,9578 - (0,9371 / 0,9614)	0,9578 - (0,9371 / 0,9614)	0,9578 - (0,9371 / 0,9614)	0,9578 - (0,9371 / 0,9614)	
Combination_ID		0,905_0,0172_2_2_10_s3_1,25	0,905_0,0172_2_2_10_s3_1,25	0,905_0,0172_2_2_10_s3_1,25	0,905_0,0172_2_2_10_s3_1,25	
Μήκος κάθε αυλού (m) / Συνολική Επιφάνεια (m2)		0,38 / 0,615	0,38 / 0,615	0,38 / 0,615	0,38 / 0,615	
Κατανάλωση την ώρα	(lt/h)	3,530	3,530	3,530	3,530	
Ημερήσιο κόστος καυσίμου	(€/ημέρα)	14,12 €	16,94 €	22,59 €	28,24 €	
Ετήσιο κόστος καυσίμου	(€/έτος)	2.880,15 €	3.778,08 €	5.534,41 €	8.555,75 €	
Οικονομικοί δείκτες - Δείκτες Αξιολόγησης επένδυσης		Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη	
Ετήσιο μικτό Όφελος (EO)	(€/έτος)	272,71 €	357,73 €	524,03 €	810,11 €	
Ετήσια εξοικονόμηση Ενέργειας (E)	(kWh)	3415	4480	6563	10146	
Κόστος Συντήρησης και Λειτουργίας (ΚΣΛ)	(€/έτος)	80,2	80,2	80,3	80,5	
Ετήσιο Καθαρό Όφελος (EKO)	(€/έτος)	192,56 €	277,53 €	443,73 €	729,65 €	
Αρχικό Κόστος Επένδυσης (ΑΚΕ)	(€)	667 €	667 €	667 €	667 €	
Περίοδος Αποπληρωμής (ΠΑ)	(έτη)	3,47	2,40	1,50	0,91	
Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης Επένδυσης (IRR)		(%)	25,99%	40,16%	66,07%	109,26%
Κόστος Ανακτώμενης Θερμικής Ενέργειας (ΚΑΕ)		(€/kWh)	0,05002	0,03814	0,02605	0,01687
Κόστος Συντ./Λειτ. (Λέβητα - Εναλλάκτη) Cop	(€/έτος)	2960,31	3858,29	5614,71	8636,21	
Συντελεστής αναγωγής στην παρούσα αξία (F) επιτ. i = 0,06		7,3601	7,3601	7,3601	7,3601	
Κόστος Κύκλου Ζωής (LCC)	(€)	22455,50	29064,70	41992,12	64230,61	
Κόστος Καυσίμου λέβητα στα 10 έτη χωρίς εναλλάκτη σε παρούσα Αξία	(€)	23205,34	30439,95	44590,66	68933,52	
Καθαρό οικονομικό όφελος στα 10 έτη με εναλλάκτη σε παρούσα Αξία (NPV - επένδυσης)	(€)	749,85	1375,26	2598,54	4702,91	

Ισχύς Λέβητα 58kW						
		Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη	
Χωρίς Εναλλάκτη - Στ. Απόδοση λέβητα - Φορτίο (100%/30%)		0,8828 - 0,887 / 0,882	0,8828 - 0,887 / 0,882	0,8828 - 0,887 / 0,882	0,8828 - 0,887 / 0,882	
	Καύσιμο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο	
Κατανάλωση την ώρα	(lt/h)	6,529	6,529	6,529	6,529	
Κόστος καυσίμου	(€/lt)	0,8	0,8	0,8	0,8	
Ώρες λειτουργίας/ημέρα	hr	5	6	8	10	
Ημερήσιο κόστος καυσίμου	(€/ημέρα)	26,12 €	31,34 €	41,78 €	52,23 €	
Ετήσιο κόστος καυσίμου	(€/έτος)	5.327,54 €	6.988,48 €	10.237,23 €	15.825,92 €	
Με Εναλλάκτη - Στ. Απόδοση λέβητα - Φορτίο (100%/30%)		0,9644 - (0,9541 / 0,9662)	0,9644 - (0,9541 / 0,9662)	0,9644 - (0,9541 / 0,9662)	0,9644 - (0,9541 / 0,9662)	
Combination_ID		0,925_0,01_8_3_4_s20_1,25	0,925_0,01_8_3_4_s20_1,25	0,925_0,01_8_3_4_s20_1,25	0,925_0,01_8_3_4_s20_1,25	
Μήκος κάθε αυλού (m) / Συνολική Επιφάνεια (m2)		0,203 / 0,511	0,203 / 0,511	0,203 / 0,511	0,203 / 0,511	
Κατανάλωση την ώρα	(lt/h)	5,976	5,976	5,976	5,976	
Ημερήσιο κόστος καυσίμου	(€/ημέρα)	23,90 €	28,69 €	38,25 €	47,81 €	
Ετήσιο κόστος καυσίμου	(€/έτος)	4.876,50 €	6.396,82 €	9.370,52 €	14.486,07 €	
Οικονομικοί δείκτες - Δείκτες Αξιολόγησης επένδυσης		Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη	
Ετήσιο μικτό Όφελος (EO)	(€/έτος)	451,04 €	591,66 €	866,70 €	1.339,85 €	
Ετήσια εξοικονόμηση Ενέργειας (E)	(kWh)	5649	7410	10855	16781	
Κόστος Συντήρησης και Λειτουργίας (ΚΣΛ)	(€/έτος)	84,5	86,0	88,7	93,5	
Ετήσιο Καθαρό Όφελος (EKO)	(€/έτος)	366,50 €	505,71 €	777,99 €	1.246,38 €	
Αρχικό Κόστος Επένδυσης (ΑΚΕ)	(€)	570 €	570 €	570 €	570 €	
Περίοδος Αποπληρωμής (ΠΑ)	(έτη)	1,55	1,13	0,73	0,46	
Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης Επένδυσης (IRR)		(%)	63,88%	88,63%	136,56%	218,81%
Κόστος Ανακτώμενης Θερμικής Ενέργειας (ΚΑΕ)		(€/kWh)	0,02867	0,02204	0,01530	0,01018
Κόστος Συντ./Λειτ. (Λέβητα - Εναλλάκτη) Cop	(€/έτος)	4961,03	6482,77	9459,24	14579,54	
Συντελεστής αναγωγής στην παρούσα αξία (F) επιτ. i = 0,06		7,3601	7,3601	7,3601	7,3601	
Κόστος Κύκλου Ζωής (LCC)	(€)	37083,25	48283,35	70190,45	107876,31	
Κόστος Καυσίμου λέβητα στα 10 έτη χωρίς εναλλάκτη σε παρούσα Αξία	(€)	39211,14	51435,79	75346,89	116480,15	
Καθαρό οικονομικό όφελος στα 10 έτη με εναλλάκτη σε παρούσα Αξία (NPV - επένδυσης)	(€)	2127,89	3152,44	5156,44	8603,84	

Ισχύς Λέβητα 58kW (χωρίς αυλούς 10mm)				
	Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη
Χωρίς Εναλλάκτη - Στ. Απόδοση λέβητα - Φορτίο (100%/30%)	0,8828 - 0,887 / 0,882	0,8828 - 0,887 / 0,882	0,8828 - 0,887 / 0,882	0,8828 - 0,887 / 0,882
Καύσιμο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο
Κατανάλωση την ώρα (t/h)	6,529	6,529	6,529	6,529
Κόστος καυσίμου (€/t)	0,8	0,8	0,8	0,8
Ώρες λειτουργίας/ημέρα hr	5	6	8	10
Ημερήσιο κόστος καυσίμου (€/ημέρα)	26,12 €	31,34 €	41,78 €	52,23 €
Ετήσιο κόστος καυσίμου (€/έτος)	5.327,54 €	6.988,48 €	10.237,23 €	15.825,92 €
Με Εναλλάκτη - Στ. Απόδοση λέβητα - Φορτίο (100%/30%)	0,961 - (0,9506 / 0,9628)	0,961 - (0,9506 / 0,9628)	0,961 - (0,9506 / 0,9628)	0,961 - (0,9506 / 0,9628)
Combination_ID	0,88_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,88_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,88_0,0172_4_2_6_s6_1,25	0,88_0,0172_4_2_6_s6_1,25
Μήκος κάθε αυλού (m) / Συνολική Επιφάνεια (m2)	0,347 / 0,675	0,347 / 0,675	0,347 / 0,675	0,347 / 0,675
Κατανάλωση την ώρα (t/h)	5,997	5,997	5,997	5,997
Ημερήσιο κόστος καυσίμου (€/ημέρα)	23,99 €	28,79 €	38,38 €	47,98 €
Ετήσιο κόστος καυσίμου (€/έτος)	4.893,72 €	6.419,40 €	9.403,61 €	14.537,21 €
Οικονομικοί δείκτες - Δείκτες Αξιολόγησης επένδυσης	Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη
Ετήσιο μικτό Όφελος (EO) (€/έτος)	433,82 €	569,07 €	833,62 €	1.288,71 €
Ετήσια εξοικονόμηση Ενέργειας (E) (kWh)	5433	7127	10440	16140
Κόστος Συντήρησης και Λειτουργίας (ΚΣΛ) (€/έτος)	81,0	81,3	81,9	82,9
Ετήσιο Καθαρό Όφελος (ΕΚΟ) (€/έτος)	352,85 €	487,80 €	751,76 €	1.205,83 €
Αρχικό Κόστος Επένδυσης (ΑΚΕ) (€)	718 €	718 €	718 €	718 €
Περίοδος Αποπληρωμής (ΠΑ) (έτη)	2,03	1,47	0,95	0,60
Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης Επένδυσης (IRR) (%)	48,21%	67,59%	104,68%	168,03%
Κόστος Ανακτώμενης Θερμικής Ενέργειας (ΚΑΕ) (€/kWh)	0,03285	0,02508	0,01718	0,01118
Κόστος Συντ./Λειτουργ. (Λέβητα - Εναλλάκτη) Cop (€/έτος)	4974,68	6500,67	9485,47	14620,09
Συντελεστής αναγωγής στην παρούσα αξία (F) επιτ. i = 0,06	7,3601	7,3601	7,3601	7,3601
Κόστος Κύκλου Ζωής (LCC) (€)	37331,69	48563,11	70531,48	108322,72
Κόστος Καυσίμου Λέβητα στα 10 έτη χωρίς εναλλάκτη σε παρούσα Αξία (€)	39211,14	51435,79	75346,89	116480,15
Καθαρό οικονομικό όφελος στα 10 έτη με εναλλάκτη σε παρούσα Αξία (NPV - επένδυσης) (€)	1879,45	2872,68	4815,42	8157,43

Ισχύς Λέβητα 140kW				
	Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη
Χωρίς Εναλλάκτη - Στ. Απόδοση λέβητα - Φορτίο (100%/30%)	0,9152 - 0,911 / 0,917	0,9152 - 0,911 / 0,917	0,9152 - 0,911 / 0,917	0,9152 - 0,911 / 0,917
Καύσιμο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο	Πετρέλαιο
Κατανάλωση την ώρα (t/h)	15,507	15,507	15,507	15,507
Κόστος καυσίμου (€/t)	0,8	0,8	0,8	0,8
Ώρες λειτουργίας/ημέρα hr	5	6	8	10
Ημερήσιο κόστος καυσίμου (€/ημέρα)	62,03 €	74,44 €	99,25 €	124,06 €
Ετήσιο κόστος καυσίμου (€/έτος)	12.654,01 €	16.599,08 €	24.315,54 €	37.589,84 €
Με Εναλλάκτη - Στ. Απόδοση λέβητα - Φορτίο (100%/30%)	0,9936 - (0,963 / 1,0068)	0,9936 - (0,963 / 1,0068)	0,9936 - (0,963 / 1,0068)	0,9936 - (0,963 / 1,0068)
Combination_ID	0,94_0,0172_4_4_6_s14_1,25	0,94_0,0172_4_4_6_s14_1,25	0,94_0,0172_4_4_6_s14_1,25	0,94_0,0172_4_4_6_s14_1,25
Μήκος κάθε αυλού (m) / Συνολική Επιφάνεια (m2)	0,549 / 2,492	0,549 / 2,492	0,549 / 2,492	0,549 / 2,492
Κατανάλωση την ώρα (t/h)	14,284	14,284	14,284	14,284
Ημερήσιο κόστος καυσίμου (€/ημέρα)	57,14 €	68,56 €	91,42 €	114,27 €
Ετήσιο κόστος καυσίμου (€/έτος)	11.655,66 €	15.289,49 €	22.397,16 €	34.624,17 €
Οικονομικοί δείκτες - Δείκτες Αξιολόγησης επένδυσης	Ηράκλειο	Αθήνα	Θεσσαλονίκη	Κοζάνη
Ετήσιο μικτό Όφελος (EO) (€/έτος)	998,34 €	1.309,59 €	1.918,39 €	2.965,67 €
Ετήσια εξοικονόμηση Ενέργειας (E) (kWh)	12456	16339	23935	37002
Κόστος Συντήρησης και Λειτουργίας (ΚΣΛ) (€/έτος)	81,1	81,4	82,0	83,2
Ετήσιο Καθαρό Όφελος (ΕΚΟ) (€/έτος)	917,28 €	1.228,19 €	1.836,34 €	2.882,50 €
Αρχικό Κόστος Επένδυσης (ΑΚΕ) (€)	2.245 €	2.245 €	2.245 €	2.245 €
Περίοδος Αποπληρωμής (ΠΑ) (έτη)	2,45	1,83	1,22	0,78
Εσωτερικός Βαθμός Απόδοσης Επένδυσης (IRR) (%)	39,38%	53,97%	81,58%	128,35%
Κόστος Ανακτώμενης Θερμικής Ενέργειας (ΚΑΕ) (€/kWh)	0,03100	0,02365	0,01617	0,01049
Κόστος Συντ./Λειτουργ. (Λέβητα - Εναλλάκτη) Cop (€/έτος)	11736,73	15370,89	22479,21	34707,34
Συντελεστής αναγωγής στην παρούσα αξία (F) επιτ. i = 0,06	7,3601	7,3601	7,3601	7,3601
Κόστος Κύκλου Ζωής (LCC) (€)	88628,57	115376,28	167694,13	257694,28
Κόστος Καυσίμου Λέβητα στα 10 έτη χωρίς εναλλάκτη σε παρούσα Αξία (€)	93134,59	122170,67	178964,51	276664,52
Καθαρό οικονομικό όφελος στα 10 έτη με εναλλάκτη σε παρούσα Αξία (NPV - επένδυσης) (€)	4506,02	6794,39	11270,38	18970,24

7.5 Παρουσίαση βημάτων λειτουργίας της υπολογιστικής εφαρμογής.

1	Πέρασμα των δεδομένων σε όλα τα κελιά στα φύλλα Boiler100 και Boiler30 για τους υπολογισμούς καύσης.
2	Πέρασμα δεδομένων στο φύλλο Calculations100 στην περιοχή Constraints για τους διάφορους περιορισμούς των επιλογών.
3	Αλλαγή στο φύλλο Calculations100 των παραμέτρων ρύπανσης ή/και των τιμών του κόστους αυλών, αν είναι απαραίτητο.
4	Εκτέλεση του «Έλεγχος ταχύτητας νερού στους αυλούς (wmi)».
5	Υπολογισμός για συγκεκριμένα χαρακτηριστικά απλά δίνονται τιμές στα πεδία των χαρακτηριστικών και εκτελείται ο «Άμεσος υπολογισμός (L)».
6	Για τη διερεύνηση των χαρακτηριστικών που δόθηκαν ως δεδομένα, για όλες τις αποτελεσματικότητες 0,89-0,99 εκτελείται ο «Τρέχων Συνδυασμός (do,r,nr, pass,st/do) για κάθε " ε "».
7	Για να γίνουν οι υπολογισμοί για όλους τους συνδυασμούς και να παραχθεί τελικά η λίστα με τους έγκυρους στο ResultData, εκτελείται το «Επεξεργασία όλων των συνδυασμών» με επιλογή ΝΑΙ στην ερώτηση για διαγραφή και συνέχεια.
	Η ολοκλήρωση των υπολογισμών για όλους τους συνδυασμούς μπορεί να πάρει αρκετές ώρες ανάλογα με το πλήθος που προέκυψε από τον έλεγχο ταχύτητας. Μετά την ολοκλήρωση ο πίνακας ResultData περιέχει όλους εκείνους τους συνδυασμούς που ικανοποιούν όλους τους περιορισμούς που έχουν τεθεί.
8	Για την οικονομική ανάλυση στο φύλλο Financial δίνονται οι οικονομικές παράμετροι που απαιτούνται για τους υπολογισμούς.
	Στο φύλλο υπάρχουν 2 επιλογές εκτέλεσης:
8.α	Για τα οικονομικά στοιχεία μόνο για τον τρέχοντα συνδυασμό παραμέτρων του Calculations100, στο φύλλο Financial εκτελείται το «Ο εναλλάκτης υπολογισμού για όλες τις Ζώνες».
8.β	Για βέλτιστες επιλογές από όλη τη λίστα, (αφού έχει τρέξει η «Επεξεργασία όλων των συνδυασμών») εκτελείται η «Οικονομική Ανάλυση Συγκεντρωτικών».

7.6 Ονοματολογία (Συμβολισμοί).

A	Συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του εναλλάκτη (m^2).
A_o	Εξωτερική κυλινδρική επιφάνεια των αυλών (m^2).
A_1	Ελεύθερη επιφάνεια μεταξύ δυο αυλών στην ίδια σειρά (m^2).
A_2	Ελεύθερη επιφάνεια μεταξύ δύο γειτονικών αυλών σε διαδοχικές σειρές (m^2).
A_{eff}	Ενεργή επιφάνεια θεωρούμενη ίση με A_o (m^2).
α_f	Συντελεστής μεταφοράς όπως υπολογίζεται για συμπύκνωση σε φιλμ, θερμού ρεύματος από καθαρό ατμό ($W/m^2 K$).
α_g	Συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας εξωτερικά των αυλών ($W/(m^2 K)$).
A_{gi}	Διατομή εισόδου του καυσαερίου στη δέσμη του εναλλάκτη (m^2).
A_i	Εσωτερική κυλινδρική επιφάνεια των αυλών (m^2).
α_w	Συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας εσωτερικά των αυλών ($W/(m^2 K)$).
$A_{Rf(0)}$	Η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας για περίπτωση εναλλάκτη με μηδενική ρύπανση (m^2).
$A_{Rf(in.out)}$	Η απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας για περίπτωση εναλλάκτη με επιπλέον εσωτερική και εξωτερική θερμική αντίσταση λόγω ρύπανσης (m^2).
B	Πλάτος δεσμών αυλών εναλλάκτη (m).
c	Τιμή πώλησης του καυσίμου ($€/lt$).
C_c	Ρυθμός θερμοχωρητικότητας του ψυχρού ρεύματος (W/K).
C_h	Ρυθμός θερμοχωρητικότητας του θερμού ρεύματος (W/K).
C_{min}	Ελάχιστος ρυθμός θερμοχωρητικότητας (W/K).
C_r	Λόγος του minimum προς maximum ρυθμού θερμοχωρητικότητας.
$Corp$	Το συνολικό ετήσιο κόστος λειτουργίας του συστήματος εναλλάκτη - λέβητα ($€$).
\tilde{c}_{pF}	Ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα του συμπυκνώματος ($J/mol K$).
c_{pG1}	Ειδική θερμοχωρητικότητα του υδρατμού στη θερμοκρασία αναφοράς ($kJ/ (kg K)$).
\tilde{c}_{pG}	Ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα του καυσαερίου ($J/mol K$).
\bar{c}_{pg}	Μέση ειδική θερμοχωρητικότητα των καυσαερίων ($kJ/ (kg K)$).
C_{pur}	Το συνολικό αρχικό κόστος της επένδυσης για τη μεταβολή του συστήματος εναλλάκτη - λέβητα ($€$).
\bar{c}_{pw}	Μέση ειδική θερμοχωρητικότητα νερού ($kJ/ (kg K)$).
\tilde{c}_{pw}	Ειδική μοριακή θερμοχωρητικότητα του ψυχρού ρευστού (νερό) ($J/mol K$).
C_{th}	Κόστος λειτουργικής μονάδας ($€ / μονάδα$).
DD	Βαθμομημέρες θέρμανσης.
d_i	Εσωτερική διάμετρος των αυλών του εναλλάκτη (m).
d_o	Εξωτερική διάμετρος των αυλών του εναλλάκτη (m).
e_b ή a	Κατά πλάτος σχετικό βήμα αυλών.
e_l ή b	Κατά μήκος σχετικό βήμα αυλών.
E_T	Συντελεστής διόρθωσης του Ackerman , ο οποίος αφορά στη μεταφορά μάζας που συμβαίνει παράλληλα με τη μεταφορά θερμότητας.

F	$F = f(P, R)$ συντελεστής διόρθωσης του ολικού ρυθμού μεταφοράς θερμότητας σύνθετου εναλλάκτη θερμότητας.
F	Συντελεστής αναγωγής μελλοντικού ποσού χρημάτων σε παρούσα αξία.
f	Συντελεστής τριβής.
$F_{(i)}$	Οι διορθώσεις εκφρασμένες σε ποσοστό % για τον συνυπολογισμό του αρνητικού μεριδίου στην ενεργειακή απόδοση της εποχιακής θέρμανσης χώρου.
f_A	Συντελεστής διόρθωσης σχετικός με τη γεωμετρία της δέσμης.
f_e^*	Συντελεστής διόρθωσης διάταξης δέσμης στον υπολογισμό του αριθμού Nusselt.
f_l	Συντελεστής διόρθωσης στον υπολογισμό του αριθμού Nusselt, βάσει γεωμετρίας της δέσμης.
f_n	Συντελεστής διόρθωσης σχετικός με τον αριθμό σειρών.
FV	Μελλοντική χρηματοροή (€).
g	Συντελεστής επιτάχυνσης της βαρύτητας (m/s^2).
h	Οι ώρες λειτουργίας σε μία ημέρα (ώρες).
H	Συνολικός συντελεστής θερμικών απωλειών του κτιρίου σε (W/K).
H	Ύψος συνόλου δεσμών αυλών εναλλάκτη (m).
Ho	Ανώτερη Θερμογόνος ικανότητα καυσίμου (kcal/kg).
Hu	Κατώτερη Θερμογόνος ικανότητα καυσίμου (kcal/kg).
\tilde{h}_{Fo}	Μοριακή ενθαλπία του συμπυκνώματος στην έξοδο του τμήματος (J/mol).
\tilde{h}_{Gi}	Μοριακή ενθαλπία του καυσαερίου στην είσοδο του τμήματος (J/mol).
\tilde{h}_{Go}	Μοριακή ενθαλπία του καυσαερίου στην έξοδο του τμήματος (J/mol).
\tilde{h}_{Wi}	Μοριακή ενθαλπία του νερού στην είσοδο του τμήματος (J/mol).
\tilde{h}_{Wo}	Μοριακή ενθαλπία του νερού στην έξοδο του τμήματος (J/mol).
K_g	Συντελεστής διόρθωσης λόγω διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ κυρίως όγκου μείγματος καυσαερίου και εξωτερικού τοιχώματος αυλού.
k'	Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από το φιλμ μέχρι το νερό ($W/m^2 K$).
L	Μήκος κάθε αυλού στον εναλλάκτη (m).
L^*	Το χαρακτηριστικό μήκος της ροής εντός της δέσμης αγωγών (m).
LCC	Κόστος Κύκλου Ζωής (Life Cycle Cost LCC) (€).
Le	Αριθμός Lewis.
L_{total}	Το συνολικό μήκος των αυλών του εναλλάκτη (m).
\dot{m}_B	Παροχή καυσίμου (kg/s).
\dot{m}_g	Παροχή μάζας καυσαερίου (kg/s).
Mi	Μοριακό Βάρος συστατικού (i) (kg/ kmol).
$\dot{m}_{w,i}$	Παροχή μάζας νερού στο εσωτερικό κάθε αυλού (kg/s).
\dot{m}_w	Παροχή μάζας νερού (kg/s).
\dot{m}_1	Τοπική ροή μάζας συμπύκνωσης ανά m^2 (kg /s m^2).
n	Συνολικός αριθμός αυλών.
n	Ο χρόνος από την έναρξη της επένδυσης μέχρι την πραγματοποίηση της χρηματοροής (έτη).
\dot{n}	Μοριακή ροή που συμπυκνώνεται τοπικά ($mol/s m^2$).
\dot{N}_F	Μοριακή ροή του συμπυκνώματος (mol/s).
\dot{N}_{Fo}	Μοριακή ροή του συμπυκνώματος στην έξοδο του τμήματος (mol/s).

n_G	Μοριακή πυκνότητα του καυσαερίου (mol/m^3).
\dot{N}_{G1}	Μοριακή ροή του ατμού στο καυσαέριο (mol/s).
\dot{N}_{G2}	Μοριακή ροή του αδρανούς καυσαερίου (mol/s).
\dot{N}_{Gi}	Μοριακή ροή του καυσαερίου στην είσοδο του τμήματος (mol/s).
\dot{N}_{Go}	Μοριακή ροή του καυσαερίου στην έξοδο του τμήματος (mol/s).
Nh	Ετήσιος χρόνο λειτουργίας, (h/year).
$N_{mo,op}$	Αριθμός των ημερών του εκάστοτε μήνα i ($i=1 \dots 12$) που λειτουργεί το σύστημα θέρμανσης (Ημέρες).
n_p	Αριθμός των αυλών ανά διαδρομή.
NPV	Καθαρή Παρούσα Αξία (Net Present Value) (€).
n_r	Αριθμός αυλών ανά σειρά.
NTU	Αριθμός μεταφερόμενων μονάδων (Number of Transfer Units, NTU).
Nu	Αριθμός Nusselt.
Nu^*	Μέσος αριθμός Nusselt για ροή ρευστού εξωτερικά και κάθετα προς έναν αγωγό.
Nu_{lam}	Αριθμός Nusselt για στρωτή ροή.
$Nu_{m,b}$	Μέσος αριθμός Nusselt της δέσμης αυλών.
Nu_m	Μέσος αριθμός Nu για εξωτερική ροή κάθετη προς έναν κυλινδρικό αυλό.
Nu_{turb}	Αριθμός Nusselt για τυρβώδη ροή.
P	Λειτουργικές μονάδες ανά ώρα h .
p	Πίεση (bar).
p	Αριθμός των διαδρομών (περασμάτων) των αυλών μέσα στον εναλλάκτη.
p_i	Μερική πίεση συστατικού (i) (mbar) ή (mm Hg).
Pr	Αριθμός Prandtl.
Pr_{wall}	Αριθμός Prandtl στη θερμοκρασία του εξωτερικού τοιχώματος αυλού.
PV	Παρούσα αξία μελλοντικής χρηματοροής (€).
$PV_{\text{εισροών}}$	Οι θετικές χρηματοροές σε παρούσα αξία (€).
$PV_{\text{εκροών}}$	Οι αρνητικές χρηματοροές σε παρούσα αξία (€).
Q_B	Προσδιδόμενη Θερμική ισχύς καυσίμου (kW).
$Q_{B,30}$	Προσδιδόμενη θερμική ισχύς από το καύσιμο στο μερικό φορτίο (kW).
$Q_{B,new}$	Απαιτούμενη θερμική ισχύς από το καύσιμο, στο ονομαστικό φορτίο, μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη (kW).
$Q_{B,new}$	Απαιτούμενη θερμική ισχύς από το καύσιμο, στο μερικό φορτίο, μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη (kW).
$\dot{Q}_{cond(i)}$	Θερμική ισχύς που ανακτάται από τη συμπύκνωση στο τμήμα (i) (W).
$\dot{Q}_{conv(i)}$	Θερμική ισχύς που ανακτάται από τη μεταφορά με συναγωγή στο τμήμα (i) (W).
\dot{Q}_G	Αφαιρούμενο ποσό θερμότητας από τα καυσαέρια (kW).
\dot{q}_G	Τοπική ροή θερμότητας ανά m^2 από το καυσαέριο προς το συμπύκνωμα (W/m^2).
\dot{Q}_{HE}	Προσδιδόμενο ποσό θερμότητας προς το νερό (kW).
Q_{max}	Θεωρητικά μέγιστο ποσό θερμότητας που θα μπορούσε να μεταφερθεί (kW).
$Q_{recovered}$	Ανακτώμενη θερμότητα (kW)

$Q_{\text{μήνα}}$	Ενεργειακή κατανάλωση του συστήματος θέρμανσης ανά μήνα.
$Q_{\omega\phi}$	Ωφέλιμη θερμική ισχύς (kW).
R	Συντελεστής ανάκτησης κεφαλαίου (Capital Recovery Factor).
r	Αριθμός σειρών ανά διαδρομή.
$r \text{ ή } i$	Θεωρούμενο επιτόκιο σε δεκαδικό.
Re	Αριθμός Reynolds.
$Re_{D,max}$	Αριθμός Reynolds για τη μέγιστη ταχύτητα καυσαερίου διαμέσου της δέσμης των αυλών.
$R_{f,i}$	Θερμική αντίσταση λόγω επικαθίσεων στην εσωτερική επιφάνεια των αυλών ($\text{m}^2 \text{ K/ W}$).
$R_{f,o}$	Θερμική αντίσταση λόγω επικαθίσεων στην εξωτερική επιφάνεια των αυλών ($\text{m}^2 \text{ K/ W}$).
R_G	Σταθερά καυσαερίου ($\text{kJ/ (kg} \cdot \text{K)}$).
R_i	Σταθερά συστατικού (i) (kJ/ (kg K)).
R_{wall}	Θερμική αντίσταση του τοιχώματος ($\text{m}^2 \text{ K/W}$).
S_D	Πλευρά σχηματιζόμενου τριγώνου από τα κέντρα των αυλών κατά τη μετατοπισμένη διάταξη αυλών.
S_L	Διαμήκης απόσταση κέντρου των αυλών (m).
S_T	Εγκάρσια απόσταση κέντρου των αυλών (m).
$T_{c,in}$	Θερμοκρασία εισόδου ψυχρού ρευστού στον εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
$T_{c,m}$	Μέση θερμοκρασία ψυχρού ρευστού στον εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
$T_{c,o}$	Θερμοκρασία εξόδου ψυχρού ρευστού από τον εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
T_F	Τοπική θερμοκρασία στην επιφάνεια συμπύκνωσης ($^{\circ}\text{C}$).
T_G	Μέση θερμοκρασία στο ρεύμα του θερμού καυσαερίου ($^{\circ}\text{C}$).
\bar{T}_g	Μέση θερμοκρασία καυσαερίου στον εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
$T_{g,i}$	Θερμοκρασία εισόδου του καυσαερίου στον εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
$T_{g,in}$	Θερμοκρασία εισόδου του καυσαερίου στο τμήμα του εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
T_{gm}	Μέση θερμοκρασία του καυσαερίου στο τμήμα ($^{\circ}\text{C}$).
$T_{g,o}$	Θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από τον εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
$T_{h,i}$	Θερμοκρασία εισόδου θερμού ρευστού στον εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
$T_{h,m}$	Μέση θερμοκρασία θερμού ρευστού στον εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
$T_{h,o}$	Θερμοκρασία εξόδου θερμού ρευστού από τον εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
T_{si}	Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στο κέλυφος ($^{\circ}\text{C}$).
T_{so}	Θερμοκρασία εξόδου ρευστού από το κέλυφος ($^{\circ}\text{C}$).
T_{ti}	Θερμοκρασία εξόδου ρευστού από τους αυλούς ($^{\circ}\text{C}$).
T_{to}	Θερμοκρασία εισόδου ρευστού στους αυλούς ($^{\circ}\text{C}$).
\bar{T}_w	Μέση θερμοκρασία νερού στον εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
T_{wall}	Θερμοκρασία του εξωτερικού τοιχώματος αυλού ($^{\circ}\text{C}$) ή (K).
T_{wi}	Θερμοκρασία εισόδου του νερού στον εναλλάκτη ή σε τμήμα του εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
T_{wm}	Μέση θερμοκρασία του καυσαερίου στο τμήμα ($^{\circ}\text{C}$).
T_{wo}	Θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον εναλλάκτη ή από τμήμα του εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
$T_{w,out}$	Θερμοκρασία εξόδου του ψυχρού νερού από το τμήμα του εναλλάκτη ($^{\circ}\text{C}$).
T_{α}	Μέση μηνιαία θερμοκρασία 24ώρου του αέρα ($^{\circ}\text{C}$).
$T_{\alpha v}$	Θερμοκρασία αναφοράς (ισορροπίας) ($^{\circ}\text{C}$).

U ή U_o	Ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (συντελεστής θερμοπερατότητας (W/m^2K)).
\dot{V}_B	Παροχή όγκου καυσίμου (m^3/s).
$w_{g,\infty}$	Ταχύτητα ελεύθερης ροής του καυσαερίου πριν τη δέσμη αυλών του εναλλάκτη (m/s).
$w_{g,max}$	Μέγιστη ταχύτητα του καυσαερίου διαμέσου της δέσμης αγωγών του εναλλάκτη (m/s).
\bar{w}_i	Μέση ταχύτητα του ρευστού στο εσωτερικό των αυλών (m/s).
W_p	Απαιτούμενη μηχανική ισχύς (W).
X_i	Κατά μάζα περιεκτικότητα καυσαερίου για στοιχείο (i) (%).
x	Διορθωτικός παράγοντας (για ανισότητα μεταξύ SD και ST).
$x_{(H_2O)_L}$	Περιεκτικότητα αέρα σε υγρασία ($kg H_2O/kg$ ξηρού αέρα).
y	Συντελεστής εξαρτώμενος από τη γεωμετρία της δέσμης των αυλών.
\tilde{y}_{1F}	Μοριακή αναλογία του ατμού στην θέση της επιφάνειας του φιλμ.
\tilde{y}_{1B}	Μοριακή αναλογία του ατμού στην κυρίως μάζα του καυσαερίου.
$\tilde{y}_{2F}(T_F)$	Μοριακή αναλογία του αδρανούς καυσαερίου στην επιφάνεια και θερμοκρασία του φιλμ.
Y_i	Συγκέντρωση κατά όγκο (κ.ο.) συστατικού (i) (%).
z_{ex}	Αριθμός των διαδρομών του εξωτερικού ρεύματος (=1 για εναλλάκτη ενός περάσματος καυσαερίων).

Ελληνικοί Χαρακτήρες

AKE	Αρχικό Κόστος Επένδυσης (σε €).
β_G	Συντελεστής μεταφορά μάζας του καυσαερίου (m/s).
δ_g	Συντελεστής διαχυσιμότητας μάζας του υδρατμού-καυσαερίου (m^2/s).
ΔH	Απώλεια ύψους πίεσης (m).
$\Delta \tilde{h}_v(T)$	Μοριακή ενθαλπία ατμοποίησης (J/mol).
Δp	Πτώση πίεσης του ρευστού (Pa ή $mbar$).
ΔT_{lm}	Μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά (K).
ϵ	Αποτελεσματικότητα εναλλάκτη.
E	Ετήσια ανακτώμενη ενέργεια (kWh).
EKO	Ετήσιο Καθαρό Όφελος (€).
EO	Ετήσιο μικτό Όφελος (€).
$ΕπιπλέονA\%$	Η επιπλέον απαιτούμενη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας για τον εναλλάκτη, λόγω ρύπανσης, εκφρασμένη σε ποσοστό της απαιτούμενης επιφάνειας για την περίπτωση χωρίς ρύπανση (%).
η	Βαθμός απόδοσης Λέβητα (%).
η_1	Ωφέλιμη απόδοση στο 30% της ονομαστικής ισχύος εξόδου, εκφρασμένη σε %.
η_4	Ωφέλιμη απόδοση στο 100% της ονομαστικής ισχύος εξόδου, εκφρασμένη σε %.
η_{30}	Βαθμός απόδοσης λέβητα-εναλλάκτη στο μερικό φορτίο (%).
η_E	Βαθμός απόδοσης εστίας (%).
η_p	Μηχανικός βαθμός απόδοσης της αντλίας (%).
η_s	Εποχιακή ενεργειακή απόδοση θέρμανσης χώρου (%).
η_{son}	Εποχιακή ενεργειακή απόδοση θέρμανσης χώρου κατά την ενεργό κατάσταση (%).

θ_{sat}	Θερμοκρασία κορεσμού (°C).
$\bar{\theta}_w$	Μέση θερμοκρασία του νερού στο δίκτυο θέρμανσης (°C).
$K_{ετ}$	Κόστος καυσίμου σε ένα έτος (€).
$K_{ημ}$	Ημερήσιο κόστος καυσίμου (€).
κ_g	Συντελεστής θερμικής διαχυσιμότητας του καυσαερίου (m^2/s).
KAE	Κόστος Ανακτώμενης θερμικής Ενέργειας από τον εναλλάκτη θερμότητας (€/kWh).
KK	Κόστος κατασκευής του εναλλάκτη (€).
$KΣΛ$	Κόστος Συντήρησης και Λειτουργίας του εναλλάκτη (€/έτος).
$KΥ$	Κόστος των υλικών του εναλλάκτη (€).
λ	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του υλικού των αυλών (W/m K).
λ_g	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του καυσαερίου (W/m K).
λ_w	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του νερού (W/m K).
μ_G	Ποσότητα παραγόμενου καυσαερίου (kg /kg καυσίμου).
μ_g	Δυναμικό ιξώδες του καυσαερίου (N s/ m ²).
μ_i	Ποσότητα παραγόμενου συστατικού (i) (kg /kg καυσίμου).
μ_L	Απαιτούμενη ποσότητα αέρα (υγρός, με περίσσεια αέρα) (kg αέρα/kg καυσίμου).
μ_{Lo}	Απαιτούμενη στοιχειομετρική ποσότητα νεπού αέρα (με υγρασία) (kg αέρα/ kg καυσίμου).
μ_{LoT}	Απαιτούμενη στοιχειομετρική ποσότητα ξηρού αέρα (kg αέρα/kg καυσίμου).
μ_w	Δυναμικό ιξώδες του νερού (N s/ m ²).
ν	Κινηματικό ιξώδες του ρευστού (m^2/s).
N	Συνολικός αριθμός σειρών με αυλούς.
ξ	Συντελεστής τριβής επιφάνειας των αυλών.
$ΠΑ$	Περίοδος Αποπληρωμής (έτη).
PK	Περιθώριο κέρδους (€).
ρ_{∞}	Πυκνότητα του καυσαερίου πριν τη δέσμη αυλών του εναλλάκτη (kg/m^3).
ρ_B	Πυκνότητα καυσίμου (kg/m^3).
$\rho_{i\theta_{G_{exit}}}$	Πυκνότητα συστατικού (i) (kg/m^3) (Στη θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από το λέβητα).
ρ_g	Πυκνότητα του καυσαερίου στη θερμοκρασία αναφοράς (kg/m^3).
$\rho_{i,n}$	Πυκνότητα συστατικού (i) (kg/m^3) (Κ.Σ.).
ρ_w	Πυκνότητα του νερού στο εσωτερικό των αυλών (kg/m^3).
Φ	Πυκνότητα ροής μάζας σε μια ελεύθερη διατομή πριν τη δέσμη ($kg/s m^2$).
Φ_T	Αδιάστατη ροή μάζας.
Φ_y	Χαρακτηριστική πυκνότητα ροής μάζας εντός της δέσμης αγωγών.
ψ	Η αναλογία του ελεύθερου χώρου μεταξύ των σωλήνων της δέσμης, που διατίθεται για τη ροή του καυσαερίου, προς τον συνολικό όγκο, που δεσμεύει η δέσμη.

8 Βιβλιογραφία.

- [1] Ε. Κακαράς και Σ. Καρέλλας, Αποκεντρωμένα Θερμικά Συστήματα, Αθήνα: Εκδόσεις Τσότρας, 2015.
- [2] UNDP/GEF, Promoting Energy Efficiency in Buildings, UNDP, 2010.
- [3] Π. Βουρλιώτης, «Οι απαιτήσεις οικολογικού σχεδιασμού και ενεργειακής επισήμανσης για θερμαντήρες χώρου (Λέβητες Ζεστού Νερού) που τροφοδοτούνται με πετρέλαιο και αέριο.,» σε *Ημερίδα "Οικολογικός Σχεδιασμός & Ενεργειακή Επισήμανση: Οι κανονισμοί που μεταμορφώνουν την αγορά της θέρμανσης χώρων και νερού χρήσης"*, Αθήνα, 2015.
- [4] Κ.Α.Π.Ε., Οδηγός Εξοικονόμησης Ενέργειας με Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας, Αθήνα: Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας.
- [5] K. Thulukkanam, Heat Exchanger Design Handbook 2nd Ed, CRC Press, 2013.
- [6] B. Industries, «QSense™ Direct Contact Heat Exchanger System,» Bionomic Industries Inc, [Ηλεκτρονικό]. Available: http://www.bionomicind.com/pages/product_19.html. [Πρόσβαση 5 Aug 2016].
- [7] BPC, «Types of Heat Recovery Heat Exchangers,» BPC Ventilation, [Ηλεκτρονικό]. Available: <http://www.bpcventilation.com/types-heat-exchangers>. [Πρόσβαση 6 August 2016].
- [8] C. project, «Indirectly Heated Carbonate Looping Process,» CARINA Consortium, [Ηλεκτρονικό]. Available: <http://www.est.tu-darmstadt.de/rfcs-carina/>. [Πρόσβαση 6 August 2016].
- [9] Ν.Παπαγεωργίου, Ατμοπαραγωγό I, εκδ. Συμμεών, 1991.
- [10] M. Holmgren, «Steam tables by Magnus Holmgren according to IAPWS IF-97 v2.6,» <http://www.x-eng.com>.

- [11] M. P. Perujo, Condensation of Water Vapor and Acid Mixtures from Exhaust Gases, Berlin: Universität Berlin, 2004.
- [12] R. Srivastava, C. Miller, C. Erickson και R. Jambheka, «Emissions of Sulfur Trioxide from Coal-Fired Power Plants,» *Journal of the Air & Waste Management Association*, τόμ. 54, αρ. June, pp. 750-762, 2004.
- [13] V. Ganapathy, «Cold end corrosion: causes and cures,» *Hydrocarbon Processing*, αρ. January, 1989.
- [14] T. L. Bergman, A. S. Lavine, F. P. Incropera και D. P. Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7thEd, John Wiley & Sons, 2011.
- [15] R. K. Shah και D. P. Sekulic', Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, 2003.
- [16] Allegheny Ludlum Corporation, Technical Data, BLUE SHEET, Stainless Steels, Allegheny Ludlum Corporation, 1999.
- [17] ASTM International, Specifications on seamless ferritic and austenitic alloy steel boiler, superheater and heat-exchanger tubes, ASTM International.
- [18] Ξ. Κακάτσιος, Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζας, Αθήνα: Εκδόσεις Συμμεών, 2006.
- [19] Κ. -. Σ. Π. Νίκας, Αρχές της Μετάδοσης Θερμότητας για Μηχανικούς, Αθήνα, 2010.
- [20] VDI Heat ATLAS, 2nd Ed, Springer, 2010.
- [21] Y. A. Cengel και A. J. Ghajar, Heat and Mass Transfer - Fundamentals & Applications, 5th Ed., Mc Graw Hill, 2011.
- [22] J. . R. Thome, Wolverine Heat Transfer Engineering Data book III, Wolverine Tube, Inc, 2010.

- [23] K. D. Jeong, *Condensation of Water Vapor and Sulfuric Acid in Boiler Flue Gas*, Pennsylvania: Lehigh University, 2009.
- [24] K. C. Keenan, *Gas Tables*, Wiley, 1983.
- [25] S. W. Pumps, «Αντιστοιχίες κυκλοφορητών SPERONI, DAB, WILO, GRUNDFOS,» SPERONI Water Pumps, [Ηλεκτρονικό]. Available: <http://www.kelekis.gr/antistoixies-kikloforiton-DAB.html>. [Πρόσβαση 28 June 2016].
- [26] K. Klobut, «New regulation sets demanding Ecodesign requirements for boilers,» *REHVA*, 5 2013.
- [27] Ε. Ε. τ. Ε. Ένωσης, *Ανακοίνωση της Επιτροπής στο πλαίσιο της εφαρμογής του κανονισμού (ΕΕ) αριθ. 813/2013 της Επιτροπής για την εφαρμογή της οδηγίας 2009/125/ΕΚ του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου - (2014/C 207/02) -*, Ευρωπαϊκή Ένωση, 2014.
- [28] Ε. Ε. τ. Ε. Ένωσης, *ΚΑΝΟΝΙΣΜΟΣ (ΕΕ) αριθ. 811/2013 ΤΗΣ ΕΠΙΤΡΟΠΗΣ, της 18ης Φεβρουαρίου 2013 για τη συμπλήρωση της οδηγίας 2010/30/ΕΕ του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου*, Ευρωπαϊκή Ένωση, 2013.
- [29] Κ.Α.Π.Ε., «Εναλλάκτες θερμότητας,» Κ.Α.Π.Ε., [Ηλεκτρονικό]. Available: http://www.cres.gr/energy_saving/biomixania/paragogiki_diadikasia_enallaktes.htm. [Πρόσβαση 11 August 2016].
- [30] H. Müller-Steinhagen, *Heat Exchanger Fouling: Mitigation and Cleaning Techniques*, Essen: PUBLICO Publications, 2000.
- [31] Τ.Ε.Ε., *Τεχνική Οδηγία Τεχνικού Επιμελητηρίου Ελλάδας, Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-3/2010 Αριθμ. Οικ. 2618/23.10.2014 (ΦΕΚ Β'2945) απόφαση Υ.Π.Ε.Κ.Α. : «Κλιματικά Δεδομένα Ελληνικών Περιοχών» Γ' έκδοση*, Αθήνα: Τ.Ε.Ε., 2014.
- [32] Κ. Παπακόστας, Γ. Τσιλιγκρίδης και Ν. Κυριακής, «Βαθμομημέρες Θέρμανσης 50 Ελληνικών Πόλεων,» *Τεχνικά Χρονικά (Τ.Ε.Ε.)*, τόμ. IV, αρ. 1-2, p. 51, 2005.

[33] Λ. Γιακουμέλος, «Κοστούλωση Κύκλου Ζωής (LCC) - Ένα εργαλείο για την υποβοήθηση της λήψης αποφάσεων,» Κ.Α.Π.Ε., Αθήνα, 2010.

[34] Ι. Ψαρράς, *Συστήματα Χρηματοοικονομικής Διοίκησης - Αξιολόγηση Επενδύσεων*, Αθήνα: Ε.Μ.Π. Σχολή Ηλεκτρολόγων Μηχανικών & Μηχανικών Υπολογιστών, 2014.