



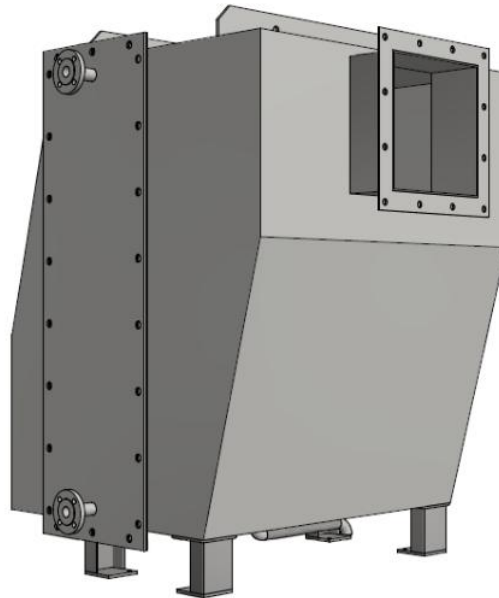
**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

Διατμηματικό Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών

*«Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας»*

---

Σχεδιασμός & Τεχνοοικονομική Ανάλυση Εναλλάκτη Καυσαερίων.  
Σύγκριση Με Δεδομένα Εγκατεστημένης Εφαρμογής.



ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Μεταπτυχιακός Φοιτητής: Μαρινάκης Κωνσταντίνος

Επιβλέπων: Σωτήριος Καρέλλας, Αναπληρωτής Καθηγητής ΕΜΠ

Αθήνα, Ιούλιος 2018



Μαρινάκης Κωνσταντίνος (2018).  
Σχεδιασμός & Τεχνοοικονομική Ανάλυση Εναλλάκτη Καυσαερίων.  
Σύγκριση Με Δεδομένα Εγκατεστημένης Εφαρμογής  
Διπλωματική Εργασία  
Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα.

Marinakis Konstantinos (2018).  
Design & Techno-Economic Analysis of Flue Gas Heat Exchanger.  
Comparison With Applied Installation.  
Diploma Thesis  
Laboratory of Steam Boilers and Thermal Plants, NTUA, Athens



# Πίνακας περιεχομένων

<b>ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ</b> .....	1
<b>Διατμηματικό Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών</b> .....	1
<b>«Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας»</b> .....	1
Περίληψη .....	3
Abstract .....	5
Ευχαριστίες .....	7
1 Εισαγωγή.....	9
1.1 Παραγωγή και χρήση ενέργειας στη βιομηχανία .....	9
1.2 Εξοικονόμηση ενέργειας στη βιομηχανία .....	11
1.3 Σκοπός διπλωματικής εργασίας.....	12
2 Περιγραφή Κυκλώματος Νερού/Ατμού .....	13
2.1 Εισαγωγή.....	13
2.2 Τυπική διάταξη βιομηχανικού λεβητοστασίου .....	13
2.3 Λέβητας.....	18
2.3.1 Αρχή λειτουργίας .....	18
2.3.2 Τυπικά χαρακτηριστικά μεγέθη λεβήτων .....	18
2.3.3 Βασικοί τύποι λεβήτων .....	18
2.4 Δεξαμενή τροφοδοσίας νερού - Απαερωτής .....	21
2.4.1 Αρχή λειτουργίας .....	21
2.5 Αντλία τροφοδοσίας νερού .....	23
2.5.1 Αρχή λειτουργίας .....	23
2.6 Καυστήρας .....	24
2.6.1 Αρχή λειτουργίας .....	24
2.6.2 Κατηγοριοποίηση καυστήρων .....	24
2.7 Συλλέκτης ατμού .....	27
2.7.1 Αρχή λειτουργίας .....	27
2.8 Δοχείο στρατσώνας .....	27
2.8.1 Αρχή λειτουργίας .....	27
2.9 Καπναγωγός - Καπνοδόχος .....	28
2.9.1 Αρχή λειτουργίας .....	28
2.10 Ηλεκτρικός Πίνακας.....	30
2.10.1 Αρχή λειτουργίας .....	30
2.11 Ενεργειακές Απώλειες σε Ατμολέβητα.....	31
2.11.1 Απώλειες στα θερμά καυσαέρια .....	31
2.11.2 Απώλειες κατά την καύση.....	32
2.11.3 Απώλειες ακτινοβολίας και συναγωγής.....	33
2.11.4 Απώλειες στρατσωνισμού.....	33
2.11.5 Απώλειες λόγω μεγάλου μεγέθους λέβητα .....	33
2.11.6 Απώλειες διαρροής ατμού.....	33
2.11.7 Απώλειες λόγω δημιουργίας λεβητόλιθου .....	34
2.12 Επίλογος κεφαλαίου .....	34
3 Economizer (Οικονομητήρας Καυσαερίων) .....	35
3.1 Εισαγωγή.....	35
3.2 Ανάκτηση θερμότητας.....	35
3.3 Εναλλάκτες θερμότητας.....	37

3.3.1	Ορισμός / Αρχή λειτουργίας .....	37
3.3.2	Βασικά Είδη Εναλλακτών Θερμότητας .....	38
3.3.3	Σχηματισμός Αποθέσεων .....	43
3.4	Οικονομητήρας καυσαερίων (Economizer) .....	44
3.4.1	Ορισμός και αρχή λειτουργίας .....	44
3.4.2	Δομή .....	47
3.5	Επίλογος κεφαλαίου .....	48
4	Υπολογισμός εναλλάκτη καυσαερίων – νερού.....	49
4.1	Εισαγωγή.....	49
4.2	Δίκτυο Ατμού χωρίς Economizer .....	49
4.2.1	Προσδιορισμός Βαθμού Απόδοσης.....	51
4.2.2	Ανάλυση Καύσης .....	53
4.2.3	Υπολογισμός παροχής & θερμοκρασίας καυσαερίων.....	55
4.3	Διαστασιολόγηση Οικονομητήρα Νερού – Καυσαερίων (Economizer).....	58
4.3.1	Υπολογισμός θερμοκρασιών με την μέθοδο $\epsilon$ - NTU.....	62
4.3.2	Η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας - LMTD.....	64
4.3.3	Προσδιορισμός του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U .....	65
4.3.4	Σχεδιασμός του αυλωτού στοιχείου συναλλαγής θερμότητας .....	67
4.3.5	Τελικός υπολογισμός ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U .....	73
4.3.6	Προσδιορισμός νέου βαθμού απόδοσης και κατανάλωσης καυσίμου .....	76
4.4	Επίλογος Κεφαλαίου .....	77
5	Πραγματικές μετρήσεις εναλλάκτη καυσαερίων.....	79
5.1	Εισαγωγή.....	79
5.2	Κατασκευή του οικονομητήρα καυσαερίων.....	79
5.3	Επίσκεψη στην εγκατάσταση .....	82
5.3.1	Διάταξη λεβητοστασίου εγκατάστασης .....	83
5.3.2	Επιτόπια καταγραφή δεδομένων.....	86
5.4	Συμπεράσματα – Σύγκριση Αποτελεσμάτων .....	91
6	Τεχνοοικονομική Ανάλυση Επένδυσης Economizer.....	93
6.1	Εισαγωγή.....	93
6.2	Αρχικό Κόστος Επένδυσης (Κ <sub>0</sub> ).....	93
6.2.1	Κόστος Κατασκευής .....	93
6.2.2	Κόστος εργασίας .....	96
6.2.3	Κόστος μεταφοράς και τοποθέτησης .....	97
6.3	Λειτουργικό Κόστος Επένδυσης .....	97
6.3.1	Κόστος κατανάλωσης καυσίμου με και χωρίς economizer.....	97
6.3.2	Κόστος περιοδικής συντήρησης.....	98
6.4	Αξιολόγηση της επένδυσης .....	98
6.4.1	Σύγκριση ετήσιου κόστους.....	98
6.4.2	Χρόνος απόσβεσης αρχικού κεφαλαίου επένδυσης του economizer.....	100
6.4.3	Συνολικά κέρδη της επένδυσης.....	101
7	Συμπεράσματα.....	103
8	Βιβλιογραφία Ενδιάμεση.....	105
9	Βιβλιογραφία .....	107

## **Σχεδιασμός & Τεχνοοικονομική Ανάλυση Εναλλάκτη Καυσαερίων. Σύγκριση Με Δεδομένα Εγκατεστημένης Εφαρμογής.**

Μαρινάκης Κωνσταντίνος  
Επιβλέπων Καθηγητής: Καρέλλας Σωτήριος

### **Περίληψη**

Αρχικά στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται μια εισαγωγή σχετικά με τη χρήση της ενέργειας και την προσπάθεια εξοικονόμησής της στον κλάδο της βιομηχανίας. Ένας κλάδος που επηρεάζει άμεσα την κοινωνικοοικονομική εξέλιξη μιας χώρας και το ενεργειακό της ισοζύγιο. Στην πορεία, παρουσιάζεται συνοπτικά το αντικείμενο μελέτης της παρούσας εργασίας, που αφορά την αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας των καυσαερίων σε ένα δίκτυο ατμού μέσω της μηχανικής διάταξης του economizer, σε θεωρητικές και πραγματικές συνθήκες λειτουργίας.

Στο δεύτερο κεφάλαιο, αναλύεται η ευρεία χρήση του ατμού στις περισσότερες μονάδες παραγωγής, ως ο βασικότερος φορέας θερμότητας στη βιομηχανία. Γίνεται εκτενής περιγραφή ενός τυπικού κυκλώματος παραγωγής ατμού, τόσο ως προς τη ροή ενέργειας όσο και ως προς τα μηχανολογικά του μέρη.

Στο τρίτο κεφάλαιο ορίζεται και περιγράφεται πλήρως η δομή και λειτουργία του economizer (οικονομητήρας καυσαερίων). Ο ρόλος του είναι η ανάκτηση μέρους της απορριπτόμενης θερμότητας των καυσαερίων και επαναχρησιμοποίηση της για την προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας του λέβητα. Συγκαταλέγεται στις συσκευές μεταφοράς θερμικής ενέργειας μεταξύ δύο ρευστών διαφορετικής θερμοκρασίας (εναλλάκτες θερμότητας).

Το τέταρτο κεφάλαιο αποσκοπεί στην αναλυτική παρουσίαση των υπολογισμών που καθορίζουν τον τύπο και το μέγεθος του οικονομητήρα που πρέπει να τοποθετηθεί σε δίκτυο ατμοπαραγωγής 2500 kg/h. Εξετάζεται το κύκλωμα ως προς την κατανάλωση καυσίμου, τις θερμοκρασίες των ρευστών και τον βαθμό απόδοσης του, χωρίς και με προσθήκη economizer, συγκρίνοντας τις δύο καταστάσεις λειτουργίας.

Στο πέμπτο κεφάλαιο, περιγράφεται το περιβάλλον πραγματικής εγκατάστασης λειτουργίας δικτύου ατμού με τα ίδια δεδομένα των θεωρητικών υπολογισμών. Γίνεται επιτόπια καταγραφή των μετρήσεων των θερμοκρασιών του συστήματος. Με βάση τις δεδομένες θερμοκρασίες υπολογίζεται ο νέος βαθμός απόδοσης και συγκρίνεται με τον αντίστοιχο του προηγούμενου κεφαλαίου.

Στο έκτο κεφάλαιο πραγματοποιείται τεχνοοικονομική ανάλυση της επένδυσης του οικονομητήρα καυσαερίων. Προσδιορίζεται το κόστος κατασκευής και λειτουργίας του, ο χρόνος αποπληρωμής του κεφαλαίου που δαπανήθηκε στην αγορά του και τα οικονομικά οφέλη που αποδίδει στον επενδυτή.

Στο έβδομο και τελευταίο κεφάλαιο, παρουσιάζονται τα γενικά συμπεράσματα ολόκληρης της μελέτης. Παρατηρείται η θετική συμβολή από την προσθήκη economizer στο δίκτυο ατμού, βελτιώνοντας την απόδοση του συστήματος τόσο ενεργειακά όσο και οικονομικά.





## DIPLOMA THESIS

# **Design & Techno-Economic Analysis of Flue Gas Heat Exchanger. Comparison With Applied Installation.**

Marinakis Konstantinos

Supervisor: Prof. Karellas Sotirios

### **Abstract**

Initially, in the first chapter, an introduction is made concerning the use of energy and explaining the necessity of saving energy in industry. It is a sector that directly affects the social and economic development of a country and its energy balance. Subsequently the subject of this diploma thesis is being presented, which concerns either the theoretical study or the record of real operating conditions of the utilization of exhausted gas waste heat in a steam network through the economizer's layout.

In the second chapter, the widespread use of steam as industry's main heat mean in most of production units is being analyzed. An extensive description of a typical steam industrial circuit is made, both in terms of energy flow and its mechanical parts.

In the third chapter the structure and operation of the economizer (flue gas exchanger) is defined and described. Its role is to recover a part of the exhaust gas waste heat and reuse it to preheat the steam boiler feeding water. It is a thermal energy transfer device between two fluids of different temperature (heat exchanger).

Fourth chapter aims to analyze the calculation study that determines the type and size of economizer which has to be installed in a steam network of capacity: 2.500kg/h. The circuit in terms of fuel consumption, fluids temperatures and efficiency is being examined, either with or without the use of an economizer, comparing the two operating conditions.

In chapter five, the real steam network installation with equal data to the theoretical calculation study is being described. An on-site recording of system temperatures is made. Based on the given temperatures new efficiency is calculated and compared with previous chapter's results.

In the sixth chapter, a techno-economic analysis of economizer's investment is carried out. Total constructional and operational cost, the payback period and investment's financial benefits are determined and calculated.

In the seventh and final chapter, diploma thesis overall conclusions are presented. Economizer addition to the steam network creates a positive contribution, improving system's energy and economic efficiency.



## **Ευχαριστίες**

Στο σημείο αυτό θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Αναπληρωτή καθηγητή ΕΜΠ κύριο Καρέλλα Σωτήριο για την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με το αντικείμενο και την καθοδήγηση που μου παρείχε. Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω την εταιρεία «ΘΕΡΜΟΣΩΛ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΕΣ Α.Ε.» για την τιμή που μου έκανε να πραγματοποιήσω τις μετρήσεις σε πραγματική εγκατάσταση. Τέλος ευχαριστώ την οικογένειά και τους φίλους μου για την βοήθειά τους σε όλη τη διάρκεια της διπλωματικής εργασίας.



# 1 Εισαγωγή

## 1.1 Παραγωγή και χρήση ενέργειας στη βιομηχανία

Η ενέργεια είναι το φυσικό μέγεθος που συνοδεύει άρρηκτα κάθε μεταβολή στο φυσικό μας κόσμο. Αποτελεί καθοριστικό παράγοντα κάθε ανθρώπινης δραστηριότητας και η προσπάθεια κατανόησης και αξιοποίησής της, διαδραματίζει σημαντικό ρόλο στην τεχνολογική, πολιτισμική και οικονομική ανάπτυξη των λαών.

Η κατανομή της ενεργειακής κατανάλωσης σε διάφορες χρήσεις αποτελεί ιδιαίτερα σημαντική πληροφορία, καθώς βοηθάει στην εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων σε ότι αφορά στις σημερινές ενεργειακές ανάγκες και προτεραιότητες.

Στο Σχήμα 1.1 παρουσιάζεται η κατανομή της ενεργειακής κατανάλωσης για διάφορες χρήσεις στις 27 χώρες – μέλη της Ε.Ε. Όπως διαπιστώνεται, οι μεταφορές αποτελούν τη δραστηριότητα με τις μεγαλύτερες ενεργειακές απαιτήσεις. Σημαντική κατανάλωση παρουσιάζεται επίσης στον κλάδο της βιομηχανίας και στον οικιακό τομέα.



Σχήμα 1.1: Κατανομή της ενεργειακής κατανάλωσης στην Ε.Ε [1]

Σε ότι αφορά τη χώρα μας, σύμφωνα με το ενεργειακό ισοζύγιο, η συμμετοχή της βιομηχανίας στη συνολική κατανάλωση τελικής ενέργειας ανέρχεται περίπου στο 23%. Από τη συνολική ενέργεια που καταναλώνεται στη βιομηχανία, το 27% αφορά τον ηλεκτρισμό, το 68% παράγεται από καύση συμβατικών ή ανανεώσιμων καυσίμων (βιομάζα) και το 5% από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. [2]

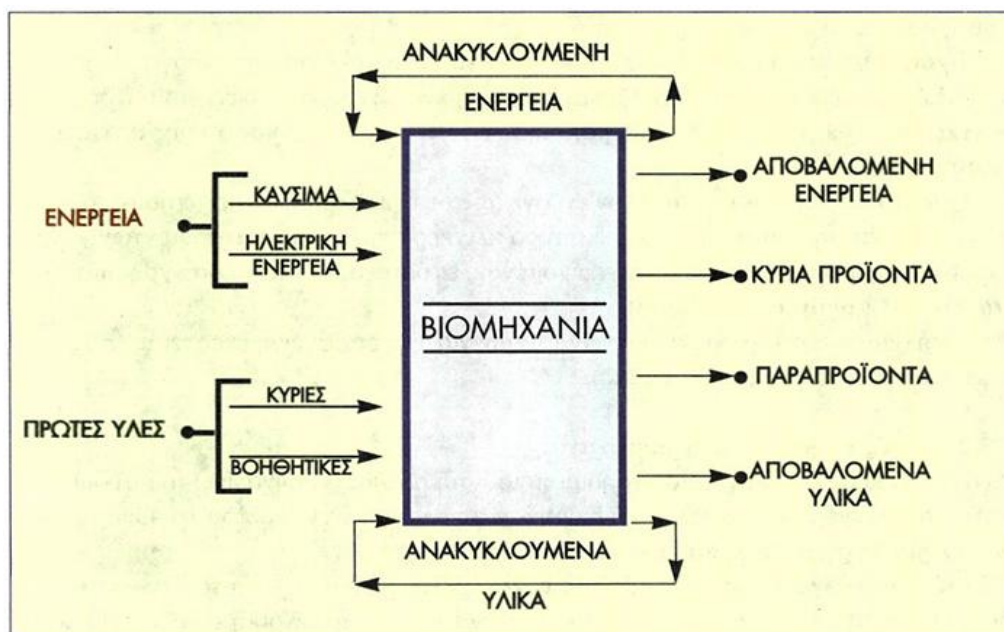
Η κοινωνική και οικονομική εξέλιξη μιας χώρας είναι άμεσα εξαρτημένη από το μέγεθος και την πληρότητα της βιομηχανίας. Στην ελληνική βιομηχανία με τους διάφορους κλάδους που την αποτελούν (μετάλλων, χημικών προϊόντων, γυαλιού, χαρτιού, τροφίμων, φαρμάκων, κλπ.) απαιτούνται τεράστια ποσά ενέργειας για την επεξεργασία, την παραγωγή, τη συντήρηση και τη διακίνηση των προϊόντων.

Μία βιομηχανία μετατρέπει πρώτες ύλες σε βιομηχανικά προϊόντα μέσα από μία σειρά διεργασιών που κατά βάση απαιτούν πρόσδοση ενέργειας. Η ενέργεια αυτή είναι απαραίτητη εξίσου με τις πρώτες ύλες ώστε να προκύψει το τελικό προϊόν. Οι δύο βασικές πηγές που καταναλώνονται στη βιομηχανία είναι τα καύσιμα (υγρά, αέρια, στερεά) και η ηλεκτρική ενέργεια.

Όσον αφορά τα καύσιμα κατά κύριο λόγο μετατρέπεται η χημική τους ενέργεια σε θερμότητα μέσω της διεργασίας της καύσης. Η παραγόμενη θερμότητα που προκύπτει, ανάλογα με τον σκοπό της, χρησιμοποιείται είτε άμεσα όπου η φλόγα και τα καυσαέρια έρχονται σε απευθείας επαφή με το προϊόν (π.χ. κάμινοι τσιμέντων, χαλυβουργίες), είτε έμμεσα όπου η θερμότητα των καυσαερίων μεταφέρεται με κάποιο εργαζόμενο μέσο (ατμός, θερμό νερό, θερμό λάδι) προκειμένου να διανεμηθεί στις διεργασίες της βιομηχανίας.

Η ηλεκτρική ενέργεια στη βιομηχανία χρησιμοποιείται κυρίως για τη λειτουργία του παραγωγικού εξοπλισμού της, όπου μέσω ηλεκτροκινητήρων μετατρέπεται ο ηλεκτρισμός σε μηχανικό έργο στις μηχανές. Άλλες εφαρμογές που απαιτούν διάθεση και κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας κατά τις διεργασίες παραγωγής του τελικού προϊόντος, είναι μετασηματιστές (ισχύος, οργάνων ή μέτρησης), αγωγοί, αντλίες (για κίνηση και παροχή ρευστών), ανεμιστήρες (μεταφορά ή εξαγωγή αέρα, ατμών, αερίων, σκόνης), αεροσυμπιεστές (παραγωγή πεπιεσμένου αέρα), ψυκτικά συστήματα, συγκολλήσεις, ηλεκτρικές αντιστάσεις (για μετάδοση θερμότητας σε κάποιο μέσο όπως θερμό νερό, ατμό ή λάδι) και πολλές άλλες.

Στο Σχήμα 1.2 απεικονίζεται διαγραμματικά η διαδικασία παραγωγής των τελικών προϊόντων σε μια βιομηχανία.



Σχήμα 1.2: Διάγραμμα ροής υλικών και ενέργειας σε μια βιομηχανία [3]

## 1.2 Εξοικονόμηση ενέργειας στη βιομηχανία

Βασικός στόχος όλων των επιχειρήσεων αποτελεί η όσο το δυνατόν χαμηλότερη κατανάλωση ενέργειας ανά μονάδα παραγόμενου προϊόντος με υψηλό βαθμό απόδοσης. Επομένως μία ολοκληρωμένη και σωστή ενεργειακή διαχείριση επιβάλλεται να υπάρχει σε οποιαδήποτε βιομηχανική δομή εφόσον οδηγεί στην εξοικονόμηση κόστους και ενέργειας. Ως αποτέλεσμα η βιομηχανία καθίσταται πλήρως ανταγωνιστική (με τη μείωση του κόστους παραγωγής του τελικού προϊόντος) και παράλληλα έχει θετική συμβολή στο ενεργειακό ισοζύγιο της χώρας (με τη μείωση της κατανάλωσης ενέργειας).

Οι τρόποι, οι μέθοδοι και ο εξοπλισμός που απαιτούνται για την επίτευξη σωστής διαχείρισης της ενέργειας που καταναλώνεται στη βιομηχανία είναι πολύ διαφορετικοί από δραστηριότητα σε δραστηριότητα. Συνεπώς απαιτείται αφενός μεγάλη εμπειρία και εξειδίκευση στις συνθήκες και ώρες λειτουργίας του ηλεκτρομηχανολογικού εξοπλισμού των βιομηχανιών και επιχειρήσεων, και αφετέρου εξέταση της βέλτιστης λύσης ανά κατηγορία επιχείρησης.

Ειδικότερα, οι βασικότερες λύσεις για ενεργειακή αναβάθμιση και εξοικονόμηση ενέργειας σε βιομηχανίες και βιοτεχνίες παρουσιάζονται παρακάτω:

- Εξοικονόμηση ηλεκτρικής ενέργειας με εγκατάσταση συστημάτων μέτρησης και διαχείρισης της ηλεκτρικής ενέργειας, χρήση inverter και soft starter για τους κινητήρες των μηχανημάτων, τοποθέτηση συστημάτων επιτήρησης και διόρθωσης του συντελεστή ισχύος, ενεργειακή αναβάθμιση του φωτισμού με αντικατάσταση παλαιών λαμπτήρων και φωτιστικών με νέας τεχνολογίας.
- Εγκατάσταση συστημάτων αυτοματισμού για ενεργειακή διαχείριση της ηλεκτρικής ενέργειας.
- Εγκατάσταση συστημάτων παραγωγής θερμικής ενέργειας με χρήση της ηλιακής ενέργειας (ηλιακοί συλλέκτες, ηλιοθερμία) ή της ενέργειας της γης (γεωθερμία).
- Εγκατάσταση εξοπλισμού για τη μετατροπή των συστημάτων καύσης ακριβών συμβατικών καυσίμων (πετρέλαιο diesel, μαζούτ) σε οικονομικότερα συμβατικά (φυσικό αέριο NG, υγραέριο LPG) ή και σε μη συμβατικά (πέλλετ, πυρήνας, υπολείμματα βιομάζας) σε περιπτώσεις όπου το εργοστάσιο διαθέτει ή μπορεί εύκολα να προμηθευτεί το βιοκαύσιμο.
- Σε μεγάλες βιομηχανικές μονάδες, εγκατάσταση συστημάτων συμπαραγωγής θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας (Σ.Η.Θ)
- Αξιοποίηση μέρους της θερμότητας που αποβάλλεται από κάποια μονάδα παραγωγής θερμότητας. Η ανάκτηση θερμότητας επιτυγχάνεται με τη βοήθεια εναλλακτών θερμότητας μεταξύ ρευμάτων ρευστών που αποβάλλονται (π.χ. καυσαέρια, απόνερα) και ρευστών που συμμετέχουν στην παραγωγική διαδικασία (αέρας καύσης, νερά διεργασιών). [4]

Η εφαρμογή των παραπάνω προτάσεων εξοικονόμησης ενέργειας αποτελούν οικονομικές επενδύσεις από την πλευρά των παραγωγών. Επομένως, το ζητούμενο είναι η επιδίωξη καθαρού κέρδους, όσο το δυνατό μεγαλύτερου συγκρινόμενου με το συνολικό κόστος της επένδυσης. Ιδανικά η εφαρμογή εξοικονόμησης ενέργειας που επιλέγεται θα πρέπει να ικανοποιεί το σκοπό της με την απλούστερη τεχνικά λύση, ώστε να συμβαίνουν οι μικρότερες, κατά το δυνατόν, επεμβάσεις στο υπάρχον σύστημα. Αυτό σημαίνει ότι σε κάθε εγκατάσταση απαιτείται προσεκτικός σχεδιασμός και υπολογισμός ώστε να επιλεγεί η βέλτιστη λύση για κάθε σύστημα.

### 1.3 Σκοπός διπλωματικής εργασίας

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω ο βιομηχανικός κλάδος αποτελεί έναν από τους πλέον ενεργοβόρους σε μία οικονομία. Η παραγωγή των προϊόντων με τη μικρότερη δυνατή δαπάνη μπορεί να προσφέρει σημαντικά οφέλη στον παραγωγό, καθώς εκτός από την αύξηση του καθαρού κέρδους ανά μονάδα προϊόντος που πωλείται, σε πολλές περιπτώσεις ενισχύεται η θέση του στην αγορά σε σύγκριση με τους υπόλοιπους παραγωγούς του ίδιου προϊόντος.

Σε ότι αφορά τη θερμική ενέργεια που παράγεται σε μία βιομηχανική μονάδα, υπάρχουν πολλαπλές χρήσεις ανάλογα με τις ανάγκες και το είδος του εργοστασίου. Οι βασικότερες είναι η παραγωγή ατμού, ζεστού ή υπέρθερμου νερού για κυκλώματα θέρμανσης, ζεστού νερού χρήσης ή ζεστού νερού για χρήση σε κυκλώματα ψύξης. Κατά τις διάφορες διεργασίες που εκτελούνται στην διάρκεια μίας παραγωγικής διαδικασίας, μεγάλα ποσά θερμότητας αποβάλλονται στο περιβάλλον είτε μέσω των ψυκτικών κυκλωμάτων είτε μέσω των καυσαερίων. Επομένως, μείζον ζήτημα για έναν παραγωγό αποτελεί η ανάκτηση του μεγαλύτερου δυνατού μέρους αυτής της αποβαλλόμενης θερμότητας, ώστε να επαναχρησιμοποιηθεί ωφέλιμα.

Στα πλαίσια αυτής της λογικής, η παρούσα διπλωματική εργασία αποσκοπεί στην μελέτη αξιοποίησης μέρους της απορριπτόμενης ενέργειας, υπό τη μορφή θερμών καυσαερίων, που χάνεται κατά την παραγωγή της θερμότητας σε έναν βιομηχανικό λέβητα. Μελετάται η τοποθέτηση εναλλάκτη καυσαερίων (economizer) στην έξοδο των καυσαερίων για την προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας σε λέβητες υψηλής ισχύος. Η μελέτη περιλαμβάνει τον προσδιορισμό κατάλληλης θερμαινόμενης επιφάνειας ανάλογα με τη δυναμικότητα του εγκατεστημένου λέβητα, την επιλογή της γεωμετρικής μορφής του εναλλάκτη και την επιλογή των κατάλληλων υλικών για την κατασκευή του. Θα υπολογιστεί ο βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης πριν και μετά την τοποθέτηση του εναλλάκτη καυσαερίων καθώς και η διαφορά στην κατανάλωση καυσίμου ανάλογα με τις ώρες λειτουργίας του λέβητα. Τα αποτελέσματα των υπολογισμών θα συγκριθούν με μετρούμενες τιμές θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου των καυσαερίων σε εγκατεστημένη εφαρμογή.

Η μελέτη θα ολοκληρωθεί με τον προσδιορισμό του κόστους κατασκευής και εγκατάστασης του εναλλάκτη και την εκτίμηση της διάρκειας απόσβεσης της επένδυσης ανάλογα με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης και τα κόστη κατανάλωσης καυσίμου. Τέλος θα γίνει εκτίμηση της αναμενόμενης διάρκειας ζωής του οικονομητήρα και των αναμενόμενων συντηρήσεων που απαιτούνται στην κατασκευή σε σύγκριση με τις παραμέτρους που τις καθορίζουν.



## 2 Περιγραφή Κυκλώματος Νερού/Ατμού

### 2.1 Εισαγωγή

Σημαντικότερο κομμάτι του συστήματος παραγωγής ενός εργοστασίου, αποτελεί το λεβητοστάσιο για την παραγωγή ατμού. Ο ατμός με τις νέες τεχνολογίες ελέγχου και εξοικονόμησης ενέργειας παραμένει ο δημοφιλέστερος φορέας θερμότητας στη βιομηχανία. Ο ατμός μεταφέρει μεγάλη ποσότητα ενέργειας με την μορφή θερμότητας και χρησιμοποιείται στην παραγωγική διαδικασία για την επιτάχυνση χημικών αντιδράσεων, την θέρμανση, την ξήρανση προϊόντων, την ύγρανση χώρων, την αποστείρωση, την παραγωγή ενέργειας και πλήθος άλλων εφαρμογών και διεργασιών. Η σωστή λειτουργία του λέβητα και η παραγωγή ατμού καλής ποιότητας, επηρεάζουν σε μεγάλο βαθμό την οικονομική λειτουργία μιας παραγωγικής μονάδας. Υπάρχουν μάλιστα και πολλές περιπτώσεις (χαρτοποιία, χημική βιομηχανία, κλπ) που αν ο λέβητας σταματήσει να λειτουργεί, σταματάει κι η λειτουργία ολόκληρου του εργοστασίου.

Το εύρος των εφαρμογών του ατμού είναι πολύ μεγάλο, καθώς βρίσκεται πρακτικά στην παραγωγική διαδικασία σχεδόν όλων των καταναλωτικών και βιομηχανικών προϊόντων. Συγκεκριμένα χρησιμοποιείται σε:

- Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (θερμοηλεκτρικοί σταθμοί, πυρηνικοί σταθμοί, κλπ)
- Βιομηχανία τροφίμων – ποτών – αναψυκτικών (αλλαντικά, λαχανικά, τυροκομικά, γαλακτοκομικά, ζυθοποιία, αναψυκτικά, ζωοτροφές, κτηνοτροφία, κλπ)
- Προϊόντα μετάλλου – Βιομηχανίες χαρτιού – Υφαντουργίες (αλουμίνιο, χαρτί, υφάσματα, κλπ)
- Βιομηχανία φαρμάκων – Χημικές βιομηχανίες (αποστειρώσεις, διυλιστήρια, παρασκευή φαρμάκων, χημικές διεργασίες, κλπ)
- Υπηρεσίες (νοσοκομεία, στρατόπεδα, βιομηχανικά πλυντήρια, εγκαταστάσεις κλιματισμού, κλπ)
- Παραγωγή ενέργειας (προθέρμανση καυσίμου MEK, προθέρμανση βιοαερίου, κίνηση ατμοστρόβιλου)

### 2.2 Τυπική διάταξη βιομηχανικού λεβητοστασίου

Οι ατμολέβητες και οι ομάδες ατμολεβήτων, όσον αφορά τις απαιτήσεις εγκατάστασης και επίβλεψης, κατατάσσονται σε τρεις κατηγορίες με βάση το γινόμενο  $PS \cdot V$ , όπου  $PS$  η μέγιστη πίεση λειτουργίας για την οποία έχει σχεδιαστεί ο εξοπλισμός και  $V$  ο εσωτερικός όγκος κάθε διαμερίσματος, περιλαμβανομένου του όγκου των στομιών έως την πρώτη σύνδεση, αφαιρουμένου του όγκου των μόνιμων εσωτερικών στοιχείων. [5]

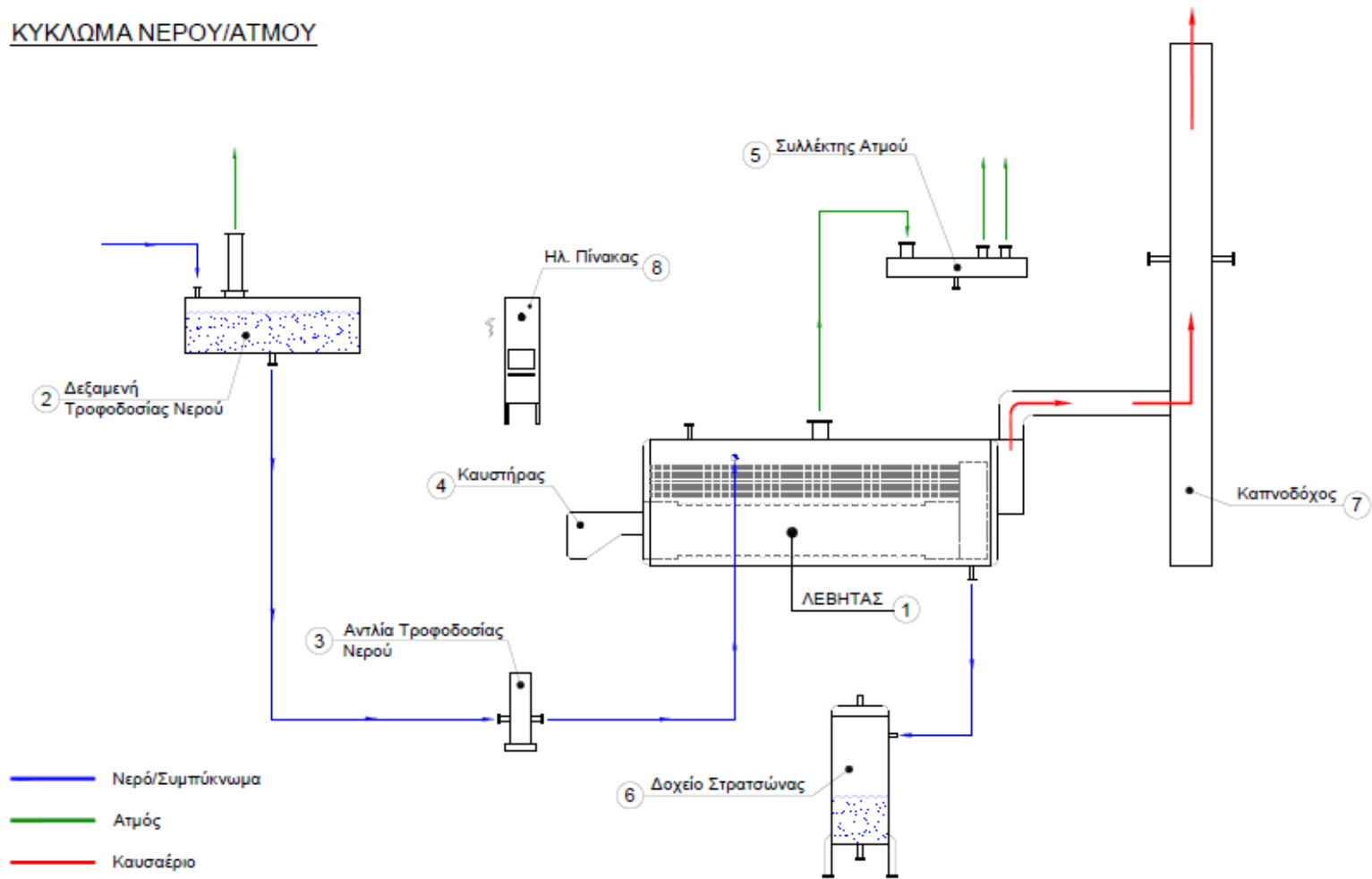
- (Α) κατηγορία: υπάγονται ατμολέβητες και ομάδες ατμολεβήτων, για τους οποίους το γινόμενο  $PS \cdot V$  υπερβαίνει τον αριθμό 40.000 bar.lt
- (Γ) κατηγορία: υπάγονται ατμολέβητες και ομάδες ατμολεβήτων, για τους οποίους το γινόμενο  $PS \cdot V$  δεν υπερβαίνει τον αριθμό 10.000 bar.lt και ο όγκος δεν υπερβαίνει τα 1.000lt.
- (Β) κατηγορία: υπάγονται όλες οι ενδιάμεσες μεταξύ (Α) και (Γ) περιπτώσεις.

Οι ατμολέβητες (Α) και (Β) κατηγορίας, πρέπει να εγκαθίστανται υποχρεωτικά μέσα σε ειδικά διαμορφωμένο λεβητοστάσιο, εκτός από ειδικές περιπτώσεις ατμολεβήτων μεγάλου μεγέθους ή ειδικής κατασκευής, οι οποίοι μπορούν να εγκατασταθούν σε υπαίθριο χώρο.

Το λεβητοστάσιο πρέπει να κατασκευάζεται από άκαυστα υλικά, να έχει επαρκείς διαστάσεις για την άνετη και ασφαλή εκτέλεση όλων των εργασιών στον ατμολέβητα, να φωτίζεται και να αερίζεται επαρκώς και να τηρούνται οι κανόνες υγιεινής και ασφάλειας. [5]

Μια τυπική διάταξη ολόκληρου του κυκλώματος νερού/ατμού για παραγωγή θερμικής ισχύος σε ένα βιομηχανικό λεβητοστάσιο, παρουσιάζεται στο *Σχήμα 2.1*.

## ΚΥΚΛΩΜΑ ΝΕΡΟΥ/ΑΤΜΟΥ



Σχήμα 2.1



Όπως διακρίνεται, το κύκλωμα νερού/ατμού ξεκινάει από τη δεξαμενή τροφοδοσίας του νερού (αριθμός 2 στο σχήμα). Η τροφοδοσία του ατμολέβητα με νερό γίνεται μέσω αντλιών (αριθμός 3 στο σχήμα), που το αναρροφούν από την δεξαμενή αποθήκευσης και το ωθούν εντός του ατμολέβητα (αριθμός 1 στο σχήμα) στην επιθυμητή πίεση. Εκεί, το νερό θερμαίνεται από τα καυσαέρια, ώσπου ατμοποιείται με τον ατμό να διοχετεύεται σε έναν συλλέκτη ατμού (ατμοδιανομέας, αριθμός 5 στο σχήμα). Σκοπός του συλλέκτη είναι η διανομή του ατμού σε διαφορετικές καταναλώσεις μέσα από το δίκτυο σωληνώσεων. Μόλις ο ατμός αποδώσει το έργο του στις καταναλώσεις επιστρέφει υγροποιημένος, σε μορφή συμπυκνωμάτων, στη δεξαμενή τροφοδοσίας του νερού για να τροφοδοτήσει εκ νέου τον ατμολέβητα και να συνεχίσει ο κύκλος ατμού. Η επιστροφή των συμπυκνωμάτων στο δοχείο τροφοδοσίας του λέβητα δημιουργεί προθέρμανση του νερού, οπότε και εξοικονόμηση καυσίμου.

Το νερό τροφοδοσίας του λέβητα περιέχει μικρό αριθμό διαλυμένων στερεών. Στον ατμολέβητα η συγκέντρωση των διαλυμένων στερεών αυξάνεται συνεχώς, λόγω της ατμοποίησης του νερού, και εάν υπερβεί το όριο διαλυτότητας παρατηρούνται συχνά διαβρώσεις, στένωση των διατομών των σωλήνων, ελάττωση του συντελεστή θερμοπερατότητας, δημιουργία τοπικών υπερθερμάνσεων κ.α. Για την καλή λειτουργία της εγκατάστασης λοιπόν, είναι απαραίτητο να διατηρείται η συγκέντρωση των αλάτων κάτω από ένα μέγιστο επιτρεπτό όριο. Αυτό γίνεται με την στρατσώνα (αριθμός 6 στο σχήμα) η οποία αφαιρεί ένα μέρος του νερού του λέβητα συνεχώς ή περιοδικά προσθέτοντας αποσκληρυμένο ή απιονισμένο.

Η θέρμανση του νερού στο λέβητα προέρχεται από καύση οποιασδήποτε καύσιμης ύλης, υγρής, αέριας ή στερεάς ή από άλλες πηγές θέρμανσης όπως ηλεκτρικές αντιστάσεις, καυσαέρια, ακτινοβολία. Η καύση συντελείται εντός του καυστήρα (αριθμός 4 στο σχήμα) με κατάλληλη ρύθμιση παροχής αέρα και καυσίμου. Εντός του λέβητα αναπτύσσεται η φλόγα της καύσης και τα καυσαέρια που δημιουργούνται αφού ακολουθήσουν κατάλληλη διαδρομή, εξέρχονται από το λέβητα προς τον καπναγωγό. Από τον καπναγωγό οδηγούνται στην καπνοδόχο (καμινάδα, αριθμός 7 στο σχήμα) ώσπου τελικά εξέρχονται στην ατμόσφαιρα.

## 2.3 Λέβητας

### 2.3.1 Αρχή λειτουργίας

Οι λέβητες είναι το κυριότερο τμήμα εξοπλισμού των ενεργειακών μονάδων. Είναι κλειστά πιεστικά δοχεία τα οποία χρησιμοποιούνται για την παραγωγή ατμού ή ζεστού υπέρθερμου νερού από νερό δικτύου με καύση κάποιου καυσίμου που μπορεί να είναι αέριο, υγρό ή στερεό [6]. Υπάρχουν για παράδειγμα λέβητες φυσικού αερίου, λέβητες μαζούτ ή ντίζελ και λέβητες ανθράκων ή βιομάζας.

Επί της ουσίας ο λέβητας αποτελεί έναν εναλλάκτη θερμότητας μεταξύ ενός ρεύματος θερμού καυσαερίου και ενός ρεύματος νερού (εν κινήσει ή στάσιμο) το οποίο μετατρέπεται σε ατμό [7]. Το θερμό καυσαέριο δημιουργείται ύστερα από καύση του καυσίμου σε κατάλληλο καυστήρα ή εστία καύσης, όπου η χημική ενέργεια του καυσίμου μετατρέπεται σε θερμότητα. Η θερμότητα μεταξύ των δύο ρευστών μεταδίδεται μέσω μεταλλικών (συνήθως χαλύβδινων) αγωγών. Η επιφάνεια των τοιχωμάτων των αγωγών που έρχεται σε επαφή και με τα δύο ρευστά ονομάζεται επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του λέβητα και αποτελεί καθοριστικό κριτήριο διαστασιολόγησης ενός λέβητα.

### 2.3.2 Τυπικά χαρακτηριστικά μεγέθη λεβήτων

Ορισμένα τυπικά χαρακτηριστικά λεβήτων είναι:

1. Η πίεση του παραγόμενου ατμού σε barg
2. Η θερμοκρασία και η ποιότητα του ατμού
3. Η δυναμικότητα ατμοπαραγωγής σε kg/h
4. Η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας σε  $m^2$
5. Ο τύπος και η ποσότητα του καταναλισκόμενου καυσίμου
6. Η απόδοση του λέβητα  $\eta = Q_{\text{ατμού}}/Q_{\text{καυσίμου}}$
7. Η θερμοκρασία των καυσαερίων. Είναι το σημαντικότερο ενεργειακό μέγεθος και δείκτης απόδοσης του λέβητα [8]

### 2.3.3 Βασικοί τύποι λεβήτων

Οι δύο βασικοί τύποι λεβήτων που συναντώνται στη σύγχρονη ελληνική βιομηχανία για παραγωγή θερμότητας, προκύπτουν βάσει της διαφορετικότητας της γεωμετρίας τους και του τρόπου ροής και συναλλαγής θερμότητας των ρευστών. Αυτοί είναι:

- A. Οι φλογαυλωτοί λέβητες
- B. Οι υδραυλωτοί λέβητες (ατμογεννήτριες)

#### A. Φλογαυλωτοί Λέβητες

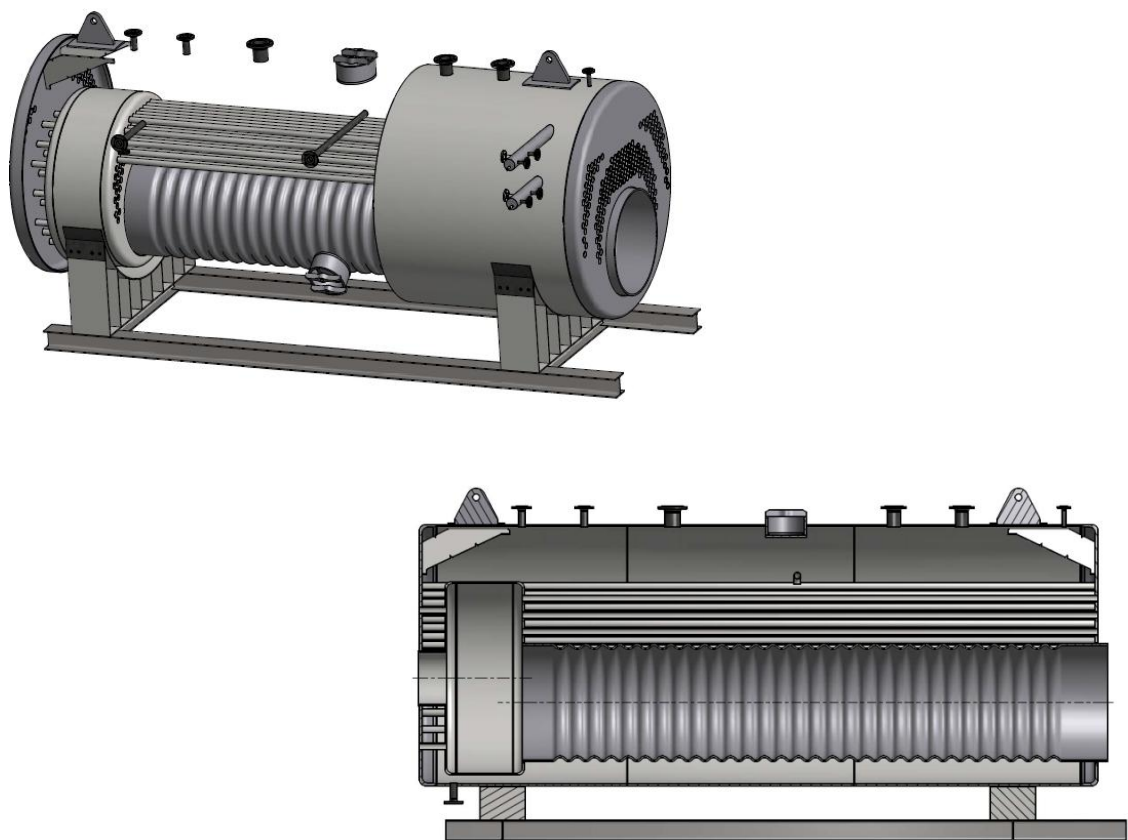
Στους φλογαυλωτούς λέβητες το εργαζόμενο μέσο (νερό, ατμός) βρίσκεται στο εσωτερικό ενός κυλινδρικού δοχείου. Η φλόγα και το θερμό καυσαέριο που δημιουργούνται από την καύση εισέρχονται μέσα σε έναν σωλήνα κατάλληλης διαμέτρου και μήκους ο οποίος κατασκευαστικά τοποθετείται κατά μήκος του κυλινδρικού δοχείου, στο κάτω μέρος του. Ο σωλήνας αυτός ονομάζεται φλογοσωλήνας και αποτελεί την πρώτη διαδρομή του καυσαερίου μέσα στον λέβητα. Με εξαίρεση λέβητες μικρής θερμικής ισχύος, οπότε και μικρής επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας, οι φλογοσωλήνες έχουν κυματοειδή μορφή. Η μορφή αυτή κατασκευαστικά εξασφαλίζει μεγαλύτερη δυνατότητα παραλαβής θερμικών διαστολών καθώς και μεγαλύτερη μηχανική αντοχή σε σχέση με τον

λείο φλογοσωλήνα. Θερμοδυναμικά εξασφαλίζει μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος, εξαιτίας του μεγαλύτερου εμβαδού της σε ίδιο όγκο με τον λείο. Επίσης δημιουργεί τέτοια ροή στο καυσαέριο (τυρβώδης ροή) ώστε να παρουσιάζεται βελτιωμένη η μετάδοση θερμότητας μέσω των τοιχωμάτων του.

Το θερμό καυσαέριο κατά την έξοδό του από τον φλογοσωλήνα εισέρχεται στο θάλαμο αναστροφής των καυσαερίων. Στο θάλαμο αυτό το καυσαέριο εξακολουθεί να συναλλάσσει θερμότητα με το περιρρεόμενο από αυτό νερό. Ο θάλαμος αυτός αποτελεί τη σύνδεση του φλογοσωλήνα με την δεύτερη διαδρομή του καυσαερίου, όπου συμβαίνει μέσω αεριαλών τοποθετημένων άνω και παράλληλα του φλογοσωλήνα. Στις περισσότερες περιπτώσεις οι φλογαυλωτοί λέβητες με αεριαλούς είναι τριπλής διαδρομής καυσαερίων. Συνεπώς, τα καυσαέρια εισέρχονται στον εμπρόσθιο θάλαμο (καπνοθάλαμο) αλλαγής κατεύθυνσης πριν οδηγηθούν στην επόμενη σειρά αεριαλών που αποτελούν την τρίτη διαδρομή του καυσαερίου. Η ύπαρξη αεριαλών αυξάνει τη θερμαινόμενη επιφάνεια ανά μονάδα όγκου, γεγονός που οδηγεί σε αυξημένο βαθμό απόδοσης.

Το θερμό νερό βρίσκεται εντός του κυλινδρικού δοχείου σε ύψος λίγο άνω των αεριαλών. Στο άνω μέρος του δοχείου το νερό πλέον έχει ατμοποιηθεί, οπότε έχει δημιουργηθεί ο ατμοθάλαμος. Τελικά ο κορεσμένος ατμός εξέρχεται του λέβητα σχεδόν απόλυτα ξηρός.

Στο Σχήμα 2.2 φαίνονται σε γενικό προοπτικό και σε πλάγια τομή τα μέρη του φλογαυλωτού ατμολέβητα που περιγράφηκαν παραπάνω.



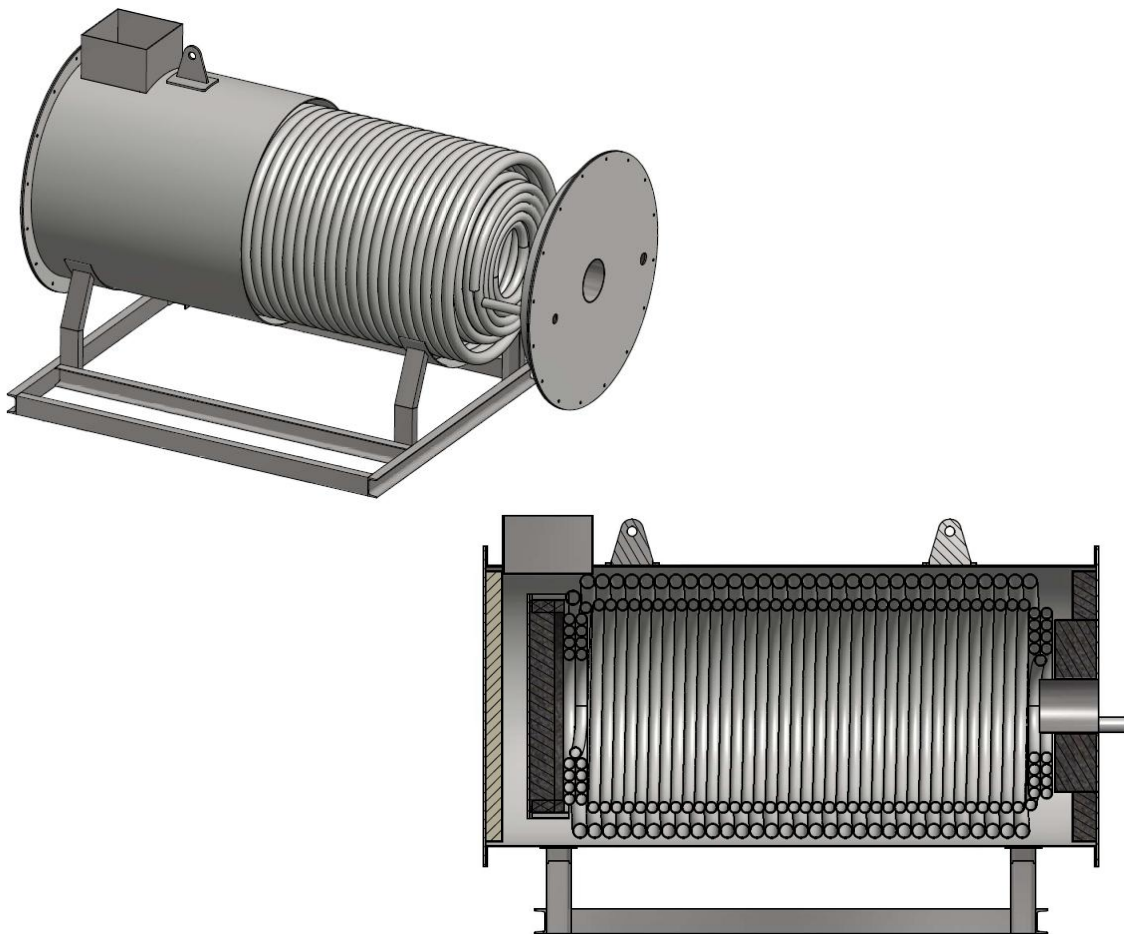
Σχήμα 2.2: Προοπτικό και πλάγια τομή φλογαυλωτού ατμολέβητα, (Σχέδιο Inventor Professional 2015)

## B. Υδραυλωτοί Λέβητες

Στους υδραυλωτούς λέβητες παραγωγής θερμικής ισχύος η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας αποτελείται από σωλήνες μικρής διαμέτρου. Το εργαζόμενο μέσο (νερό/ατμός) κυκλοφορεί εντός σωλήνων ενώ το καυσαέριο περιρρέει εξωτερικά αυτών.

Το τροφοδοτικό νερό εισέρχεται εντός των υδραυλών οι οποίοι αποτελούνται από σειρά σωλήνων διαμορφωμένων σε σχήμα σπирάλ κατάλληλης διαμέτρου ώστε να επιτυγχάνεται κατάλληλη ταχύτητα ροής και επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας. Το θερμό καυσαέριο ακολουθεί τριπλή διαδρομή. Η πρώτη διαδρομή αναπτύσσεται κατά μήκος του εσωτερικού στοιχείου. Στο πίσω μέρος του στοιχείου τα καυσαέρια αναστρέφουν την φορά κίνησης, οπότε δημιουργείται η δεύτερη διαδρομή μεταξύ του εσωτερικού στοιχείου. Όταν ξαναφτάσουν στο μπροστά μέρος του στοιχείου τα καυσαέρια αναστρέφουν εκ νέου τη φορά τους οπότε κινούνται κατά μήκος εξωτερικά του εξωτερικού στοιχείου. Στο τέλος αυτής της διαδρομής που αποτελεί την τρίτη, τα καυσαέρια εξέρχονται προς την καπνοδόχο. Στην έξοδο του λέβητα, το νερό, λόγω της θερμότητας, έχει μετασχηματιστεί σε κορεσμένο ατμό ο οποίος κατευθύνεται προς τις καταναλώσεις.

Στο Σχήμα 2.3 φαίνονται σε γενικό προοπτικό και σε πλάγια τομή τα μέρη του υδραυλωτού ατμολέβητα (ατμογεννήτριας) που περιγράφηκαν παραπάνω.



Σχήμα 2.3: Προοπτικό και πλάγια τομή υδραυλωτού ατμολέβητα (ατμογεννήτρια),  
(Σχέδιο Inventor Professional 2015)



Οι υδραυλωτοί λέβητες παρουσιάζουν τα ακόλουθα πλεονεκτήματα έναντι των φλογαυλωτών [7]:

1. Μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας ανά μονάδα όγκου περιεχόμενου νερού, με συνέπεια, μεγάλη παροχή ατμού για μικρό όγκο εγκατάστασης.
2. Επίτευξη μικρών χρόνων ατμοποίησης, άρα και κάλυψης των αναγκών της εγκατάστασης.
3. Δυνατότητα παραγωγής ατμού μεγάλης πίεσης, με μικρά απαιτούμενα πάχη σωλήνων λόγω της μικρής διατομής τους.
4. Πληρέστερη εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων, με αποτέλεσμα τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης.
5. Μικρότερο κόστος κατασκευής, λόγω μικρότερων διαστάσεων, λιγότερων υλικών (χαλύβδινα ελάσματα, χαλυβδοσωλήνες) και λιγότερων διαμορφώσεων στα υλικά (κοπές, συγκολλήσεις, ρολάρισμα ελασμάτων).

## 2.4 Δεξαμενή τροφοδοσίας νερού - Απαεριοτής

### 2.4.1 Αρχή λειτουργίας

Η δεξαμενή τροφοδοσίας νερού είναι ένα δοχείο που αποθηκεύει νερό και το τροφοδοτεί στον ατμολέβητα. Επίσης λειτουργεί ως προθερμαντήρας διότι στη δεξαμενή επιστρέφουν τα ζεστά συμπυκνώματα από τις καταναλώσεις. Ο όγκος της πρέπει να είναι κατάλληλος ώστε να υπάρχει η δυνατότητα τροφοδοσίας του λέβητα για τουλάχιστον μία ώρα όταν αυτός λειτουργεί στο πλήρες φορτίο χωρίς να υπάρχει ο κίνδυνος να αδειάσει. Η δεξαμενή νερού τοποθετείται πάνω σε ικρίωμα ύψους τουλάχιστον τριών μέτρων ώστε να υπάρχει η ελάχιστη απαιτούμενη μανομετρική πίεση στην είσοδο των αντλιών που έπονται.

Στα βιομηχανικά κυκλώματα ατμού η δεξαμενή τροφοδοσίας νερού συνοδεύεται από ένα **δοχείο απαερίωσης**. Η χρήση του απαεριοτή είναι απαραίτητη διότι απομακρύνει τα διαλυμένα αέρια, όπως οξυγόνο, διοξείδιο του άνθρακα και άλλα απαέρια, από τα συμπυκνώματα καθώς και από το αποσκληρυμένο νερό που τροφοδοτείται στη δεξαμενή. Η ύπαρξη τέτοιων αερίων μέσα στο νερό προκαλεί σοβαρή διάβρωση στα υλικά (μεταλλικά περιβλήματα, σωληνώσεις) των δοχείων του κυκλώματος. Συνεπώς το νερό τροφοδοσίας του κυκλώματος πρέπει να πληροί τις προδιαγραφές που ορίζονται στο Ευρωπαϊκό πρότυπο που αφορά τους φλογαυλωτούς ατμολέβητες, **EN 12953-10** (Προδιαγραφές & ποιότητα νερού τροφοδοσίας λεβήτων) ώστε να αποφεύγονται λειτουργικά προβλήματα.

Στον Πίνακα 2.1 φαίνονται οι προδιαγραφές νερού που πρέπει να πληρούνται σύμφωνα με το ευρωπαϊκό πρότυπο EN 12953-10.

**Table 5-1 — Feedwater for steam boilers (except attemperator spray water) and hot water boilers**

Parameter	Unit	Feedwater for steam boilers		Make-up water for hot water boilers
		> 0,5 to 20	> 20	total range
Operating pressure	bar (= 0,1 MPa)	> 0,5 to 20	> 20	total range
Appearance	—	clear, free from suspended solids		
Direct conductivity at 25 °C	μS/cm	not specified, only guide values relevant for boiler water see table 5-2		
pH value at 25 °C <sup>a</sup>	—	> 9,2 <sup>b</sup>	> 9,2 <sup>b</sup>	> 7,0
Total hardness (Ca + Mg)	mmol/l	< 0,01 <sup>c</sup>	< 0,01	< 0,05
Iron (Fe) concentration	mg/l	< 0,3	< 0,1	< 0,2
Copper (Cu) concentration	mg/l	< 0,05	< 0,03	< 0,1
Silica (SiO <sub>2</sub> ) concentration	mg/l	not specified, only guide values for boiler water relevant, see table 5-2		—
Oxygen (O <sub>2</sub> ) concentration	mg/l	< 0,05 <sup>d</sup>	< 0,02	—
Oil/grease concentration (see EN 12953-6)	mg/l	< 1	< 1	< 1
Organic substances (as TOC) concentration	—	see footnote <sup>e</sup>		

Πίνακας 2.1: Προδιαγραφές νερού σύμφωνα με το ευρωπαϊκό πρότυπο για τους ατμολέβητες [9]

Στην *Εικόνα 2.1* απεικονίζεται μία δεξαμενή νερού ατμολέβητα με μπουκάλα απαερίωσης.



*Εικόνα 2.1: Δεξαμενή τροφοδοσίας νερού λέβητα με απαεριστή [9]*

## 2.5 Αντλία τροφοδοσίας νερού

### 2.5.1 Αρχή λειτουργίας

Ο λέβητας ατμού είναι μία δεξαμενή υπό πίεση και για την εύρυθμη λειτουργία του πρέπει να έχει πάντα την επιθυμητή ποσότητα νερού. Η **αντλία τροφοδοσίας νερού** είναι αυτή που φροντίζει για την διατήρηση της ασφαλούς στάθμης νερού. Χρησιμοποιείται για την άντληση του φρέσκου νερού ή του νερού από τα συμπυκνώματα από την δεξαμενή τροφοδοσίας και παράγοντας την απαιτούμενη πίεση το ωθεί στο λέβητα. Η πίεση του τροφοδοτούμενου νερού πρέπει να είναι μεγαλύτερη από την πίεση του ατμού για να εισέλθει (διαφορά πίεσης). Επιπλέον, κατά την διάρκεια συνθηκών χαμηλής ροής, διατηρεί μια ελάχιστη ροή για να αποφευχθούν υπερπίεσεις.

Ένα πολύ σημαντικό πρόβλημα που παρουσιάζεται στις εγκαταστάσεις ατμού είναι το φαινόμενο της σπηλαίωσης. Το φαινόμενο αυτό έχει καταστροφικές επιπτώσεις στη λειτουργία της (φυγόκεντρης) αντλίας νερού. Δημιουργείται όταν η πίεση στην αναρρόφηση της αντλίας μειωθεί τόσο ώστε να επέλθει ατμοποίηση του υγρού με αποτέλεσμα το σχηματισμό φυσαλίδων. Οι φυσαλίδες αυτές στη συνέχεια υγροποιούνται και προκαλούν έντονο κραδασμό στην φτερωτή (ή φτερωτές) της αντλίας με αποτέλεσμα την καταστροφή του μετάλλου. [10] Το φαινόμενο της σπηλαίωσης αποφεύγεται εφόσον εξασφαλιστεί ότι η πίεση στην αναρρόφηση είναι πάντα μεγαλύτερη από το όριο ατμοποίησης του ρευστού. Πρακτικά, επιτυγχάνεται τοποθετώντας τη δεξαμενή νερού του ατμολέβητα σε κατάλληλο ύψος από το στόμιο αναρρόφησης της αντλίας, οπότε εξασφαλίζεται το κατάλληλο θετικό μανομετρικό.

Επομένως οι δύο προδιαγραφές που πρέπει να πληρούνται πάντα, είναι η κάλυψη της ονομαστικής παροχής του λέβητα και η δυνατότητα τροφοδοσίας στην ονομαστική πίεση λειτουργίας. Σε ατμολέβητες, οι αντλίες τροφοδοσίας είναι κατάλληλες για λειτουργία με νερό θερμοκρασίας έως 110°C (υπέρθερμο νερό) και επιλέγονται έτσι ώστε η παροχή να είναι κατά 30% μεγαλύτερη της ονομαστικής ατμοπαραγωγής και η πίεση στην κατάθλιψη της αντλίας κατά 30% μεγαλύτερη από την ονομαστική πίεση λειτουργίας.

Στην *Εικόνα 2.2* παρακάτω φαίνεται μία αντλία τροφοδοσίας νερού



*Εικόνα 2.2:* Αντλία τροφοδοσίας νερού ατμολέβητα [11]

## 2.6 Καυστήρας

### 2.6.1 Αρχή λειτουργίας

Ο **καυστήρας** είναι η συσκευή στην οποία γίνεται η έγχυση ή διανομή και καύση του καυσίμου για την παραγωγή της φλόγας και των καυσαερίων στο θάλαμο καύσης του λέβητα. Η φλόγα και τα παραγόμενα καυσαέρια θερμαίνουν τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης και των σωληνώσεων και καταλήγουν στην καπνοδόχο για την απαγωγή τους στην ατμόσφαιρα. Ο καυστήρας αποτελείται από εξαρτήματα και μηχανισμούς κατάλληλα συνδεδεμένους ώστε να εξασφαλίζεται η πλήρης και ασφαλής καύση του καυσίμου με σκοπό τη μέγιστη δυνατή αξιοποίηση της θερμογόνου ικανότητας του καυσίμου με την ελάχιστη ρύπανση του περιβάλλοντος.

### 2.6.2 Κατηγοριοποίηση καυστήρων

Στην αγορά υπάρχει μεγάλη ποικιλία καυστήρων οι οποίοι μπορούν να ταξινομηθούν σύμφωνα με:

- Το είδος του καυσίμου που χρησιμοποιείται
- Την απαιτούμενη θερμική ισχύ που ζητάει η εγκατάσταση
- Την αντίθλιψη του λέβητα με τον οποίο θα συνεργαστεί

#### 1. Βάσει του είδους του καυσίμου

Ο τρόπος έγχυσης (ή τροφοδοσίας) και καύσης του καυσίμου στον καυστήρα εξαρτάται κατά βάση από το είδος του καυσίμου. Έτσι αυτοί διακρίνονται σε καυστήρες στερεών καυσίμων, υγρών καυσίμων, αέριων καυσίμων και σε καυστήρες μικτής καύσης (συνήθως υγρών και αέριων καυσίμων).

Στην Ελλάδα χρησιμοποιούνται καυστήρες στερεών καυσίμων σε λέβητες παραγωγής ηλεκτρικής ισχύος, όπου το καύσιμο είναι ο λιγνίτης. Αυτό συμβαίνει λόγω της δυνατότητας εξόρυξης και αγοράς του σε χαμηλή τιμή.

Σε ότι αφορά τους λέβητες θερμικής ισχύος, υπάρχουν οι *καυστήρες βιομάζας* όπου το στερεό καύσιμο συνήθως εισάγεται εντός του θαλάμου καύσης σε μορφή πελλέτας ή κονιορτοποιημένο. Το καύσιμο εισάγεται εντός μεγάλης χοάνης (σιλό) και η τροφοδοσία μέσα στην εστία καύσης γίνεται από έναν πτερυγιοφόρο κοχλία που περιστρέφεται με τη βοήθεια κατάλληλου ηλεκτρομειωτήρα. Η παροχή καυσίμου στην εστία καθορίζει και την παροχή του απαιτούμενου αέρα ώστε να συντελείται σωστά η διεργασία της καύσης. Κάθε καυστήρας βιομάζας διαθέτει ειδικό σύστημα απομάκρυνσης και περισυλλογής της στάχτης.

Στην *Εικόνα 2.3* φαίνεται το σύστημα τροφοδοσίας ενός καυστήρα καύσης βιομάζας.



Εικόνα 2.3: Σύστημα τροφοδοσίας καυστήρα βιομάζας.

Οι καυστήρες υγρών καυσίμων είναι ειδικά διαμορφωμένοι για καύση ελαφρού πετρελαίου (Diesel) και βαρέως τύπου πετρελαίου (μαζούτ) υπό την προϋπόθεση ότι έχει προηγηθεί προθέρμανσή του. Η τροφοδοσία του καυσίμου γίνεται μέσω ειδικού συγκροτήματος βαλβίδων. Για την έγχυση του καυσίμου & την έναυση υπάρχουν δύο διαφορετικοί τύποι καυστήρων. Αυτοί είναι οι *περιστροφικοί* ή *φυγόκεντρικοί* και οι *καυστήρες διασκορπισμού*. Στους περιστροφικούς καυστήρες το καύσιμο σταγονιδιοποιείται λόγω της φυγόκεντρης δύναμης με τη βοήθεια ταχέως περιστρεφόμενου δίσκου. Οι καυστήρες αυτοί έχουν μεγάλα περιθώρια ρύθμισης της παροχής τους. Στους καυστήρες διασκορπισμού το καύσιμο συμπαρασύρεται και σταγονιδιοποιείται σε ένα ειδικό ακροφύσιο (μπεκ) με πεπιεσμένο αέρα ή ατμό. Ο αέρας καύσης προσάγεται μέσω ανεμιστήρα και η ανάμιξή του με τους διαμορφωμένους ατμούς του καυσίμου δημιουργούν την καύση. [12]

Αντίστοιχα οι καυστήρες αέριων καυσίμων είναι ικανοί για καύση φυσικού αερίου (NG) & υγραερίου (LPG). Οι καυστήρες αυτοί, σε αντίθεση με των υγρών καυσίμων, διαθέτουν ένα σύστημα βαλβίδων, ρυθμιστών πίεσης, μανομέτρων και λοιπού εξοπλισμού (gas train) με σκοπό τη δημιουργία ελεγχόμενης πίεσης και παροχής εισαγωγής του αερίου στον καυστήρα. Επίσης αυτό το σύστημα τροφοδοσίας εξασφαλίζει τον έλεγχο διαρροής του καυσίμου. Σε ότι αφορά τον τρόπο εισαγωγής του καυσίμου διακρίνονται σε ατμοσφαιρικούς και υψηλής πίεσης.

Τέλος υπάρχουν οι καυστήρες μικτής καύσης που έχουν τη δυνατότητα να λειτουργήσουν τόσο με υγρά όσο και με αέρια καύσιμα. Αυτοί συνδυάζουν τις δυνατότητες τροφοδοσίας και έναυσης που περιγράφηκαν. Η ρύθμιση της λειτουργίας σε υγρό ή αέριο καύσιμο γίνεται αυτόματα με ηλεκτρονική εντολή.

Στην *Εικόνα 2.4* που ακολουθεί φαίνεται ένας καυστήρας αερίου.



Εικόνα 2.4: Καυστήρας καύσης αερίου (NG,LPG) [13]

## 2. Βάσει της θερμικής ισχύος

Η θερμική ισχύς που παράγει ο καυστήρας εξαρτάται από την ζήτηση που υπάρχει στην εγκατάσταση. Ανάλογα με το μέγεθος της ισχύος τους διακρίνονται σε μεγάλης ισχύος, μεσαίας ισχύος και χαμηλής ισχύος.

Οι καυστήρες ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας τους έχουν τη δυνατότητα να μεταβάλλουν την ισχύ που παράγουν κατά τη λειτουργία τους. Έτσι σε σχέση με αυτή τη λειτουργία διακρίνονται σε μονοβάθμιους, διβάθμιους ή πολυβάθμιους και σε αυτόματους. Οι μονοβάθμιοι λειτουργούν σε ένα μοναδικό σύστημα τροφοδότησης, οπότε τόσο η παροχή του καυσίμου όσο και του αέρα δεν αλλάζει κατά τη διάρκεια της λειτουργίας τους. Οι διβάθμιοι ή πολυβάθμιοι λειτουργούν σε δύο ή περισσότερες συνθήκες τροφοδοσίας ανάλογα με την ανάγκη του λέβητα για υψηλότερη ή χαμηλότερη ισχύ. Η αλλαγή από τη μία κατάσταση τροφοδοσίας στην άλλη γίνεται είτε αυτόματα είτε χειροκίνητα. Τέλος οι αυτόματοι καυστήρες δίνουν τη δυνατότητα να μεταβάλλουν την παροχή τροφοδοσίας καυσίμου και αέρα αυτόματα και συνέχεια.

## 3. Βάσει της αντίθλιψης του λέβητα

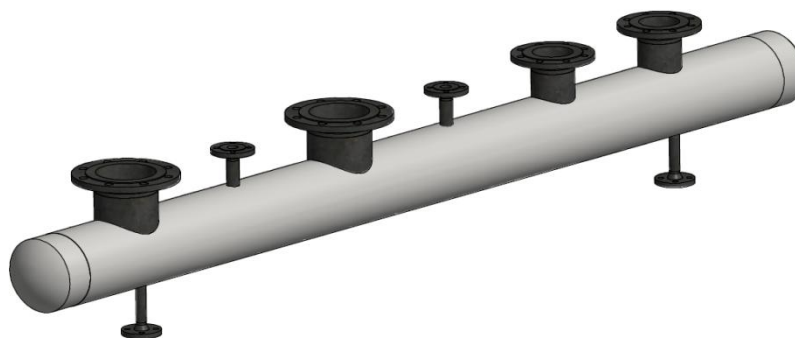
Σημαντικό κριτήριο επιλογής ενός καυστήρα είναι η αντίθλιψη που δημιουργεί ο λέβητας. **Αντίθλιψη** είναι το σύνολο των αντιστάσεων που συναντούν τα καυσαέρια κατά τη διέλευσή τους από τις επιφάνειες του λέβητα μέχρι να φτάσουν μέσω του καπναγωγού στην καπνοδόχο. Έτσι ο καυστήρας επιλέγεται ώστε να έχει την κατάλληλη **κατάθλιψη**. Κατάθλιψη είναι η πίεση με την οποία εισέρχεται ο αέρας στον καυστήρα ώστε να συντελεστεί η καύση. Η πίεση αυτή πρέπει να είναι τόση ώστε να υπερνικά τις αντιστάσεις που συναντούν τα καυσαέρια κατά τη διαδρομή τους μέσα στο λέβητα, δηλαδή την αντίθλιψη του λέβητα. Η αντίθλιψη και η κατάθλιψη μετρώνται σε mbar ή mmH<sub>2</sub>O.

## 2.7 Συλλέκτης ατμού

### 2.7.1 Αρχή λειτουργίας

Ο συλλέκτης ατμού (ατμοδιανομέας) είναι ένας κυλινδρικός σωλήνας στον οποίο εισέρχεται ο ατμός εξόδου του ατμολέβητα. Σκοπός της λειτουργίας του είναι να διαχωρίζεται η παροχή του ατμού σε επιμέρους, ανάλογα με τις διαφορετικές καταναλώσεις που υπάρχουν στην εγκατάσταση. Για το λόγο αυτό διαθέτει τα απαραίτητα στόμια που οδηγούν στην εκάστοτε κατανάλωση. Επίσης στην έξοδο του συλλέκτη, στη γραμμή κάθε κατανάλωσης, τοποθετείται ρυθμιστής μείωσης της πίεσης εφόσον χρειάζεται. Έτσι εκτός από διαχωρισμό των διαδρομών του ατμού επιτυγχάνεται και διαφοροποίηση της πίεσης σε κάθε διαδρομή.

Στο Σχήμα 2.4 φαίνεται ένας συλλέκτης ατμού με τις εισόδους και εξόδους του.



Σχήμα 2.4: Συλλέκτης ατμού (Steam Collector), (Σχέδιο Inventor Professional 2015)

## 2.8 Δοχείο στρατσώνας

### 2.8.1 Αρχή λειτουργίας

Το **δοχείο στρατσώνας** είναι ένα κάθετο κυλινδρικό δοχείο που παραλαμβάνει το θερμό νερό στρατσώνας του ατμολέβητα, ώστε να το ψύξει και στη συνέχεια να οδηγηθεί στην αποχέτευση. Το νερό που απομακρύνεται από τον ατμολέβητα βρίσκεται σε υψηλή θερμοκρασία και πίεση. Το γεγονός αυτό έχει ως αποτέλεσμα κατά την αποχώρηση από το λέβητα, λόγω πτώσης της πίεσης να δημιουργούνται ατμοποιήσεις του νερού. Συνεπώς η ύπαρξη του δοχείου στρατσώνας είναι πολύ σημαντική διότι επιτρέπει απαερίωση του ατμού/συμπυκνώματος και ψύξη του νερού ώστε αυτό να οδηγηθεί με ασφάλεια στην αποχέτευση.

Σε έναν ατμολέβητα επειδή ο παραγόμενος ατμός είναι προϊόν θέρμανσης νερού, κατά την ατμοποίηση τα περιεχόμενα στο νερό άλατα παραμένουν μέσα στο λέβητα και συμπυκνώνονται. Το γεγονός αυτό είναι ανεπιθύμητο διότι τα άλατα επικάθονται στις θερμαινόμενες επιφάνειες με αποτέλεσμα να μειώνεται η απόδοση του λέβητα. Για το λόγο αυτό αλλά και για λόγους διατήρησης της τιμής του pH στο νερό εντός των προδιαγραφών που ορίζονται, σε σταθερές χρονικές περιόδους είναι απαραίτητη η

απομάκρυνση τμήματος του συμπυκνωμένου νερού και η συμπλήρωση νερού με μικρή συγκέντρωση αλάτων. Το νερό που απομακρύνεται από τον ατμολέβητα οδηγείται στο δοχείο στρατσώνας. Η διαδικασία του στρατσωνισμού προκαλεί απώλεια ενέργειας διότι απομακρύνεται θερμό νερό και συμπληρώνεται από νερό χαμηλότερου ενεργειακού επιπέδου. Για το λόγο αυτό πραγματοποιείται όσο το δυνατό λιγότερο κατά τη λειτουργία του ατμολέβητα.

Στο Σχήμα 2.5 φαίνεται το δοχείο στρατσώνας ενός κυκλώματος νερού/ατμού βιομηχανικού λεβητοστασίου.



Σχήμα 2.5: Δοχείο Στρατσώνας (Σχέδιο Inventor Professional 2015)

## 2.9 Καπναγωγός - Καπνοδόχος

### 2.9.1 Αρχή λειτουργίας

Τα καυσαέρια που εξέρχονται από το λέβητα, όπως έχει αναφερθεί, οδηγούνται στην **καπνοδόχο** μέσω του **καπναγωγού**. Ο καπναγωγός πρέπει να είναι κατάλληλης διατομής ώστε να εξασφαλίζεται η απαιτούμενη ταχύτητα στα καυσαέρια προς την καπνοδόχο. Η διαστασιολόγηση, το ύψος και η μόνωση της καπνοδόχου είναι καθοριστικής σημασίας καθώς επηρεάζουν τον ελκυσμό των καυσαερίων. Ελκυσμός είναι το σύνολο των αντιστάσεων που πρέπει να υπερνικήσουν τα καυσαέρια ώστε να εξέλθουν ελεύθερα στην ατμόσφαιρα. Είναι ένα στοιχείο που επιδρά σημαντικά στην καλή λειτουργία και απόδοση του λέβητα.



Η κατασκευή της καπνοδόχου πρέπει να είναι τέτοια ώστε να εξασφαλίζεται:

- Η ομαλή ροή καυσαερίων σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας.
- Η στεγανότητα των τοιχωμάτων ώστε να μην διαφεύγουν τα αέρια
- Η αντοχή στα φορτία που δέχεται
- Η αντοχή σε συνθήκες που δημιουργούνται από τυχόν ανάφλεξη αποθέσεων στο εσωτερικό των καπνοδόχων
- Η αντοχή τους σε χημικές προσβολές που προκαλούνται από τα προϊόντα της καύσης
- Η θερμική μόνωση ώστε η θερμοκρασία εξωτερικής επιφάνειας να είναι κάτω των 50°C στη βάση της καπνοδόχου.

Στο Σχήμα 2.6 απεικονίζεται μια καπνοδόχος σχεδιασμένη στο Inventor Professional 2015.



Σχήμα 2.6: Καπνοδόχος (Σχέδιο Inventor Professional 2015)

## 2.10 Ηλεκτρικός Πίνακας

### 2.10.1 Αρχή λειτουργίας

Ο ηλεκτρικός πίνακας ελέγχει και ρυθμίζει αυτόματα τη λειτουργία του ατμολέβητα, του καυστήρα, της αντλίας τροφοδοσίας του νερού και του εξοπλισμού που συνοδεύουν το σύστημα. Ο πίνακας διαθέτει κατάλληλες διατάξεις επιτήρησης της θερμοκρασίας και της πίεσης σε κάθε στιγμή λειτουργίας του λέβητα.

Ο πίνακας διαθέτει κύκλωμα ασφαλείας το οποίο σε περίπτωση βλάβης που μπορεί να προκαλέσει καταστροφή τμήματος του λέβητα, τότε θέτει εκτός λειτουργίας τον λέβητα και σημαίνει συναγερμό.

Ο ηλεκτρικός πίνακας συνδέεται με:

- Το σύστημα τροφοδοσίας του καυσίμου. Ελέγχει και καθορίζει τη λειτουργία των βαλβίδων, αντλιών κλπ διατάξεων του καυστήρα και του ανεμιστήρα που καθορίζουν το λόγο αέρα-καύσης.
- Τη λειτουργία του καυστήρα. Όταν αναγνωρίσουν θερμοκρασία ή πίεση εκτός των προδιαγραφών του λέβητα τότε δίνουν εντολή στον καυστήρα να σταματήσει να λειτουργεί. Επίσης συσχετίζουν τη λειτουργία του καυστήρα με τη στάθμη του νερού εντός του λέβητα, έτσι ώστε να αυτή να βρίσκεται πάντα εντός των κατάλληλων ορίων.
- Τις αντλίες τροφοδοσίας νερού. Ο πίνακας καθορίζει την πίεση και την παροχή που θα δημιουργήσει η αντλία.
- Τα θερμοστοιχεία μέτρησης θερμοκρασίας ατμού και καυσαερίων
- Τους ελεγκτές πίεσης και πρεσοστάτες του ατμολέβητα. Οι πρεσοστάτες δίνουν την κατάλληλη πληροφορία στον πίνακα για τις συνθήκες πίεσης στο λέβητα. Με βάση αυτή την πληροφορία ο πίνακας ρυθμίζει την αναγκαία παροχή καυσίμου.
- Τα ηλεκτρόδια ελέγχου στάθμης του ατμολέβητα. Ο έλεγχος της στάθμης του νερού στο λέβητα είναι τεράστιας σημασίας για λόγους ασφαλείας και λειτουργίας του συστήματος. Αν η στάθμη πέσει κάτω από το όριο των σωλήνων τότε δημιουργείται υπερθέρμανση στο μέταλλο, με αποτέλεσμα να τρυπυργούν διαρροή καυσαερίου στο λέβητα. Αν η στάθμη είναι πολύ υψηλή τότε πέφτει ο βαθμός απόδοσης του λέβητα, καθώς με τον ατμό που εξέρχεται παρασύρονται και συμπυκνώματα.

Στην *Εικόνα 2.5* απεικονίζεται το περίβλημα ενός ηλεκτρικού πίνακα.



*Εικόνα 2.5:* Ηλεκτρικός Πίνακας Ελέγχου [14]

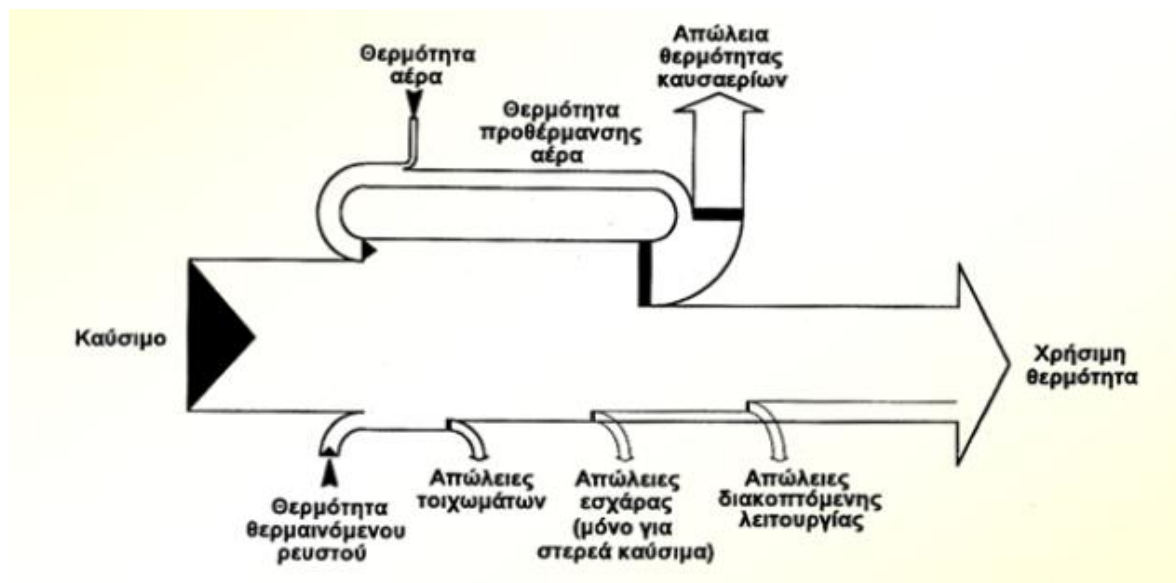
## 2.11 Ενεργειακές Απώλειες σε Ατμολέβητα

Σε ένα σύστημα καυστήρα-ατμολέβητα η τελική θερμική ισχύς ισούται με την θερμική ισχύ που παράγεται κατά την καύση αφαιρώντας τις απώλειες που χάνονται στα διάφορα σημεία. Η θερμική απόδοση των λέβητων που παράγουν κορεσμένο ατμό εξαρτάται από την ποσότητα των απωλειών. Οι τρόποι και το ποσό απωλειών ποικίλουν ανάλογα με τον τύπο του καυσίμου, τον τύπο του λέβητα και τη συνθήκες λειτουργίας. [15]

Ο εντοπισμός των απωλειών που παρουσιάζονται σε ένα τέτοιο κύκλωμα και η γνώση της αιτίας που τις προκαλούν είναι απαραίτητη προϋπόθεση για την εύρεση λύσεων για τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης. Οι απώλειες θερμότητας κατηγοριοποιούνται στις παρακάτω ευρείες κατηγορίες:

- Απορριπτόμενη θερμότητα από τα θερμά καυσαέρια στην ατμόσφαιρα
- Άκαυστος άνθρακας, ατελής καύση, υγρασία στο καύσιμο ή στον αέρα καύσης
- Ακτινοβολία, συναγωγή και αγωγιμότητα στις επιφάνειες των μετάλλων
- Από τη στρατσώνα του λέβητα
- Επιλογή υπερμεγέθους λέβητα σε μία εφαρμογή
- Διαρροές ατμού στο κύκλωμα
- Δημιουργία λεβητόλιθου ή συσσώρευση στάχτης στις θερμαινόμενες επιφάνειες του λέβητα

Στο *Διάγραμμα 2.1* απεικονίζονται οι τυπικές απώλειες ενέργειας σε ένα σύστημα καύσης (διάγραμμα Sankey)



Διάγραμμα 2.1: Τυπικό διάγραμμα Sankey του ισχοζυγίου ενέργειας σε λέβητα [16]

### 2.11.1 Απώλειες στα θερμά καυσαέρια

Το μεγαλύτερο ποσό ενέργειας σε ένα κύκλωμα ατμού/νερού χάνεται στα **θερμά καυσαέρια**. Η υψηλή θερμοκρασία και ο όγκος (παροχή όγκου) των καυσαερίων αποτελούν τους δύο βασικούς παράγοντες που βοηθούν στην εκτίμηση των απωλειών αυτών. Επομένως, μείωση αυτών των παραμέτρων οδηγούν σε αύξηση του βαθμού

απόδοσης του συστήματος. Ιδανικά, η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων θα έπρεπε να είναι ίση με τη θερμοκρασία εξόδου του ατμού από τον λέβητα, γεγονός που βάσει της αρχής μεταφοράς θερμότητας είναι αδύνατο. Η μεγάλη παροχή όγκου στα εξερχόμενα καυσαέρια μπορεί να οφείλεται είτε στην υπερβολική παροχή αέρα στο σύστημα καύσης, οπότε αυξάνεται και η ποσότητα αζώτου και η περίσσεια οξυγόνου στα καυσαέρια, είτε σε διαρροές που μπορεί να υπάρχουν εντός του λέβητα ή στον καπναγωγό.

Οι απώλειες λόγω καυσαερίων μπορούν να περιοριστούν λαμβάνοντας τα ακόλουθα μέτρα:

- Βελτίωση του λόγου αέρα-καύσης ( $\lambda$ ) ρυθμίζοντας την παροχή του αέρα ανάλογα με την παροχή του καυσίμου στον χώρο καύσης.
- Συντήρηση του λέβητα ανά τακτά χρονικά διαστήματα ώστε να διατηρούνται καθαρές οι επιφάνειες συναλλαγής θερμότητας
- Προσθήκη συστήματος ανάκτησης θερμότητας των καυσαερίων

Η κατάλληλη ρύθμιση του λόγου αέρα-καύσης είναι καθοριστικής σημασίας στον περιορισμό της απορριπτόμενης θερμότητας, καθώς μειώνουν την παροχή όγκου των καυσαερίων με αποτέλεσμα να μειώνεται η ταχύτητα των καυσαερίων. Αυτό οδηγεί στην καλύτερη απορρόφηση της θερμότητας κατά τη διέλευση τους από τις επιφάνειες, οπότε και στην μείωση της θερμοκρασίας εξόδου.

### 2.11.2 Απώλειες κατά την καύση

Η ατελής καύση οφείλεται στη στιγμιαία έλλειψη οξυγόνου στο σημείο καύσης. Η ατελής καύση απαιτεί περαιτέρω απελευθέρωση ενέργειας μέχρι την πλήρη καύση. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι στα προϊόντα της καύσης παράγονται ενώσεις, με κυριότερη το μονοξείδιο του άνθρακα ( $\text{CO}$ ), που κατακρατούν τμήμα της ενέργειας που είναι αποθηκευμένη στο καύσιμο.

Μία άλλη πηγή απωλειών κατά την καύση είναι η δημιουργία υδρατμών κατά την αντίδραση του αέρα καύσης με το περιεχόμενο υδρογόνου ( $\text{H}_2$ ) στο καύσιμο. Κατά τη διεργασία της καύσης καταναλώνεται ένα ποσό ενέργειας για τη δημιουργία των υδρατμών αυτών, το οποίο χάνεται στο περιβάλλον ως ατμοί του καυσαερίου που παρασύρονται.

Ανασταλτικός παράγοντας στην πλήρη αξιοποίηση της ενέργειας κατά την καύση είναι η παρουσία υγρασίας στον αέρα καύσης. Όταν υπάρχει υγρασία στον αέρα τότε δαπανάται έργο για την ξήρανση του πριν την έναρξη των αντιδράσεων καύσης.

Απώλειες θερμότητας κατά την καύση παρουσιάζονται επίσης λόγω της ύπαρξης άκαυστου άνθρακα στις διαδρομές του καυσαερίου και της ιπτάμενης τέφρας. Ο άκαυστος άνθρακας οφείλεται σε διακυμάνσεις στο χρόνο παραμονής του καυσαερίου στο χώρο καύσης, σε διακυμάνσεις στη θερμοκρασία καύσης και σε μεταβολές στην περιεκτικότητα του καυσίμου σε υγρασία. Η τέφρα αποτελεί το άκαυστο προϊόν της καύσης. Πρόκειται για ενώσεις στη σύσταση του καυσίμου οι οποίες δεν μπορούν να καούν. Η ποσότητα τέφρας που παράγεται κατά την καύση είναι δεδομένο χαρακτηριστικό κάθε καυσίμου.

### **2.11.3 Απώλειες ακτινοβολίας και συναγωγής**

Κατά τη μεταφορά θερμότητας από τα καυσαέρια στο νερό που βρίσκεται εντός του λέβητα παρατηρούνται απώλειες λόγω ακτινοβολίας από τη φλόγα. Επίσης παρατηρούνται απώλειες λόγω αγωγής και συναγωγής στις θερμές μεταλλικές επιφάνειες εντός του λέβητα και στις εξωτερικές επιφάνειες που έρχονται σε επαφή με το περιβάλλον. Το ποσό αυτών των απωλειών εξαρτώνται από τη θερμοκρασία που αναπτύσσονται στα μέταλλα και από το εμβαδό της θερμαινόμενης επιφάνειας μέσα στο λέβητα. Για τον περιορισμό αυτών των απωλειών λαμβάνονται δύο βασικά μέτρα. Πρώτον, κατά το σχεδιασμό υπολογίζεται μικρή ειδική φόρτιση επιφάνειας, δηλαδή κάθε στοιχειώδες τμήμα επιφάνειας να αναλαμβάνει μικρό ποσό ενέργειας. Δεύτερον, είναι απαραίτητη η τοποθέτηση μόνωσης κατάλληλου πάχους και από υλικό με μεγάλη ανθεκτικότητα στη μεταφορά θερμότητας.

### **2.11.4 Απώλειες στρατσωνισμού**

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, στον ατμολέβητα η συγκέντρωση των διαλυμένων στερεών όπως: NaCl, Na<sub>2</sub>CO<sub>3</sub>, Na<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>, κλπ, αυξάνεται συνεχώς, λόγω της ατμοποίησης του νερού. Όταν η συγκέντρωση υπερβεί το όριο διαλυτότητας τότε σχηματίζεται λάσπη. Ως εκ τούτου, σε συγκεκριμένα χρονικά διαστήματα αποστραγγίζεται μία ποσότητα νερού από το λέβητα ώστε να διατηρούνται τα επίπεδα των διαλυμένων στερεών στο νερό και του pH εντός των προδιαγραφών που ορίζονται από το πρότυπο. Ο ρυθμός αποστράγγισης εξαρτάται από τον τύπο του λέβητα, από την πίεση λειτουργίας, από την ποιότητα του αποσκλήρυνμένου νερού τροφοδοσίας και από τη χημική επεξεργασία του νερού στο κύκλωμα. Οι απώλειες στρατσωνισμού περιορίζονται σημαντικά όταν γίνεται σωστή αποσκλήρυνση και χημική επεξεργασία του νερού. Στους σύγχρονους λέβητες η βαλβίδα στρατσωνισμού λειτουργεί αυτόματα με επιτήρηση από τον ηλεκτρικό πίνακα, ώστε να ανανεώνεται το νερό με όσο το δυνατό μικρότερες ενεργειακές απώλειες.

### **2.11.5 Απώλειες λόγω μεγάλου μεγέθους λέβητα**

Αυτές οι απώλειες παρουσιάζονται σε εφαρμογές όπου η ζήτηση σε ατμό είναι κατά πολύ μικρότερη από τη δυναμικότητα του λέβητα. Αυτό μπορεί να συμβεί στις περιπτώσεις όπου σχεδιάζεται επέκταση μίας μονάδας, χωρίς να έχει συμβεί ακόμα, ή όταν η ζήτηση διαφέρει ανάλογα με την εποχή. Οι απώλειες αυτές οφείλονται στο γεγονός ότι φορτίζονται πολύ μεγαλύτερες επιφάνειες από τις αναγκαίες, άρα οι σταθερές απώλειες είναι αυξημένες. Μία λύση σε τέτοια προβλήματα είναι η εγκατάσταση δύο ή τριών μικρότερης δυναμικότητας λεβήτων σε αντικατάσταση ενός μεγάλου. Έτσι, υπάρχει η δυνατότητα λειτουργίας του αναγκαίου αριθμού λεβήτων ανάλογα με τη ζήτηση ατμού.

### **2.11.6 Απώλειες διαρροής ατμού**

Η συνεχής λειτουργία ενός κυκλώματος νερού/ατμού καταπονεί τις συνδέσεις μεταξύ των σωληνώσεων και τον εξοπλισμό. Έτσι, παρατηρούνται διαρροές ατμού, αυξανόμενες με την παλαιότητα του κυκλώματος, στις φλάντζες σύνδεσης των σωληνώσεων, σε σωληνοεξαρτήματα όπου είναι συγκολλημένα στο δίκτυο, στις βαλβίδες του κυκλώματος, στις ατμοπαγίδες και στον υπόλοιπο εξοπλισμό. Το ποσό των διαρροών αυτών εξαρτάται

από τη διάμετρο των σωληνώσεων και των ανοιγμάτων και από την πίεση λειτουργίας. Επίσης, η σωστή λειτουργία των ατμοπαγίδων του συστήματος είναι καθοριστικής σημασίας στις διαρροές ατμού. [17]

### **2.11.7 Απώλειες λόγω δημιουργίας λεβητόλιθου**

Στις σωληνώσεις και εντός του λέβητα η παρουσία αλάτων και διαλυμένων στερεών στο νερό δημιουργούν την παρουσία λεβητόλιθου στις μεταλλικές επιφάνειες. Οι συνέπειες αυτού του φαινομένου είναι [18]:

- Στένωση της διατομής του σωλήνα μέχρι τελικού φραγμού
- Ελάττωση του συντελεστή θερμοπερατότητας
- Δημιουργία τοπικών υπερθερμάνσεων με αποτέλεσμα τη δημιουργία οπών στα μεταλλικά στοιχεία του ατμολέβητα
- Άφρισμα και μεταφορά ακαθαρσιών στον εξοπλισμό του κυκλώματος με αποτέλεσμα τη δημιουργία φθοράς
- Αύξηση της θερμοκρασίας των εξερχόμενων καυσαερίων

## **2.12 Επίλογος κεφαλαίου**

Αναλύοντας την δομή και τα μέρη του κυκλώματος νερού/ατμού κατανοούνται πλήρως όλες οι διεργασίες και εντοπίζονται οι απώλειες του συστήματος. Η ροή της ενέργειας που δαπανάται και το μέγεθος και το σημείο των απωλειών, αποτελούν σημαντική γνώση και πληροφορία για όλες τις βιομηχανικές μονάδες οι οποίες στηρίζουν την ανάπτυξη τους στην εξοικονόμηση ενέργειας. Βασικοί στόχοι πλέον αποτελούν η μείωση των απωλειών και η αύξηση την ενεργειακής αποδοτικότητας.

### 3 Economizer (Οικονομητήρας Καυσαερίων)

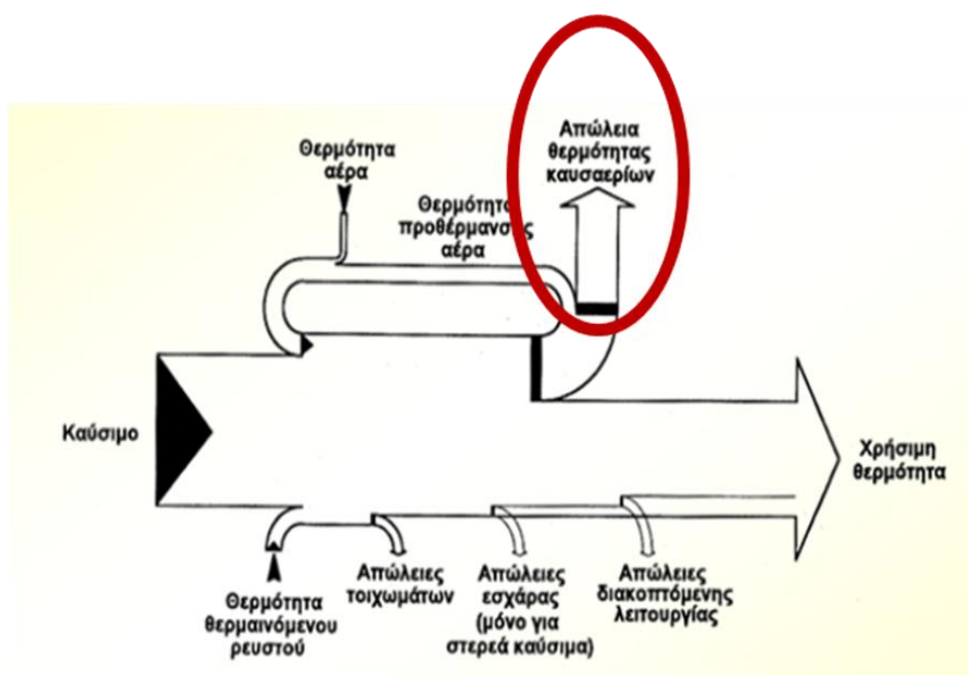
#### 3.1 Εισαγωγή

Στο σύγχρονο επιχειρησιακό περιβάλλον, της αβεβαιότητας, της αυξημένης ανταγωνιστικότητας και των έντονων απαιτήσεων για ελαχιστοποίηση του χρόνου και του κόστους παραγωγής με ταυτόχρονη διασφάλιση ποιότητας, αναγκαία λύση για τη βιωσιμότητα των βιομηχανιών, αποτελεί η μέγιστη δυνατή αξιοποίηση των πόρων και η συνεχής βελτίωση των παραγωγικών μέσων και δυνατοτήτων. Είναι προφανές, ότι μελέτες που προσανατολίζονται και αφορούν στην βελτιστοποίηση του συστήματος παραγωγής, είναι χρήσιμες για όλες τις παραγωγικές μονάδες, ανεξαρτήτου μεγέθους και τύπου παραγόμενου προϊόντος, εφόσον έτσι επιτυγχάνεται συστηματοποίηση, εξοικονόμηση ενέργειας και απλούστευση των εργασιών.

Συγκεκριμένα, στο κομμάτι του συστήματος που αφορά το δίκτυο ατμού, οι σύγχρονες πρακτικές προσανατολίζονται στον εντοπισμό και την ποσοτικοποίηση των απωλειών του λεβητοστασίου στοχεύοντας στην ανάκτησή τους. Η εξοικονόμηση ενέργειας μέσω θερμικών ανακτήσεων ή ενεργειακών παρεμβάσεων είναι στο επίκεντρο, εφόσον έχει οφέλη τόσο οικονομικά (μείωση κατανάλωσης καυσίμου και πόρων, μείωση του κόστους λειτουργίας, βελτίωση απόδοσης του συστήματος κ.α.) όσο και οικολογικά (μείωση ρύπων, εξοικονόμηση ορυκτών αποθεμάτων, αίσθημα κοινωνικής ευθύνης κ.α.).

#### 3.2 Ανάκτηση θερμότητας

Όπως περιγράφηκε και νωρίτερα μια κατηγορία ενεργειακών απωλειών του συστήματος καύσης του λέβητα, είναι οι θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον που οφείλονται σε απώλειες από τα καυσαέρια, οι οποίες είναι ανάλογες της παροχής τους και της θερμοκρασίας τους. Αυτές αποτελούν τις κυριότερες πηγές απορριπτόμενης θερμότητας των παραγωγικών συστημάτων των σύγχρονων βιομηχανιών. Στο κομμάτι αυτό λοιπόν εστιάζει η μελέτη της παρούσας εργασίας.



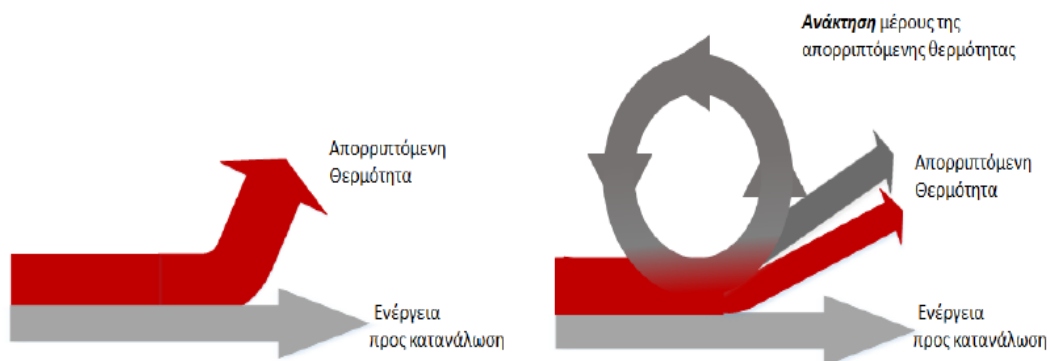
Στόχος είναι η εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων που παράγεται από τη διεργασία της καύσης και έως τώρα παραμένει αναξιοποίητη αφού αποβάλλεται κατευθείαν στην ατμόσφαιρα. Αυτό επιτυγχάνεται με ανάκτηση της θερμότητας, η οποία είναι μια διαδικασία αξιοποίησης μέρους της απορριπτόμενης θερμότητας από κάποια μονάδα παραγωγής.

Οι μέθοδοι ανακτήσεως θερμότητας από τα κύρια θερμά ρεύματα είναι δύο:

- ✚ Ανάκτηση και χρησιμοποίηση της θερμότητας στην ίδια διεργασία και
- ✚ Ανάκτηση και μεταφορά της θερμότητας σε άλλη διεργασία

Η πρώτη μέθοδος έχει το πλεονέκτημα ότι το σύστημα ανακτήσεως λειτουργεί όταν λειτουργεί και η διεργασία. Έτσι είναι δυνατόν να προβλεφθεί από τον αρχικό σχεδιασμό της διεργασίας, η ικανοποίηση μέρους των αναγκών της σε θερμότητα με την ανάκτηση, χωρίς να υπάρχουν προβλήματα πλεονασμάτων ή ελλειμμάτων λόγω διακοπών λειτουργίας. Το μειονέκτημα της μεθόδου αυτής, είναι ότι η θερμότητα που ανακτάται περιορίζεται από τις θερμικές ανάγκες της συγκεκριμένης διεργασίας.

Το μειονέκτημα αυτό δεν υπάρχει στην δεύτερη κατηγορία, όταν εξάγεται δηλαδή η θερμότητα σε άλλη διεργασία. Τα προβλήματα σε αυτή τη μέθοδο εμφανίζονται όταν μία από τις δύο διεργασίες διακόψει ή μειώσει τον ρυθμό λειτουργίας της, οπότε και δεν υπάρχει πια ισοζύγιο θερμότητας. [16]



Σχήμα 3.1: Λειτουργία Ανάκτησης Θερμότητας [19]

Οι διατάξεις ανάκτησης της θερμότητας από τα απορριπτόμενα θερμά ρεύματα ονομάζονται εναλλάκτες θερμότητας. Είναι οι συσκευές που χρησιμοποιούνται για τη μεταφορά της θερμικής ενέργειας μεταξύ δύο ρευστών διαφορετικής θερμοκρασίας.



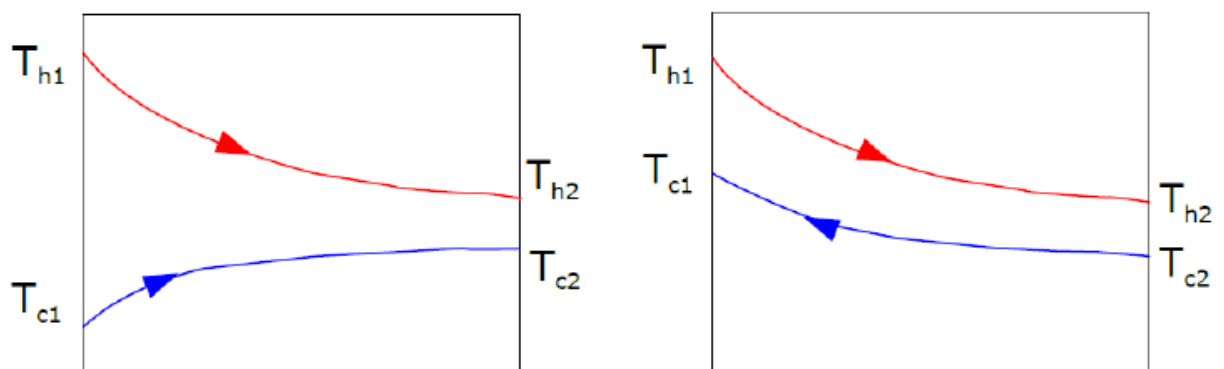
### 3.3 Εναλλάκτες θερμότητας

#### 3.3.1 Ορισμός / Αρχή λειτουργίας

Ο εναλλάκτης θερμότητας είναι μία διάταξη στην οποία γίνεται μεταφορά θερμότητας από ένα ρεύμα θερμού ρευστού (υγρού ή αερίου) σε ένα ρεύμα ψυχρού ρευστού, χωρίς να γίνεται ανάμιξη των δύο ρευστών. [10] Η μετάδοση της ενέργειας (θερμότητας) είναι δυνατή όταν υπάρχει θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των ρευστών και γίνεται πάντα από περιοχές υψηλότερων θερμοκρασιών σε χαμηλότερων θερμοκρασιών. Κατά τη διαδικασία αυτή παρουσιάζεται πτώση της θερμοκρασίας του θερμότερου ρευστού και αύξηση του ψυχρότερου μέχρι τη στιγμή που γίνεται εξίσωση των δύο θερμοκρασιών, οπότε λαμβάνει τέλος η μετάδοση ενέργειας. Τα τοιχώματα συναλλαγής θερμότητας είναι συνήθως κατασκευασμένα από μέταλλο ή άλλη ουσία υψηλής θερμικής αγωγιμότητας, για να διευκολύνουν την ανταλλαγή, ενώ περιμετρικά οι εξωτερικές επιφάνειες είναι επικαλυμμένες από θερμομόνωση για να αποθαρρύνει τη διαφυγή θερμότητας από τον εναλλάκτη.

Στα θερμικά κυκλώματα οι εναλλάκτες θερμότητας αποτελούν τις βασικότερες συνιστώσες των συστημάτων ανάκτησης θερμότητας. Χρησιμοποιούνται για την αύξηση της θερμοκρασίας ενός ρευστού από συναλλαγή με ένα ήδη υπάρχον θερμό ρεύμα στο κύκλωμα. Με τον τρόπο αυτό εξασφαλίζεται εξοικονόμηση ενέργειας διότι για το θερμαίνον ρευστό δεν καταναλώνεται άμεσα καύσιμο. Η βέλτιστη όμως χρήση τους και ο κατάλληλος σχεδιασμός τους επηρεάζει τη συνολική κατανάλωση καυσίμου σε μία βιομηχανία. Ο ρυθμός μετάδοσης της θερμότητας καθορίζεται από τις φυσικές ιδιότητες των ρευστών, από τη ροή τους, τις θερμοκρασίες τους και από την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας. Το τελευταίο μέγεθος αποτελεί τη βασικότερη παράμετρο υπολογισμού ενός εναλλάκτη θερμότητας και εξαρτάται από τη διαφορά θερμοκρασίας και το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του κάθε ρευστού.

Παρακάτω, Σχήμα 3.2, παρουσιάζεται το γενικό σχήμα εναλλάκτη θερμότητας όπου φαίνεται η ροή του ψυχρού και θερμού ρεύματος.



Σχήμα 3.2: Ροή ρευστών εντός εναλλάκτη θερμότητας [20]

### 3.3.2 Βασικά Είδη Εναλλακτών Θερμότητας

Οι εναλλάκτες θερμότητας (heat exchangers) ταξινομούνται με βάση τον τρόπο κατασκευής τους ή με βάση την κατεύθυνση της ροής των ρευστών.

Με βάση την κατεύθυνση της ροής διακρίνονται σε:

- Ομοροής (Όταν εκτελείται παράλληλη ροή των δύο ρευστών και μάλιστα κινούνται προς την ίδια κατεύθυνση)
- Αντιροής (Όταν εκτελείται παράλληλη ροή των δύο ρευστών αλλά κινούνται σε αντίθετες κατευθύνσεις)
- Σταυρωτής ροής (Όταν τα δύο ρευστά κινούνται κάθετα το ένα ως προς το άλλο).

Η εναλλασσόμενη θερμότητα στην κατάσταση αντιροής είναι πολύ μεγαλύτερη από την εναλλασσόμενη θερμότητα σε κατάσταση ομοροής ενώ στην σταυρωτή ροή βρίσκεται ενδιάμεσα στις δύο παραπάνω. Ευνόητο είναι ότι συμφέρει η κατασκευή εναλλακτών που να λειτουργούν σε συνθήκες αντιροής. Στην πράξη όμως, σπάνια συναντάται εναλλάκτης που λειτουργεί αποκλειστικά και μόνο με ένα από τα παραπάνω τρία συστήματα. Συνήθως η ροή είναι συνδυασμός των παραπάνω (ανά τμήματα διαφορετικές καταστάσεις ροής.) [21]

Με βάση τον τρόπο κατασκευής διακρίνονται σε:

- Πλακοειδείς (plate & frame)
- Αυλών – κελύφους (shell & tube)
- Ομόκεντρων Σωλήνων (tube in tube)
- Στοιχεία πτερυγιοφόρων αυλών (finned coils).

#### • Πλακοειδής Εναλλάκτης (Plate heat exchanger)

Στον πλακοειδή εναλλάκτη η μετάδοση θερμότητας μεταξύ των δύο ρευστών γίνεται μέσω μεταλλικών πλακών. Τα ελάσματα αυτά συνήθως είναι κυματοειδούς μορφής και χωρίζουν σε δύο περιοχές τον εναλλάκτη, όπου από τη μία διέρχεται το θερμαινόμενο ρευστό ενώ από την άλλη το ψυχρότερο. Η κυματοειδής μορφή προσδίδει αύξηση της θερμαινόμενης επιφάνειας μεταξύ των ρευστών. Στον τύπο αυτό, η κατάσταση ροής είναι κυρίως η αντιροή.

Τα βασικά πλεονεκτήματα των πλακοειδών εναλλακτών είναι ότι λόγω της μεγάλης επιφάνειας των πλακών παρουσιάζουν μεγάλη απόδοση σε μικρό όγκο κατασκευής. Αυτό σημαίνει ότι η μεταφορά θερμότητας γίνεται με μεγάλη ταχύτητα. Το μικρό πάχος των ελασμάτων ευνοούν περαιτέρω την ανταλλαγή θερμότητας. Η μεγάλη πυκνότητα επιφάνειας που παρουσιάζουν σε συνδυασμό με την απλότητα στην κατασκευή τους καθιστούν αυτούς τους εναλλάκτες πιο οικονομικούς σε σύγκριση με τους υπόλοιπους τύπους εναλλακτών.

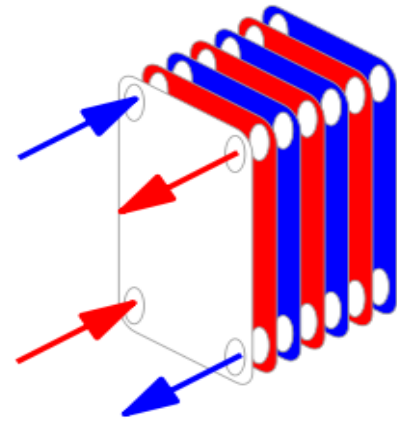
Μειονεκτήματα αυτών των κατασκευών είναι ότι λόγω των μικρών διατομών διέλευσης των ρευστών και της κυματοειδούς επιφάνειας των πλακών, παρουσιάζουν σημαντική αντίσταση στη ροή και υψηλή απώλεια τριβών. Ως εκ τούτου υπάρχει μεγάλη πτώση πίεσης από την είσοδο έως την έξοδο. Επίσης συγκριτικά με τους εναλλάκτες σωλήνων – κελύφους έχουν πολύ μικρότερη αντοχή σε θερμοκρασία και σε πίεση, εξαιτίας της

μορφής τους και του μικρού πάχους των πλακών. Επομένως, η πιο ενδεδειγμένη χρήση τους είναι σε περιπτώσεις όπου τα δύο ρευστά είναι σε υγρή μορφή (θερμό νερό – ψυχρό νερό) και δεν υπάρχει διαθέσιμη μεγάλη διαφορά θερμοκρασίας.

Στην *Εικόνα 3.1α* φαίνεται ένας πλακοειδής εναλλάκτης και στην *Εικόνα 3.1β* σε σκίτσο η ροή των δύο ρευμάτων σε έναν τέτοιο εναλλάκτη.



*Εικόνα 3.1α:* Πλακοειδής εναλλάκτης



*Εικόνα 3.1β:* Ροή σε πλακοειδή εναλλάκτη [15]

- **Εναλλάκτης Κελύφους - Σωλήνων (Shell & tubes exchanger)**

Πρόκειται για τον συνηθέστερο τύπο βιομηχανικού εναλλάκτη θερμότητας. Αποτελείται από μία δέσμη παράλληλων σωλήνων μέσα στους οποίους ρέει το ένα ρευστό και από ένα κέλυφος που περιβάλλει τους σωλήνες και χρησιμεύει και ως οδηγός ροής του άλλου ρευστού. Τα άκρα των σωλήνων προσαρμόζονται σε τρύπες δύο μετωπικών ελασμάτων (Tube Sheets) με συγκόλληση. Οι οπές των σωλήνων πάνω στις αυλοφόρες αυτές πλάκες, ακολουθούν συμμετρική διάταξη όπου τα κέντρα τους σχηματίζουν είτε τετράγωνα είτε ισόπλευρα τρίγωνα. Δεν υπάρχουν περιορισμοί σχετικά με τον αριθμό των αυλών, αρκεί η μεταξύ τους απόσταση να είναι τέτοια ώστε να μπορούν να καθαρίζονται εύκολα.

Γενικά η βασική μορφή αυτού του τύπου εναλλάκτη θερμότητας καλύπτεται από τα εξής μέρη:

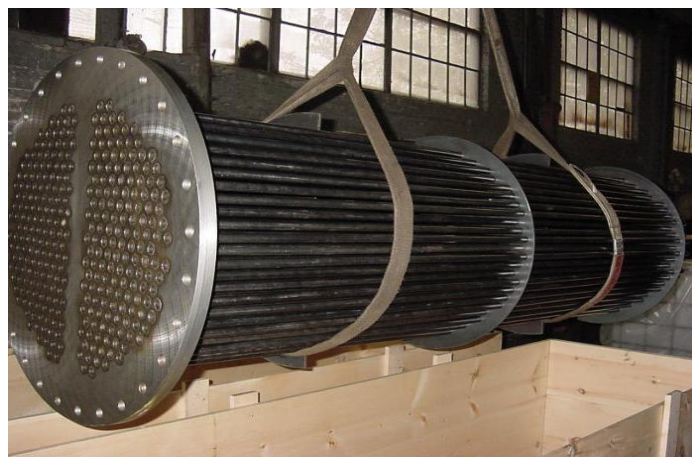
- **Κέλυφος (Shell):** Είναι ο εξωτερικός κύλινδρος κατασκευασμένος ανάλογα με τις απαιτήσεις από διάφορα μέταλλα ή κράματα. Το συνηθέστερο χρησιμοποιούμενο μέταλλο είναι το ατσάλι (carbon steel).
- **Αυλοί (Tubes):** Είναι το πλέγμα των αυλών που βρίσκεται στο εσωτερικό του κελύφους.
- **Ανακλαστήρες (Baffles):** Μεταλλικά ελάσματα εγκατεστημένα εγκάρσια ή κατά μήκος του κελύφους για την αλλαγή πορείας και ανάδευση των υγρών, όπως επίσης και για στηρίγματα των αυλών. Είναι το μέρος του εναλλάκτη μαζί με την δέσμη των αυλών που παθαίνει τις μεγαλύτερες διαβρώσεις.

- Σύνδεσμοι απορροφήσεως θερμικών διαστολών και συστολών (Expansion Joints) ή απλά δακτύλιοι διαστολής.
- Μετωπικά ελάσματα (Tubes Sheets): Είναι κυκλικοί δίσκοι προσαρμοζόμενοι στα δυο άκρα του κελύφους. Έχουν τρύπες συμμετρικά ανοιγμένες μέσα από τις οποίες περνούν και στηρίζονται οι αυλοί. Το στήριγμα των αυλών γίνεται ή με κόλλημα ή με εκτόνωση.
- Καπάκια του κελύφους (Shell Cover): Κλείνουν το ένα ή και τα δύο (ανάλογα του τύπου του κελύφους) ανοικτά μέρη του κελύφους
- Στόμια (Nozzles) εισαγωγής εξαγωγής υγρών
- Εξαεριστήρες (Vents) για να βγαίνει ο αέρας.
- Σημεία αποστραγγίσεως του κελύφους (Drain Connection).
- Θάλαμοι εισαγωγής- εξαγωγής (Channels) [10]

Όπως γίνεται αντιληπτό από τα παραπάνω, σε αυτό το είδος εναλλάκτη, επιτυγχάνεται μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας και υψηλοί συντελεστές μεταφοράς θερμότητας λόγω της μεγάλης ταχύτητας των ρευστών εντός και εκτός των σωλήνων. Και αυτό γιατί οι αυλοί που χρησιμοποιούνται έχουν διαστάσεις διαφορετικές από τους συνήθεις σωλήνες μεταφοράς των ρευστών, με λεπτότερα τοιχώματα και σχετικά μικρές διαμέτρους.

Αυξάνοντας λοιπόν την ταχύτητα των ρευστών, αυξάνεται ο συντελεστής μεταφοράς, αλλά παράλληλα αυξάνεται σημαντικά και η πτώση πίεσης. Αυτό είναι και το βασικό μειονέκτημα αυτής της κατασκευής. Η πτώση πίεσης μας αφορά, διότι σχετίζεται άμεσα με την ισχύ άντλησης. Επομένως αυξημένες πτώσεις πίεσης εντός του εναλλάκτη αυξάνουν την ισχύ άντλησης και συνεπώς το λειτουργικό κόστος του εναλλάκτη, διότι τα βοηθητικά εξαρτήματα (αντλίες, ανεμιστήρες) που χρησιμοποιούνται καταναλώνουν ενέργεια. Πέρα από τον οικονομικό παράγοντα, και οι απαιτήσεις της διεργασίας συχνά επιβάλλουν μικρή πτώση πίεσης διότι ενδέχεται τα κατασκευαστικά υλικά να μην αντέχουν τις τάσεις αυξημένων πιέσεων και θερμοκρασιών. Ωστόσο, η μειωμένη πτώση πίεσης δεν αποτελεί κανόνα αλλά απαιτείται να βρίσκεται μια χρυσή τομή ανάμεσα στην πτώση πίεσης και το μέγεθος του εναλλάκτη.

Στην *Εικόνα 3.2* απεικονίζεται το εσωτερικό στοιχείο ενός εναλλάκτη κελύφους και σωλήνων με δύο αυλοφόρες πλάκες και ενδιάμεσα διαφράγματα και στην *Εικόνα 3.3* ένας εναλλάκτης με σωλήνες τύπου U



*Εικόνα 3.2:* Εσωτερικό στοιχείο εναλλάκτης κελύφους-σωλήνων



Εικόνα 3.3: Ολόκληρη η κατασκευή εναλλάκτη κελύφους-σωλήνων σε μορφή U

- **Εναλλάκτης Ομόκεντρων Σωλήνων (Tube in Tube exchanger)**

Αποτελεί τον απλούστερο τύπο εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος μπορεί να λειτουργήσει είτε με σύστημα ομορροής των δύο ρευστών είτε με αντιρροής. Αποτελείται από δύο ομοαξονικούς σωλήνες τον έναν μέσα στον άλλον. Το ένα ρευστό ρέει διαμέσου του μικρότερου εσωτερικού σωλήνα και το δεύτερο στο χώρο που παρεμβάλλεται μεταξύ των σωλήνων.

Ο εναλλάκτης ομόκεντρων σωλήνων είναι ιδανικός για εφαρμογές υψηλών πιέσεων, διότι λόγω των μικρών διαστάσεων είναι οικονομική η κατασκευή και συντήρησή του.

Χρησιμοποιείται σε απλές διατάξεις που εξυπηρετούν χαμηλές παροχές και απαιτούνται μικρές μεταβολές των θερμοκρασιών των ρευστών (μικρής δυναμικότητας βιομηχανίες). Δηλαδή έχει χαμηλή αποτελεσματικότητα και αν είναι μεγάλης κλίμακας καταλαμβάνει πολύ χώρο.

Στην Εικόνα 3.4 φαίνεται η διάταξη που περιγράφηκε νωρίτερα



Εικόνα 3.4: Εναλλάκτης Ομόκεντρων Σωλήνων (tube in tube)

- **Στοιχείο Πτερυγοφόρων Αυλών (Finned Coil)**

Ανάλογα με την πυκνότητα του στοιχείου των αυλών οι εναλλάκτες διαχωρίζονται σε συμπαγείς και μη συμπαγείς. Οι συμπαγείς εναλλάκτες αφήνουν λεπτά περάσματα στο ρευστό που κινείται μεταξύ κελύφους και σωλήνων. Εντός των σωλήνων, που συγκολλούνται εκατέρωθεν σε αυλοφόρες πλάκες, κινείται το θερμαίνον ρευστό. Επιπλέον, αυτοί οι αυλοί φέρουν στην εξωτερική τους πλευρά ειδικά διαμορφωμένα πτερύγια, τα οποία αυξάνουν την επιφάνεια μετάδοσης της θερμότητας, με αποτέλεσμα την βελτίωση της απόδοσης του εναλλάκτη. Εδώ η ροή των ρευστών είναι εγκάρσια και αντίθετη (σταυρωτή ροή).

Τα στοιχεία πτερυγοφόρων αυλών έχουν υψηλή αποδοτικότητα μεταφοράς θερμότητας, χαμηλό βάρος και το σύστημα δουλεύει σε χαμηλότερη θερμοκρασία. Παρουσιάζουν υψηλές τιμές του λόγου της επιφάνειας θερμοεναλλαγής προς τον όγκο τους, για αυτό και εξυπηρετούν ευρύτατα εφαρμογές με αυστηρούς περιορισμούς βάρους και όγκου. Συνήθως, αυτός ο τύπος εναλλάκτη κελύφους, χρησιμοποιείται για την μεταφορά θερμότητας μεταξύ αερίων ή γενικά μεταξύ ρευστών με μικρό συντελεστή συναγωγής.

Ένα παράδειγμα αυτής της κατηγορίας εναλλάκτη αποτελεί ο οικονομητήρας νερού-καυσαερίων (economizer) που αναλύεται παρακάτω.

Στην *Εικόνα 3.5* παρουσιάζονται οι συνηθισμένες μορφές πτερυγίων και στην *Εικόνα 3.6* ένα στοιχείο πτερυγοφόρων αυλών σε μορφή U



*Εικόνα 3.5*



*Εικόνα 3.6*

### 3.3.3 Σχηματισμός Αποθέσεων

Κατά τη διάρκεια λειτουργίας ενός εναλλάκτη, οι μεταλλικές επιφάνειες συναλλαγής θερμότητας καλύπτονται από στρώμα οξειδίων, αλάτων και λοιπών αποθέσεων, που εξαρτώνται από το είδος του ρευστού που τις διαρρέει. Ο σχηματισμός αποθέσεων (fouling), μπορεί να οφείλεται στην ελάττωση της διαλυτότητας και κρυστάλλωση των αλάτων, στον πολυμερισμό και σε άλλες φυσικοχημικές αντιδράσεις που επιταχύνονται στις υψηλές θερμοκρασίες. Τα σημεία που εμφανίζονται εντονότερα επικαθίσεις είναι τα θερμαινόμενα τοιχώματα των εναλλακτών.

Οι εναποθέσεις αυτές έχουν μικρή θερμική αγωγιμότητα με αποτέλεσμα την ελάττωση του ρυθμού μετάδοσης της θερμότητας. Και εκτός από το γεγονός ότι είναι μονωτικές, προκαλούν επιπλέον και πτώση πίεσης η οποία αυξάνεται με την αύξηση του όγκου τους.

Επομένως, οι εναλλάκτες πρέπει να υπόκεινται περιοδικά σε καθαρισμούς (συνήθως υδροβολή υψηλής πίεσης), ώστε να επιτευχθεί η όσο το δυνατόν καλύτερη απομάκρυνση των αποθέσεων που δημιουργούν προβλήματα απόδοσης. Αν το ρευστό δημιουργεί πολλές αποθέσεις ή διάβρωση, τότε είναι προτιμότερο να περνάει από το εσωτερικό των σωλήνων παρά από το κέλυφος, γιατί το εσωτερικό των αυλών καθαρίζεται ευκολότερα.



## 3.4 Οικονομητήρας καυσαερίων (Economizer)

### 3.4.1 Ορισμός και αρχή λειτουργίας

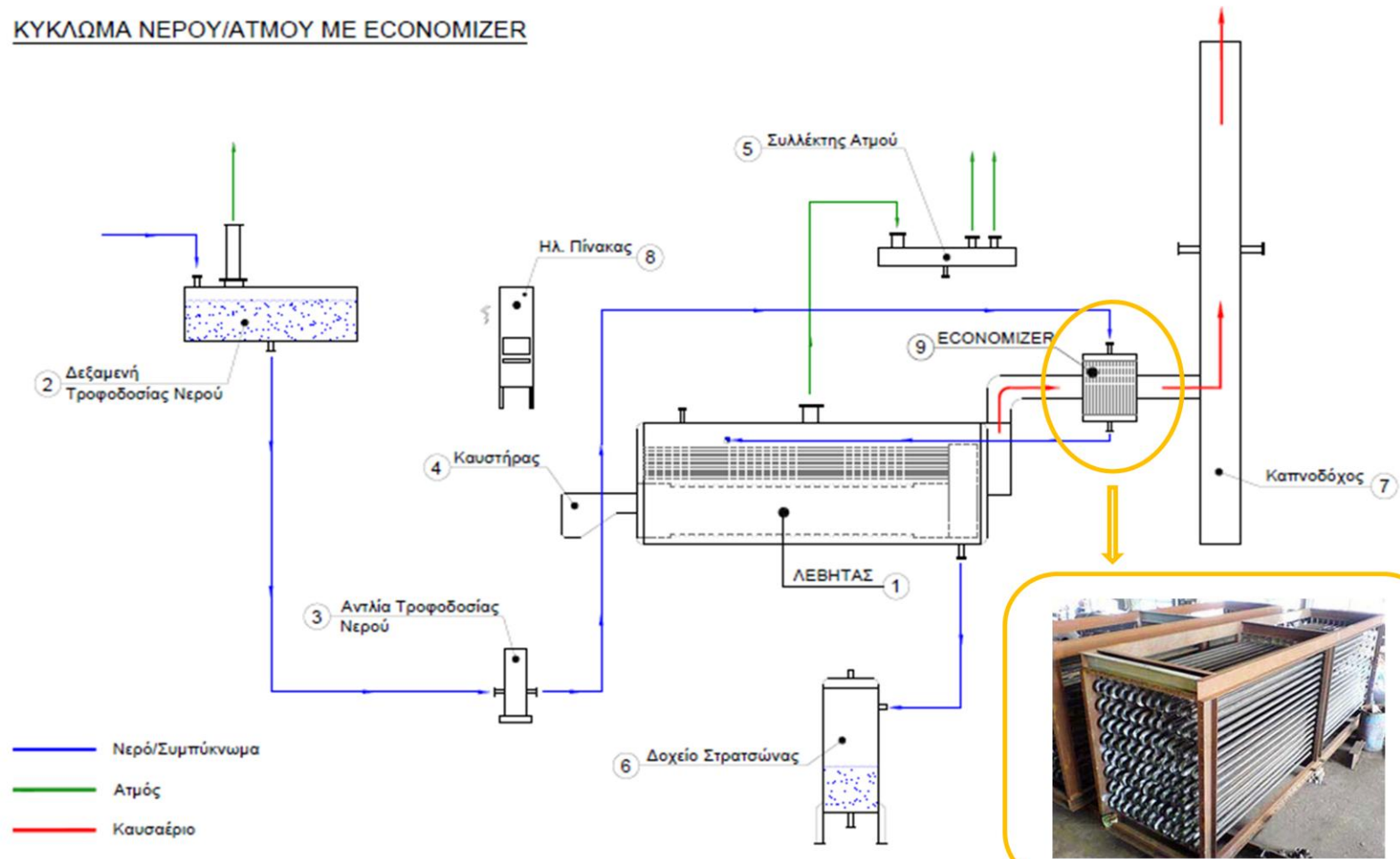
Ο οικονομητήρας θερμών καυσαερίων (economizer) είναι μία μηχανική διάταξη που αποσκοπεί στη μείωση της κατανάλωσης ενέργειας με παράλληλη αύξηση του ρυθμού ατμού και της απόδοσης του συστήματος. Είναι μια συσκευή συναλλαγής θερμότητας που θερμαίνει ρευστά ή ανακτά την υπολειπόμενη θερμότητα από το προϊόν καύσης, δηλαδή τα καυσαέρια σε μια θερμική μονάδα παραγωγής ενέργειας προτού απελευθερωθούν στην ατμόσφαιρα μέσω της καμινάδας. Ουσιαστικά συλλέγεται-ανακτάται η απορριπτόμενη θερμότητα αυτών και χρησιμοποιείται για την προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας του λέβητα, που τελικά θα μετατραπεί σε κορεσμένο ατμό. [22]

Το economizer ανήκει στην τέταρτη κατηγορία (που αναφέρθηκε νωρίτερα) συμπαγών εναλλακτών κελύφους με στοιχείο πτερυγιοφόρων αυλών (finned coil). Είναι δηλαδή ένας εναλλάκτης θερμότητας αερίου/υγρού με τον οποίο επιτυγχάνεται η μεταφορά της θερμότητας από τα καυσαέρια στο νερό που πρόκειται να χρησιμοποιηθεί για την τροφοδοσία του λέβητα. Το συνολικά διαθέσιμο θερμικό φορτίο των καυσαερίων εξαρτάται από την ατμοπαραγωγή και από την πίεση λειτουργίας του λέβητα του κυκλώματος.

Τοποθετείται στη γραμμή του καπναγωγού μετά την έξοδο των καυσαερίων του λέβητα και πριν την είσοδό τους στην καπνοδόχο. Επομένως η διάταξη του κυκλώματος νερού-ατμού παίρνει πλέον τη μορφή που απεικονίζεται στο *Σχήμα 3.3*.



### ΚΥΚΛΩΜΑ ΝΕΡΟΥ/ΑΤΜΟΥ ΜΕ ECONOMIZER



Σχήμα 3.3

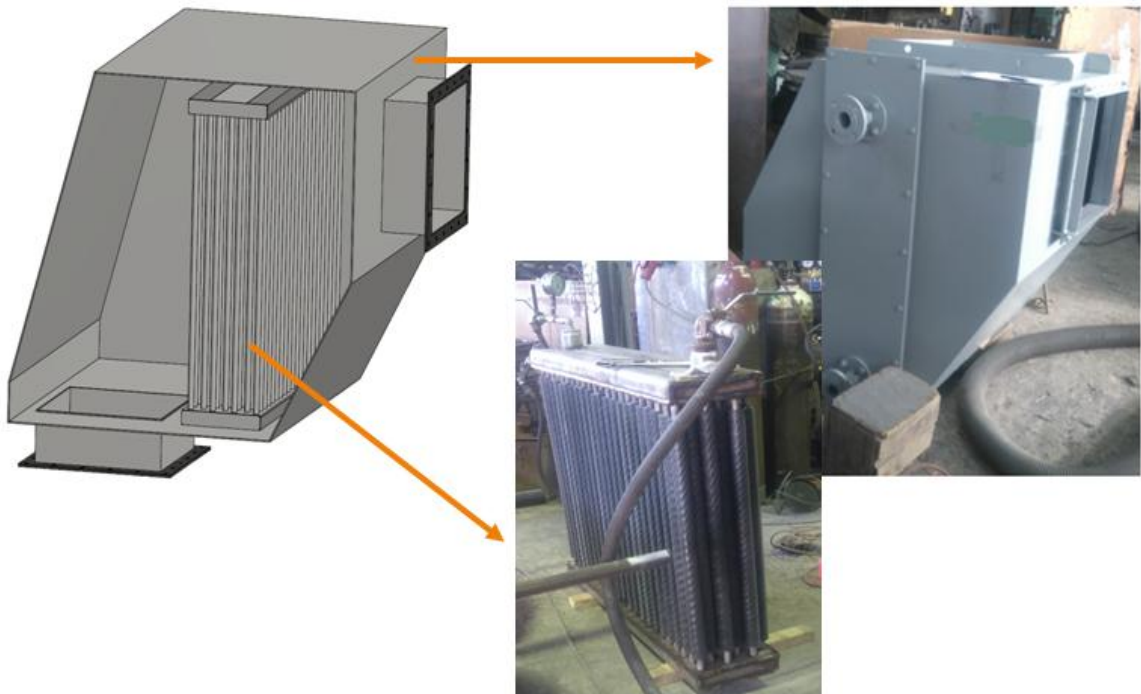


### 3.4.2 Δομή

Ο οικονομητήρας αποτελείται από:

- Δύο (2) στόμια κατάλληλης διαμέτρου με φλάντζα για την είσοδο και την έξοδο των καυσαερίων.
- Το κυρίως σώμα, το κέλυφος, μέσα από το οποίο διέρχονται τα καυσαέρια και είναι τοποθετημένο το ντάμπερ (damper) και το στοιχείο θέρμανσης του νερού.
- Το στοιχείο θέρμανσης του νερού, που αποτελείται από συστοιχία πτερυγιοφόρων αυλών σε κατάλληλη διάταξη με δύο (2) στόμια εισόδου κρύου νερού και εξόδου ζεστού νερού.
- Τη διάταξη ντάμπερ (damper), χειροκίνητα ή εναλλακτικά αυτόματα ρυθμιζόμενη, με τη βοήθεια σερβοκινητήρα και κατάλληλου κυκλώματος αυτοματισμού. Να αναφερθεί εδώ ότι το ντάμπερ είναι μία διάταξη η οποία ρυθμίζει την ποσότητα των καυσαερίων που θα διέλθουν από τον εναλλάκτη με βάση την επιθυμητή θερμοκρασία του εξερχόμενου νερού.
- Ηλεκτρικό πίνακα αυτοματισμού και ελέγχου της λειτουργίας του.
- Όργανα αυτοματισμού, ελέγχου και ασφαλείας (ασφαλιστική βαλβίδα, θερμοστοιχεία, θερμοστάτες κλπ.)

Στην *Εικόνα 3.7* φαίνεται η διάταξη ενός βιομηχανικού οικονομητήρα καυσαερίων με το εσωτερικό αυλωτό στοιχείο του και το περίβλημά του.



*Εικόνα 3.7:* Βιομηχανικός Οικονομητήρας καυσαερίων (Economizer)

### 3.5 Επίλογος κεφαλαίου

Στο επίκεντρο βρίσκεται η εξοικονόμηση ενέργειας μέσω θερμικών ανακτήσεων. Στόχος είναι η εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων που αποβάλλεται στην ατμόσφαιρα χωρίς να αξιοποιείται σε άλλες διεργασίες. Αυτό επιτυγχάνεται με τη βοήθεια των διατάξεων ανάκτησης θερμότητας, τους εναλλάκτες θερμότητας, οι οποίοι χρησιμοποιούνται για τη μεταφορά της θερμικής ενέργειας μεταξύ δύο ρευστών διαφορετικής θερμοκρασίας.

Παρουσιάστηκαν αναλυτικά τα είδη των εναλλακτών θερμότητας με βάση τη ροή των ρευστών και τα κατασκευαστικά τους χαρακτηριστικά. Σε αυτήν την κατηγορία βιομηχανικών διατάξεων ανήκει και ο οικονομητήρας θερμών καυσαερίων (economizer) που θα τοποθετηθεί στο κύκλωμα νερού-ατμού ώστε να συλλεχθεί η απορριπτόμενη θερμότητα των καυσαερίων και να χρησιμοποιηθεί για την προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας του ατμολέβητα.

Περιγράφηκε πλήρως η αρχή λειτουργίας και η δομή ενός economizer, ώστε να κατανοηθούν τα μεγέθη και τα σημεία που παίζουν σημαντικό ρόλο για την ορθή μελέτη και το σωστό σχεδιασμό του. Η τοποθέτηση του οικονομητήρα καυσαερίων, γίνεται στην γραμμή του καπναγωγού και τα θερμοδυναμικά μεγέθη του, προκύπτουν σε άμεση εξάρτηση με όλου του δικτύου ατμοπαραγωγής.

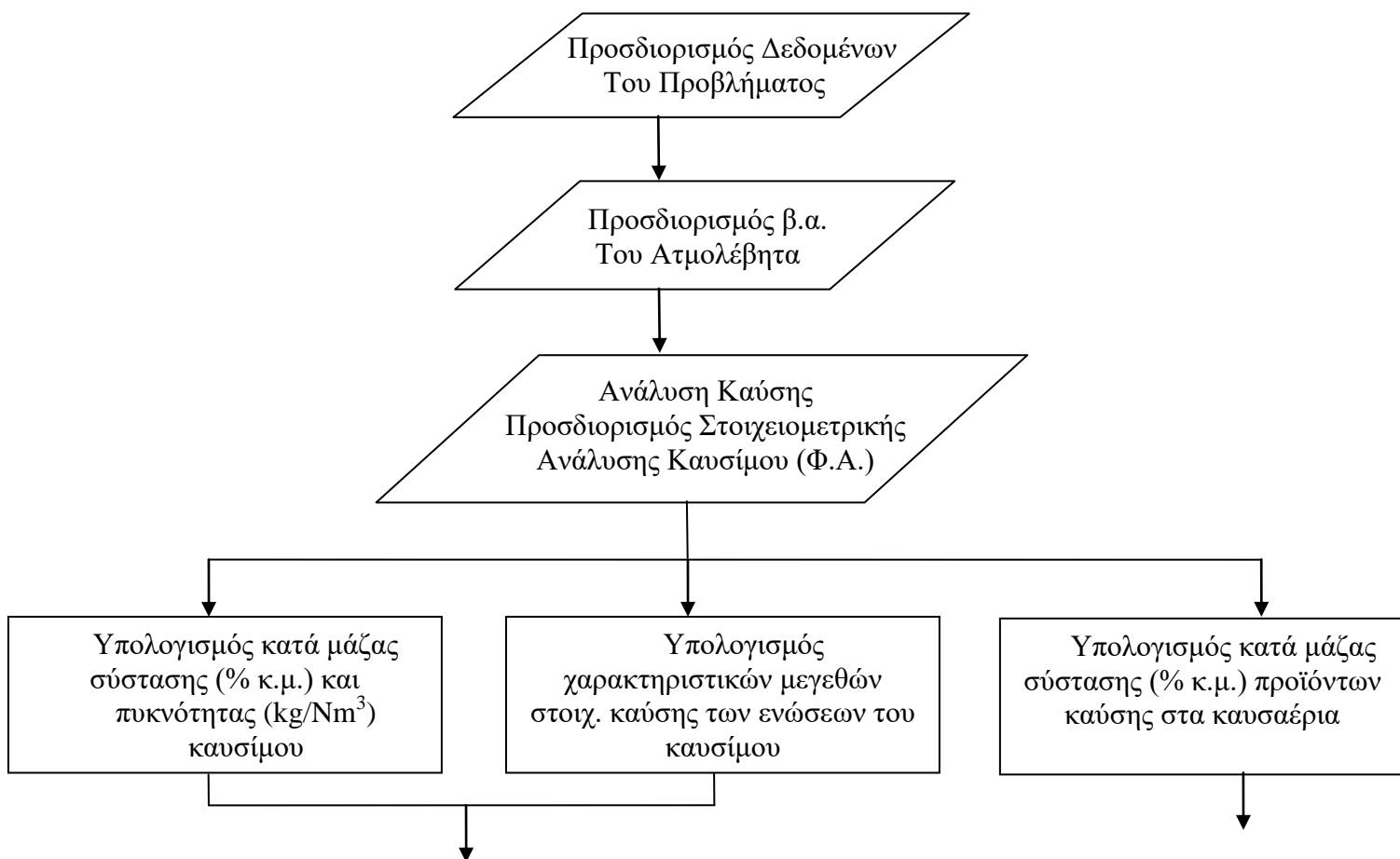
## 4 Υπολογισμός εναλλάκτη καυσαερίων – νερού

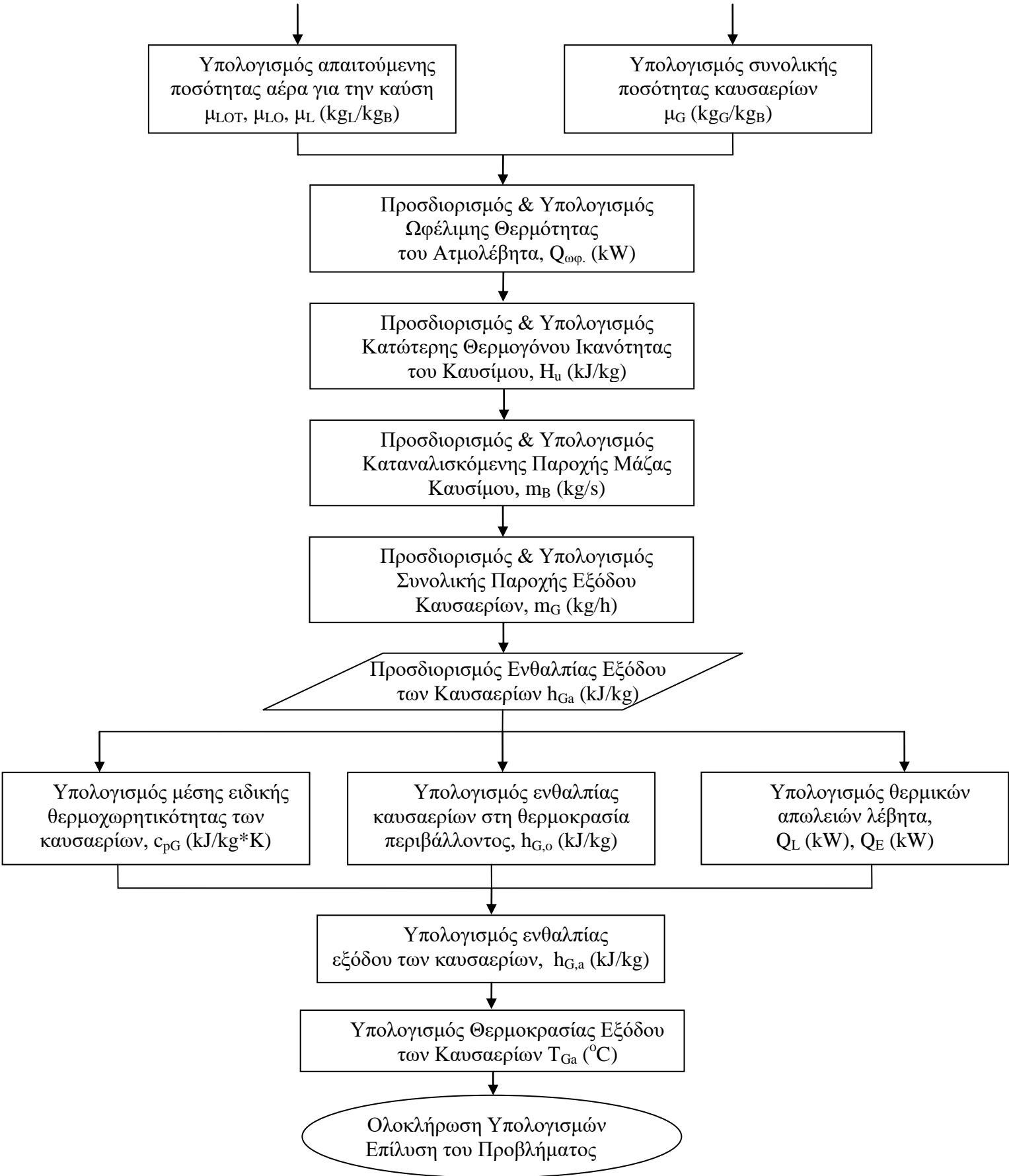
### 4.1 Εισαγωγή

Σε ένα δίκτυο νερού/ατμού, όπως αναφέρθηκε, επιλέγεται η τοποθέτηση εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων (economizer) με σκοπό τη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του συστήματος. Το κεφάλαιο αυτό αποσκοπεί στην παρουσίαση των υπολογισμών που καθορίζουν τη διαστασιολόγηση του economizer με δεδομένα το καύσιμο και το μέγεθος της παραγόμενης ισχύος του λέβητα. Επίσης θα γίνει σύγκριση στην κατανάλωση καυσίμου, οπότε και στο βαθμό απόδοσης, στην λειτουργία χωρίς και με economizer.

### 4.2 Δίκτυο Ατμού χωρίς Economizer

Στο διάγραμμα ροής που ακολουθεί παρουσιάζονται τα βήματα υπολογισμού που ακολουθούνται για τον προσδιορισμό του βαθμού απόδοσης ενός λέβητα ατμού χωρίς την παρουσία εναλλάκτη ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων.





Σχήμα 4.1: Διάγραμμα ροής υπολογισμού παροχής & θερμοκρασία καυσαερίων ατμολέβητα.

Η μελέτη αφορά υδραυλωτό ατμολέβητα βιομηχανικής εφαρμογής παραγόμενης παροχής ξηρού κορεσμένου ατμού στο πλήρες φορτίο,  $m_D = 2.500\text{kg/h}$  για μέση θερμοκρασία νερού τροφοδοσίας στο λέβητα  $T_w = 80^\circ\text{C}$ , ονομαστικής πίεσης λειτουργίας,  $P_{\text{λειτουργ.}} = 10\text{barg}$  και πίεση υπολογισμού  $PS = 11\text{barg}$ . Το καταναλισκόμενο καύσιμο της διεργασίας είναι φυσικό αέριο, NG.

Στον πίνακα 4.1 δίνονται τα δεδομένα για τις συνθήκες λειτουργίας του ατμολέβητα στο πλήρες φορτίο.

Δεδομένα Μεγέθη	Συμβολισμός	Τιμή μεγέθους	Μονάδα Μέτρησης
Ονομαστική παροχή ξηρού κορεσμένου ατμού	$m_D$	2.500	kg/h
Μέση Θερμοκρασία Εισόδου του Νερού	$T_{w,i}$	80	$^\circ\text{C}$
Άμεσος Βαθμός Απόδοσης Λέβητα	$\eta$	0,9 ή 90%	-
Ονομαστική Πίεση Λειτουργίας Λέβητα	$P_{\text{λειτουργ.}}$	10	barg
Πίεση Υπολογισμού Λέβητα	PS	11,0	barg
Λόγος Αέρα - Καυσίμου	$\lambda$	1,2	-
Καταναλισκόμενο Καύσιμο Διεργασίας	NG	<b>Φυσικό Αέριο</b>	

Πίνακας 4.1: Δεδομένα μεγέθη για τις συνθήκες λειτουργίας του Ατμολέβητα.

#### 4.2.1 Προσδιορισμός Βαθμού Απόδοσης

Ο βαθμός απόδοσης ( $\eta$ ) του ατμολέβητα ορίζεται ως το πηλίκο της ωφέλιμης θερμότητας που παράγεται ( $Q_{\omega\phi}$ ) προς την καταναλισκόμενη θερμότητα κατά τη διεργασία της καύσης ( $Q_{\text{καταν.}}$ ) και υπολογίζεται ως εξής:

$$\eta = \frac{Q_{\omega\phi} \text{ [kW]}}{Q_{\text{καταν.}} \text{ [kW]}} = \frac{Q_{\text{καταν.}} - Q_{\text{απ}} \text{ [kW]}}{Q_{\text{καταν.}} \text{ [kW]}}$$

Το ωφέλιμο έργο ( $Q_{\omega\phi}$ ) υπολείπεται του προσδιδόμενου ( $Q_{\text{καταν.}}$ ) κατά τις απώλειες που έχουν περιγραφεί στο κεφάλαιο 2, με αποτέλεσμα πάντοτε ο βαθμός απόδοσης να είναι μικρότερος από τη μονάδα.

Αναλύοντας τις θερμικές απώλειες που περιγράφηκαν στο κεφάλαιο 2 και την καταναλισκόμενη θερμότητα, ο βαθμός απόδοσης του ατμολέβητα γράφεται:

$$\eta = \frac{Q_{\text{καταν.}} - Q_E - Q_L - Q_G \text{ [kW]}}{Q_{\text{καταν.}} \text{ [kW]}} = \frac{m_B \times H_u - Q_E - Q_L - m_B \times \mu_G \times (h_{Ga} - h_{Go})}{m_B \times H_u} \quad [4.2.1]$$

όπου:

- **$Q_E$  [kW]:** η θερμική ισχύς που αντιστοιχεί στις απώλειες θερμότητας που παρατηρούνται στο χώρο καύσης.

Αυτές οφείλονται στο γεγονός ότι το καύσιμο είτε δεν καίγεται όλο είτε δεν καίγεται πλήρως. Έτσι οι απώλειες αυτές συμβαίνουν είτε διότι το καύσιμο εισέρχεται στο λέβητα πριν προλάβει να καεί είτε διότι τοπικά δεν επιτυγχάνεται ο απαιτούμενος βαθμός ανάμειξης καυσίμου και αέρα καύσης με αποτέλεσμα να συμβαίνει ατελής καύση στιγμιαία.

Ο βαθμός απόδοσης ως προς τις απώλειες αυτές για καυστήρα υγρού καυσίμου λαμβάνει τιμές:  $\eta_E = 0,98 - 0,99$  και για καυστήρα αέριου καυσίμου:  $\eta_E = 1,0$ .

- **$Q_L$  [kW]:** η θερμική ισχύς που αντιστοιχεί στις απώλειες θερμότητας στο περιβάλλον με επαφή, μεταφορά και ακτινοβολία

Οι απώλειες αυτές εξαρτώνται από το μέγεθος του ατμολέβητα, το φορτίο λειτουργίας του και το είδος του καυσίμου.

Αλγεβρικά είναι:  $Q_L = c \times Q_{\omega\phi}$ ,  $c = 0,0113$  για υγρά και αέρια καύσιμα

- **$Q_G$  [kW]:** η θερμική ισχύς που αντιστοιχεί στις απώλειες θερμότητας στο περιβάλλον με το καυσαέριο.

Η θερμότητα που περιέχεται στο καυσαέριο, εξαιτίας της θερμοκρασίας του, εκλύεται στο περιβάλλον και αποτελεί την σημαντικότερη απώλεια του ατμολέβητα. Αλγεβρικά η θερμότητα αυτή εκφράστηκε στην σχέση [2], όπου:

- $\mu_G$  [kg<sub>B</sub>/kg<sub>G</sub>]: η μάζα των καυσαερίων ανά κιλό πραγματικά καίόμενου καυσίμου.
- $m_B$  [kg/s]: η ποσότητα του καυσίμου που καίγεται στον ατμολέβητα στη μονάδα του χρόνου
- $h_{Ga}$  [kJ/kg]: η ενθαλπία του καυσαερίου στην έξοδό του από τον ατμολέβητα
- $h_{Go}$  [kJ/kg]: η ενθαλπία του καυσαερίου στη θερμοκρασία περιβάλλοντος

- **$Q_{\text{καταν.}}$  [kW]:** η θερμική ισχύς που καταναλώνεται κατά τη διεργασία της καύσης ώστε να παραχθεί το προσδιδόμενο έργο.

Η θερμότητα αυτή εξαρτάται από την παροχή του καυσίμου και από τη θερμογόνο ικανότητα του καυσίμου, όπου:

- $m_B$  [kg/s]: η ποσότητα του καυσίμου που καίγεται στον ατμολέβητα στη μονάδα του χρόνου
- $H_u$  [kJ/kg]: Η κατώτερη θερμογόνο ικανότητα του καυσίμου, δηλαδή η θερμική ενέργεια που απελευθερώνεται κατά την καύση της μονάδας μάζας του καυσίμου. Η κατώτερη θερμογόνο ικανότητα υπολείπεται της ανώτερης όση είναι η ενέργεια του καυσίμου που χάνεται επειδή το περιεχόμενο υδρογόνο μέσα στο καύσιμο εξέρχεται στην ατμόσφαιρα στη μορφή υδρατμών και όχι υγροποιημένο.



#### 4.2.2 Ανάλυση Καύσης

Για τον προσδιορισμό των μεγεθών που χαρακτηρίζουν την απόδοση του συστήματος θα πρέπει αρχικά να γίνει η ανάλυση καύσης.

Στον Πίνακα 4.2 παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά του καυσίμου και η στοιχειομετρική του ανάλυση.

Καύσιμο	Φυσικό Αέριο (Αλγερινό)
Στοιχειομετρική Ανάλυση Καυσίμου (% κ.ο.)	
Μεθάνιο (CH <sub>4</sub> )	91,2
Αιθάνιο (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	6,5
Προπάνιο (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	1,1
Βουτάνιο (C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )	0,2
Πεντάνιο (C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> ) & βαρύτερα	0,0
Άζωτο (N <sub>2</sub> )	1,0
Διοξείδιο του Άνθρακα (CO <sub>2</sub> )	0,0
Τέφρα (επί του συνόλου της μάζας του καυσίμου)	0,0
Υγρασία (επί του συνόλου της μάζας του καυσίμου)	0,0
Άθροισμα	<b>100,0</b>

Πίνακας 4.2: Στοιχειομετρική Ανάλυση Αλγερινού Φυσικού Αερίου [23]

Δεδομένου του μοριακού βάρους και της πυκνότητας κάθε ένωσης του καυσίμου προκύπτει η κατά μάζα σύστασή του (% κ.μ.) και η πυκνότητά του ρ (kg/Nm<sup>3</sup>). Αυτά παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.3.

Κατά μάζα σύσταση καυσίμου (% κ.μ.)	
Μεθάνιο (CH <sub>4</sub> )	83,76
Αιθάνιο (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	11,19
Προπάνιο (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	2,78
Βουτάνιο (C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> )	0,67
Πεντάνιο (C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> ) & βαρύτερα	0,0
Άζωτο (N <sub>2</sub> )	1,6
Διοξείδιο του Άνθρακα (CO <sub>2</sub> )	0,0
Τέφρα (επί του συνόλου της μάζας του καυσίμου)	0,0
Υγρασία (επί του συνόλου της μάζας του καυσίμου)	0,0
Άθροισμα	<b>100,0</b>
<b>Πυκνότητα στους 0°C ρ (kg /Nm<sup>3</sup>)</b>	<b>0,78</b>

Πίνακας 4.3: Κατά μάζα σύσταση καυσίμου, πυκνότητα καυσίμου στους 0°C και 1atm.

Για τον υπολογισμό των μεγεθών καύσης γίνεται χρήση των δεδομένων του Πίνακα 4.4 όπου παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη στοιχειομετρικής καύσης των ενώσεων του φυσικού αερίου.

Χαρακτηριστικά μεγέθη στοιχειομετρικής καύσης ενώσεων Φ.Α.									
Όνομα	Σύμβολο	$\mu_{O_2}$	$\mu_{LO_T}$	$\mu_{CO_2}$	$\mu_{SO_2}$	$\mu_{N_2O}$	$\mu_{GO_T}$	$\mu_{(H_2O)_B}$	$\mu_{GO}$
		kg/kg	kg/kg	kg/kg	kg/kg	kg/kg	kg/kg	kg/kg	kg/kg
Μεθάνιο	CH <sub>4</sub>	3,99	17,189	2,743	-	13,199	15,943	2,246	18,189
Αιθάνιο	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	3,725	16,049	2,927	-	12,324	15,251	1,798	17,049
Προπάνιο	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	3,629	15,634	2,994	-	12,005	15	1,634	16,634
Βουτάνιο	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	3,579	15,42	3,029	-	11,841	14,87	1,55	16,42
Υδρατός	H <sub>2</sub> O	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	1,0	1,0
Άζωτο	N <sub>2</sub>	0,0	0,0	0,0	0,0	1,0	1,0	0,0	1,0
Οξυγόνο	O <sub>2</sub>	1,0	4,308	0,0	0,0	3,308	3,308	0,0	3,308

Πίνακας 4.4: Χαρακτηριστικά μεγέθη ενώσεων Φ.Α. [7]

Επομένως ο απαιτούμενος ξηρός αέρας για στοιχειομετρική καύση,  $\mu_{LO_T}$  [kg<sub>LT</sub>/kg<sub>B</sub>] είναι:

$$\mu_{LO_T} = \sum_i \gamma_i \times \mu_{LO_Ti} = 16,73 \text{ kg}_{LT}/\text{kg}_B$$

Λαμβάνοντας δεδομένη την υγρασία του αέρα ως  $X_{H_2O_L} = 0,01$  [kg<sub>L</sub>/kg<sub>LT</sub>], υπολογίζεται ο απαιτούμενος υγρός αέρας για στοιχειομετρική καύση  $\mu_{LO}$  [kg<sub>L</sub>/kg<sub>B</sub>] ως εξής:

$$\mu_{LO} = \mu_{LO_T} \times (1 + X_{H_2O_L}) = 16,90 \text{ kg}_L/\text{kg}_B$$

Από τον Πίνακα 4.1 όπου παρουσιάστηκαν τα δεδομένα μεγέθη και συνθήκες λειτουργίας της εγκατάστασης έχει ληφθεί ως τιμή λόγου αέρα καύσης,  $\lambda = 1,2$ . Επομένως, ο απαιτούμενος υγρός αέρας για καύση με τη δεδομένη περίσσεια αέρα,  $\mu_L$  [kg<sub>L</sub>/kg<sub>B</sub>], θα είναι:

$$\mu_L = \lambda \times \mu_{LO} = 20,278 \text{ kg}_L/\text{kg}_B$$

Κάνοντας χρήση των χαρακτηριστικών μεγεθών για στοιχειομετρική καύση του αερίου και λαμβάνοντας υπόψη το λόγο αέρα καυσίμου,  $\lambda=1,2$ , στον Πίνακα 4.5 παρουσιάζεται η συνολική μάζα του καυσαερίου.

Κατά μάζα σύσταση του καυσαερίου [kg/kg <sub>B</sub> ]			
		[kg <sub>G</sub> /kg <sub>B</sub> ]	[% κ.μ.]
CO <sub>2</sub>	μ <sub>CO2</sub>	2,728	12,82
SO <sub>2</sub>	μ <sub>SO2</sub>	0,000	0,00
N <sub>2</sub>	μ <sub>N2</sub>	15,433	72,53
O <sub>2</sub>	μ <sub>O2</sub>	0,778	3,66
H <sub>2</sub> O	μ <sub>H2O</sub>	2,339	10,99
<b>Συνολική μάζα καυσαερίου</b>	<b>μ<sub>G</sub></b>	<b>21,278</b>	<b>100</b>

Πίνακας 4.5: Κατά μάζα σύσταση του καυσαερίου

Η συνολική ποσότητα του καυσαερίου, μ<sub>G</sub> [kg<sub>G</sub>/kg<sub>B</sub>] θα είναι:

$$\mu_G = \sum_i \mu_{Gi} = \mu_{CO_2} + \mu_{SO_2} + \mu_{H_2O} + \mu_{N_2} + \mu_{O_2} = 21,278 \text{ kg}_G/\text{kg}_B$$

#### 4.2.3 Υπολογισμός παροχής & θερμοκρασίας καυσαερίων

Για τον υπολογισμό της συνολικής παροχής των καυσαερίων, m<sub>G</sub> [kg/h], και της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων στο περιβάλλον, T<sub>Ga</sub> [°C], θεωρείται ότι ο βαθμός απόδοσης του λέβητα είναι η = 0,9 (90%).

Η ωφέλιμη θερμότητα του ατμολέβητα που μελετάται θα ισούται με το γινόμενο της παροχής μάζας ατμού, m<sub>D</sub>, με τη διαφορά ενθαλπίας του κορεσμένου ατμού σε πίεση υπολογισμού 11barg, h''(11barg, 184,05°C) με την ενθαλπία του νερού εισόδου στο λέβητα θερμοκρασίας T<sub>w</sub> = 80°C. Θα είναι δηλαδή:

$$Q_{\omega\phi} = m_D \times (h''_{11barg} - h_{w80^\circ C}) = \frac{2500}{3600} \times (2781 - 335,5) = 1.698,26 \text{ [kW]}$$

Η κατώτερα θερμογόνος ικανότητα του καυσίμου, λαμβάνοντας υπόψη την πυκνότητα του καυσίμου που υπολογίστηκε προηγουμένως σε θερμοκρασία 0°C και πίεση ατμοσφαιρική, είναι:

$$H_u = 37.440 \text{ [kJ/Nm}^3\text{]} / 0,78 \text{ [kg / Nm}^3\text{]} = 48.000 \text{ [kJ/kg]}.$$

Επομένως η καταναλισκόμενη παροχή του καυσίμου για την παραγωγή του επιθυμητού Q<sub>ωφ</sub> είναι:

$$m_B = \frac{Q_{\omega\phi}}{n \times H_u} = \frac{1.698,26}{0,90 \times 48.000} = 0,0393 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = 141,52 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

Υπολογίζεται η συνολική ποσότητα καυσαερίου που εκλύεται μέσω της καπνοδόχου, m<sub>G</sub> [kg/h], θεωρώντας βαθμό απόδοσης εστίας η<sub>E</sub> = 1,0 επειδή ο καυστήρας είναι για αέριο καύσιμο. Επομένως έχουμε:

$$m_G = \mu_G \times m_B \times \eta_E = 21,278 \times 141,52 \times 1,0 = 3.011,30 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

Οι θερμικές απώλειες του λέβητα λόγω μεταφοράς και ακτινοβολίας θα είναι:

$$Q_L = c \times Q_{\omega\phi} = 0,0113 \times 1.698,26 = 19,19 [kW]$$

Για να προσδιοριστεί η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων, απαιτείται προηγουμένως ο υπολογισμός της ενθαλπίας των καυσαερίων στη θερμοκρασία περιβάλλοντος,  $h_{G0}$  [kJ/kg], και στη θερμοκρασία εξόδου από τον ατμολέβητα,  $h_{Ga}$  [kJ/kg]. Η συσχέτιση μεταξύ της θερμοκρασίας του ρευστού με την ενθαλπία του γίνεται μέσω της ειδικής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερή πίεση,  $c_p$  [kJ/kg.K]. Αυτή εκφράζει το ποσό θερμότητας ή ενέργειας που απαιτείται για να μεταβληθεί η θερμοκρασία ενός (1) kg του ρευστού κατά έναν (1) °C. Επομένως έχουμε:

$$c_{pG} \left[ \frac{kJ}{kg \times K} \right] = \frac{h_G \left[ \frac{kJ}{kg} \right]}{T_G [^{\circ}C]} \quad [4.2.2]$$

Η ειδική θερμοχωρητικότητα του καυσαερίου μπορεί να προσεγγισθεί από τη σχέση [Ατμοπαραγωγό I, σελ. 273]:

$$c_{pG} = b_0 + b_1 \times \theta + b_2 \times \theta^2 + b_3 \times \theta^3 + b_4 \times \theta^4 \left[ \frac{kJ}{kg \times K} \right] \quad [4.2.3]$$

Όπου οι συντελεστές  $b_0$  έως  $b_4$  λαμβάνονται από πίνακα για τα αέρια που αποτελούν τη σύσταση του καυσαερίου. Η παραπάνω εξίσωση ισχύει για εύρος θερμοκρασίας  $0 \leq \theta \leq 2000$  °C και για πίεση έως 12barg. Στον Πίνακα 4.6 φαίνονται οι τιμές των συντελεστών για τα αντίστοιχα αέρια:

	N2	O2	CO2	H2O	SO2
$b_0$	0,103693 * 10	0,90243	0,828204	0,185042 * 10	0,592914
$b_1$	0,278472 * 10 <sup>-4</sup>	0,361332 * 10 <sup>-3</sup>	0,981404 * 10 <sup>-3</sup>	0,288423 * 10 <sup>-3</sup>	0,638217 * 10 <sup>-3</sup>
$b_2$	0,392958 * 10 <sup>-6</sup>	(-) 0,164362 * 10 <sup>-6</sup>	(-) 0,790052 * 10 <sup>-6</sup>	0,714063 * 10 <sup>-6</sup>	(-) 0,618659 * 10 <sup>-6</sup>
$b_3$	(-) 0,313739 * 10 <sup>-9</sup>	0,216244 * 10 <sup>-10</sup>	0,328413 * 10 <sup>-9</sup>	(-) 0,478786 * 10 <sup>-9</sup>	0,283124 * 10 <sup>-9</sup>
$b_4$	0,720044 * 10 <sup>-13</sup>	0,354211 * 10 <sup>-14</sup>	(-) 0,546602 * 10 <sup>-13</sup>	0,943951 * 10 <sup>-13</sup>	(-) 0,491597 * 10 <sup>-13</sup>

Πίνακας 4.6

Επειδή η σύσταση του εκλυόμενου καυσαερίου αποτελεί μείγμα αερίων, τότε η ειδική θερμοχωρητικότητα θα δίνεται από τη σχέση:

$$c_{pG} = \sum_k X_k \times c_{pk} \left[ \frac{kJ}{kg \times K} \right] \quad [4.2.4]$$

Όπου:

- $c_{pG}$  : ειδική θερμοχωρητικότητα του αερίου [kJ/kgxK]
- $c_{pk}$  : ειδική θερμοχωρητικότητα του συστατικού k του μείγματος [kJ/kgxK]
- $X_k$  : η περιεκτικότητα του μείγματος στο k συστατικό [kg<sub>G</sub>/kg<sub>B</sub>]

Επομένως από τις σχέσεις [4.2.3], [4.2.4] προκύπτει η τιμή  $c_{pG}$  του καυσαερίου σε θερμοκρασία περιβάλλοντος  $T = 15^\circ\text{C}$  ίση με:

$$c_{pG15} = 1,097 \text{ [kJ/kgxK]}$$

Από τη σχέση [4.2.2] υπολογίζεται η ενθαλπία των καυσαερίων στη θερμοκρασία περιβάλλοντος:

$$h_{Go} = 16,46 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Η ενθαλπία των καυσαερίων,  $h_{Ga}$  [kJ/kg], στην έξοδό τους από τον ατμολέβητα από τη σχέση [4.2.1] είναι:

$$n = \frac{m_B \times H_u - Q_E - Q_L - m_B \times \mu_G \times (h_{Ga} - h_{Go})}{m_B \times H_u} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow h_{Ga} = \left( \frac{m_B \times H_u - Q_E - Q_L - n \times m_B \times H_u}{m_B \times \mu_G} \right) + h_{Go} = 217,56 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Άρα η θεωρητική θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από τον ατμολέβητα λαμβάνοντας ως θερμοκρασία περιβάλλοντος  $T_\pi = 15^\circ\text{C}$  θα είναι:

$$T_{Ga} = \frac{h_{Ga} - h_{Go}}{c_{pG}} + T_{Go} = 198,32 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Αντίστοιχα με την παροχή εξόδου των καυσαερίων μπορεί να υπολογιστεί η παροχή εισόδου του νερού στον ατμολέβητα. Εφόσον γνωρίζω την ωφέλιμη θερμότητα που προσδίδεται στον λέβητα, την ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού υπό σταθερή πίεση,  $c_{pw}$ , και τη θερμοκρασία εισόδου του νερού στο λέβητα και εξόδου του ατμού από αυτόν θα έχω:

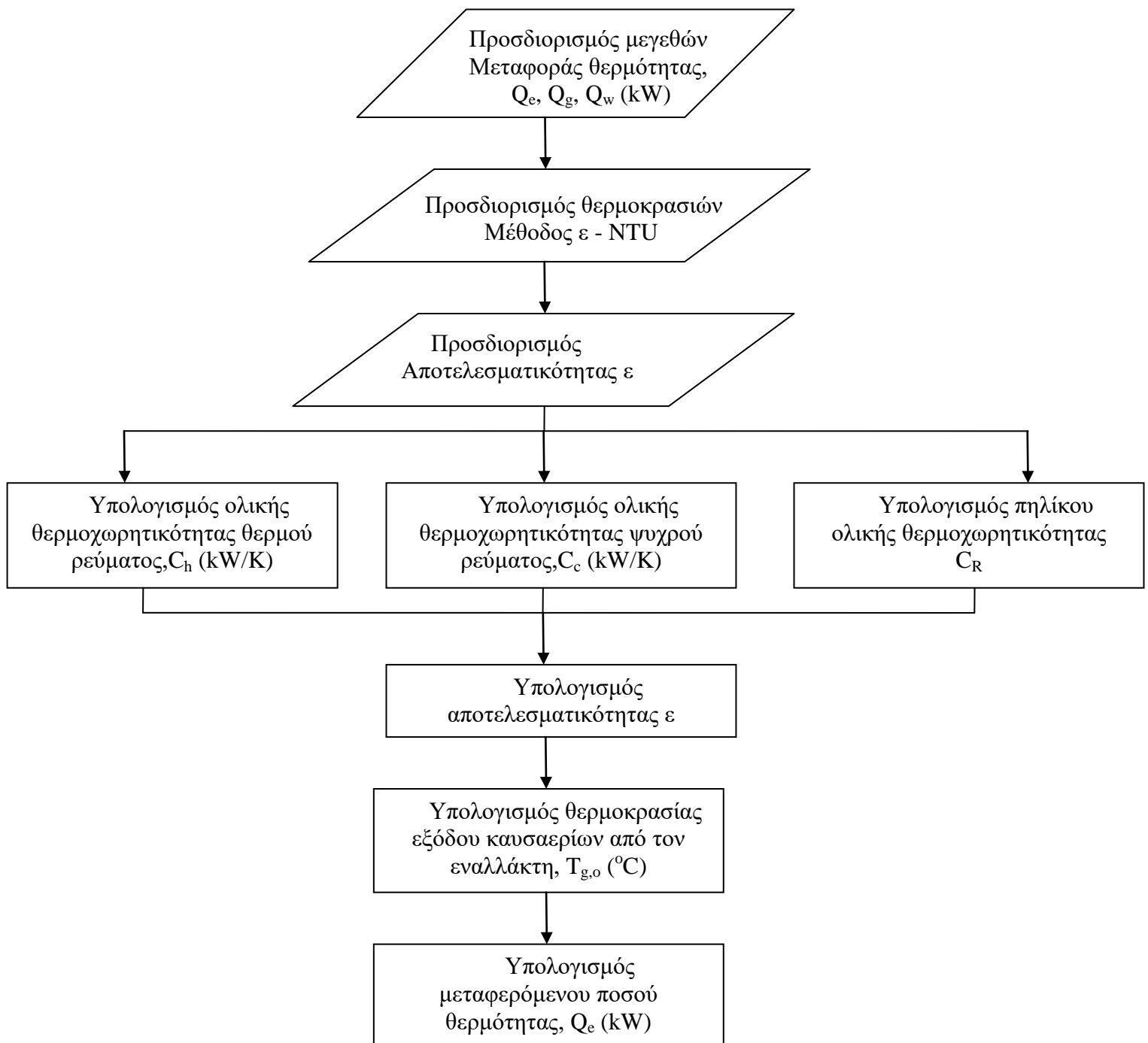
$$Q_{\omega\phi} = m_w \times c_{pw} \times (T_s - T_w) \Rightarrow$$

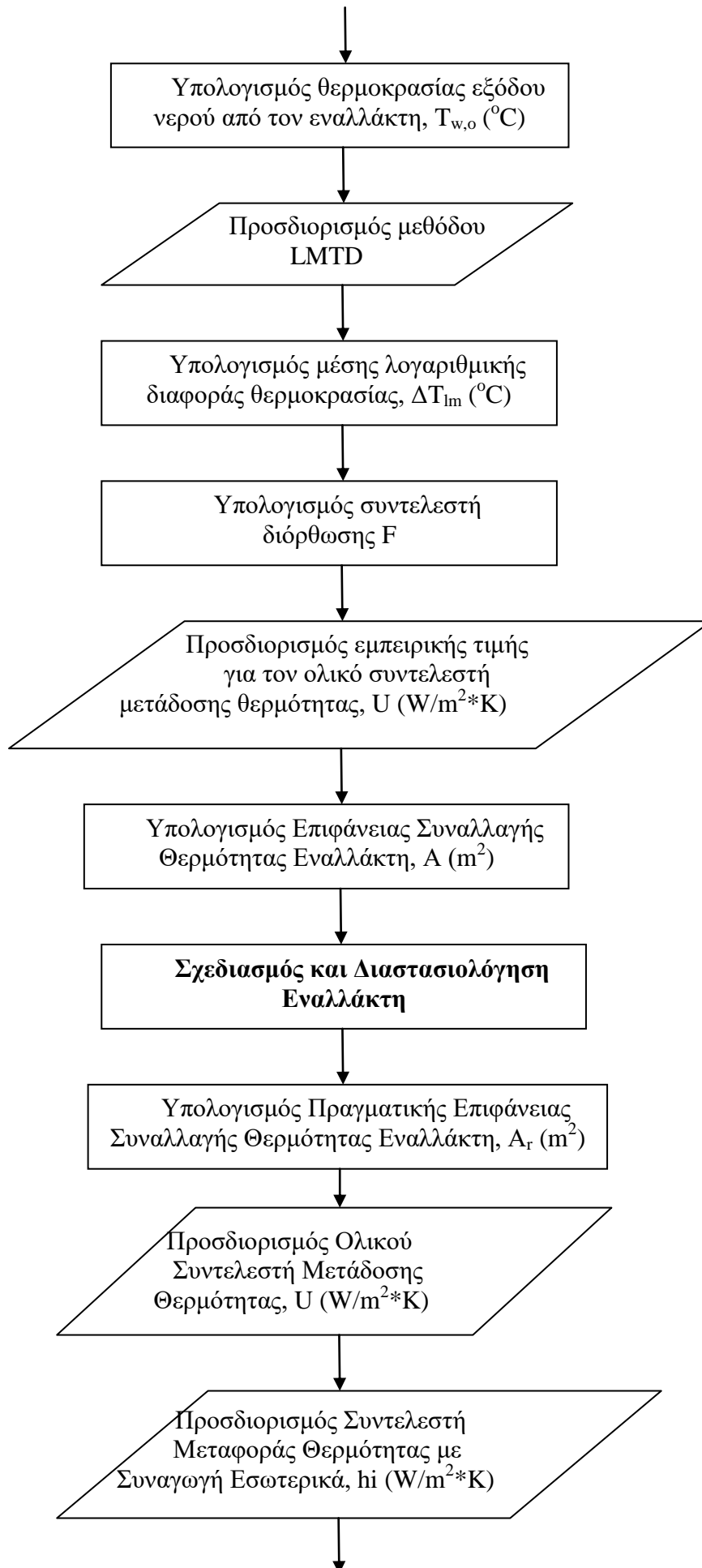
$$\Rightarrow m_w = \frac{Q_{\omega\phi}}{c_{pw} \times (T_s - T_w)} = \frac{1.698,26}{4,1868 \times (184,07 - 80)} = 3,898 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] = 14.031 \left[ \frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

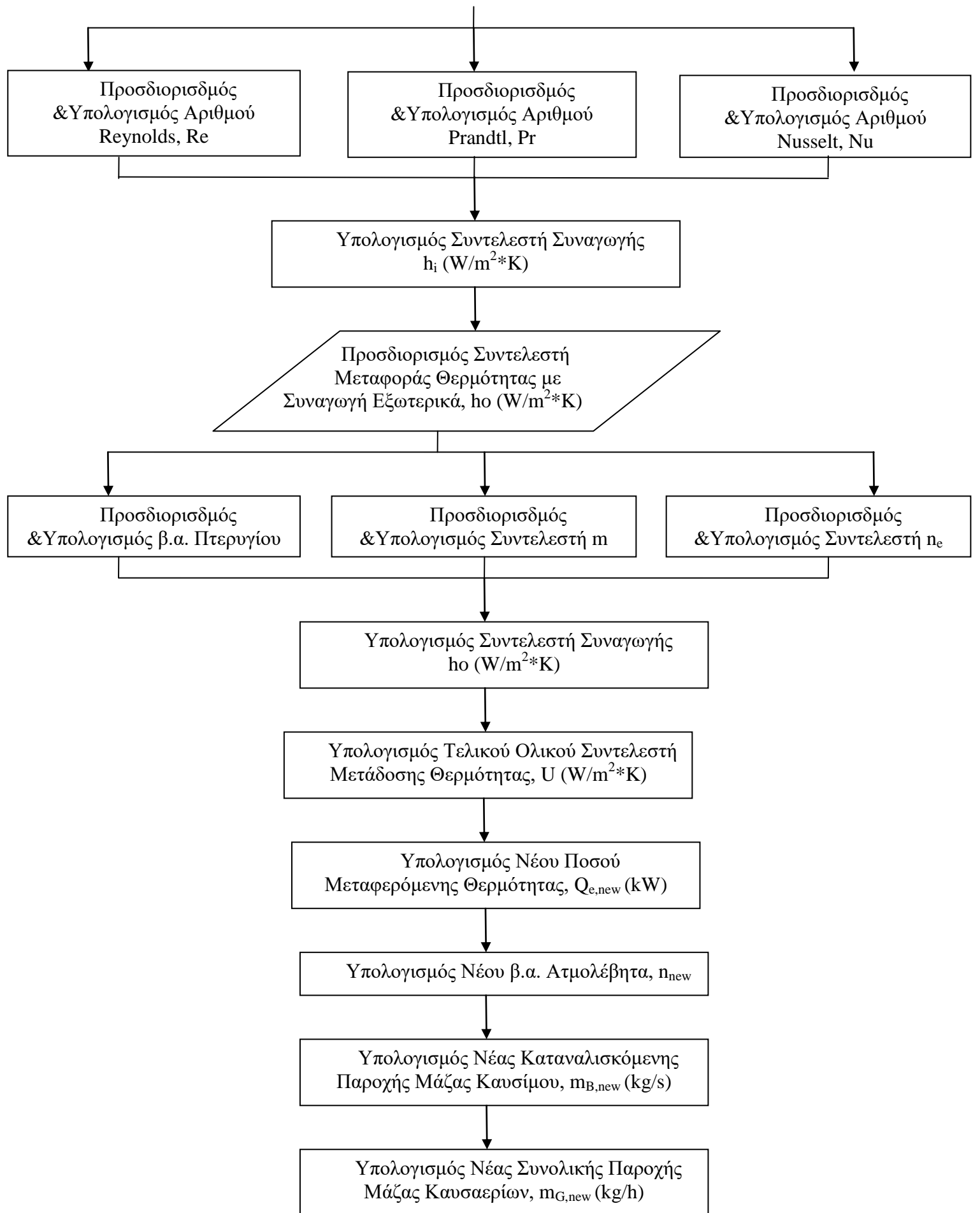
### 4.3 Διαστασιολόγηση Οικονομητήρα Νερού – Καυσαερίων (Economizer)

Όπως αναφέρθηκε, ο οικονομητήρας νερού – καυσαερίων τοποθετείται στην έξοδο των καυσαερίων με σκοπό την προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας του λέβητα με ήδη καταναλισκόμενη ενέργεια. Ως εκ τούτου η χρήση του αποσκοπεί στη μείωση της κατανάλωσης του καυσίμου.

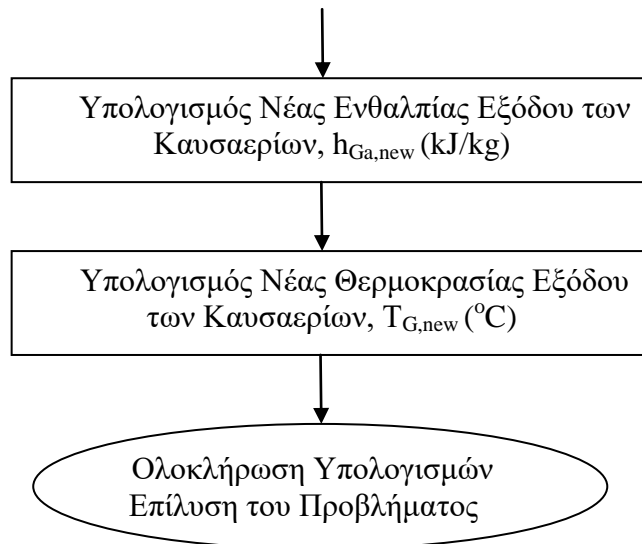
Παρακάτω θα παρουσιαστούν οι υπολογισμοί που οδηγούν στη διαστασιολόγηση οικονομητήρα που έχει τοποθετηθεί στο λέβητα που υπολογίστηκε στην προηγούμενη παράγραφο. Ακολουθεί διάγραμμα ροής των υπολογισμών για τη διαστασιολόγηση του οικονομητήρα και των υπολογισμών του νέου βαθμού απόδοσης και θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων.











Σχήμα 4.2: Διάγραμμα ροής υπολογισμού & διαστασιολόγησης οικονομητήρα καυσαερίων - νερού

Σύμφωνα με τους κανόνες μεταφοράς θερμότητας, εφόσον το εξωτερικό περίβλημα του εναλλάκτη είναι κατάλληλα μονωμένο και η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του εναλλάκτη είναι επαρκής, τότε το προσδιδόμενο ποσό θερμότητας στο νερό θα πρέπει να ισούται με το εκλυόμενο ποσό θερμότητας από τα θερμά καυσαέρια. Μαθηματικά θα ισχύει το εξής:

$$Q_e = Q_w = Q_g \quad [4.3.1]$$

Όπου:

- $Q_e$  [kW]: το μεταφερόμενο ποσό θερμότητας από τα καυσαέρια στο νερό
- $Q_w$  [kW]: το προσδιδόμενο ποσό θερμότητας στο νερό από τα καυσαέρια
- $Q_g$  [kW]: το εκλυόμενο ποσό θερμότητας από τα καυσαέρια προς το νερό

Τα παραπάνω μεγέθη υπολογίζονται ως εξής:

$$Q_w = m_w \times c_{pw} \times (T_{wo} - T_{wi}) \quad [4.3.2]$$

$$Q_g = m_g \times c_{pg} \times (T_{gi} - T_{go}) \quad [4.3.3]$$

$$Q_e = U \times A \times \Delta T_{lm} \times F \quad [4.3.4]$$

Όπου:

- $m_w$  [kg/s]: η παροχή μάζας του νερού
- $m_g$  [kg/s]: η παροχή μάζας των καυσαερίων
- $c_{pw}$  [kJ/kgxK]: η ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού υπό σταθερή πίεση
- $c_{pg}$  [kJ/kgxK]: η ειδική θερμοχωρητικότητα των καυσαερίων υπό σταθερή πίεση
- $T_{wo}$  [°C]: η θερμοκρασία του νερού κατά την έξοδο από τον οικονομητήρα
- $T_{wi}$  [°C]: η θερμοκρασία του νερού κατά την είσοδο στον οικονομητήρα
- $T_{gi}$  [°C]: η θερμοκρασία των θερμών καυσαερίων κατά την είσοδο στον οικονομητήρα
- $T_{go}$  [°C]: η θερμοκρασία των θερμών καυσαερίων κατά την έξοδο από τον οικονομητήρα
- $U$  [W/m<sup>2</sup>xK]: ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας

- $A [m^2]$ : η συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του εναλλάκτη
- $\Delta T_{lm} [^{\circ}C]$ : η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά
- $F$  [αδιάστατο]: ο διορθωτικός παράγοντας  $F$

Ο οικονομητήρας νερού – θερμών καυσαερίων είναι τύπου σταυρωτής ροής, όπως έχει αναφερθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο, το οποίο σημαίνει ότι είναι σύνθετης ροής. Ο υπολογισμός του διορθωτικού παράγοντα  $F$  μετατρέπει τη σταυροροή σε ισοδύναμη για απλό εναλλάκτη αντιροής.

#### 4.3.1 Υπολογισμός θερμοκρασιών με την μέθοδο $\varepsilon$ - NTU

Στους εναλλάκτες θερμότητας, κατά τη μεταφορά θερμότητας από το θερμότερο στο ψυχρότερο ρευστό όπου παρεμβάλλεται μεταξύ τους στερεό τοίχωμα, περίβλημα ή σωλήνας, η ροή θερμότητας συναντά τρεις αντιστάσεις. Αυτές είναι οι αντιστάσεις συναγωγής μεταξύ των δύο ρευστών, που οφείλονται στην κίνηση των ρευστών, και η αντίσταση αγωγής του τοιχώματος, που εκφράζεται από το πάχος του και τον συντελεστή ειδικής αγωγιμότητας του υλικού,  $k$ .

Κατά την οριακή κατάσταση, που αποτελεί την ιδανική, θεωρητική κατάσταση, όπου επιλέγεται εναλλάκτης με άπειρη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων θα ταυτίζεται με τη θερμοκρασία εισόδου του νερού. Στην πραγματικότητα, η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων,  $T_{go}$ , θα είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία εισόδου του νερού στον οικονομητήρα,  $T_{wi}$ , αντιστρόφως ανάλογα με την αποτελεσματικότητα, “ $\varepsilon$ ”, του οικονομητήρα.

Η μέθοδος αποτελεσματικότητας / αριθμός μονάδων μεταφοράς ( $\varepsilon$  / NTU) αποτελεί μία θεωρητική μέθοδο προσδιορισμού των θερμοκρασιών εξόδου του θερμού και του ψυχρού ρεύματος, μέσω του προσδιορισμού της αποτελεσματικότητας, “ $\varepsilon$ ”. Η αποτελεσματικότητα,  $\varepsilon$ , ορίζεται ως το πηλίκο του πραγματικού ρεύματος θερμότητας που συναλλάσσεται στον εναλλάκτη προς το μέγιστο δυνατό ρεύμα θερμότητας. [24] Αντίστοιχα, η ποσότητα NTU, εκφράζεται ως το πηλίκο της ικανότητας μεταφοράς θερμότητας του οικονομητήρα ( $UxA$ ) προς την ελάχιστη ικανότητα του ρευστού να απορροφήσει θερμότητα,  $C_{min}$ .

Σύμφωνα με τον παραπάνω ορισμό η αποτελεσματικότητα  $\varepsilon$  θα είναι:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{C_h \times (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c \times (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad [4.3.5]$$

Όπου:

- $C_h = m_h \times c_{ph} [kW/K]$ , η ολική θερμοχωρητικότητα του θερμού ρεύματος (καυσαερίων)
- $C_c = m_c \times c_{pc} [kW/K]$ , η ολική θερμοχωρητικότητα του ψυχρού ρεύματος (νερού)
- $C_{min} [kW/K]$ , η ελάχιστη ολική θερμοχωρητικότητα

Για το θερμό ρεύμα, εν προκειμένω το ρεύμα καυσαερίου, η ολική θερμοχωρητικότητα θα είναι:

$$C_h = C_g = m_g \times c_{pg} = 0,836 \left[ \frac{kg}{s} \right] \times 1,097 \left[ \frac{kJ}{kg \times K} \right] = 0,917 \left[ \frac{kW}{K} \right]$$

Αντίστοιχα για το ψυχρό ρεύμα, δηλαδή το ρεύμα του νερού, η ολική θερμοχωρητικότητα θα είναι:

$$C_c = C_w = m_w \times c_{pw} = 3,898 \left[ \frac{kg}{s} \right] \times 4,1868 \left[ \frac{kJ}{kg \times K} \right] = 16,320 \left[ \frac{kW}{K} \right]$$

Συμπεραίνεται ότι η ελάχιστη ολική θερμοχωρητικότητα είναι αυτή του θερμού ρεύματος, δηλαδή  $C_{min} = C_h = C_g = 0,917$  [kW/K]. Οπότε από τη σχέση [4.3.5] προκύπτει:

$$\varepsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \frac{T_{g,i} - T_{g,o}}{T_{g,i} - T_{w,i}} \quad [4.3.6]$$

Το πηλίκο της ελάχιστης ολικής θερμοχωρητικότητας προς τη μέγιστη,  $C_R$ , ορίζεται και υπολογίζεται ως εξής:

$$C_R = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{0,917}{16,320} = 0,056 \rightarrow 0$$

Παρατηρώ ότι το πηλίκο  $C_R$  προσεγγίζει την τιμή 0. Αυτό σημαίνει ότι η αποτελεσματικότητα,  $\varepsilon$ , θα προσεγγίζει την τιμή 1. Λαμβάνεται ως αποτελεσματικότητα  $\varepsilon=0,99$ .

Επομένως από τη σχέση [4.3.6] προσδιορίζεται η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από τον εναλλάκτη. Είναι:

$$T_{g,o} = T_{g,i} - \varepsilon \times (T_{g,i} - T_{w,i}) = 198,32 - 0,99 \times (198,32 - 80) = 81,18 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Εφόσον προσδιορίστηκε η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων τότε μπορεί να υπολογιστεί η εκλυόμενη θερμότητα τους εντός του οικονομητήρα μέσω της σχέσης [4.3.3] ως εξής:

$$Q_g = m_g \times c_{pg} \times \Delta T_g = 0,917 \times 1,097 \times (198,32 - 81,18) = 117,84 \text{ [kW]}$$

Από τις σχέσεις [4.3.1] και [4.3.2] υπολογίζεται η θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον οικονομητήρα. Έτσι έχουμε:

$$Q_g = Q_w = m_w \times c_{pw} \times \Delta T_w \Rightarrow$$

$$\Rightarrow T_{w,o} = T_{w,i} + \frac{Q_w}{m_w \times c_{pw}} = 80 + \frac{117,84}{3,898 \times 4,1868} = 87,22 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Αντίστοιχα το μεταφερόμενο ποσό θερμότητας από το καυσαέριο στο νερό είναι:

$$Q_e = 117,84 \text{ [kW]}$$

#### 4.3.2 Η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας - LMTD

Στη μέθοδο αυτή δίνονται οι θερμοκρασίες του ενός ρευστού, η θερμοκρασία του άλλου ρευστού στην είσοδο του εναλλάκτη και οι παροχές μάζας των δύο ρευστών και ζητείται η επιθυμητή επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας μεταξύ των δύο ρευστών. Από την προηγούμενη μέθοδο προσδιορίστηκαν όλα τα δεδομένα για τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου στον εναλλάκτη. Έτσι μπορεί να προσδιοριστεί η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας κάνοντας χρήση της μεθόδου LMTD.

Έχει αποδειχτεί ότι για το σωστό υπολογισμό της θερμοροής, δηλαδή το προσδιδόμενο ποσό θερμότητας από το θερμό ρευστό στο ψυχρό, η κατάλληλη μέση διαφορά θερμοκρασίας στην εξίσωση μεταφοράς θερμότητας είναι ο λογαριθμικός μέσος όρος των δύο άκρων. Αυτό συμβαίνει επειδή στην πραγματικότητα η μεταβολή κατά μήκος του εναλλάκτη της τοπικής διαφοράς θερμοκρασίας είναι συνεχής.

Προκειμένου να προσδιοριστεί η ποσότητα αυτή,  $\Delta T_{lm}$ , θεωρείται ότι ο εναλλάκτης νερού – καυσαερίων είναι αντιρροής. Έτσι θα είναι:

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln \frac{\Delta T_i}{\Delta T_o}} = \frac{(198,32 - 87,22) - (81,18 - 80)}{\ln \frac{(198,32 - 87,22)}{(81,18 - 80)}} = 24,19 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Όπου:

- $\Delta T_i = T_{hi} - T_{co} = 198,32 - 87,22 = 111,10 \text{ [}^\circ\text{C]}$
- $\Delta T_o = T_{ho} - T_{ci} = 81,18 - 80 = 1,18 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Στην πραγματικότητα ο οικονομητήρας νερού – καυσαερίων είναι σταυρωτής ροής, δηλαδή σύνθετης ροής. Για να έχει ισχύ ο ανωτέρω υπολογισμός της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας, για τον οποίο θεωρήθηκε ότι ο εναλλάκτης είναι αντιρροής, θα πρέπει να προσδιοριστεί ο διορθωτικός παράγοντας F.

Ο συντελεστής F είναι συνάρτηση δύο αδιάστατων αριθμών P,R οι οποίοι ορίζονται με τις παρακάτω σχέσεις:

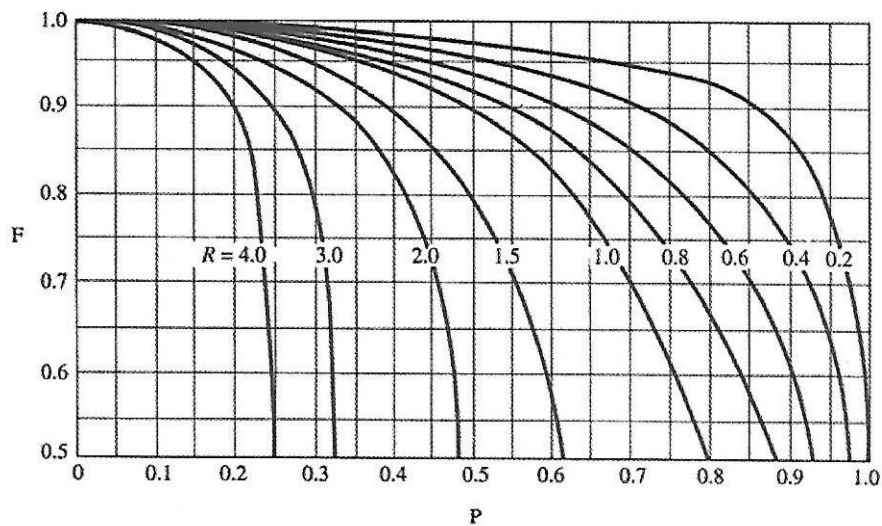
$$P = \frac{T_{to} - T_{ti}}{T_{si} - T_{ti}} = \frac{T_{wo} - T_{wi}}{T_{hi} - T_{wi}} \quad [4.3.7]$$

$$R = \frac{T_{si} - T_{so}}{T_{to} - T_{ti}} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{wo} - T_{wi}} \quad [4.3.8]$$

Οι δείκτες t και s στις ανωτέρω εξισώσεις αναφέρονται στους αγωγούς (tubes) και στο κέλυφος (shell). Επομένως ο δείκτης t αναφέρεται στο ρεύμα του νερού και ο δείκτης s στο ρεύμα των καυσαερίων. Ο διορθωτικός παράγοντας F δεν επηρεάζεται από το εάν το θερμό ή ψυχρό ρευστό κυκλοφορεί στους αγωγούς ή στο κέλυφος υπό την προϋπόθεση ότι οι απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον θεωρούνται αμελητέες. Εν προκειμένω οι απώλειες αυτές δεν λαμβάνονται υπόψη.

Από τις σχέσεις [4.3.7] και [4.3.8] προκύπτουν οι τιμές των αδιάστατων μεγεθών ως εξής:  $P = 0,061$  και  $R = 16,22$ .

Στο Διάγραμμα 4.1 προσδιορίζεται ο παράγων  $F = f(P,R)$  με δεδομένα τα  $P,R$  για εναλλάκτη σταυρορροής χωρίς ανάμειξη των δύο ρευστών.



Διάγραμμα 4.1: Διορθωτικός Παράγων  $F$  σε εναλλάκτη θερμότητας σταυρορροής [24]

Επομένως η τιμή του διορθωτικού παράγοντος  $F = 1$ .

### 4.3.3 Προσδιορισμός του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας $U$

Για τον προσδιορισμό της επιθυμητής επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας,  $A$ , του εναλλάκτη, είναι απαραίτητος ο προσδιορισμός του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας  $U$  εκφρασμένο σε  $W/m^2 \cdot K$ .

Ο συντελεστής  $U$  λαμβάνει υπόψη του τις αντιστάσεις συναγωγής των δύο ρευστών, την αντίσταση αγωγής των τοιχωμάτων του εναλλάκτη, την επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας και το συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας του υλικού,  $k$ . Συμπεραίνεται ότι το είδος των ρευστών που συναλλάσσουν θερμότητα και το υλικό μέσω του οποίου γίνεται η μεταφορά θερμότητας καθορίζουν την τιμή του συντελεστή  $U$ . Επίσης η τιμή του συντελεστή διαφέρει ανάλογα με την κατεύθυνση ροής του εναλλάκτη.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, οι αποθέσεις και επικαθίσεις αλάτων και στάχτης στις επιφάνειες του εναλλάκτη προκαλούν ανεπιθύμητες θερμικές αντιστάσεις που επηρεάζουν την τιμή του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Αυτό σημαίνει ότι όσο η συσκευή του εναλλάκτη λειτουργεί χωρίς συντηρήσεις τόσο ελαττώνεται η τιμή του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας,  $U$ .

Ο οικονομητήρας θερμών καυσαερίων – νερού όπου μελετάται στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής εργασίας, είναι τύπου σταυρορροής με αλωτό, πτερυγιοφόρο στοιχείο νερού. Με αυτά τα δεδομένα, ο συντελεστής  $U$  υπολογίζεται στην εξωτερική κυλινδρική επιφάνεια (επιφάνεια επαφής με το καυσαέριο), από την σχέση:

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{A_o}{A_i}\right) \times \left(\frac{1}{h_i} + R_{f,i}\right) + \frac{d_o \times \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2 \times k_c} + \left(\frac{1}{h_o} + R_{f,o}\right) \quad [4.3.9]$$

Όπου:

- U: ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας, [W/m<sup>2</sup>\*K]
- h<sub>o</sub>: οι αντιστάσεις συναγωγής του εξωτερικού ρευστού, δηλαδή των καυσαερίων, [W/m<sup>2</sup>\*K]
- h<sub>i</sub>: οι αντιστάσεις συναγωγής του εσωτερικού ρευστού, δηλαδή του νερού, [W/m<sup>2</sup>\*K]
- k: ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του υλικού, [W/m\*K]
- k<sub>c</sub>: ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του νερού, [W/m\*K]
- A<sub>o</sub>: η εξωτερική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, [m<sup>2</sup>]
- A<sub>i</sub>: η εσωτερική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, [m<sup>2</sup>]
- d<sub>o</sub>: η εξωτερική διάμετρος των αυλών του στοιχείου, [m]
- d<sub>i</sub>: η εσωτερική διάμετρος των αυλών του στοιχείου, [m]
- R<sub>f,o</sub>: η θερμική αντίσταση των εξωτερικών αποθέσεων, [W/m<sup>2</sup>\*K]
- R<sub>f,i</sub>: η θερμική αντίσταση των εσωτερικών αποθέσεων, [W/m<sup>2</sup>\*K]

Όπως διαπιστώνεται, ο υπολογισμός του συντελεστή U προϋποθέτει ότι η επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας είναι γνωστή, επομένως δεν είναι δυνατό να γίνει. Για τον προσδιορισμό της τελικής επιφάνειας A, θα θεωρηθεί συγκεκριμένη τιμή για το U, τέτοια ώστε να συμπίπτει με το εύρος τιμών που έχουν προσδιορισθεί εμπειρικά για τα ρευστά που συμμετέχουν στη συναλλαγή θερμότητας.

Στον Πίνακα 4.7 φαίνονται εμπειρικές τιμές για το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U [W/m<sup>2</sup>\*K] για διάφορα ρευστά που μπορεί να συμμετέχουν σε έναν εναλλάκτη θερμότητας.

Ρευστό I	Ρευστό II	Συντελεστής Μετάδοσης Θερμότητας U [W/m <sup>2</sup> * K]
Λάδι	Λάδι	170 - 312
Ατμός	Νερό	993 - 3.400
Ατμός	Βαρύ Ορυκτέλαιο	57 - 170
Ατμός	Ελαφρύ Ορυκτέλαιο	170 - 340
Ατμός	Αέρια	28 - 284
Ατμός	Υδατικά Διαλύματα	567 - 3.400
Νερό	Νερό	850 - 1.700
<b>Νερό</b>	<b>Καυσαέρια</b>	<b>28 - 102</b>
Νερό	Βενζίνη	340 - 510
Νερό	Πεπιεσμένο Αέρα	57 - 170
Νερό	Αλκοόλη	284 - 850
Νερό	Άλμη	567 - 1.135
Νερό	Συμπυκνούμενη Αμμωνία	850 - 1.420

Πίνακας 4.7: Εύρος τιμών ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας, U [W/m<sup>2</sup>\*K] [21]

Παρατηρείται ότι για εναλλάκτη νερού – καυσαερίων οι τιμές που παίρνει το  $U$  είναι 28-102  $W/m^2 \cdot K$ . Με δεδομένο ότι τα καυσαέρια έχουν προέλθει από την καύση φυσικού αερίου και ότι ο οικονομητήρας είναι τύπου σταυροροής, εμπειρικά λαμβάνεται η τιμή:

$$U = 50 \left[ \frac{W}{m^2 \times K} \right]$$

Από τη σχέση [4.3.4] μπορεί να υπολογισθεί η επιθυμητή συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του οικονομητήρα ως εξής:

$$Q_e = U \times A \times \Delta T_{lm} \times F \Rightarrow$$

$$\Rightarrow A = \frac{Q_e}{U \times \Delta T_{lm} \times F} = \frac{117,84 \times 1000 [W]}{50 \left[ \frac{W}{m^2 \times K} \right] \times 24,19 [^\circ C] \times 1} = 97,43 [m^2]$$

#### 4.3.4 Σχεδιασμός του αυλωτού στοιχείου συναλλαγής θερμότητας

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, οι εναλλάκτες θερμών καυσαερίων είναι σταυρωτής ροής. Αυτό συμβαίνει διότι τα καυσαέρια αποτελούνται από ένα σύνολο από ρευστά και σωματίδια για τα οποία είναι δύσκολος ο προσδιορισμός της ακριβούς ροής & πίεσης τους. Επομένως οποιαδήποτε άλλη κατεύθυνση ροής εκτός από τη σταυρωτή, δε θα δημιουργούσε ομοιόμορφη μεταφορά θερμότητας σε ολόκληρη την επιφάνεια.

Ο βέλτιστος σχεδιασμός του αυλωτού στοιχείου του εναλλάκτη γίνεται κατά τρόπο τέτοιο, ώστε να καλύπτεται η απαίτηση της συνολικής επιφάνειας που υπολογίστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο με το μικρότερο δυνατό κόστος υλικών και κατασκευής. Για την κάλυψη της απαιτούμενης επιφάνειας θα επιλεγεί στοιχείο αποτελούμενο από πτερυγιοφόρους αυλούς (σωλήνες). Τα πτερύγια είναι κολλημένα στην εξωτερική επιφάνεια των σωλήνων. Με αυτά αυξάνεται η επιφάνεια μετάδοσης της θερμότητας χωρίς την αύξηση του όγκου της κατασκευής, με αποτέλεσμα να καλύπτεται η επιθυμητή απόδοση με μικρό σχετικά κόστος.

Πριν την εκλογή του πλήθους και των διαστάσεων των αυλών επιλέγεται το υλικό κατασκευής τους. Για την εκλογή του υλικού είναι απαραίτητο να έχει μελετηθεί η σύσταση του καυσίμου. Όταν στο καυσαέριο περιέχονται θειούχες ενώσεις, τότε όταν φτάσουν στο όξινο σημείο δρόσου παρατηρείται δημιουργία θειϊκού οξέος ( $H_2SO_4$ ). Το θειϊκό οξύ αποτελεί μία διαβρωτική ένωση. Για το λόγο αυτό όταν υφίσταται στη σύσταση κάποιου ρευστού απαιτείται χρήση μη διαβρωτικού υλικού. Από τη στοιχειακή ανάλυση του καυσίμου παρατηρείται ότι το φυσικό αέριο δεν έχει ποσοστό θείου ( $S_2$ ) στη σύστασή του. Αυτό σημαίνει ότι στα καυσαέρια δεν περιλαμβάνονται θειούχες ενώσεις, όπως  $SO_2$ ,  $SO_3$ . Επομένως το καυσαέριο του φυσικού αερίου δεν σχηματίζει θειϊκό οξύ ( $H_2SO_4$ ) όταν φτάσει στη θερμοκρασία δρόσου (υγροποίησης).

Με δεδομένο τα ανωτέρω, ως υλικό κατασκευής του οικονομητήρα επιλέγεται χαλύβδινος σωλήνας χωρίς ραφή ποιότητας **P235GH** όπως ορίζεται στο πρότυπο **EN 10216-2**, που αφορά αυλούς άνευ ραφής ειδικούς για εφαρμογές πίεσης και υψηλής θερμοκρασίας. Σημειώνεται ότι αν το καύσιμο περιείχε θειούχες ενώσεις, όπως το ελαφρύ πετρέλαιο (Diesel), τότε ο οικονομητήρας θα είχε πολύ μικρό χρόνο ζωής ακόμα και αν το υλικό ήταν ανοξειδωτος χάλυβας. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι τα καυσαέρια θα έφταναν σε θερμοκρασία χαμηλότερη του όξινου σημείου δρόσου με αποτέλεσμα τη

δημιουργία υγροποιημένου  $H_2SO_4$ , ένωσης πολύ διαβρωτικής. Οι σωλήνες επιλέγονται μεταξύ των τυποποιημένων διαστάσεων που υπάρχουν στην αγορά και ορίζονται από τα Ευρωπαϊκά πρότυπα. Η θερμική αγωγιμότητα του χάλυβα P235GH είναι  $k = 57,5$  [W/mxK]. [25]

Κατά το σχεδιασμό του εναλλάκτη, αρχικά πρέπει να επιλεγεί τέτοια διάμετρος στομίου εισόδου και εξόδου του νερού ώστε η ταχύτητά του να είναι εντός των αποδεκτών ορίων. Η μέση ταχύτητα του νερού θα πρέπει να είναι μεταξύ των τιμών  $0,7 < u_w < 1,8$  [m/s]. Για ταχύτητα μικρότερη των  $0,7$  [m/s] αυξάνεται σημαντικά ο συντελεστής τριβής, ενώ για ταχύτητα μεγαλύτερη των  $1,8$  [m/s] παρατηρείται σημαντική αύξηση των απωλειών πίεσης. Επίσης η υψηλή ταχύτητα προκαλεί θορύβους και κραδασμούς εντός των σωληνώσεων γεγονός που φθείρει τον εξοπλισμό του δικτύου.

Η διατομή των σωληνώσεων εισόδου και εξόδου του νερού προκύπτουν από τη σχέση:

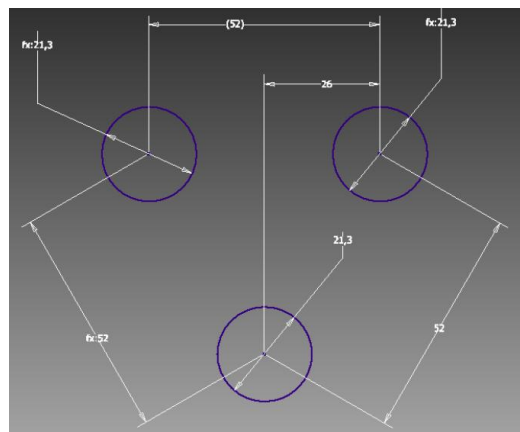
$$u_w = \frac{m_w}{\rho_w \times A_i} \quad [4.3.10]$$

Όπου:

- $m_w$ : η παροχή μάζας του νερού στον εναλλάκτη [kg/s]
- $\rho_w$ : η πυκνότητα του νερού [kg/m<sup>3</sup>]
- $u_w$ : η μέση ταχύτητα του νερού [m/s]
- $A_i = \pi \cdot d_i^2 / 4$ : η εσωτερική διατομή του επιλεγμένου σωλήνα [m<sup>2</sup>]

Επιλέγεται είσοδος και έξοδος νερού διαστάσεων  $\Phi 60,3 \times 3,6$  mmxmm καθώς από τη σχέση [4.3.10] προκύπτει ταχύτητα νερού  $u_w = 1,37$  [m/s] που είναι εντός των επιθυμητών ορίων.

Το αυλωτό στοιχείο γεωμετρικά αποτελείται από συστοιχία αυλών (σωλήνων) με πτερύγια τοποθετημένων σε κατάλληλη διάταξη κολλημένων στα άκρα τους από επίπεδες αυλοφόρες πλάκες. Το νερό εισέρχεται και εξέρχεται άνω και κάτω από τις αυλοφόρες πλάκες σε χώρο που περικλείεται από κατάλληλο έλασμα. Το αυλωτό στοιχείο αποτελείται από σωλήνες διαστάσεων  $\Phi 21,3 \times 2,77$  mmxmm. Η διάταξη σχηματίζει ισόπλευρο τρίγωνο όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.3 που ακολουθεί με βήμα  $P_i = 52$  mm, τέτοιο ώστε να χωράνε τα πτερύγια περίξ των αυλών.



Σχήμα 4.3: Διάταξη πτερυγιοφόρων αυλών οικονομητήρα νερού – καυσαερίων [σχεδίαση σε Inventor Professional 2015]



Το πλήθος και το μήκος των σωλήνων επιλέγεται λαμβάνοντας υπόψη τις διαστάσεις και το βήμα των πτερυγίων, έτσι ώστε να καλύπτεται ο περιορισμός της απαιτούμενης συνολικής επιφάνειας που υπολογίστηκε στην παράγραφο 4.3.3.

Στον Πίνακα 4.8 φαίνονται τα δεδομένα για τα πτερύγια.

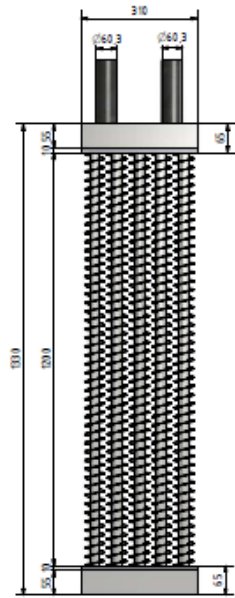
Πτερύγια Αυλωτού Στοιχείου			
Περιγραφή	Συμβολισμός	Δεδομένα	Μονάδα Μέτρησης
Ύψος πτερυγίων	h	13,00	[mm]
Βήμα πτερυγίων	a	2,80	[mm]
Πάχος πτερυγίων	t <sub>sp</sub>	1,00	[mm]
Πλήθος ελίσξεων	n <sub>sp</sub>	Ζητούμενο	-
Επιφάνεια πτερυγίων αυλού	A <sub>sp</sub>	Ζητούμενο	[m <sup>2</sup> ]
Συνολική επιφάνεια πτερυγίων	A <sub>spt</sub>	Ζητούμενο	[m <sup>2</sup> ]

Πίνακας 4.8: Χαρακτηριστικά μεγέθη πτερυγίων

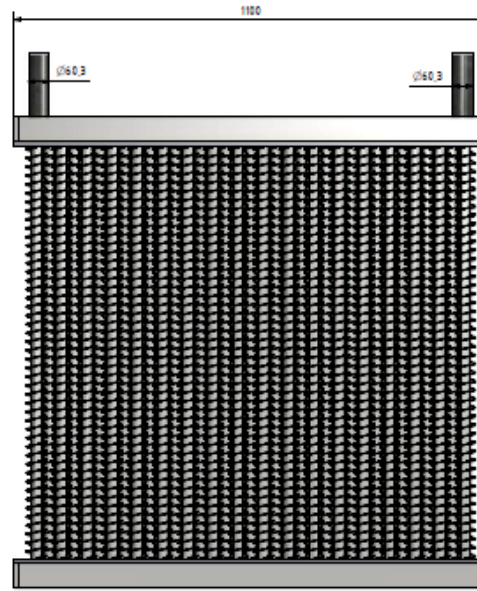
Ύστερα από δοκιμή στο σχεδιαστικό πρόγραμμα Inventor Professional 2015, επιλέχθηκε το πτερυγιοφόρο στοιχείο που φαίνεται στο παρακάτω σχέδιο.



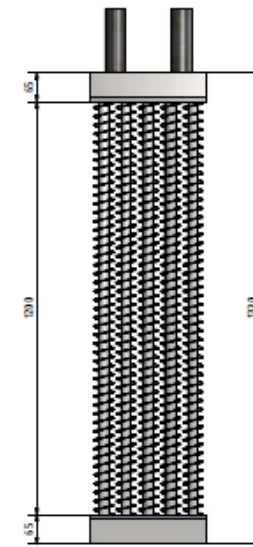
# Πτερυχιοφόρο Στοιχείο



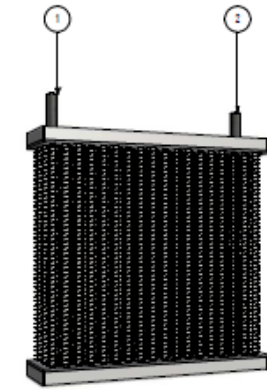
Rear View



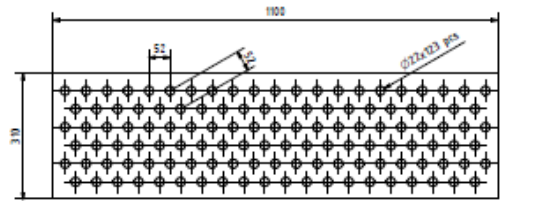
Right Side View



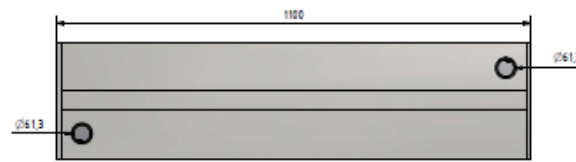
Front View



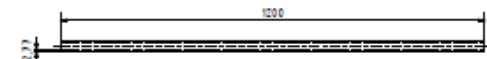
Isometric View



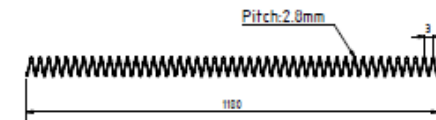
Αυλοφόρος Πλάκα



Top View



Αυλού  $\phi 21,3 \times 2,77$  mmxmm, 123 pcs



Πτερύγια Αυλών



Μετά το σχεδιασμό του εναλλάκτη η πραγματική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας,  $A_t$  [ $m^2$ ] υπολογίστηκε ως εξής:

Για τους αυλούς επιλέχθηκαν διαστάσεις  $\Phi 21,3 \times 2,77$  mmxmm με μήκος  $L_t = 1200$ mm και πλήθος σωλήνων,  $N_t = 123$ . Επομένως η επιφάνεια των αυλών,  $A_t$  [ $m^2$ ], θα είναι:

$$A_t = \pi \times L_t \times d_o \times N_t = \pi \times 1,20 \times 0,0213 \times 123 = 9,88 \text{ [m}^2\text{]}$$

Τα καπάκια άνω και κάτω από τις αυλοφόρες πλάκες έχουν μήκος και πλάτος όσο και των αυλοφόρων πλακών και ύψος,  $h_c = 65$ mm. Δηλαδή, μήκος  $L_c = 1100$ mm και πλάτος  $W_c = 310$ mm. Επομένως η επιφάνεια των καπακιών, δεδομένου ότι αυτά είναι δύο προκύπτει:

$$A_c = (L_c \times W_c \times 2) + (L_c \times h_c \times 4) + (W_c \times h_c \times 4) \Rightarrow \\ \Rightarrow A_c = 1,10 \times 0,31 \times 2 + 1,10 \times 0,065 \times 4 + 0,31 \times 0,065 \times 4 = 1,05 \text{ [m}^2\text{]}$$

Σε ότι αφορά τα πτερύγια έχουμε ως δεδομένο ότι το ύψος τους είναι  $h_{sp} = 13,0$ mm και το βήμα τους  $a_{sp} = 2,8$ mm. Εφόσον είναι γνωστό πλέον το μήκος του αυλού, το πλήθος των ελίξεων των πτερυγίων γύρω από κάθε αυλό θα είναι:

$$n_{sp} = \frac{L_t}{a_{sp}} = \frac{1200}{2,8} = 428,6 \rightarrow 428 \text{ ελίξεις}$$

Πλέον τα δεδομένα επαρκούν για τον υπολογισμό της επιφάνειας των πτερυγίων κάθε αυλού. Θα είναι:

$$A_{sp} = 2 \times \pi \times d_o \times h_{sp} \times n_{sp} = 2 \times \pi \times 0,0213 \times 0,013 \times 428 = 0,74 \text{ [m}^2\text{]}$$

Και η συνολική επιφάνεια των πτερυγίων θα είναι:

$$A_{spt} = A_{sp} \times N_t = 0,74 \times 123 = 91,02 \text{ [m}^2\text{]}$$

Τελικά η συνολική πραγματική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας του οικονομητήρα θερμών καυσαερίων – νερού προκύπτει:

$$A_r = A_t + A_c + A_{spt} = 9,88 + 1,05 + 91,02 = 101,95 \text{ [m}^2\text{]}$$

Παρατηρείται ότι τα πτερύγια συνεισφέρουν τη μεγαλύτερη επιφάνεια στη μετάδοση θερμότητας, χωρίς να καταλαμβάνουν πολύ όγκο. Επομένως η επιλογή πτερυγιοφόρων αυλών σε εναλλάκτη καυσαερίων κρίνεται σωστή.

#### 4.3.5 Τελικός υπολογισμός ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας U

Ο συντελεστής U για εναλλάκτες με πτερυγιοφόρους αυλούς έχει ορισθεί στη σχέση [4.3.9]. Εφόσον υπολογίστηκε ο ολική επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας του εναλλάκτη που σχεδιάστηκε, είναι εφικτός ο υπολογισμός του συντελεστή U.

Αρχικά προσδιορίζεται ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του εσωτερικού ρευστού στους αυλούς,  $h_i$ , δηλαδή του νερού. Αυτός υπολογίζεται από τη σχέση:

$$Nu = \frac{h_i \times d_i}{k_c} \Rightarrow h_i = \frac{Nu \times k_c}{d_i} \left[ \frac{W}{m^2 \times K} \right] \quad [4.3.11]$$

Όπου  $Nu$  είναι ο τοπικός αριθμός Nusselt, εξαρτάται από τα χαρακτηριστικά της ροής και δίνεται από τη σχέση:

$$Nu = a \times Re^{0,633} \times \varepsilon^{-0,17} \times Pr^{1/3} \quad [4.3.12]$$

Όπου:

- $a$ : συντελεστής που σχετίζεται με τη διάταξη των αυλών στην αυλοφόρο πλάκα. Εν προκειμένω, για τριγωνική διάταξη είναι  $a = 0,290$
- $\varepsilon = A_{spt}/A_o = 88,80/99,66 = 0,89$
- $Re$ : ο αριθμός Reynolds
- $Pr$ : ο αριθμός Prandtl

Ο αριθμός Reynolds είναι αδιάστατος αριθμός που καθορίζει το είδος της ροής, δηλαδή αν είναι στρωτή, μεταβατική ή τυρβώδης. Όταν  $Re \geq 10.000$  τότε η ροή είναι τυρβώδης. Δίνεται από τον τύπο:

$$Re = \frac{\rho_i \times u_i \times d_i}{\mu_w} \quad [4.3.13]$$

Όπου:

- $\rho_i$ : η πυκνότητα του ρευστού στο εσωτερικό των αυλών,  $[kg/m^3]$
- $d_i$ : η εσωτερική διάμετρος των αυλών,  $[m]$
- $\mu_w$ : το δυναμικό ιξώδες του ρευστού,  $[kg/s \cdot m]$
- $u_i$ : η μέση ταχύτητα του εσωτερικού ρευστού,  $[m/s]$

Επομένως ο αριθμός Reynolds προκύπτει:

$$Re = \frac{997 \times 1,37 \times 0,01576}{1,14 \times 10^{-3}} = 18.882,83 > 10.000 \rightarrow \text{τυρβώδης ροή}$$

Ο αριθμός Prandtl είναι ένας αδιάστατος αριθμός που ορίζεται ως ο λόγος του γινομένου της ειδικής θερμοχωρητικότητας του νερού στη θερμοκρασία υπολογισμού,  $c_{pw}$ , με το δυναμικό ιξώδες του νερού,  $\mu_w$ , προς το συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας του νερού,  $k_c$ . Άρα είναι:

$$Pr = \frac{c_{pw} \times \mu_w}{k_c} = \frac{4,1868 \times 1,14 \times 10^{-3}}{0,652} = 7,32 \times 10^{-3}$$

Ο τοπικός αριθμός Nusselt υπολογίζεται τελικά από την εξίσωση [4.3.12] ως εξής:

$$N_u = 0,290 \times 18882,83^{0,633} \times 0,89^{-0,17} \times (7,32 \times 10^{-3})^{1/3} = 29,24$$

Τελικά ο συντελεστής συναγωγής του εσωτερικού ρευστού,  $h_i$ , προκύπτει από την εξίσωση [4.3.11]:

$$h_i = \frac{29,24 \times 0,652}{0,01576} = 1.209,68 \left[ \frac{W}{m^2 \times K} \right]$$

Στη συνέχεια θα πρέπει να προσδιοριστεί ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή για το εξωτερικό ρευστό,  $h_o$  [ $W/m^2 \cdot K$ ]. Ο συντελεστής  $h_o$  λαμβάνει υπόψη τις αντιστάσεις συναγωγής της συνολικής επιφάνειας πτερυγίων και αυλών και δίνεται από τη σχέση:

$$h_o = h_i \times \left[ 1 - (1 - \Omega_f) \times \left( \frac{A_{spt}}{A_o} \right) \right] \quad [4.3.14]$$

Όπου  $\Omega_f$  είναι ο βαθμός απόδοσης του πτερυγίου και για πτερύγια που παίρνουν την κυλινδρική μορφή περιμετρικά των αυλών, όπως ισχύει στην περίπτωση που μελετάται, ισχύει:

$$\Omega_f = \frac{\tan|h_i| \times (m \times n_e)}{m \times n_e} \times [1 - 0,058 \times (m \times n_e)] \quad [4.3.15]$$

Όπου οι συντελεστές  $m$ ,  $n_e$  υπολογίζονται ως εξής:

$$m = \sqrt{\frac{2 \times h_i}{k \times \delta}} \quad \text{και} \quad n_e = \left( \eta + \frac{\delta}{2} \right) \times \left( 1 + 0,35 \times \ln \left( \frac{d_o + 2\eta}{d_o} \right) \right)$$

Όπου:

- $k$ : ο συντελεστής αγωγιμότητας του πτερυγίου, [ $W/m \cdot k$ ]
- $\delta$ : το πάχος του πτερυγίου, είναι  $\delta = 1\text{mm}$
- $\eta$ : το ύψος του πτερυγίου, είναι  $\eta = 13\text{mm}$

Επομένως προκύπτει:  $m = 205,12$  και  $n_e = 0,0173$ . Από τη σχέση [4.3.15] μπορώ να υπολογίσω το βαθμό απόδοσης του πτερυγίου,  $\Omega_f$ . Είναι:

$$\Omega_f = 0,957$$

Άρα ο συντελεστής συναγωγής του εξωτερικού ρευστού στην επιφάνεια μετάδοσης θερμότητας θα είναι βάσει της εξίσωσης [4.3.14]:

$$h_o = 1209,68 \times \left[ 1 - (1 - 0,957) \times \left( \frac{91,02}{101,95} \right) \right] = 1.163,24 \left[ \frac{W}{m^2 \times K} \right]$$

Τελικά ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας  $U$ , με βάση την εξίσωση [4.3.9] και λαμβάνοντας ως τιμή θερμικής αντίστασης για τις εξωτερικές αποθέσεις,  $R_{f,o} = 0,00088$  και για τις εσωτερικές αποθέσεις,  $R_{f,i} = 0,00035$ . Προκύπτει η τιμή:

$$U_t = 43,27 \left[ \frac{W}{m^2 \times K} \right]$$

Παρατηρείται ότι η τελική τιμή,  $U_t$ , του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας διαφέρει πολύ λίγο σε σχέση με την αρχική τιμή με βάση την οποία έγινε ο σχεδιασμός και διαστασιολόγηση του εναλλάκτη. Άρα ο σχεδιασμός έγινε με σωστά δεδομένα.

#### 4.3.6 Προσδιορισμός νέου βαθμού απόδοσης και κατανάλωσης καυσίμου

Με βάση την ολική πραγματική επιφάνεια,  $A_r$ , του εναλλάκτη που επιλέχθηκε να σχεδιαστεί, τη μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας,  $\Delta T_{lm}$ , που έχει υπολογιστεί και τον τελικό ολικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας,  $U_t$ , που προέκυψε στην προηγούμενη ενότητα, μπορεί να προσδιορισθεί η προσδιδόμενη θερμότητα των θερμών καυσαερίων στο νερό που διέρχεται από τον εναλλάκτη. Άρα το πρόσθετο ωφέλιμο έργο του λέβητα χάρη στην τοποθέτηση του συγκεκριμένου οικονομητήρα καυσαερίων.

Από τη σχέση [4.3.4] προκύπτει ότι το τελικό προσδιδόμενο ποσό θερμότητας θα είναι:

$$Q_{e,new} = A_r \times U_t \times \Delta T_{lm} \times F = 101,95 \times 43,27 \times 24,19 \times 1 = 106.711,20 [W] \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \quad Q_{e,new} = 106,71 [kW]$$

Επομένως ο βαθμός απόδοσης του συστήματος με την τοποθέτηση του economizer θα είναι:

$$n_{new} = \frac{Q_{\omega\phi,new}}{m_B \times H_u} = \frac{1.698,26 + 106,71}{0,0393 \times 48.000} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \quad n_{new} = 0,957 \rightarrow 95,7\%$$

Οπότε, η νέα κατανάλωση καυσίμου για την κάλυψη των αναγκών του εργοστασίου θα είναι:

$$m_{B,new} = \frac{Q_{\omega\phi}}{n_{new} \times H_u} = \frac{1.698,26}{0,957 \times 48.000} = 0,0370 \left[ \frac{kg}{s} \right] \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \quad m_{B,new} = 133,23 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

Επομένως, η νέα συνολική ποσότητα εξόδου των καυσαερίων στο περιβάλλον θα είναι:

$$m_{G,new} = \mu_G \times m_{B,new} \times n_E = 21,278 \times 133,23 \times 1,0 = 2.834,87 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$



Η αντίστοιχη ενθαλπία των καυσαερίων στην έξοδο προς το περιβάλλον,  $h_{Ga,new}$ , προκύπτει:

$$h_{Ga,new} = \frac{m_{B,new} \times H_u - Q_E - Q_L - m_{B,new} \times n_{new} \times H_u}{m_{B,new} \times \mu_G} + h_{Go} = 91,34 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]$$

Οπότε, τελικά υπολογίζεται νέα θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων προς την καπνοδόχο:

$$T_{Ga,new} = \frac{h_{Ga,new} - h_{Go}}{c_{pG}} + T_{Go} = \frac{91,34 - 16,46}{1,097} + 15 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow T_{Ga,new} = 83,26 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

#### 4.4 Επίλογος Κεφαλαίου

Στο κεφάλαιο που προηγήθηκε έγιναν αναλυτικοί υπολογισμοί της καταναλισκόμενης παροχής μάζας καυσίμου,  $m_B$ , της συνολικής παροχής καυσαερίων εξόδου,  $m_G$ , και της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων,  $T_G$ , σε υδραυλωτό ατμολέβητα ωφέλιμης θερμότητας 2.500kg/h παραγωγής ξηρού κορεσμένου ατμού. Οι υπολογισμοί αυτοί έγιναν στα εξής δύο σενάρια: α) Τοποθέτηση & λειτουργία της μονάδας χωρίς τη χρήση οικονομητήρα θερμών καυσαερίων, β) Σχεδιασμός και διαστασιολόγηση οικονομητήρα για την ίδια μονάδα, ώστε η τελευταία να λειτουργήσει με τον οικονομητήρα.

Σκοπός αυτών των υπολογισμών ήταν η σύγκριση των μεγεθών αυτών μεταξύ τους ώστε να εξαχθεί συμπέρασμα για την ποσότητα καυσίμου που εξοικονομείται μέσω της μείωσης της απορριπτόμενης θερμότητας στο περιβάλλον. Διαπιστώθηκε ότι ο νέος βαθμός απόδοσης είναι αυξημένος κατά 5,7% με αποτέλεσμα να παρατηρείται σημαντική ελάττωση κατανάλωσης καυσίμου για την ίδια κάλυψη αναγκών του εργοστασίου.



## **5 Πραγματικές μετρήσεις εναλλάκτη καυσαερίων**

### **5.1 Εισαγωγή**

Στο κεφάλαιο αυτό αρχικά, δίνονται αναλυτικές πληροφορίες σχετικά με τα κατασκευαστικά και λειτουργικά μέρη του economizer που προκύπτουν από τον παραπάνω σχεδιασμό μελέτης.

Στη συνέχεια, παρουσιάζονται δεδομένα και μετρήσεις από την μονάδα εγχώριας γαλακτοβιομηχανίας στην οποία εγκαταστάθηκε και λειτουργεί το συγκεκριμένο δίκτυο ατμού. Σκοπός είναι, η σύγκριση των πραγματικών με τα θεωρητικά αποτελέσματα, που θα οδηγήσει στην εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων και στον επαναπροσδιορισμό του βαθμού απόδοσης του συστήματος.

### **5.2 Κατασκευή του οικονομητήρα καυσαερίων**

Το economizer κατασκευάζεται ως αυτοτελής μονάδα, ώστε κατά την παράδοσή του για λειτουργία, όλα τα βασικά τμήματα να είναι συναρμολογημένα και δοκιμασμένα. Γίνεται η διαστασιολόγηση του εσωτερικού αυλωτού στοιχείου, που αποτελεί το πιεστικό μέρος της διάταξης, και είναι αυτό που καθορίζει μαζί με τη θέση του στομίου εξαγωγής καυσαερίων της αμογεννήτριας και τη διατομή του, την διαμόρφωση του εξωτερικού περιβλήματος. Έτσι προέκυψε η κατασκευή με τα εξής χαρακτηριστικά:

#### **Εσωτερικό αυλωτό στοιχείο**

Αποτελείται:

- Από εκατόν είκοσι τρεις (123) σωλήνες όπου διαρρέονται από νερό υπό πίεση: διαμέτρου 21,3mm, πάχους 2,77mm και μήκους 1.200mm. Η ποιότητα του χάλυβα κατασκευής τους είναι P235GH κατά EN 10216-2.
- Από τα ειδικά διαμορφωμένα πτερόγια: μήκους 56.920mm, πλάτους 13mm και πάχους 1mm για τον κάθε αυλό. Η ποιότητα του χάλυβα του ελάσματος που κόβεται για την κατασκευή τους είναι S235JR.
- Από τις δύο (2) αυλοφόρες πλάκες: μήκους 1.100mm, πλάτους 310mm και πάχους 10mm. Η ποιότητα του χάλυβα κατασκευής τους είναι P265GH κατά EN 10028-2.
- Από τέσσερα (4) UPN-120 πάνω στις αυλοφόρες πλάκες που χρησιμοποιούνται σαν καπάκια συγκράτησης του νερού: μήκους το καθένα 1.100mm. Η ποιότητα του χάλυβα κατασκευής τους είναι S235JR κατά EN10025-2.
- Από δύο (2) αυλούς που χρησιμεύουν ως στόμια εισόδου και εξόδου του θερμαινόμενου μέσου του νερού: διαμέτρου  $\Phi$ 60,3mm, πάχους 3,6mm και μήκους 200mm. Η ποιότητα του χάλυβα κατασκευής τους είναι P235GH κατά EN 10216-2.

#### **Κέλυφος**

Αποτελείται:

- Από το εξωτερικό περίβλημα (συμπεριλαμβανομένων και των στομίων εισόδου και εξόδου των καυσαερίων, το στόμιο της θυρίδας επιθεώρησης, καθώς και το άνοιγμα της πόρτας από όπου εισέρχεται κατά την τοποθέτησή του το

εσωτερικό αυλωτό στοιχείο): συνολικής επιφάνειας περίπου  $11\text{m}^2$  και πάχους 5mm. Η ποιότητα του χάλυβα κατασκευής του ελάσματος, το οποίο κόβεται για την κατασκευή των ανωτέρω, είναι S235JR κατά EN 10025-2.

- Από δύο (2) γωνιές L50x50x5 μήκους 600mm η κάθεμία, και δύο (2) γωνιές L50x50x5 μήκους 500mm η κάθεμία, περιμετρικά του στομίου της ανθρωποθυρίδας. Η ποιότητα του χάλυβα κατασκευής τους είναι S235JR κατά EN 10025-2.
- Από δύο (2) γωνιές L50x50x5 μήκους 500mm η κάθεμία, και δύο (2) γωνιές L50x50x5 μήκους 400mm η κάθεμία, περιμετρικά του στομίου εισόδου των καυσαερίων. Η ποιότητα του χάλυβα κατασκευής τους είναι S235JR κατά EN 10025-2.
- Από δύο (2) γωνιές L50x50x5 μήκους 500mm η κάθεμία, και δύο (2) γωνιές L50x50x5 μήκους 400mm η κάθεμία, περιμετρικά του στομίου εξόδου των καυσαερίων. Η ποιότητα του χάλυβα κατασκευής τους είναι S235JR κατά EN 10025-2.
- Από δύο (2) γωνιές L50x50x5 μήκους 400mm η κάθεμία, και δύο (2) γωνιές L50x50x5 μήκους 1350mm η κάθεμία, περιμετρικά της πόρτας εισόδου του θερμοστοιχείου. Η ποιότητα του χάλυβα κατασκευής τους είναι S235JR κατά EN 10025-2.
- Από ένα έλασμα σφράγισης της πόρτας εισόδου του αυλωτού στοιχείου: μήκους 1350mm, πλάτους 400mm και πάχους 5mm. Η ποιότητα του χάλυβα κατασκευής του είναι S235JR κατά EN 10025-2.

Παρακάτω παρατίθενται χαρακτηριστικές *Εικόνες 5.1, 5.2, 5.3, 5.4* από το εργοστάσιο κατασκευής, όπου φαίνονται όλα τα μέρη του οικονομητήρα καυσαερίων. Αρχικά το εσωτερικό στοιχείο συναλλαγής θερμότητας και το εξωτερικό κέλυφος και στην πορεία η συναρμολόγησή τους και ο έλεγχος της ορθής τοποθέτησης της ολοκληρωμένης κατασκευής του economizer σε σχέση με την ατμογεννήτρια του κυκλώματος.



*Εικόνα 5.1:* Εσωτερικό αυλωτό πτερυγιοφόρο στοιχείο συναλλαγής θερμότητας [29]



Εικόνα 5.2: Εξωτερικό κέλυφος-περίβλημα από δύο διαφορετικές οπτικές γωνίες [29]



Εικόνα 5.3: Η στιγμή της εισαγωγής και συναρμολόγησης του εσωτερικού στοιχείου στο εξωτερικό κέλυφος-περίβλημα [29]



Εικόνα 5.4: Ορθή τοποθέτηση του economizer σε σχέση με την ατμογεννήτρια [29]

### 5.3 Επίσκεψη στην εγκατάσταση

Το κύκλωμα ατμοπαραγωγής που μελετήθηκε αφορά την εγκατάσταση λεβητοστασίου εγχώριας βιομηχανίας γαλακτοκομικών ειδών, όπου έχει ανάγκη από παραγωγή μεγάλων ποσοτήτων ατμού και πολύωρη λειτουργία και χρήση του μηχανολογικού εξοπλισμού της.

Παρακάτω παρουσιάζονται εν συντομία δύο βασικές διεργασίες σε μία γαλακτοβιομηχανία που απαιτούν χρήση ατμού.

- Η παστερίωση του γάλακτος, κατά την οποία γίνεται χρήση θερμότητας για την καταστροφή ή ελάττωση των μικροοργανισμών. Επιδιώκεται γρήγορη θέρμανση του γάλακτος σε θερμοκρασία περίπου  $70^{\circ}\text{C}$ .
- Θέρμανση και ομογενοποίηση της γιαούρτης σε βραστήρα. Η θέρμανση γίνεται σε θερμοκρασία  $60^{\circ}\text{C} \sim 65^{\circ}\text{C}$  και η ομογενοποίηση του μίγματος με βράση στους  $80^{\circ}\text{C}$  περίπου. Επιδιώκεται παροχή ατμού στον βραστήρα σε συνδυασμό με ροή νερού για δημιουργία των επιθυμητών θερμοκρασιών.

Επομένως κατανοούμε την αναγκαιότητα για υψηλή παραγωγή ατμού που χορηγείται ταυτόχρονα σε διαφορετικές διεργασίες και για γρήγορη ατμοποίηση του νερού, με παράλληλη επιδίωξη την εξοικονόμηση ενέργειας λόγω της πολύωρης και εκτεταμένης χρήσης του δικτύου. Η ανάγκη για γρήγορη παραγωγή ατμού σε μικρό χρόνο οδήγησε στην επιλογή υδραυλωτού ατμοπαραγωγού και όχι φλογαυλωτού όπου ο χρόνος ατμοπαραγωγής θα ήταν πολύ μεγαλύτερος.

### 5.3.1 Διάταξη λεβητοστασίου εγκατάστασης

Ο ατμολέβητας είναι το πιο επικίνδυνο μηχάνημα σε κάθε επιχείρηση που χρησιμοποιεί ατμό στην παραγωγική διαδικασία, για αυτό και παγκοσμίως αντιμετωπίζεται με ειδικές νομοθετικές διατάξεις όσον αφορά την εγκατάσταση και τη λειτουργία του. Πέρα από τον κίνδυνο έκρηξης, υπάρχουν και άλλες απειλές για την υγεία του προσωπικού που πρέπει να αναγνωριστούν και να ληφθούν κατάλληλα μέτρα. Επομένως η διάταξη των μηχανημάτων πρέπει να είναι τέτοια ώστε να πληροί τα παρακάτω:

- Ύπαρξη συστήματος ασφαλείας (πυρόσβεση, μηχάνημα καταγραφής διαρροής αερίου, μηχανισμό επαναφοράς στην κλειστή θέση κ.α.).
- Κατάλληλα ανοίγματα για επαρκή φυσικό εξαερισμό και φωτισμό.
- Ύπαρξη του αναγκαίου ελεύθερου χώρου για την λειτουργία, επίβλεψη και συντήρηση των μηχανημάτων.
- Η καπνοδόχος να είναι σε κατάλληλο ύψος για την απόρριψη των καυσαερίων σε μακρινή απόσταση από τα κτίρια κ.α.

Μεγάλη προσοχή απαιτείται στο κομμάτι της τήρησης των κανόνων υγιεινής και συμπεριφοράς από τους χειριστές, τους επιβλέποντες μηχανικούς και μηχανικούς παραγωγής και κατ' επέκταση οποιουδήποτε παρευρισκόμενου στο χώρο της ατμοπαραγωγής.

Οι προϋποθέσεις αυτές πληρούνται στην εγκατάσταση της γαλακτοβιομηχανίας όπου λειτουργεί το δίκτυο ατμού-νερού που μελετήθηκε.

Στις παρακάτω φωτογραφίες απεικονίζονται τα μηχανήματα του λεβητοστασίου με τον εξοπλισμό τους. Εντός των πλαισίων τονίζεται η θέση του economizer από διαφορετική οπτική γωνία. (Εικόνες 5.5, 5.6, 5.7)



Εικόνα 5.5 [29]



Εικόνα 5.6 [29]





Εικόνα 5.7 [29]

### 5.3.2 Επιτόπια καταγραφή δεδομένων

Η μονάδα ατμοπαραγωγής με οικονομητήρα θερμών καυσαερίων που είναι εγκατεστημένη στο εν λόγω εργοστάσιο, διαθέτει ηλεκτρικό πίνακα με PLC (προγραμματισμένος λογικός ελεγκτής, programmable logic controller) ο οποίος ελέγχει τις αυτόματες διεργασίες που λαμβάνουν χώρα κατά τη λειτουργία του συστήματος. Το PLC χρησιμοποιείται ευρέως σε βιομηχανικές εφαρμογές καθώς αποτελεί το σύγχρονο τρόπο ελέγχου των αυτοματισμών. Έχει αντικαταστήσει τους κλασικούς πίνακες αυτοματισμού με το μεγάλο αριθμό ηλεκτρονόμων (ρελέ), τα χρονικά και τους απαριθμητές. Ο λόγος είναι διότι για βιομηχανικές εφαρμογές παρουσιάζει τα παρακάτω σημαντικά πλεονεκτήματα:

- Μικρότερο κόστος και χρόνο κατασκευής σε σχέση με την κατασκευή του κλασικού πίνακα αυτοματισμού
- Ελαχιστοποίηση της συχνότητας των βλαβών
- Ελαχιστοποίηση του χρόνου εντοπισμού και αποκατάστασης μιας βλάβης
- Εύκολο προγραμματισμό που δίνει τη δυνατότητα παρέμβασης στη χρήση του χωρίς τη μεσολάβηση του κατασκευαστή
- Παροχή διαγνωστικών μηνυμάτων λάθους με ενσωματωμένα LED που δίνουν τη δυνατότητα εύκολης εποπτείας των αυτοματισμών από το χρήστη
- Οικονομία στο χώρο και στην κατανάλωση ενέργειας
- Δυνατότητα σύνδεσης των μηνυμάτων με τον κεντρικό υπολογιστή της εγκατάστασης για ευκολότερη εποπτεία.

Στην προκειμένη περίπτωση ο ηλεκτρικός πίνακας με την οθόνη PLC καταγράφει τη διακύμανση των θερμοκρασιών και πιέσεων στα διάφορα σημεία της μονάδας κατά τη διάρκεια λειτουργίας της. Η πληροφορία για τη θερμοκρασία δίνεται μέσω θερμοστοιχείων που αποτελούν είδος μεταλλάκτη θερμοκρασίας. Τα θερμοστοιχεία αποτελούνται από δύο μεταλλικούς αγωγούς διαφορετικού υλικού μεταξύ τους, οι οποίοι είναι σε επαφή και δημιουργούν ηλεκτρεγερτική δύναμη (HEΔ) προκαλούμενη από θερμικά αίτια. Το θερμοστοιχείο περιλαμβάνει εσωτερικά ένα βολτόμετρο για τη μέτρηση της HEΔ. Με τον τρόπο αυτό η πληροφορία της θερμοκρασίας που αναγνωρίζει το θερμοστοιχείο μεταφέρεται ως ψηφιακό σήμα στην οθόνη του PLC [27]. Αντιστοίχως η διακύμανση της πίεσης αναγνωρίζεται από τους πρεσοστάτες και τα αισθητήρια πίεσης που αποτελούν μεταλλάκτες πίεσης και δίνουν ψηφιακό σήμα στην οθόνη του PLC.

Τα θερμοστοιχεία είναι τοποθετημένα στην είσοδο και την έξοδο των καυσαερίων από τον οικονομητήρα, στην είσοδο και την έξοδο του νερού από τον οικονομητήρα καθώς και την έξοδο του ατμοπαραγωγού (ατμογεννήτρια). Έτσι ελέγχεται η θερμοκρασία του συστήματος στα σημεία αυτά. Αντίστοιχα οι διατάξεις πίεσης είναι τοποθετημένες στην έξοδο της ατμογεννήτριας ώστε να είναι γνωστή η πίεση εντός αυτής αν πάσα στιγμή της λειτουργίας της.

Κατά την επιτόπιο επίσκεψη στις εγκαταστάσεις φωτογραφήθηκε η οθόνη του ηλεκτρικού πίνακα του λέβητα σε ώρα λειτουργίας της εγκατάστασης. Πραγματοποιήθηκαν τρεις διαφορετικές μετρήσεις. Οι υπολογισμοί του τέταρτου κεφαλαίου έγιναν λαμβάνοντας ως δεδομένο ότι η ατμογεννήτρια λειτουργεί στο ονομαστικό φορτίο. Το δεδομένο αυτό καθορίζει τις τελικές θερμοκρασίες που υπολογίσθηκαν για τα καυσαέρια. Για το λόγο αυτό ελήφθησαν τρεις διαφορετικές

μετρήσεις σε στιγμή όπου ο καυστήρας λειτουργούσε στη δεύτερη βαθμίδα. Αυτό σημαίνει ότι ο καυστήρας λειτουργούσε σε συνθήκες υψηλής παροχής καυσίμου άρα και η ατμογεννήτρια παράγαγε φορτίο κοντά στο ονομαστικό.

Στις φωτογραφίες (Εικόνες 5.8, 5.9, 5.10) που ακολουθούν απεικονίζονται οι ενδείξεις της οθόνης σε σχέση με τις θερμοκρασίες που περιγράφηκαν προηγουμένως.



Εικόνα 5.8: Πρώτη καταγραφή θερμοκρασιών σε συνθήκες λειτουργίας της εγκατάστασης [29]



Εικόνα 5.9: Δεύτερη καταγραφή θερμοκρασιών [29]



Εικόνα 5.10: Τρίτη καταγραφή θερμοκρασιών [29]

Στον Πίνακα 5.1 παρουσιάζονται αναλυτικά οι πληροφορίες που λαμβάνονται από τις προηγούμενες φωτογραφίες.

Μέτρηση	Πίεση Λειτουργίας $P_{\text{Λειτουργία}}$ (barg)	Θερμοκρασία Εισόδου Καυσαερίων στον economizer $T_{g,i}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	Θερμοκρασία Εξόδου Καυσαερίων από το economizer $T_{g,o}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	Θερμοκρασία Εισόδου Νερού στο economizer $T_{w,i}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	Θερμοκρασία Εξόδου Νερού από το economizer $T_{w,o}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	Θερμοκρασία Περιβάλλοντος $T_{\pi}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )
1	7,2	220,7	113,7	100,3	110,5	30
2	7,6	225,1	115,2	99,9	110,5	30
3	6,8	214,1	111,2	91,5	106,7	30
<b>Μέσος Όρος</b>	<b>7,2</b>	<b>220</b>	<b>113,4</b>	<b>97,2</b>	<b>109,2</b>	<b>30</b>

Πίνακας 5.1: Συγκεντρωτική παρουσίαση αποτελεσμάτων μετρήσεων.

Αρχικά επισημαίνεται ότι οι παραπάνω μετρήσεις ελήφθησαν το μήνα Ιούνιο. Για αυτό το λόγο έχει θεωρηθεί ως θερμοκρασία περιβάλλοντος,  $T_{\pi} = 30$  [ $^{\circ}\text{C}$ ]. Όπως έχει διαπιστωθεί από το κεφάλαιο 4, η θερμοκρασία περιβάλλοντος επηρεάζει την τιμή των υπόλοιπων θερμοκρασιών του συστήματος καθώς η χαμένη ενέργεια αντιστοιχεί σε αυτήν που προκύπτει από τη διαφορά ενθαλπίας στη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων και της ενθαλπίας στη θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Η πρώτη παρατήρηση που μπορεί να γίνει είναι ότι τόσο οι θερμοκρασίες καυσαερίων όσο και του νερού είναι αυξημένες σε σχέση με αυτές που υπολογίστηκαν θεωρητικά. Στη συνέχεια ακολουθούν υπολογισμοί προσδιορισμού των θερμοδυναμικών μεγεθών που υπολογίστηκαν στο κεφάλαιο 4 και του βαθμού απόδοσης ώστε να συγκριθούν μεταξύ τους και να εξαχθούν τα ανάλογα συμπεράσματα.

Για τον υπολογισμό των μεγεθών σύγκρισης αρχικά θεωρείται ότι η ζητούμενη παροχή ατμού είναι η ίδια με του κεφαλαίου 4, καθώς αυτή ήταν η απαίτηση του εργοστασίου όταν έγινε η παραγγελία του ατμοπαραγωγού. Δηλαδή  $m_D = 2.500$  [kg/h]. Έτσι, λαμβάνοντας ως μετρούμενη τιμή τον μέσο όρο μεταξύ των τριών μετρήσεων έχω:

Ωφέλιμη θερμότητα ατμογεννήτριας χωρίς να ληφθεί υπόψη το economizer:

$$Q_{\omega\phi} = m_D \times (h''_{7,2\text{barg}} - h_{w,97,2^{\circ}\text{C}}) = \frac{2500}{3600} \times (2765 - 419,1) = 1.629,10 \text{ [kW]}$$

Η ενθαλπία των καυσαερίων στη θερμοκρασία του περιβάλλοντος θα είναι:

$$h_{G,o} = c_{p,G} \times T_{G,o} = 1,097 \times 30 = 32,91 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Επομένως η ενθαλπία των καυσαερίων στη θερμοκρασία εξόδου από την ατμογεννήτρια θα είναι:

$$h_{G,a} = (T_{Ga} - T_{Go}) \times c_{pG} + h_{Go} = (220 - 30) \times 1,097 + 32,91 = 241,34 \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$$

Οπότε ο βαθμός απόδοσης πριν τον οικονομητήρα με βάση τις μετρήσεις που έγιναν προκύπτει:

$$n = \frac{m_B \times H_u - Q_E - Q_L - m_B \times \mu_G \times (h_{Ga} - h_{Go})}{m_B \times H_u} \quad [5.3.1]$$

Απαλείφοντας τον όρο  $m_B$  προκύπτει  $n = 0,907 = 90,7\%$ . Παρατηρείται ότι ο βαθμός απόδοσης είναι πολύ κοντά σε αυτόν που είχε θεωρηθεί στο κεφάλαιο 4. Δεδομένου του βαθμού απόδοσης, η παροχή μάζας καυσίμου θα είναι:

$$m_B = \frac{Q_{\omega\phi}}{n \times H_u} = \frac{1629,1}{0,907 \times 48000} = 0,0374 \left[ \frac{kg}{s} \right] = 134,71 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

Επομένως παρουσιάζεται μειωμένη η κατανάλωση καυσίμου σε σχέση με αυτήν που προσδιορίστηκε στους θεωρητικούς υπολογισμούς.

Λαμβάνοντας υπόψη τα δεδομένα των μετρήσεων με τη χρήση του οικονομητήρα ύστερα από το γνωστό υπολογισμό προκύπτει η τιμή της ενθαλπία των καυσαερίων στην θερμοκρασία εξόδου από το economizer. Αυτή είναι:

$$h_{G, \text{new}} = (113,4 - 30) \times 1,097 + 32,91 = 124,40 \text{ [kJ/kg]}$$

Επομένως από τη σχέση [5.3.1] ο νέος βαθμός απόδοσης λόγω της τοποθέτησης του οικονομητήρα προκύπτει:

$$n_{\text{new}} = 0,959 = 95,9\%$$

Και η νέα κατανάλωση καυσίμου:  $m_{B, \text{new}} = 0,035 \text{ [kg/s]} = 127,41 \text{ [kg/h]}$

Δεδομένης της νέας κατανάλωσης μάζας καυσίμου και της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων από τον οικονομητήρα, προκύπτει η συνολική παροχή καυσαερίων που εκλύονται προς την καπνοδόχο. Αυτή είναι:

$$m_{G, \text{new}} = m_{B, \text{new}} \times \mu_G \times n_E = 127,41 \times 21,278 \times 1,0 = 2.711,03 \left[ \frac{kg}{h} \right]$$

Επομένως το εκλυόμενο ποσό θερμότητας των καυσαερίων προς το νερό εντός του εναλλάκτη προκύπτει:

$$Q_g = m_{G, \text{new}} \times c_{pG} \times (T_{g,i} - T_{g,o}) = \frac{2711,03}{3600} \times 1,097 \times (220 - 113,4) = 88,06 \text{ [kW]}$$

## 5.4 Συμπεράσματα – Σύγκριση Αποτελεσμάτων

Ύστερα από τη λήψη των δεδομένων που καταγράφει το PLC της εγκατάστασης και από τον επαναπροσδιορισμό των μεγεθών που καθορίζουν την απόδοση του συστήματος, εξάγονται τα παρακάτω συμπεράσματα:

- Ο βαθμός απόδοσης του ατμοπαραγωγού που είχε θεωρηθεί στο κεφάλαιο 4 είναι περίπου ίσως με το βαθμό απόδοσης που υπολογίζεται με δεδομένες θερμοκρασίες και πίεση λειτουργίας. Αυτό σημαίνει ότι είχε γίνει σωστή εκτίμηση.
- Η αύξηση του βαθμού απόδοσης από τη χρήση του οικονομητήρα είναι επίσης περίπου ο ίδιος, καθώς στην περίπτωση του θεωρητικού υπολογισμού προκύπτει  $\Delta\eta = 5,7\%$  ενώ οι πραγματικές μετρήσεις δίνουν  $\Delta\eta = 5,2\%$ .
- Η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από το λέβητα καθώς και η θερμοκρασία που εκλύεται στην ατμόσφαιρα δείχνουν μεγαλύτερες στις μετρήσεις από ότι υπολογίστηκαν. Αυτό αιτιολογείται από δύο γεγονότα. Πρώτον διότι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος είναι αυξημένη κατά  $15^{\circ}\text{C}$  όταν έγιναν οι μετρήσεις. Επίσης διότι παρατηρείται μεγαλύτερη θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του νερού από τον εναλλάκτη σε σχέση με αυτές που είχαν προβλεφθεί. Επομένως από την αρχή της μεταφοράς θερμότητας δε θα μπορούσε το εξερχόμενο θερμαίνον (καυσαέριο) ρευστό να έχει χαμηλότερη θερμοκρασία από αυτή του εξερχόμενου θερμαινόμενου.
- Παρατηρείται αυξημένη θερμοκρασία εισόδου του νερού από αυτήν που είχε οριστεί ως δεδομένη στο κεφάλαιο 4. Αυτό σημαίνει ότι το νερό προθερμαίνεται στη δεξαμενή τροφοδοσίας του νερού περισσότερο από όσο είχε θεωρηθεί.
- Παρατηρείται μειωμένη προσδιδόμενη θερμότητα του οικονομητήρα από αυτόν που υπολογίστηκε. Αυτό θα μπορούσε να αιτιολογηθεί από το γεγονός ότι οι μετρήσεις λήφθηκαν σε εγκατάσταση που λειτουργεί ήδη τρία χρόνια. Άρα έχει ήδη υποστεί επικαθίσεις αλάτων στο εσωτερικό των αυλών, με αποτέλεσμα να είναι μειωμένος ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας  $U$ .
- Στο κεφάλαιο 4 έχουν ληφθεί ως δεδομένα ο αρχικός βαθμός απόδοσης του λέβητα και ο λόγος αέρα καυσίμου,  $\lambda=1,2$ . Δεδομένου του  $\lambda$  και της στοιχειακής ανάλυσης του καυσίμου έχει υπολογισθεί η ποσότητα των καυσαερίων  $m_G$  [ $\text{kg}_G/\text{kg}_B$ ]. Αυτή η ποσότητα από εκείνο το σημείο λαμβάνεται ως δεδομένη σε όλους τους υπολογισμούς, τόσο στο κεφάλαιο 4 όσο και στο 5. Επομένως εφόσον οι βαθμοί απόδοσης σχεδόν συμπίπτουν, τόσο ο λόγος αέρας καυσίμου όσο η στοιχειακή ανάλυση του καυσίμου αντιπροσωπεύουν τα πραγματικά δεδομένα.

Λαμβάνοντας υπόψη τα ανωτέρω συμπεράσματα και σχόλια καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι η ατμοπαραγωγός μονάδα πράγματι αποδίδει το έργο που αναμενότανε και ο οικονομητήρας θερμών καυσαερίων αυξάνει σημαντικά το βαθμό απόδοσης του συστήματος παρά την τριετή συνεχή λειτουργία του.





## **6 Τεχνοοικονομική Ανάλυση Επένδυσης Economizer**

### **6.1 Εισαγωγή**

Ο οικονομητήρας καυσαερίων (economizer) είναι από τις μορφές επένδυσης εξοικονόμησης ενέργειας, που έχει άμεση εφαρμογή σε όλους τους τύπους λεβήτων. Μπορεί να τοποθετηθεί σε υφιστάμενα βιομηχανικά δίκτυα είτε με παρεμβάσεις μικρής κλίμακας (χωρίς επένδυση κεφαλαίου) είτε με παρεμβάσεις μεγάλης κλίμακας (με επένδυση κεφαλαίου).

Στην παρούσα μελέτη γίνεται προσθήκη economizer σε δίκτυο ατμοπαραγωγής 2.500kg/h με καύσιμο Φυσικό Αέριο με επένδυση αρχικού κεφαλαίου από τον ιδιώτη της βιομηχανικής μονάδος. Παρουσιάζεται η κοστολόγηση της κατασκευής ως προς τα υλικά, τον εξοπλισμό και τα εργατικά της ώστε να προσδιοριστεί το ολικό κόστος επένδυσης. Επίσης υπολογίζεται το λειτουργικό κόστος του δικτύου νερού-ατμού χωρίς και με τη χρήση economizer, όσον αφορά την κατανάλωση καυσίμου και τις περιοδικές συντηρήσεις του μηχανήματος. Σκοπός είναι να προσδιοριστούν τα οφέλη τα οικονομικά οφέλη της με το διάστημα αποπληρωμής της όπου αρχίζει και αποδίδει κέρδη στην επιχείρηση.

### **6.2 Αρχικό Κόστος Επένδυσης (Κ<sub>0</sub>)**

Πρώτη ενέργεια στην αξιολόγηση της σκοπιμότητας εγκατάστασης του economizer αποτελεί η εκτίμηση του συνολικού κόστους κατασκευής του, που θα προσδιορίσει και το ποσό του αρχικού κεφαλαίου που θα πρέπει να επενδύσει ο επιχειρηματίας της μονάδας παραγωγής. Επίσης σημαντικό είναι και ο προσδιορισμός των ετήσιων σταθερών κοστών που προκύπτουν από τη λειτουργία του και τις ανάγκες για περιοδική συντήρηση του μηχανήματος.

#### **6.2.1 Κόστος Κατασκευής**

Το κόστος κατασκευής περιλαμβάνει το κόστος των υλικών που χρησιμοποιήθηκαν, το κόστος του πρόσθετου εξοπλισμού για την εύρυθμη λειτουργία του οικονομητήρα καυσαερίων, το κόστος της εργασίας που χρειάζεται για την υλοποίησή του και το κόστος μεταφοράς και τοποθέτησης στο υφιστάμενο δίκτυο.

#### **Κόστος Υλικών**

Από την λεπτομερή περιγραφή των κατασκευαστικών μερών του economizer που έγινε στο κεφάλαιο 5, προκύπτουν οι παρακάτω πίνακες Πίνακας 6.1, Πίνακας 6.2 και Πίνακας 6.3 όπου υπολογίζεται το συνολικό βάρος υλικού που απαιτείται στην κάθε κατηγορία χάλυβα. Πολλαπλασιάζοντας τις ποσότητες αυτές με την τρέχουσα τιμή πώλησης ανά κιλό της αγοράς, εξάγεται το συνολικό κόστος των πρώτων υλών.

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΥΛΙΚΩΝ S235JR									
ΜΟΝΑΔΕΣ :									
A/A	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΑΝΤΙΚΕΙΜΕΝΟΥ	ΠΟΙΟΤΗΤΑ ΧΑΛΥΒΑ	ΤΕΜΑΧΙΑ	ΜΗΚΟΣ	ΠΛΑΤΟΣ-ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ	ΠΑΧΟΣ	ΟΓΚΟΣ	Κg/m <sup>3</sup>	ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΒΑΡΟΣ
1	ΠΤΕΡΥΓΙΑ ΣΥΝΑΛΛΑΓΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	S235JR	123	56920	13	1	0,0910	7.850	714,47
2	ΚΑΠΑΚΙΑ ΑΥΛΟΦΟΡΩΝ ΠΛΑΚΩΝ	S235JR	4	1100	UPN-120		0,0075	7.850	58,72
3	ΕΛΑΣΜΑ ΓΙΑ ΚΟΠΗ ΠΕΡΙΒΛΗΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΣΤΟΜΙΩΝ	S235JR	1	8100	1250	5	0,0506	7.850	397,41
4	ΓΩΝΙΕΣ ΑΝΡΩΠΟΟΥΡΙΔΑΣ	S235JR	1	2200	L 50x50x5		0,0011	7.850	8,29
5	ΓΩΝΙΕΣ ΣΤΟΜΙΟΥ ΕΙΣΟΔΟΥ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ	S235JR	1	1800	L 50x50x5		0,0009	7.850	6,78
6	ΓΩΝΙΕΣ ΣΤΟΜΙΟΥ ΕΞΟΔΟΥ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ	S235JR	1	1800	L 50x50x5		0,0009	7.850	6,78
7	ΓΩΝΙΕΣ ΠΟΡΤΑΣ ΕΙΣΟΔΟΥ ΘΕΡΜΟΣΤΟΙΧΕΙΟΥ	S235JR	1	2800	L 50x50x5		0,0013	7.850	10,55
8	ΕΛΑΣΜΑ ΣΦΡΑΓΙΣΗΣ ΠΟΡΤΑΣ	S235JR	1	1100	400	5	0,0022	7.850,00	17,27
<b>TOTAL</b>									<b>1220,27</b>

Πίνακας 6.1: Συνολικό βάρος κατασκευής από χάλυβα S235JR

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΥΛΙΚΩΝ P235GH									
ΜΟΝΑΔΕΣ :									
A/A	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΑΝΤΙΚΕΙΜΕΝΟΥ	ΠΟΙΟΤΗΤΑ ΧΑΛΥΒΑ	ΤΕΜΑΧΙΑ	ΜΗΚΟΣ	ΠΛΑΤΟΣ-ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ	ΠΑΧΟΣ	ΟΓΚΟΣ	Κg/m <sup>3</sup>	ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΒΑΡΟΣ
1	ΑΥΛΟΙ ΣΤΟΙΧΕΙΟΥ	P235GH	123	1200	21,3	2,77	0,0238	7.850	186,84
2	ΑΥΛΟΙ ΕΙΣΟΔΟΥ-ΕΞΟΔΟΥ ΝΕΡΟΥ	P235GH	2	200	60,3	3,6	0,0003	7.850	2,01
<b>TOTAL</b>									<b>188,85</b>

Πίνακας 6.2: Συνολικό βάρος κατασκευής από χάλυβα P235GH

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΥΛΙΚΩΝ P265GH									
ΜΟΝΑΔΕΣ :									
A/A	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΑΝΤΙΚΕΙΜΕΝΟΥ	ΠΟΙΟΤΗΤΑ ΧΑΛΥΒΑ	ΤΕΜΑΧΙΑ	ΜΗΚΟΣ	ΠΛΑΤΟΣ-ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ	ΠΑΧΟΣ	ΟΓΚΟΣ	Κg/m <sup>3</sup>	ΣΥΝΟΛΙΚΟ ΒΑΡΟΣ
1	ΑΥΛΟΦΟΡΕΣ ΠΛΑΚΕΣ	P265GH	2	1100	310	10	0,0068	7.850	53,54
<b>TOTAL</b>									<b>53,54</b>

Πίνακας 6.3: Συνολικό βάρος κατασκευής από χάλυβα P265GH

Σύμφωνα με τις σημερινές συνθήκες της αγοράς, οι τιμές του χάλυβα ανά κατηγορία ποιότητας κυμαίνονται περίπου ως εξής [28]:

- Για S235JR: 0,45 €/Kg
- Για P235GH: 0,60 €/Kg
- Για P265GH: 0,65 €/Kg

Άρα από τον Πίνακα 6.1 όπου το συνολικό βάρος των υλικών είναι 840,33Kg προκύπτει: **Κόστος Υλικών S235JR** = 0,45 €/Kg \* 1220,27 Kg ≈ **550 €**

Από τον Πίνακα 6.2 όπου το συνολικό βάρος των υλικών είναι 98,50 Kg προκύπτει: **Κόστος Υλικών P235GH** = 0,60 €/Kg \* 188,85 Kg ≈ **115 €**

Από τον Πίνακα 6.3 όπου το συνολικό βάρος των υλικών είναι 36,55 Kg προκύπτει: **Κόστος Υλικών P265GH** = 0,65 €/Kg \* 53,54 Kg ≈ **35 €**

Επομένως το συνολικό κόστος υλικών ανέρχεται:

**Συν. Κόστος Υλικών = 700 €**

### **Κόστος Πρόσθετου Εξοπλισμού**

Ο πρόσθετος εξοπλισμός που απαιτείται στην κατασκευή του οικονομητήρα καυσαερίων αφορά τα παρακάτω τεμάχια:

- Δύο (2) φλάντζες λαιμού ονομαστικής διαμέτρου DN50 (60,3mm). Η ποιότητα του χάλυβα κατασκευής τους είναι P250GH.
- Ένα (1) θερμοστοιχείο ελέγχου θερμοκρασίας των καυσαερίων τύπου pt100.
- Μία (1) ασφαλιστική βαλβίδα ορειχάλκινη που τοποθετείται στον σωλήνα εισόδου του νερού, για εκτόνωση σε περίπτωση υπερπίεσης. Είναι ονομαστικής διαμέτρου DN20/DN32 (26,9mm/42,4mm).
- Έναν (1) θερμοστάτη για τον έλεγχο της θερμοκρασίας.
- Διάταξη ντάμπερ (damper) με αυτόματη ρύθμιση της παροχής των καυσαερίων.

Από διάφορους προμηθευτές επιλέγεται η μέση τιμή για το κάθε τεμάχιο η οποία παρουσιάζεται παρακάτω.

**Κόστος Φλάντζας Λαιμού DN50** ≈ 13,50 € \* 2 τμχ. ≈ **30 €**

**Κόστος Θερμοστοιχείου** ≈ **6 €**

**Κόστος Ασφαλιστικής Βαλβίδας DN20/DN32** ≈ **110 €**

**Κόστος Θερμοστάτη** ≈ **85 €**

**Κόστος Διάταξης Ντάμπερ** ≈ **75 €**

Επομένως το συνολικό κόστος πρόσθετου εξοπλισμού ανέρχεται:

**Συν. Κόστος Εξοπλισμού = 306 €**

$$\begin{aligned} \text{Κόστος Κατασκευής} &= \text{Συν. Κόστος Υλικών} + \text{Συν. Κόστος Εξοπλισμού} \\ \text{Κόστος Κατασκευής} &= 700 \text{ €} + 306 \text{ €} \\ \text{Κόστος Κατασκευής} &= 1.006 \text{ €} \end{aligned}$$

### 6.2.2 Κόστος εργασίας

Το διάστημα που απαιτείται για την περάτωση του συγκεκριμένου έργου (κατασκευή οικονομονητήρα καυσαερίων) υπολογίζεται περίπου στις 2 εβδομάδες. Οι εργασίες που περιλαμβάνονται είναι οι εξής:

- Μελέτη και σχεδιασμός του εναλλάκτη από τον μηχανικό.
- Κοπή των σωλήνων στις διαστάσεις που ορίζονται από το σχέδιο.
- Κατάλληλη διαμόρφωση πτερυγίων και κόλληση αυτών στους αυλούς.
- Κοπή αυλοφόρων πλακών και δημιουργία των οπών όπου θα εισέλθουν και κολληθούν οι πτερυγιοφόροι αυλοί.
- Κοπή και κόλληση των καπακιών (UPN-120) και των στομιών εισόδου και εξόδου του νερού ( $\Phi$  60,3mm) στις αυλοφόρες πλάκες.
- Κοπή εξωτερικού περιβλήματος
- Κοπή και κόλληση των απαραίτητων στομιών και θυρίδων που περιλαμβάνει το εξωτερικό περίβλημα.
- Τοποθέτηση του εσωτερικού αυλωτού στοιχείου εντός του περιβλήματος
- Εργασία βαφής της ολοκληρωμένης κατασκευής

Για την διεκπεραίωση των ανωτέρω εργασιών απασχολούνται συνολικά οι παρακάτω ειδικότητες εργαζομένων με τα αντίστοιχα ωριαία κόστη εργασίας τους.

- Μηχανολόγος μηχανικός – σχεδιαστής (άτομα 1).  
Ώρες εργασίας: 16 h  
Κόστος εργασίας: 8,0 €/h  
Συνολικό κόστος = **128 €**
- Πιστοποιημένος συγκολλητής για το πιεστικό τμήμα της κατασκευής (άτομα 1)  
Ώρες εργασίας: 24 h  
Κόστος εργασίας: 8,50 €/h  
Συνολικό κόστος = **204 €**
- Τεχνίτες για την κοπή και διαμόρφωση των λοιπών τμημάτων (άτομα 3)  
Ώρες εργασίας: 40 h/άτομο \* 3 άτομα = 120 h  
Κόστος εργασίας: 6,0 €/h  
Συνολικό κόστος = **720 €**

Επομένως το συνολικό κόστος εργασιών ανέρχεται:  
**Κόστος Εργασίας = 1.052 €**

### 6.2.3 Κόστος μεταφοράς και τοποθέτησης

Το κόστος μεταφοράς και εγκατάστασης ανέρχεται περίπου:

$$\text{Κόστος Μετ. \& Εγκ.} = 1.000 \text{ €}$$

Αθροίζοντας τα παραπάνω κόστη, θεωρώντας ότι περιλαμβάνεται και το κέρδος του κατασκευαστή σε αυτά, προκύπτει το Αρχικό Κόστος Επένδυσης ( $K_0$ ) του έργου.

$$\begin{aligned} \text{Κόστος Επένδυσης (K}_0\text{)} &= \text{Κόστος Κατασκευής} + \text{Κόστος Εργασίας} + \text{Κόστος Μετ. \& Εγκ.} \\ \text{Κόστος Επένδυσης (K}_0\text{)} &= 1006 \text{ €} + 1052 \text{ €} + 1.000 \text{ €} \\ \text{Συν. Κόστος Κατασκευής} &= 3.052 \text{ €} \end{aligned}$$

$$\text{Άρα } K_0 = 3.052 \text{ €}$$

### 6.3 Λειτουργικό Κόστος Επένδυσης

Ένα μηχάνημα εκτός από το κόστος κατασκευής, έχει ένα ετήσιο κόστος λειτουργίας εξαιτίας της κατανάλωσης ενέργειας και ένα επιπλέον ετήσιο κόστος συντήρησης που απαιτείται ανά τακτά χρονικά διαστήματα (καθαρισμός αποθέσεων, επισκευή κ.α.)

#### 6.3.1 Κόστος κατανάλωσης καυσίμου με και χωρίς economizer

Το σημαντικότερο κόστος λειτουργίας σε ένα εργοστασιακό λεβητοστάσιο είναι το κόστος αγοράς και ο ρυθμός κατανάλωσης του καυσίμου. Στο κεφάλαιο 4 αναλύθηκε θεωρητικά η κατανάλωση του καυσίμου για τη δεδομένη εγκατάσταση στην περίπτωση λειτουργίας της χωρίς economizer. Στη συνέχεια υπολογίστηκε η νέα ωριαία κατανάλωση καυσίμου ύστερα από την τοποθέτηση economizer.

Το καύσιμο που καίγεται, όπως έχει αναφερθεί, είναι το φυσικό αέριο (N.G.). Λαμβάνεται ως μέση τιμή αγοράς σύμφωνα με τη ΔΕΣΦΑ:  $p_B = 0,55 \text{ €/Nm}^3$

Όπως υπολογίστηκε η κατανάλωση καυσίμου χωρίς οικονομητήρα είναι:

$$m_B = 0,0393 \text{ [kg/s]} = 141,52 \text{ [kg/h]}$$

Δεδομένης της πυκνότητας του φυσικού αερίου σε ατμοσφαιρικές συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας,  $\rho = 0,78 \text{ [kg/Nm}^3\text{]}$ , η κατανάλωση ανά μονάδα όγκου θα είναι:

$$V_B = \frac{m_B}{\rho} = \frac{0,0393}{0,78} = 0,050 \left[ \frac{\text{Nm}^3}{\text{s}} \right] = 181,4 \left[ \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} \right]$$

Άρα το κόστος κατανάλωσης καυσίμου για την κάλυψη των απαιτούμενων αναγκών χωρίς economizer θα είναι:

$$K_B = V_B \times p_B = 181,4 \times 0,55 = 99,8 \left[ \frac{\text{€}}{\text{h}} \right] \quad [6.3.1]$$

Αντίστοιχα η κατανάλωση καυσίμου με τη λειτουργία του οικονομητήρα είναι:

$$m_{B,new} = 0,0370 \text{ [kg/s]} = 133,20 \text{ [kg/h]}$$

Οπότε η κατανάλωση στη μονάδα του όγκου θα είναι:

$$V_{B,new} = \frac{m_{B,new}}{\rho} = \frac{0,0370}{0,78} = 0,047 \left[ \frac{Nm^3}{s} \right] = 170,8 \left[ \frac{Nm^3}{h} \right]$$

Και το κόστος κατανάλωσης του καυσίμου με την προσθήκη του economizer προκύπτει:

$$K_{B,new} = V_{B,new} \times p_B = 170,8 \times 0,55 = \mathbf{94,0} \left[ \frac{\text{€}}{h} \right] \quad [6.3.2]$$

### 6.3.2 Κόστος περιοδικής συντήρησης

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η συνεχής λειτουργία του συστήματος δημιουργεί αποθέσεις αλάτων στο εσωτερικό των αυλών από όπου διέρχεται το νερό, και υπολείμματα στα προϊόντα της καύσης στις επιφάνειες των πτερυγίων. Επομένως, κρίνεται απαραίτητη η εκτέλεση περιοδικής συντήρησης του οικονομητήρα ώστε να αποφεύγεται η περίπτωση φραγής των σωληνώσεων που οδηγεί σε πτώση της απόδοσής του.

Δεδομένου ότι η εγκατάσταση λειτουργεί καθημερινά θεωρείται απαραίτητος ο καθαρισμός των σωληνώσεων και των πτερυγίων μία φορά στο τέλος κάθε έτους με υδροβολή υψηλής πίεσης και χρήση ειδικών βουρτσών. Για τη διενέργεια αυτού του καθαρισμού ρυθμίζεται το damper έτσι ώστε το καυσαέριο να εξέρχεται προς την καπνοδόχο χωρίς να περνάει από τον οικονομητήρα. Το κόστος για τον καθαρισμό του οικονομητήρα ανέρχεται:

<b>Κόστος Καθαρισμού Μονάδας = 800 €/έτος</b>
---

## 6.4 Αξιολόγηση της επένδυσης

### 6.4.1 Σύγκριση ετήσιου κόστους

Το κόστος κατασκευής περιλαμβάνει Για την αξιολόγηση της επένδυσης θα γίνει σύγκριση των δύο καταστάσεων λειτουργίας, Α) χωρίς της χρήση οικονομητήρα Β) με τη χρήση οικονομητήρα, ως προς τα ετήσια κόστη. Πρόκειται για εξαρτημένες μεταξύ τους επενδύσεις όπου αποδοχή της Β περίπτωσης αυξάνει τα οφέλη της Α μειώνοντας το κόστος κατανάλωσης καυσίμου. Ο λόγος που γίνεται αναφορά μόνο στα κόστη ως κριτήριο σύγκρισης είναι ότι και με τα δύο σενάρια η δυναμικότητα της επιχείρησης παραμένει η ίδια οπότε και αποφέρει ίδια έσοδα.

Πιο αναλυτικά, οι ετήσιες δαπάνες (TC, Total Cost) μιας επιχείρησης, χωρίζονται σε δύο κατηγορίες:

- 1) Τις σταθερές δαπάνες (FC, Fixed Cost) και
- 2) Τις μεταβλητές δαπάνες (VC, Variable Cost).

Οι πρώτες, αφορούν τα κόστη που υπάρχουν σε κάθε περίπτωση, ανεξάρτητα από την φάση λειτουργίας της επιχείρησης. Δηλαδή υφίστανται ακόμα και όταν η επιχείρηση είναι κλειστή ή έχει μηδενική παραγωγή. Τέτοιου τύπου δαπάνες, είναι τα κόστη για ενοίκια κτιρίων, για φόρους και τέλη, για συντήρηση μηχανημάτων ή εξοπλισμών, για ασφάλιστρα του προσωπικού κλπ.

Οι δεύτερες, αφορούν τις δαπάνες που προκύπτουν όταν υπάρχει παραγωγή. Αναφέρονται δηλαδή στα λειτουργικά κόστη που προκύπτουν από τις πληρωμές των εργαζομένων, τις υπερωρίες, τις ενεργειακές καταναλώσεις (καύσιμο και ρεύμα), τα έξοδα επισκευών κλπ.

Στην περίπτωση μας, για την σύγκριση των δύο καταστάσεων λειτουργίας, οι σταθερές ετήσιες δαπάνες θεωρούνται ίδιες εφόσον δεν επηρεάζονται πουθενά με την προσθήκη του εναλλάκτη, παρά μόνο στο κομμάτι των εξόδων συντήρησης του που απαιτείται στο τέλος κάθε έτους. Δεν υπάρχουν άλλες μεταβολές γιατί και τα δύο σενάρια αφορούν το ίδιο ατμοπαραγωγό συγκρότημα με τις ίδιες ανάγκες σε παροχή και παραγωγικότητα. Επομένως θέτοντας ως  $FC_{(A)}$  τα ετήσια σταθερά κόστη της επιχείρησης για την περίπτωση (A) και ως  $FC_{(B)}$  τα αντίστοιχα κόστη της περίπτωσης (B), ισχύει:

- $FC_{(A)} = FC_{(A)}$
- $FC_{(B)} = FC_{(A)} + \text{Κόστος Καθαρισμού Μονάδας} = FC_{(A)} + 800 \text{ €}$
- $\Delta FC = FC_{(A)} - FC_{(B)} = -800 \text{ €}$  η ετήσια διαφορά στα σταθερά κόστη

Όσον αφορά τα λειτουργικά κόστη μεταξύ των (A) και (B), οι διαφοροποιήσεις που προκύπτουν δεν είναι άλλες από αυτές της κατανάλωσης του καυσίμου. Βλέπε σχέσεις 6.3.1 και 6.3.2.

Για τις ώρες λειτουργίας του εργοστασίου λαμβάνονται δύο διαφορετικά σενάρια τα οποία και επηρεάζουν τον χρόνο απόσβεσης της επένδυσης. Στο πρώτο σενάριο η ημερήσια λειτουργία ανέρχεται σε 8 εργάσιμες ώρες (h/d) και στο δεύτερο σενάριο σε 16 εργάσιμες ώρες (h/d). Για την αναγωγή σε ετήσιες ώρες θεωρούμε εργάσιμες ημέρες του μήνα 22 για 12 μήνες το χρόνο. Άρα τα μεταβλητά κόστη και η ετήσια διαφορά τους υπολογίζονται στον Πίνακα 6.4 ως εξής:

	Περίπτωση (A)	Περίπτωση (B)
<b>Ωριαίο Κόστος Καυσίμου (€/h)</b>	<b>99,8</b>	<b>94,0</b>

Λειτουργία Εργοστασίου (h)	Ημερήσια Λειτουργία (h/d)	Ετήσια Λειτουργία (h/y)	$VC_{(A)}$ (€)	$VC_{(B)}$ (€)	$\Delta VC = VC_{(A)} - VC_{(B)}$ (€)
<b>1ο Σενάριο Λειτουργίας</b>	8	2.112	210.778	198.528	<b>12.250</b>
<b>2ο Σενάριο Λειτουργίας</b>	16	4.224	421.555	397.056	<b>24.499</b>

Πίνακας 6.4: Ετήσια μεταβλητά κόστη για την κάθε περίπτωση επένδυσης και το κάθε σενάριο λειτουργίας

Οπότε μπορεί να γίνει ο υπολογισμός του συνολικού ετήσιου κόστους των περιπτώσεων (A) και (B) για τα 2 σενάρια ωρών λειτουργίας του εργοστασίου. Συγκεκριμένα μας αφορά η διαφορά κόστους που προκύπτει μεταξύ των, η οποία μεταφράζεται ως κέρδος για την επιχείρηση.

Το συνολικό κόστος υπολογίζεται από τον τύπο:

$$- \quad \mathbf{TC = FC + VC}$$

Επομένως έχω:

$$- \quad \mathbf{TC_{(A)} = FC_{(A)} + VC_{(A)}}$$

$$- \quad \mathbf{TC_{(B)} = FC_{(B)} + VC_{(B)}}$$

Και η μεταβολή του συνολικού ετήσιου κόστους ορίζεται:

$$- \quad \mathbf{\Delta TC = TC_{(A)} - TC_{(B)} = \Delta FC + \Delta VC = (FC_{(A)} - FC_{(B)}) + (VC_{(A)} - VC_{(B)})}$$

Συνολικό Ετήσιο Κόστος (TC) (€)	1ο Σενάριο	2ο Σενάριο
$TC_{(A)}$	$FC_{(A)} + 210.778$	$FC_{(A)} + 421.555$
$TC_{(B)}$	$FC_{(B)} + 800 + 198.528$	$FC_{(B)} + 800 + 397.056$
<b>Διαφορά Συνολικού Ετήσιου Κόστους (€)</b>		
$\Delta TC = TC_{(A)} - TC_{(B)}$	<b>11.450</b>	<b>23.699</b>

Πίνακας 6.5: Ετήσια διαφορά συνολικού κόστους μεταξύ των δύο εναλλακτικών (A) και (B)

#### 6.4.2 Χρόνος απόσβεσης αρχικού κεφαλαίου επένδυσης του economizer

Το αρχικό κόστος επένδυσης του economizer **Κ<sub>0</sub>** ορίσθηκε νωρίτερα **3.058 €**. Επομένως το κόστος απόσβεσης της επένδυσης ορίζεται ως το σημείο όπου αποπληρώνεται το αρχικό κόστος Κ<sub>0</sub>. Παρατηρείται από τον Πίνακα 6.5 ότι η ανάκτηση του αρχικού κόστους επένδυσης πραγματοποιείται κατά τη διάρκεια του πρώτου έτους και στα δύο σενάρια ωρών λειτουργίας που μελετώνται. Στον Πίνακα 6.6 παρατίθενται οι μεταβολές των κοστών σε μηνιαία βάση.



	Περίπτωση (A)	Περίπτωση (B)
Ωριαίο Κόστος Καυσίμου (€/h)	99,8	94,0

Λειτουργία Εργοστασίου (h)	Ημερήσια Λειτουργία (h/d)	Μηνιαία Λειτουργία (h/m)	VC <sub>(A)</sub> (€)	VC <sub>(B)</sub> (€)	ΔVC = VC <sub>(A)</sub> - VC <sub>(B)</sub> (€)
1ο Σενάριο Λειτουργίας	8	176	17.565	16.544	1.021
2ο Σενάριο Λειτουργίας	16	352	35.130	33.088	2.042

Πίνακας 6.6: Μηνιαία διαφορά μεταβλητού κόστους μεταξύ των δύο εναλλακτικών (A) και (B)

Επομένως ο μήνας ανάκτησης του κεφαλαίου σε κάθε εναλλακτικό σενάριο θα είναι:

**Σενάριο 1ο:**  $K_0 / \Delta VC_{\text{μηνιαίο}} = 3.058 / 1.021 = 2,99 \approx 3,0$  μήνες

**Σενάριο 2ο:**  $K_0 / \Delta VC_{\text{μηνιαίο}} = 3.058 / 2.042 = 1,49 \approx 2,0$  μήνες

Συμπεραίνουμε ότι η απόσβεση του οικονομητήρα γίνεται εντός του πρώτου τριμήνου του έτους και στα δύο σενάρια που μελετώνται. Επομένως ο επενδύτης αναμένει γρήγορη ανάκτηση του πρόσθετου κεφαλαίου που δαπανά για τον οικονομητήρα και μάλιστα όσο περισσότερες είναι οι ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης τόσο γρηγορότερο αποσβάνει τα χρήματά του.

### 6.4.3 Συνολικά κέρδη της επένδυσης

Για τον προσδιορισμό των συνολικών κερδών που αποφέρει η επένδυση προσθήκης economizer στο λέβητα λαμβάνονται υπόψη οι ακόλουθες παράμετροι:

- Διάρκεια ζωής του έργου ορίζεται στα  $N = 10$  έτη
- Το επιτόκιο αναγωγής,  $i = 0,06 = 6\%$
- Η υπολειμματική αξία μετά το πέρας των δέκα ετών δε λαμβάνεται υπόψη.
- Ως ετήσιο κέρδος ορίζεται η διαφορά στα ετήσια κόστη που υπολογίσθηκαν παραπάνω

Η παρούσα αξία των χρημάτων που θα αποδώσει η επένδυση ορίζεται ως εξής:

$$PA = -K_0 + \Delta TC_{\text{ετήσιο}} \times \frac{(1+i)^N - 1}{i \times (1+i)^N}$$

Όπου:  $\frac{(1+i)^N - 1}{i \times (1+i)^N}$  είναι ο αθροιστικός συντελεστής προεξόφλησης ή αναγωγής σε παρούσες αξίες. Δηλαδή η παρούσα αξία μιας νομισματικής μονάδας που λαμβάνεται κάθε έτος για  $N$  έτη και επιτόκιο αναγωγής  $i$ .

Επομένως για το κάθε σενάριο προκύπτει:

$$\text{Σενάριο 1ο: } \mathbf{ΠΑ} = -3.058 + 11.450 \times \frac{(1+0,06)^{10}-1}{i \times (1+0,06)^{10}} = \mathbf{81.215} \text{ [€]}$$

$$\text{Σενάριο 2ο: } \mathbf{ΠΑ} = -3.058 + 23.699 \times \frac{(1+0,06)^{10}-1}{i \times (1+0,06)^{10}} = \mathbf{171.369} \text{ [€]}$$

Επομένως στο αρχικό κεφάλαιο που θα επενδύσει ο ιδιοκτήτης του εργοστασίου για το δίκτυο ατμοπαραγωγής, η προσθήκη του κόστους για την τοποθέτηση του economizer είναι πολύ μικρή και αποσβένεται σε πολύ σύντομο χρονικό διάστημα. Άρα η απώλεια 3.058 € στην αρχή της επένδυσης του αποφέρει πολύ περισσότερα χρήματα σε βάθος χρόνου.

Συμπεραίνουμε ότι η τοποθέτηση του οικονομητήρα στην εγκατάσταση αποτελεί **συμφέρουσα επενδυτική κίνηση**.

## 7 Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία μελετήθηκαν τα οφέλη από την τοποθέτηση εναλλάκτη θερμών καυσαερίων – νερού (economizer) σε βιομηχανικό δίκτυο ατμού, τοποθετημένο για την κάλυψη των θερμικών απαιτήσεων εγχώριας γαλακτοβιομηχανίας. Ως καταναλισκόμενο καύσιμο της εγκατάστασης χρησιμοποιήθηκε το Φυσικό Αέριο (N.G.) και η ατμοπαραγωγός μονάδα είχε παραγωγή κορεσμένου ατμού στο ονομαστικό φορτίο: 2.500kg/h σε ονομαστική πίεση λειτουργίας: 10barg. Η μελέτη αφορούσε σχεδιασμό και διαστασιολόγηση του παραπάνω οικονομητήρα, υπολογισμό της απόδοσης και της κατανάλωσης του συστήματος και σύγκριση των αποτελεσμάτων με τα αντίστοιχα που προέκυψαν από επιτόπια καταγραφή δεδομένων στο χώρο όπου είναι εγκατεστημένα τα μηχανήματα. Η εργασία κατέληξε στην οικονομική αξιολόγηση της επένδυσης λαμβάνοντας υπόψη πραγματικές τιμές της αγοράς.

Η ανάλυση που προηγήθηκε οδηγεί στις παρακάτω διαπιστώσεις αναφορικά με το θερμοδυναμικό και οικονομικό όφελος από την ανάκτηση της απορριπτόμενης θερμότητας των θερμών καυσαερίων:

1. Από τη στοιχειακή ανάλυση του καυσίμου προκύπτει ότι το Φυσικό Αέριο ως καύσιμο δε διαθέτει θειούχες ενώσεις στη σύστασή του ( $S_2$ ). Επομένως στα καυσαέρια που παράγονται δε σχηματίζεται η διαβρωτική ένωση του θειϊκού οξέος ( $H_2SO_4$ ) όταν η θερμοκρασία φτάσει στο σημείο υγροποίησής τους (όξινο σημείο δρόσου). Το γεγονός αυτό κάνει οικονομικότερη την κατασκευή καθώς ως υλικό κατασκευής επιλέγεται απλός μη ωστενιτικός χάλυβας και όχι ανοξείδωτος. Επίσης το καύσιμο αυτό προσφέρει μεγαλύτερη διάρκεια ζωής και μικρότερη ανάγκη για συντηρήσεις. Συμπεραίνουμε ότι στις εγκαταστάσεις ατμού όπου καίεται Φυσικό Αέριο, η τοποθέτηση economizer αποτελεί συμφέρουσα λύση.
2. Η τοποθέτηση του οικονομητήρα δημιούργησε αύξηση του βαθμού απόδοσης του συστήματος κατά ~5,5%. Μάλιστα το γεγονός αυτό διαπιστώθηκε τόσο από τους θερμοδυναμικούς υπολογισμούς όσο και από τις μετρήσεις που λήφθηκαν κατά την επιτόπιο επίσκεψη στις εγκαταστάσεις του εργοστασίου. Συγκεκριμένα στην πρώτη περίπτωση ο βαθμός απόδοσης βελτιώθηκε από  $n=90\%$  σε  $n_{new}=95,7\%$  ενώ στη δεύτερη από  $n=90,7\%$  σε  $n_{new}=95,9\%$ . Με δεδομένο ότι η ωφέλιμη θερμότητα που έχει ανάγκη το εργοστάσιο παραμένει σταθερή, η βελτίωση της απόδοσης του συστήματος οδήγησε σε μείωση της κατανάλωσης του καυσίμου κατά ~8,5kg/h.
3. Μετά την ανάλυση που έγινε διαπιστώθηκε ότι ο βέλτιστος τύπος εναλλάκτη που προτείνεται για αυτή την εφαρμογή είναι σταυρωτής ροής. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι τα καυσαέρια δεν έχουν σταθερή και συγκεκριμένη σύσταση διότι αποτελούνται από ένα σύνολο χημικών ενώσεων και σωματιδίων, με αποτέλεσμα η πρόβλεψη και η μελέτη της ακριβής ροής και πίεσής τους να καθίσταται πολύ δύσκολη. Επομένως για την εξασφάλιση ομοιόμορφης μεταφοράς θερμότητας σε όλη την επιφάνεια συναλλαγής θεωρείται ως βέλτιστη η επιλογή του εναλλάκτη σταυροροής.

4. Τα ειδικά διαμορφωμένα πτερύγια που φέρονται εξωτερικά των αυλών συμβάλλουν σημαντικά στη βελτίωση της απόδοσης του εναλλάκτη. Το γεωμετρικό τους σχήμα και το πολύ μικρό τους βήμα σε κάθε περιέλιξη γύρω από τους αυλούς, προσδίδει πολύ μεγάλη πυκνότητα επιφάνειας. Δηλαδή υπάρχει πολύ σημαντική αύξηση της επιφάνειας μετάδοσης θερμότητας σε μικρό όγκο κατασκευής. Αποτέλεσμα της χρήσης των πτερυγίων είναι η κάλυψη της επιθυμητής απόδοσης με μικρό σχετικά κόστος.
5. Η μείωση στην απορριπτόμενη θερμότητα των καυσαερίων εκτός από ενεργειακή εξοικονόμηση προσφέρει και περιβαλλοντικό όφελος. Όπως διαπιστώθηκε η τοποθέτηση του εναλλάκτη μειώνει το ρυθμό καύσης για την κάλυψη των ίδιων θερμικών αναγκών του εργοστασίου. Έτσι η ανάκτηση της θερμότητας περιορίζει τη συνολική παροχή καυσαερίων, δηλαδή την ποσότητά τους, που εκλύονται προς την ατμόσφαιρα.
6. Σε ότι αφορά την οικονομική ανάλυση εξάγεται το συμπέρασμα ότι η τοποθέτηση του economizer αποτελεί μια συμφέρουσα επενδυτική κίνηση. Ο χρόνος απόσβεσης του αρχικού κεφαλαίου της επένδυσης για τη συγκεκριμένη μονάδα, υπολογίστηκε ότι είναι εντός των πρώτων τριών μηνών της λειτουργίας. Επίσης διαπιστώθηκε ότι όσο περισσότερες είναι οι ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης τόσο πιο γρήγορη είναι η ανάκτηση του πρόσθετου κεφαλαίου που δαπανήθηκε. Τέλος, λαμβάνοντας υπόψη ότι η μέση διάρκεια ζωής ενός τέτοιου έργου είναι τα δέκα (10) έτη και ότι το επιτόκιο αναγωγής είναι ίσο με  $i=6\%$ , αποδείχθηκε ότι η απώλεια χρημάτων στην αρχή της επένδυσης αποφέρει πολύ περισσότερα χρήματα σε βάθος χρόνου.

Για την πληρότητα της μελέτης παρακάτω δίνονται προτάσεις για περαιτέρω έρευνα:

- Εξέταση της αύξησης της απόδοσης από την τοποθέτηση εναλλάκτη θερμών καυσαερίων και για άλλα καύσιμα, όπως ελαφρύ πετρέλαιο (Diesel), βαρύ πετρέλαιο (μαζούτ), υγραέριο (LPG) κλπ. Ύστερα από αυτή τη μελέτη θα μπορούσε να γίνει κατάταξη της αποτελεσματικότητας της επένδυσης για όλα τα καύσιμα και να διαπιστωθεί για ποια καύσιμα θα ήταν ανέφικτη η χρήση economizer
- Έλεγχος του βαθμού απόδοσης του συστήματος, της διάρκειας ζωής του έργου και του οικονομικού οφέλους του επενδυτή στην περίπτωση που το υλικό κατασκευής ήταν ανοξειδωτός χάλυβας.
- Εκπόνηση της μελέτης για αρκετά επίπεδα ισχύος, ώστε να ελεγχθεί η ποσοστιαία βελτίωση της απόδοσης ανάλογα με την ωφέλιμη ισχύ του συστήματος

## 8 Βιβλιογραφία Ενδιάμεση

- [1] [http://www.kee.gr/perivallontiki/teacher5\\_2.html](http://www.kee.gr/perivallontiki/teacher5_2.html)
- [2] Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών & Εξοικονόμησης Ενέργειας (ΚΑΠΕ)  
[http://www.cres.gr/energy\\_saving/biomixania/biomixania\\_intro.htm](http://www.cres.gr/energy_saving/biomixania/biomixania_intro.htm)
- [3] <http://ebooks.edu.gr/modules/ebook/show.php/DSGL-C124/54/416,1544/>
- [4] Ανάδραση Τεχνική & Εμπορική Εταιρεία Ηλεκτρομηχανολογικών & Ενεργειακών Εφαρμογών  
<http://www.anadrasi.com/energeiaki-anavathmisi-viomixanias.php>
- [5] Εφημερίδα της Κυβερνήσεως, ΦΕΚ2656/Β/28-9-2012: Εγκατάσταση, Λειτουργία και Έλεγχος Ατμολεβήτων
- [6] Idehai O. Ohijeagbon, M. Adekojo Waheed, Simeon O. Jekayinfa, (2013), «Methodology for the physical & chemical exergetic analysis of steam boilers», SciVerse ScienceDirect
- [7] Ν. Παπαγεωργίου Καθηγητής ΕΜΠ, (1991), «Ατμοπαραγωγοί Ι-Γενικές Αρχές», Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα
- [8] <http://www.allaboutenergy.gr/Levites.html>
- [9] Gestra GmbH, (2016), Data Sheet 818462-01 « Feedwater Deaerating Plant”
- [10] Σ. Κοκκώνης, Π. Νικολού, (2005), Εκπαιδευτικά Εγχειρίδια Τόμος 4<sup>ος</sup> «Μηχανολογικός & Ηλεκτρολογικός Εξοπλισμός», Εκδόσεις ΜΟΤΟΡ ΟΪΛ (ΕΛΛΑΣ), Κόρινθος
- [11] Grundfos S.A  
<https://gr.grundfos.com/>
- [12] Κατσαπρακάκης Δ., Μονιάκης Μ., (2015), «Μελέτη & Σχεδιασμός συστημάτων διανομής θερμότητας», Σύνδεσμος Ελληνικών Ακαδημαϊκών Βιβλιοθηκών, Αθήνα
- [13] Riello S.p.A.  
<http://www.riello.com/>
- [14] <http://www.vishwakarmacontrol.in/industrial-power-control-panels.html#industrial-power-control-panel>

- [15] M.C. Barma, R. Saidur, S.M.A. Rahman, A. Allouhi, B.A. Akash, Sadiq M. Sait, (2017), «A review on boilers energy use, energy savings, and emissions reductions», ScienceDirect
- [16] Δρ. Γ. Σκόρδας, «Μεθοδολογίες Εξοικονόμησης Ενέργειας & Βελτιστοποίησης Βιομηχανικών Συστημάτων», Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Μακεδονίας
- [17] L. Jayamaha, (2006), «Energy-efficient building systems: green strategies for operation and maintenance», McGraw Hill Professional
- [18] Κυρκιμτζής Γεώργιος, (2013), «Εξοικονόμηση Ενέργειας σε Δίκτυα Ατμού Περίπτωση Βιομηχανίας Χαρτοκιβωτίων», Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Α.Π.Θ, Θεσσαλονίκη
- [19] Ζητούνη-Πετρογιάννη Αθηνά, (2016) «Τεχνοοικονομική ανάλυση συστήματος τριπαραγωγής από ανάκτηση θερμότητας», Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Αθήνα.
- [20] Β. Μποντόζογλου, (2017) «Συσκευές Θερμικών Διεργασιών», Διδακτικές Σημειώσεις, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών
- [21] Θοδωρής Καραπάντσιος, «Εναλλάκτες Θερμότητας», Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης (Α.Π.Θ), Τμήμα Χημείας, e-class.
- [22] <https://thermodyneboilersblog.wordpress.com/2017/02/04/what-is-an-economizer/>
- [23] ΔΕΠΑ, «Δημόσια Επιχείρηση Αερίου»
- [24] Ξενοφών Κακάτσιος, (2006), «Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζης», Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα.
- [25] ThyssenKrupp Materials International, Material data sheet, Non-alloy heat resisting steel, Steel designation: P235GH
- [26] BS EN 12953-10:2003, “Shell Boilers – Part 10: Requirements for feed water and boiler water quality”, British Standard.
- [27] Σ.Ε. Σιμόπουλος Καθηγητής ΕΜΠ, Αθήνα 1989, «Μετρήσεις Τεχνικών Μεγεθών», Β έκδοση.
- [28] <https://www.naftemporiki.gr/finance/sector/IB1156/xalubas>
- [29] «Θερμοσώλ Ατμολέβητες Α.Ε.», κατασκευή λεβήτων από το 1977.

## 9 Βιβλιογραφία

1. Εμ. Κακαράς, 2005, «Θερμοηλεκτρικοί Σταθμοί», Εκδόσεις Fountas, Αθήνα.
2. Ν. Παπαγεωργίου, 1991, «Ατμοπαραγωγοί Ι, Γενικές Αρχές», Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα.
3. R. Anandarup, 1986, «Cost Benefit Analysis. Issues and Methodologies», World Bank Johns Hopkins, University Press.
4. Αθ. Στέγγου-Σαγιά, 2010, «Συσκευές και εγκαταστάσεις θερμικών διεργασιών», Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα.
5. Καρέλλας Σ., Κακαράς Ε., Παπαγεωργίου Ν., Παπαπαύλου Χ., 2007, «Ασκήσεις – Θέματα Ατμοπαραγωγών και Θερμικών Εγκαταστάσεων», Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα
6. Μ. Φούντη, 2005, «Θεωρία καύσης και συστήματα καύσης», Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Αθήνα.
7. Ξ. Κακάτσιος, 2006, «Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζης», Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα.
8. Moran MJ, Shapiro HN, 2000, «Fundamentals of engineering thermodynamics», 4th ed. Wiley, New York.
9. Huggins, G.J. and L.W. Holmes, 2005, «Multistage warm air furnace with single stage thermostat and return air sensor and method of operating same», US Patent 6,925,999.
10. Αγγ. Παπαϊωάννου, 2002, «Μηχανική των Ρευστών», Εκδόσεις Κοράλι, Αθήνα.
11. Ernst Schmidt, Ulrich Grigul, Μετάφραση Κ.Ρακόπουλος, «Πίνακες Ιδιοτήτων Νερού-Υδρατμού», Εκδόσεις Fountas, Αθήνα.
12. Σ.Ε. Σιμόπουλος, 1989, «Μετρήσεις Τεχνικών Μεγεθών», Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Αθήνα.
13. Δημ. Παναγιωτόπουλος, 2005, «Συστημική Μεθοδολογία και Τεχνική Οικονομική», Εκδόσεις Ζυγός, Θεσσαλονίκη.
14. Σ. Θεοφανίδης, 1985, «Εγχειρίδιο Αξιολόγησης Επενδυτικών Σχεδίων», ΕΤΒΑ.
15. T.L. Bergman, A.S. Lavine, F.P. Incropera, D.P. Dewitt, 2011, «Fundamentals of Heat and Mass Transfer», 7thEd. John Wiley & Sons.

16. Δρ. Γ. Αναστασόπουλος, Χ. Δούκας, Ι. Ψαρράς, 2014, «Διαχείριση ενέργειας στη Βιομηχανία», Εργαστήριο Συστημάτων Αποφάσεων & Διοίκησης, Σχολή Ηλεκτρολόγων Μηχανικών & Μηχανικών Υπολογιστών.
17. Π. Κάπρος, Συνεργ. Κ. Ντελκής, 2007, «Οικονομική Ανάλυση Επιχειρήσεων», Τμήμα Ηλεκτρολόγων Μηχανικών & Μηχανικών Υπολογιστών ΕΜΠ, Αθήνα.
18. Ι. Καλδέλλης, Κ. Χαλβατζής, «Περιβάλλον και Βιομηχανική Ανάπτυξη», Εκδόσεις Αθ.Σταμούλης, Αθήνα.
19. Β. Καπετανίδης, 2015, «Εξυπνα Συστήματα Εκοικονόμησης Ενέργειας σε κτίρια και βιομηχανίες», Σχολή Ηλεκτρολόγων Μηχανικών & Μηχανικών Υπολογιστών ΕΜΠ, Αθήνα.
20. Fogiel M, Pike RW, Research, Education A, 1998, «The thermodynamics problem solver: a complete solution guide to any textbook», Piscataway, N.J. The Association.
21. Ν. Κεκές, 2016, «Σχεδιασμός Εναλλάκτη Ανάκτησης Θερμότητας για λέβητες πετρελαίου και παραμετρική ανάλυση λειτουργικών – οικονομικών χαρακτηριστικών του, Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ.
22. Κ. Ζούρου, «Τεχνο-οικονομική Μελέτη Συστήματος Ανάκτησης Θερμότητας στη Βιομηχανία Γυαλιού», Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ.
23. Rayaprolu K., 2009, «Boilers for power and Processes». CRC Press, Taylor& Francis Group. Boca Raton.