

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΜΕΛΕΤΗ ΤΗΛΕΘΕΡΜΑΝΣΗΣ ΠΟΛΕΩΣ 5.000 ΚΑΤΟΙΚΩΝ ΜΕ ΤΑΥΤΟΧΡΟΝΗ ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΡΕΥΜΑΤΟΣ ΚΑΙ ΚΑΥΣΗ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ



ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: ΜΠΕΚΡΗΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ ΑΝΔΡΕΑΣ
ΑΝΑΠΛΗΡΩΤΗΣ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2014

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία, που πραγματοποιήθηκε στο Τμήμα Μηχανολογίας του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας, μελετά την παραγωγή ρεύματος και καύση φυσικού αερίου με χρήση τηλεθέρμανσης.

Η αύξηση της ζήτησης ενέργειας παγκοσμίως παράλληλα με την αύξηση του πληθυσμού χρήζουν αναγκαία την αναζήτηση νέων μεθόδων παραγωγής ενέργειας με ικανοποιητική απόδοση. Για την υλοποίηση αυτών των στόχων κρίνεται απαραίτητη η εύρεση νέων πηγών ενέργειας οι οποίες μετατρέπονται σε ηλεκτρική.

Σε αυτό το σημείο, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή μου, κ. Γιαννόπουλο Ανδρέα, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε, για τις χρήσιμες συμβουλές του, την καθοδήγηση του, καθώς επίσης και για την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με ένα τόσο ενδιαφέρον και χρήσιμο θέμα.

Μπεκρής Δημήτριος
Ιούλιος 2014

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα Πτυχιακή Εργασία αναφέρεται στην μελέτη τηλεθέρμανσης μιας πόλης 5000 κατοίκων. Η μονάδα η οποία επεξεργάζεται όλα τα παραπάνω έχει ως κύριο μέσο για την παραγωγή του ρεύματος λέβητα, ο οποίος χρησιμοποιεί ως καύσιμο το φυσικό αέριο.

Η ανάλυση του θέματος γίνεται σε πέντε Κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται μια αναφορά στο φυσικό αέριο για τα στοιχεία τα οποία το αποτελούν καθώς επίσης και για τα πλεονεκτήματα αλλά και για τα μειονεκτήματα τα οποία έχει σε σχέση με τα υπόλοιπα καύσιμα. Επίσης, γίνεται αναφορά για την χρήση του φυσικού αερίου στον βιομηχανικό τομέα.

Στο δεύτερο κεφάλαιο περιγράφεται ο όρος της τηλεθέρμανσης. Συγκεκριμένα ο τρόπος μεταφοράς και διανομής της θερμότητας, τα οφέλη τα οποία την περιέχουν σε σχέση με την διαχείριση των δύσκολων καυσίμων, όπως επίσης αναφέρονται και κάποια παραδείγματα σε σχέση με την δύσκολη διαχείριση κάποιων καυσίμων.

Το τρίτο κεφάλαιο αναφέρεται στον τρόπο χρησιμοποίησης του ατμολέβητα και τους διάφορους τύπους από τους οποίους υπάρχουν. Επίσης, γίνεται αναφορά στα μέρη και τα στοιχεία που τον αποτελούν καθώς και στα καύσιμα που χρησιμοποιούνται για την λειτουργία τους.

Στο τέταρτο κεφάλαιο γίνονται οι απαραίτητοι υπολογισμοί για την επίλυση του θέματος. Αρχικά υπολογίζεται η απαραίτητη θερμότητα που χρειάζεται ο ατμολέβητας. Έπειτα χρησιμοποιώντας τα απαραίτητα δεδομένα σχεδιάζεται ο κύκλος Rankine τοποθετώντας τα σημεία επάνω στον κύκλο και γίνεται η απαραίτητη αναφορά τους. Στα επόμενα βήματα υπολογίζεται ο παραγόμενος ατμός αλλά και η ωριαία κατανάλωση.

Έπειτα γίνεται ο υπολογισμός των διαστάσεων του φλογοθαλάμου με βάση την ειδική φόρτιση της κάθε διάστασης. Ακόμα γίνεται αναφορά στα καπναέρια όπως επίσης και ο υπολογισμός τους. Καθορίζονται αρχικά οι απώλειες θερμότητας οι οποίες συμβαίνουν όπως και ο υπολογισμός τους.

Στα επόμενα βήματα του πέμπτου κεφαλαίου δίνονται αριθμητικοί υπολογισμοί της θεωρητικής θερμοκρασίας του φλογοθαλάμου, και έπειτα με την χρήση των κατάλληλων εξισώσεων υπολογίζεται και η πραγματική θερμοκρασία του φλογοθαλάμου και στην συνέχεια η θερμότητα στον υπερθερμαντήρα ατμού καθώς επίσης και η θερμοκρασία εξόδου των καπναερίων.

Στην συνέχεια υπολογίζεται η ισχύς του ρεύματος και περιγράφονται τα βήματα για τον υπολογισμό του εναλλάκτη και των διάφορων χαρακτηριστικών του. Και τέλος δίνονται οι απαραίτητες πληροφορίες για την τοποθεσία της μονάδας της τηλεθέρμανσης.

Στο πέμπτο και τελευταίο κεφάλαιο αναφέρονται τα συμπεράσματα και οι προτάσεις επί του θέματος που προκύπτουν από την παρούσα Εργασία. Αρχικά, μέσω της τηλεθέρμανσης επιτυγχάνεται καλύτερη κυκλοφορία της θερμότητας σε σχέση με άλλες μεθόδους και στην εύκολη διαχείριση των

δύσκολων καυσίμων. Και δεύτερον η χρήση του φυσικού αερίου ευνοεί στην μείωση των ρύπων. Επίσης, αναφέρονται και κάποιες προτάσεις που έχουν ως σκοπό την μηδενική μείωση των ρύπων.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΚΥΡΙΩΣ ΚΕΙΜΕΝΟ

1. ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ	1
1.1. ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ	2
1.2. ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ	3
1.3. ΤΟ ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ ΣΤΗΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ	4
1.4. ΤΟ ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ ΣΤΟΝ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΟ ΤΟΜΕΑ	5
2. ΤΗΛΕΘΕΡΜΑΝΣΗ	5
2.1. ΔΙΑΝΟΜΗ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ	6
3. ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑΣ	11
3.1. ΤΡΟΠΟΣ ΧΡΗΣΙΜΟΠΟΙΗΣΗΣ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ	12
3.2. ΤΥΠΟΙ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ	12
3.3. ΠΙΕΣΗ ΕΡΓΑΣΙΑΣ ΚΑΙ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ	13
3.4. ΤΥΠΟΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ	13
3.5. ΣΧΕΔΙΟ- ΜΕΘΟΔΟΙ	13
3.6. ΜΕΓΕΘΟΣ ΚΑΙ ΧΩΡΗΤΙΚΟΤΗΤΑ	14
3.7. ΜΕΘΟΔΟΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ	14
3.8. ΒΑΣΙΚΑ ΜΕΡΗ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ	14
3.9. ΑΤΜΟΠΑΡΑΓΩΓΟΣ	14
3.10. ΚΑΥΣΤΗΡΑΣ	16
3.11. ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ	16
3.12. ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ	16
3.13. ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ	17
3.14. ΣΩΛΗΝΩΣΕΙΣ	17
3.15. ΘΕΜΑΤΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ	17
3.16. ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ	18
3.17. ΘΕΡΜΑΝΤΙΚΑ ΣΩΜΑΤΑ	18
3.18. ΟΝΟΜΑΣΤΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ	20
4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ	22
4.1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΤΟΙΚΙΩΝ ΚΑΙ ΤΕΤΡΑΓΩΝΙΚΩΝ	22
4.2. ΘΕΡΜΙΔΕΣ	22

4.3. ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ.....	23
4.4. ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE.....	23
4.5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΗΜΕΙΟΥ 6 ΣΤΟΝ ΚΥΚΛΟ RANKINE	24
4.6. ΣΧΕΔΙΟ ΔΙΑΝΟΜΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	25
4.7. ΠΑΡΟΧΗ ΥΠΕΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ ΚΑΙ ΕΠΙΛΟΓΗ ΧΑΛΥΒΔΟΣΩΛΗΝΑ.....	27
4.8. ΠΑΡΑΓΟΜΕΝΟΣ ΑΤΜΟΣ.....	30
4.9. ΩΡΙΑΙΑ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ	30
4.10. ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ	31
4.11. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ	32
4.12. ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΛΟΓΩ ΑΤΕΛΟΥΣ ΚΑΥΣΗΣ.....	35
4.13. ΑΠΩΛΕΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΛΟΓΩ ΘΕΡΜΩΝ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ	36
4.14. ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ	37
4.15. ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΟΥ ΜΕΤΑΔΙΔΕΤΑΙ ΣΤΟΝ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟ ΛΟΓΩ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑΣ.....	38
4.16. ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΟΥΜΕΝΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ	39
4.17. ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ	40
4.18. ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΣΤΟΝ ΥΠΕΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΑΤΜΟΥ.....	41
4.19. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΕΞΟΔΟΥ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΟΝ ΥΠΕΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ	42
4.20. ΙΣΧΥΣ ΡΕΥΜΑΤΟΣ.....	42
4.21. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΟΡΙΣΜΟΣ ΔΕΙΚΤΩΝ	42
4.22. ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΤΙΜΕΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΚΩΝ ΔΙΑΦΟΡΩΝ	43
4.23. ΠΑΡΟΧΗ ΥΠΕΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ.....	44
4.24. ΘΕΡΜΙΚΑ ΙΣΟΔΥΝΑΜΑ ΡΟΩΝ.....	44
4.25. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ C^*	46
4.26. ΘΕΡΜΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ	46
4.27. ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ.....	46
4.28. ΑΡΙΘΜΟΣ ΜΕΤΑΦΕΡΟΜΕΝΩΝ ΜΟΝΑΔΩΝ (NTU).....	47
4.29. ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΕΝΑΛΛΑΓΗΣ.....	47
4.30. ΕΠΑΛΗΘΕΥΣΗ ΑΡΧΙΚΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΕΞΟΔΟΥ ΘΕΡΜΟΥ ΡΕΥΣΤΟΥ	48
4.31. ΚΑΤΑΣΚ ΕΥΑΣΤΙΚΗ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ.....	49
4.32. ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΑΥΛΩΝ	50
4.33. ΑΡΙΘΜΟΣ ΑΥΛΩΝ	50
4.34. ΜΗΚΟΣ ΑΥΛΩΝ.....	51

4.35. ΜΗΚΟΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ.....	52
4.36. ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΚΕΛΥΦΟΥΣ	53
4.37. ΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑ ΤΟΥ ΡΕΥΣΤΟΥ ΕΞΩΤΕΡΙΚΑ ΤΩΝ ΑΥΛΩΝ	54
4.38. ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΣΤΟΜΙΩΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ	55
4.39. ΠΛΗΡΟΦΟΡΙΕΣ ΜΟΝΑΔΑΣ ΤΗΛΕΘΕΡΜΑΝΣΗΣ.....	57
5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ-ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ.....	57
6. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	58

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

E_0 = Εμβαδόν

N = Κατοικίες

q = Θερμίδες

Q = Θερμότητα

η_i = Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης

Δh = Διαφορά ενθαλπίας

\dot{m} = Παροχή

d = Διάμετρος

v = Ταχύτητα

\hat{U} = Ειδικός όγκος

D = Παραγόμενος ατμός

B = Ωριαία κατανάλωση

η = Βαθμός απόδοσης

q_h = Εισερχόμενη θερμότητα

H_u = Θερμογόνος δύναμη φυσικού αερίου

ρ = Πυκνότητα

Q_f = Θερμότητα φλογοθαλάμου

V_f = Όγκος φλογοθαλάμου

q_f = Ειδική φόρτιση

F_f = Επιφάνεια οριζοντίου διατομής

b_f = Πλάτος φλογοθαλάμου

b_R = Πλάτος εσχάρας

l_f = Μήκος φλογοθαλάμου

F_f = Πραγματική επιφάνεια οριζοντίου διατομής

h_f = Ύψος φλογοθαλάμου

λ = Περίσσεια αέρα

L_0 = Αέρας καύσης χωρίς περίσσεια αέρα

L = Αέρας καύσης με περίσσεια αέρα

V_R = Πραγματική ποσότητα καπναερίων

V_w = Υγρασία καπναερίων

$V_{R,tr}$ = Ποσότητα ξηρών καπναερίων

V_0 = Ποσότητα υγρών καπναερίων

q_{co} = Απώλειες λόγω ατελούς καύσης

q_A = Απώλειες λόγω θερμών καπναερίων
 k = Συντελεστής απωλειών
 k_{180} = Συντελεστής απωλειών στους 180 °C
 T_l = Θερμοκρασία περιβάλλοντος
 T_R = Θερμοκρασία καπναερίων
 T_{th} = Θεωρητική θερμοκρασία
 c_p = Ειδική θερμότητα
 S = Θερμότητα μέσω ακτινοβολίας
 C = Συντελεστής ακτινοβολίας
 t_f = Πραγματική θερμοκρασία φλογοθαλάμου
 t_w = Εξωτερική θερμοκρασία αυλών
 t_s = Θερμοκρασία βρασμού
 F_s = Ακτινοβολούμενη επιφάνεια
 t = Βήμα αυλών
 Γ = Περίμετρος φλογοθαλάμου
 l_α = Μήκος αυλών
 n = Αριθμός αυλών
 T_f = Πραγματική θερμοκρασία φλογοθαλάμου
 Q_v = Θερμότητα υπερθερμαντήρα
 x_c = Απώλειες λόγω ακτινοβολίας
 W_T = Ισχύς ρεύματος
 i = είσοδος
 o = έξοδος
 c = κρύο ρευστό
 h = θερμό ρευστό
 T_{hi} = Θερμοκρασία εισόδου θερμού ρευστού
 T_{ho} = Θερμοκρασία εξόδου θερμού ρευστού
 T_{ci} = Θερμοκρασία εισόδου κρύου ρευστού
 T_{co} = Θερμοκρασία εξόδου κρύου ρευστού
 ΔT_h = Διαφορά θερμοκρασίας θερμού ρευστού
 ΔT_c = Διαφορά θερμοκρασίας κρύου ρευστού
 \dot{m}_w = Παροχή υπέθερμου νερού
 W = Θερμικά ισοδύναμα ροών
 C^* = Συντελεστής θερμοχωρητικότητας
 q = Θερμική ισχύς εναλλάκτη
 ϵ = Αποδοτικότητα εναλλάκτη
 A = Επιφάνεια εναλλαγής
 k = Συντελεστής μεταβίβασης
 U = Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας
 d_α = Εξωτερική διάμετρος αυλών
 d_i = Εσωτερική διάμετρος
 s = Πάχος
 V_y = Παροχή νερού
 l = Μήκος αυλών
 l = Πραγματικό μήκος αυλών
 L_1 = Μήκος φλάτζας
 L = Συνολικό μήκος εναλλάκτη
 δ = Διάκενο
 D_i = Εσωτερική διάμετρος κελύφους

D_a = Εξωτερική διάμετρος κελύφους
 F_s = Ελεύθερη επιφάνεια αυλών
 U_s = Ταχύτητα στον ελεύθερο χώρο
 d_f = Εσωτερική διάμετρος

ΣΥΝΤΟΜΟΓΡΑΦΙΕΣ

Φ.Α = Φυσικό αέριο
NTU = Αριθμός μεταφερομένων μονάδων θερμότητας
ISO = Διεθνής οργανισμός τυποποίησης
DN = Εταιρική γραμματοσειρά

ΚΥΡΙΩΣ ΚΕΙΜΕΝΟ

1. ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ

Το φυσικό αέριο είναι ένα μίγμα υδρογονανθράκων το οποίο προέρχεται από υπόγειες κοιλότητες και βρίσκεται είτε μόνο του, είτε συνυπάρχει με πετρέλαιο. Επί της ουσίας είναι οικολογικό καύσιμο και κύριο συστατικό του είναι το μεθάνιο (CH₄) , ενώ τα υπόλοιπα συστατικά του βρίσκονται σε μικρότερες ποσότητες.

Είναι άχρωμο και άοσμο, αλλά τεχνικά του δίνεται μια χαρακτηριστική οσμή ώστε να γίνονται αντιληπτές κάποιες τυχόν διαρροές.

Η εξόρυξη του γίνεται όπως και στο πετρέλαιο με χερσαίες ή υποθαλάσσιες γεωτρήσεις. Η προοπτική εξάντλησης των πετρελαϊκών κοιτασμάτων σε λίγα χρόνια, η πολιτική και κοινωνική αστάθεια των περισσότερων πετρελαιοπαραγωγών χωρών, η μεγάλη αύξηση της τιμής του πετρελαίου και η αγωνία σχετικά με τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις από την χρήση των διαφόρων καυσίμων ήταν οι κύριες αιτίες για την αλλαγή πολιτικής σχετικά με την χρήση του φυσικού αερίου διεθνώς.

Παράλληλα, ανακαλύφθηκαν νέα μεγάλα κοιτάσματα, κυρίως στην Ρωσία, που έδωσαν μια νέα διάσταση ως προς την επάρκεια του φυσικού αερίου.

Στην Ελλάδα η διανομή η οποία πραγματοποιείται για το φυσικό αέριο διαχειρίζεται η δημόσια επιχείρηση αερίου (ΔΕΠΑ). Μέχρι σήμερα προμηθευτές φυσικού αερίου είναι η ρωσική GAZPROM και η αλγερινή SONATRACH.

Πίνακας 1: περιεκτικότητα (% κ .ο) για τις δύο πηγές οι οποίες τροφοδοτούν την Ελλάδα

ΣΥΣΤΑΣΗ	ΡΩΣΙΚΟ ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ	ΑΛΓΕΡΙΝΟ ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ
Περιεκτικότητα (% κ.ο.) σε :		
Μεθάνιο (C1)	98,0	91,2
Αιθάνιο (C2)	0,6	6,5
Προπάνιο (C3)	0,2	1,1
Βουτάνιο (C4)	0,2	0,2
Πεντάνιο (C5) και βαρύτερα	0,1	-
Αζωτο (N2)	0,8	1,0
Διοξείδιο του άνθρακα (CO ₂)	0,1	-
Ανωτέρα Θερμογόνος Δύναμη	36,006–38,519 MJ/Nm ³	40,361-44,589 MJ/Nm ³
Το φυσικό αέριο δεν περιέχει στερεά σώματα.		

Πίνακας 2: Παγκόσμια αποθέματα φ .α. (τέλος του 2003)

τρισ. κυβ. μέτρα	Ποσοστό	
Β. Αμερική	7,31	4,2%
Κεντρ. & Ν. Αμερική	7,19	4,1%
Ρωσική Ομοσπονδία	47,00	26,7%
Ιράν	26,69	15,2%
Ιράκ	3,11	1,8%
Κατάρ	25,77	14,7%
Σαουδική Αραβία	6,68	3,8%
Ην. Αραβικά Εμιράτα	6,06	3,4%
Αλγερία	4,52	2,6%
Νιγηρία	5,00	2,8%
Αυστραλία	2,55	1,4%
Ινδονησία	2,56	1,5%
Μαλαισία	2,41	1,4%
Υπόλοιπες χώρες	28,94	16,5%
Σύνολο	175,78	100,0%

1.1. ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ

Η χρήση του φυσικού αερίου παρουσιάζει ορισμένα πλεονεκτήματα, τα σημαντικότερα από τα οποία είναι:

- Σε οικονομικό επίπεδο το φυσικό αέριο αποτελεί ένα ανταγωνιστικό προϊόν σε σχέση με τα υπόλοιπα καύσιμα επίσης είναι κατά 20% φθηνότερο από το πετρέλαιο θέρμανσης.
- Ακόμα με την χρήση του φυσικού αερίου γίνεται καθαρή καύση και έτσι επιμηκύνεται η ζωή των μηχανών και τα προγραμματισμένα διαστήματα μεταξύ των συντηρήσεων είναι μεγαλύτερα.
- Επιπλέον από περιβαλλοντικής άποψης το φυσικό αέριο συνιστά μια πολύ καλή επιλογή αφού πρόκειται για την καθαρότερη πηγή πρωτογενούς ενέργειας, μετά τις ΑΠΕ. Τους ρύπους τους οποίους εκπέμπει είναι πολύ περιορισμένοι σε σχέση με τα συμβατικά καύσιμα. Συγκεκριμένα είναι πολύ μικρότερες οι ποσότητες διοξειδίου του άνθρακα αποτέλεσμα το οποίο βοηθάει στη μείωση του φαινομένου του θερμοκηπίου, ενώ δεν παράγονται καθόλου οξειδία του θείου τα οποία ευθύνονται για την όξινη βροχή. Η βελτίωση του βαθμού απόδοσης που

εξασφαλίζει μειώνει τη συνολική κατανάλωση καυσίμου, επομένως περιορίζει την ατμοσφαιρική ρύπανση.

- Επίσης το φυσικό αέριο γίνεται η κύρια πηγή ηλεκτρικής ενέργειας κατά την διάρκεια καταστάσεων όταν η ζήτηση λειτουργεί σε υψηλά επίπεδα.
- Το φυσικού αέριο έχει επίσης και άλλα πλεονέκτημα σε σχέση με άλλα καύσιμα όπως είναι η σταθερή ποιότητα φλόγας, η σταθερή θερμοκρασία καύσης, η μη ύπαρξη τέφρας, η μηδενική περιεκτικότητα σε θείο, η άκαπνη καύση, η δυνατότητα καύσης με ελάχιστο αέρα, το υψηλό σημείο ανάφλεξης, η απλή κατασκευή καυστήρων και η εύκολη επιτήρησή τους.

1.2. ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ ΦΥΣΙΚΟΥ ΑΕΡΙΟΥ

Μολονότι έχει χαρακτηριστεί ως ένα από τα πιο καθαρά ορυκτά καύσιμα το φυσικό αέριο έχει και αυτό τα μειονεκτήματά του.

Ένα από τα κύρια του μειονεκτήματα είναι ότι αποτελείται από μεθάνιο(αέριο του θερμοκηπίου).

Το πρόβλημα το οποίο δημιουργεί το μεθάνιο είναι ότι αποθηκεύει την θερμότητα στο εσωτερικό της ατμόσφαιρας της γης σε πολύ μεγαλύτερες ποσότητες από ότι το οξείδιο του άνθρακα συμβάλλοντας έτσι στην υπερθέρμανση του πλανήτη.

Επίσης παρά την διεξαγωγή αρκετών μελετών η διαδικασία εξόρυξης του φυσικού αερίου μπορεί να οδηγήσει πολλές φορές σε μια απροσδόκητη διαρροή το οποίο έχει ως αποτέλεσμα την εισαγωγή μεθανίου στην ατμόσφαιρα της γης η οποία με την σειρά της οδηγεί στην υπερθέρμανση του πλανήτη.

Επιπλέον επειδή είναι μια μη ανανεώσιμη πηγή το φυσικό αέριο η διαθεσιμότητά του είναι πάρα πολύ περιορισμένη και για αυτόν τον λόγο οι μελετητές λένε ότι αφήνει πολύ μεγάλους κρατήρες στην γη.

Είναι επίσης πολύ εύφλεκτο και μπορεί να είναι πολύ επικίνδυνο από κάποιον αδέξιο χειρισμό.

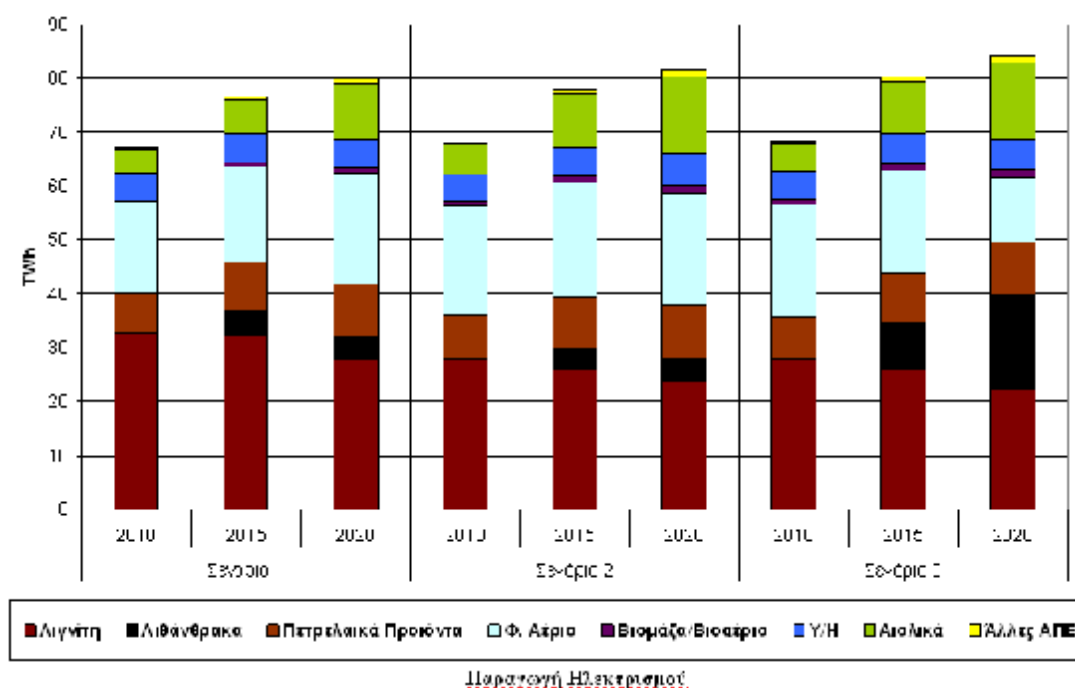
Παρ' όλο που χρησιμοποιούν κάποια ουσία (περιέχει μονοξείδιο του άνθρακα) για τον εντοπισμό μιας διαρροής αυτή η ουσία είναι επιβλαβής για την υγεία και μπορούν να προκαλέσουν θανάτους.

1.3. ΤΟ ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ ΣΤΗΝ ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με την χρησιμοποίηση του φυσικού αερίου έχει αρχίσει να κερδίζει έδαφος τα τελευταία χρόνια στην Ελλάδα. Η συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας έχουν συμβάλει σε αυτή την επιλογή.

Το ότι το φυσικό αέριο είναι καθαρότερο από τα άλλα συμβατικά καύσιμα, το χαμηλό λειτουργικό του κόστος και η υψηλή απόδοσή του σε θερμική ενέργεια το καθιστούν πλέον ως το πιο ιδανικό καύσιμο για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

Στο παρακάτω διάγραμμα φαίνεται η αύξηση της χρήσης φυσικού αερίου για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα τα τελευταία έτη.



Πηγή: Έκθεση μακροχρόνιου ενεργειακού σχεδιασμού της Ελλάδας – Υπουργείο ανάπτυξης

1.4. ΤΟ ΦΥΣΙΚΟ ΑΕΡΙΟ ΣΤΟΝ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΟ ΤΟΜΕΑ

Τα κύρια χαρακτηριστικά του φυσικού αερίου που ευνοούν τη χρήση του στον βιομηχανικό τομέα είναι κυρίως τα εξής:

Είναι εφικτή η συνεχής η τροφοδοσία καυσίμου. Κάτι τέτοιο έχει ως αποτέλεσμα την συνεχής λειτουργία του λέβητα και αποδεσμεύει κεφάλαια που σε άλλες περιπτώσεις απαιτούνται για τη διατήρηση αποθεμάτων και αποθηκευτικών χώρων.

Έχει μειωμένες, σε σχέση με άλλα καύσιμα, εκπομπές ρύπων. Έτσι η χρήση του συμβάλλει στο καθαρότερο περιβάλλον και στην καταπολέμηση του φαινομένου του θερμοκηπίου.

Έχει μειωμένο λειτουργικό κόστος διαχείρισης καυσίμου και συντήρησης. Αυξημένη ενεργειακή απόδοση και οικονομία .

2. ΤΗΛΕΘΕΡΜΑΝΣΗ

Τηλεθέρμανση (ο όρος αυτός στη Γερμανική αποδίδεται «Fernwärme» και στην Αγγλική «district heating»), ορίζεται ως η παροχή θέρμανσης με την χρήση μονωμένων αγωγών που μεταφέρουν ζεστό νερό, το οποίο θερμαίνεται σε λέβητες, συνήθως σε θερμοηλεκτρικά εργοστάσια, μακριά από το χώρο κατανάλωσης. Διαφέρει δηλαδή από την κλασική μέθοδο παραγωγής και κατανάλωσης θερμότητας, σύμφωνα με την οποία η εγκατάσταση παραγωγής βρίσκεται στον τόπο κατανάλωσης, π.χ. οικιακοί λέβητες.

Η θερμότητα μπορεί να προορίζεται για θέρμανση χώρων και παρασκευή θερμού νερού χρήσης, οπότε η εγκατάσταση χαρακτηρίζεται ως τηλεθέρμανση πόλεων και οικισμών. Αν προορίζεται για βιομηχανική ή γεωργική χρήση, χαρακτηρίζεται αντίστοιχα βιομηχανική και αγροτο-βιοτεχνική θερμότητα. Η παραπάνω διάκριση είναι ουσιαστικά σκόπιμη εξαιτίας της διαφορετικής θερμοκρασιακής απαίτησης της θερμότητας και ανεξάρτητα από την ισχύ τους.

Έτσι τα θερμικά φορτία για θέρμανση χώρων απαιτούν θερμοκρασίες μεγαλύτερες από 800 °C , σε γραμμές μεταφοράς θερμικής ενέργειας. Τα αγροτο-βιοτεχνικά φορτία (θερμοκήπια - ξηραντήρια κλπ) απαιτούν χαμηλότερες θερμοκρασίες, ενώ τα βιομηχανικά φορτία καλύπτουν μεγαλύτερο εύρος θερμοκρασιών.



Τηλεθέρμανση στην περιοχή Tübingen, Γερμανία.

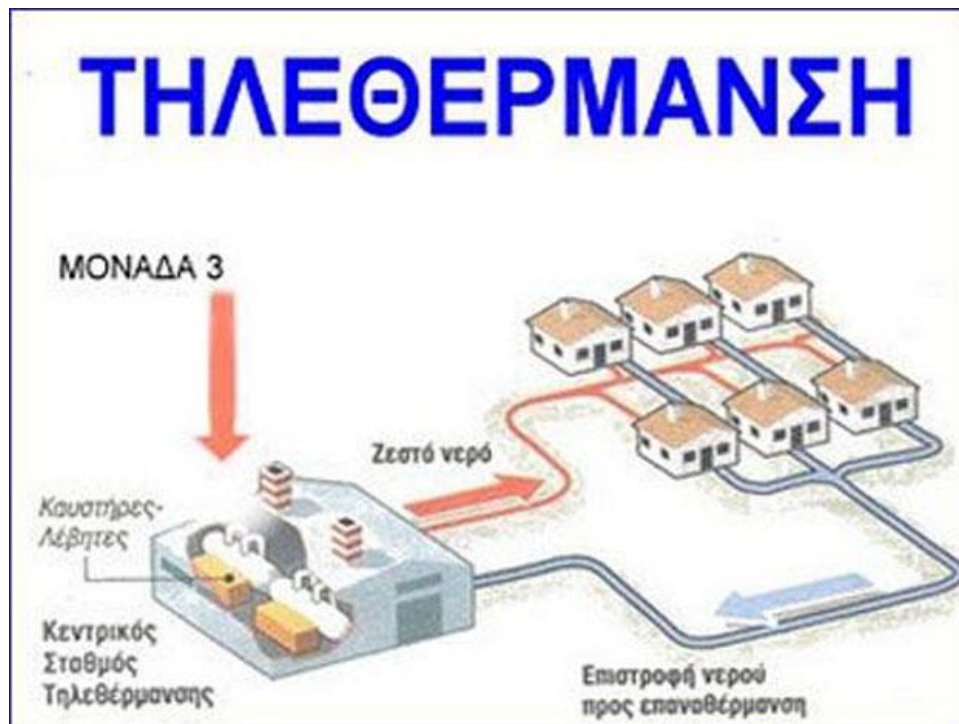
2.1. ΔΙΑΝΟΜΗ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Η μεταφορά και διανομή της θερμικής ενέργειας γίνεται με τα κατάλληλα εγκατεστημένα συστήματα αγωγών και η μετάδοση της θερμότητας γίνεται με θερμό ή υπέρθερμο νερό (δηλαδή νερό σε θερμοκρασίες πάνω από 100°C, το οποίο σε ατμοσφαιρική πίεση θα γινόταν ατμός, παραμένει όμως νερό σε υψηλότερες πιέσεις που επικρατούν στο σύστημα, μεγαλύτερες των 5 bar) ή ατμός. Οι αγωγοί, στο σύνολο τους συνήθως είναι χαλύβδινοι και περιβάλλονται από θερμομονωτικό υλικό ώστε να περιοριστούν οι θερμικές απώλειες. Σήμερα οι αγωγοί είναι πλέον υπόγειοι, έχουν μονωθεί από πριν και ο καταναλωτής τροφοδοτείται άμεσα ή με την παρεμβολή θερμικού εναλλάκτη. Για την κυκλοφορία του θερμού ή του υπέρθερμου νερού στα δίκτυα αυτά χρησιμοποιούνται αντλίες - κυκλοφορητές. Η παραγωγή της θερμικής ενέργειας μπορεί να είναι αυτόνομη είτε σε συνδυασμό με παράλληλη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (συμπαγωγή ηλεκτρικής ενέργειας - θερμότητας).

Για συγκεκριμένη εγκατάσταση τηλεθέρμανσης η θερμότητα μπορεί να παράγεται σε περισσότερα από ένα κέντρα παραγωγής, τα οποία συνδέονται μεταξύ τους, όπως και με τους καταναλωτές.

Η πρωτογενής ενέργεια για την παραγωγή της θερμότητας στους σταθμούς παραγωγής ή συμπαγωγής με την χρήση της τηλεθέρμανσης, μπορεί να προέρχεται από συμβατικά ορυκτά καύσιμα (λιγνίτης - πετρέλαιο ή

φυσικό αέριο) ή πυρηνικά (σε θερμοδυναμικούς κύκλους συμπαραγωγής) η ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (γεωθερμία, ηλιακή ενέργεια, βιομάζα κλπ.).



Διανομή θερμότητας σε μια πόλη

Η αποκεντρωμένη παραγωγή θερμότητας χαμηλής ενθαλπίας (χαμηλής θερμοκρασιακής στάθμης) στον χώρο της κατανάλωσης (π.χ. κεντρικές θερμάνσεις κτιρίων) είναι άμεσα συνδεδεμένη και με τη διαθεσιμότητα και οικονομικότητα των συμβατικών υγρών καυσίμων, που κυριαρχούν ως καύσιμα στον Ελληνικό χώρο. Η τηλεθέρμανση αποτελεί τον μοναδικό τρόπο μεταφοράς θερμότητας από οποιαδήποτε απομακρυσμένη ή μη πηγή παραγωγής ή απόρριψης στους καταναλωτές. Είναι το μέσο μέσω του οποίου γίνεται η αξιοποίηση της θερμικής ενέργειας, η οποία διαφορετικά θα αποτελούσε βιομηχανικό θερμικό απόβλητο, με όλες τις δυσάρεστες συνέπειες θα μπορούσαν να συμβούν.

Έτσι, με την εγκατάσταση της τηλεθέρμανσης και την κατάλληλη μετατροπή των μονάδων της ΔΕΗ σε συμπαραγωγικές, μέρος της θερμικής ενέργειας που αποτελούσε θερμικό απόβλητο της παραγωγικής διαδικασίας παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας αξιοποιείται σήμερα θερμαίνοντας τα κτίρια των δύο πόλεων.



Μονάδα τηλεθέρμανσης.

Επίσης η τηλεθέρμανση αποτελεί το μέσο για την αξιοποίηση καυσίμων τα οποία είναι δύσκολα στον τρόπο διαχείρισή τους ή την αξιοποίηση της θερμικής ενέργειας, η οποία βρίσκεται σε απόσταση από τις περιοχές κατανάλωσης.

Για παράδειγμα με την χρήση της τηλεθέρμανσης πολλοί οικισμοί στην Βόρεια Ευρώπη καίνε τα υπολείμματα των γεωργικών ή δασικών καλλιεργειών ή ακόμη και προϊόντα ενεργειακών φυτειών, για τη θέρμανση των κτιρίων τους. Μπορεί ταυτόχρονα να χρησιμοποιηθεί και ως υποδομή για παροχή ψύξης στα κτίρια (τηλε-ψύξη).

Όπως και στην Ισλανδία με την βοήθεια δικτύων τηλεθέρμανσης μεταφέρεται η θερμική ενέργεια των θερμοπηγών στις κατοικίες, ενώ στη Σουηδία σε αρκετές περιπτώσεις αντλείται θερμότητα από λίμνες για τηλεθέρμανση οικισμών. Με την τηλεθέρμανση μεταφέρεται εντός των πόλεων και κτιρίων θερμότητα, η παραγωγή της οποίας δεν ήταν δυνατόν να πραγματοποιηθεί εντός της πόλης ή μέσα στα κτίρια. Φυσικά η εξοικονόμηση πρωτογενούς ή συμβατικής ενέργειας που επιτυγχάνεται με την βοήθεια της τηλεθέρμανσης συνεπάγεται αντίστοιχη μείωση των εκπομπών ρύπων που προέρχονται από την καύση συμβατικών καυσίμων. Έτσι για παράδειγμα πόλη της Κοζάνης, με την λειτουργία της τηλεθέρμανσης, δεν εκπέμπονται πλέον στην ατμόσφαιρα κάθε έτος 60.000 tn CO₂ και 100tn SO₂, που οφείλονταν στη λειτουργία των καυστήρων των πολυκατοικιών. Ταυτόχρονα ελαττώθηκαν και άλλες ενοχλήσεις στη ζωή της πόλης, όπως η διανομή των υγρών καυσίμων στα κτίρια με τα κυκλοφοριακά προβλήματα που συνεπάγεται.

Οι οικισμοί που χρησιμοποιούν τη βιομάζα ως βασικό καύσιμο για την τηλεθέρμανση θεωρητικά δεν ρυπαίνουν με CO₂, διότι οι ποσότητες που εκλύονται κατά την καύση δεσμεύτηκαν τις προηγούμενες χρονιές από το φυτό για την ανάπτυξή του. Ταυτόχρονα στα μεγάλα συστήματα καύσης

οποιοδήποτε καυσίμων τα μέτρα αντιρρυπαντικής τεχνολογίας μπορεί να είναι πρακτικά τέλεια, κάτι που είναι φυσικά αδιανόητο να συμβεί στις αποκεντρωμένες εγκαταστάσεις κατοικιών και μικρών παραγωγικών μονάδων.

Η δυνατότητα που παρέχεται, μέσω της τηλεθέρμανσης, για την αξιοποίηση τοπικών ενεργειακών πόρων και πηγών ενέργειας, με ταυτόχρονη ελάττωση της εξάρτησης από τα συμβατικά καύσιμα είναι σημαντική για την τοπική και την εθνική οικονομία. Η υψηλή επενδυτική συνιστώσα της αρχικής επένδυσης ενός έργου τηλεθέρμανσης, ισοσκελίζεται σε λίγα χρόνια από το ετήσιο όφελος που προκύπτει με τη μείωση των εισαγωγών υγρών καυσίμων. Τα έργα της τηλεθέρμανσης δημιουργούνε μόνιμες θέσεις εργασίας κατά τη λειτουργία τους, ενώ ιδιαίτερα μεγάλη είναι και η απασχόληση ειδικευμένου προσωπικού κατά την κατασκευή.

Ιδιαίτερα θετικές επιπτώσεις στην απασχόληση επιφέρουν τα έργα τηλεθέρμανσης που χρησιμοποιούν ως καύσιμο δασική ή γεωργική βιομάζα. Στις περιπτώσεις αυτές το μεγαλύτερο ποσοστό του κόστους καυσίμου είναι κόστος εργασίας, σε αντίθεση με τα συμβατικά υγρά καύσιμα των οποίων η επιβάρυνση είναι μεγάλη. Για τις εγκαταστάσεις τηλεθέρμανσης αναφέρονται και θετικές επιπτώσεις στον οικογενειακό προϋπολογισμό.

Επίσης, η εγκατάσταση μονάδας συμπαραγωγής θερμότητας ηλεκτρισμού και δικτύων τηλεθέρμανσης για την εξυπηρέτηση των ενεργειακών καταναλώσεων ηλεκτρικών και θερμικών μιας πόλης, αποτελεί συνήθως βιώσιμη λύση. Βιώσιμες επίσης είναι οι εγκαταστάσεις με υψηλό βαθμό εκμετάλλευσης, οι οποίες συνδυάζουν την τηλεθέρμανση ενός οικισμού με την τροφοδότηση με θερμότητα αγροτο-βιοτεχνικών καταναλώσεων (π.χ. θερμοκήπια) ή βιομηχανικών μονάδων.

Η συμπαραγωγή αποτελεί μια πολύ καλή μέθοδο ενεργειακής μετατροπής που μας εξασφαλίζει την αξιοποίηση του ενεργειακού περιεχομένου του καυσίμου με παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, διασφαλίζοντας ταυτόχρονα, συνήθως σε συνεργασία με εγκαταστάσεις τηλεθέρμανσης, τη διάθεση της θερμότητας που έχει απομείνει.

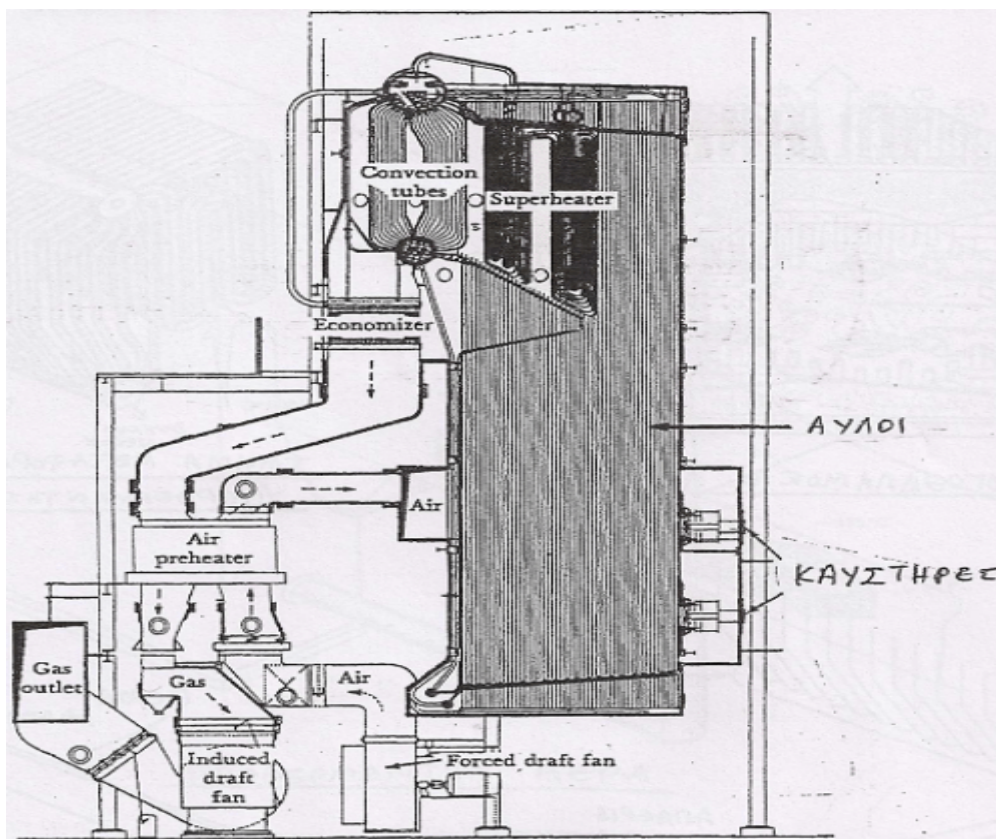


Μονάδα τηλεθέρμανσης στην Πτολεμαΐδα

3. ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑΣ

Λέβητας (στα αγγλικά :‘boiler’ και στην γερμανική: ‘Kessel’), ονομάζεται κάθε κλειστή μεταλλική συσκευή (δοχείο) εντός του οποίου νερό ή άλλο υγρό θερμαίνεται και μετατρέπεται σε ατμό. Η θερμότητα η οποία παράγεται από την καύση του καυσίμου, με το οποίο τροφοδοτείται ο λέβητας, χάρη στο εργαζόμενο μέσο, που ανακυκλοφορεί μέσα σε σωληνώσεις και μεταφέρει τη θερμότητα αυτή στο σημείο που θα καταναλωθεί, είτε για θέρμανση είτε για παραγωγή έργου. Για τους συνήθεις λέβητες σε συστήματα κεντρικής θέρμανσης, το εργαζόμενο μέσο είναι το νερό.

Ο λέβητας είναι ουσιαστικά μια ‘πιεστική’ δεξαμενή η οποία μεταβιβάζει θερμότητα στο θερμαντικό μέσο. Είναι ο χώρος όπου γίνεται η απαραίτητη καύση προκειμένου να θερμανθεί το μέσο αυτό. Ατμολέβητας ή ατμογεννήτρια είναι ο λέβητας, στον οποίο το εργαζόμενο μέσο είναι ο ατμός που παράγεται από την εξάτμιση του νερού τροφοδοσίας του λέβητα. Ο ατμολέβητας αποτελεί απαραίτητο μέσον των ατμομηχανών. Ιδιαίτερη κατηγορία αποτελούν οι ναυτικοί ατμολέβητες.



Σχηματική απεικόνιση ενός ατμολέβητα.

3.1. ΤΡΟΠΟΣ ΧΡΗΣΙΜΟΠΟΙΗΣΗΣ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ

Μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως καύσιμο φυσικού αέριου, πετρέλαιο κ.α. Οι λέβητες χρησιμοποιούν μια ελεγχόμενη καύση του καυσίμου για τη θέρμανση του νερού . Τα κλειδιά του λέβητα που συμμετέχουν σε αυτή τη διαδικασία είναι ο καυστήρας , ο θάλαμος καύσης ,και ο εναλλάκτης θερμότητας. Ο καυστήρας αναμιγνύει το καύσιμο και το οξυγόνο μαζί και με τη βοήθεια μιας συσκευής ανάφλεξης, παρέχει ένα πλατφόρμα για την καύση . Αυτή η καύση γίνεται μέσα στο θάλαμο καύσης , και η θερμότητα που παράγει μεταφέρεται στο νερό διαμέσου του εναλλάκτη θερμότητας .

Ένας έλεγχος ρυθμίζει την ανάφλεξη , τροφοδοσία καυσίμου , την παροχή αέρα , το σχέδιο των καυσαερίων , την θερμοκρασία του νερού , την πίεση του ατμού. Το ζεστό νερό που παράγεται από τον λέβητα αντλείται μέσω αγωγών και μεταφέρονται σε εξοπλισμού σε ολόκληρη την πόλη , το οποίο μπορεί να περιλαμβάνει ζεστό νερό σε μονάδες διαχείρισης αέρα , ζεστό νερό εξοπλισμού θέρμανσης , και τερματικές μονάδες .

Οι ατμολέβητες παράγουν ατμό που ρέει μέσα από σωλήνες από περιοχές υψηλής πίεσης σε περιοχές χαμηλής πίεσης , χωρίς βοήθεια από μια εξωτερική πηγή ενέργειας, όπως μια αντλία . Ο ατμός που χρησιμοποιείται για θέρμανση μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί απ 'ευθείας με ατμό χρησιμοποιώντας εξοπλισμό ή μπορεί να παρέχει θερμότητα μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας ότι προμηθεύει ζεστό νερό για τον εξοπλισμό.

3.2. ΤΥΠΟΙ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ

Οι ατμολέβητες κατατάσσονται σε διάφορους τύπους ανάλογα με την πίεση εργασίας τους τη θερμοκρασία, αλλά και το είδος καυσίμου. Στους ατμολέβητες επίσης μερικές φορές περιγράφονται μερικά βασικά συστατικά τους, όπως υλικά εναλλάκτη θερμότητας ή ο σωλήνας.

Ο τύπος του ατμολέβητα που θα χρησιμοποιηθεί σε μια εφαρμογή συνήθως καθορίζεται από την απαιτούμενη θερμοκρασία και πίεση του παραγόμενου ατμού ή νερού. Οι ατμολέβητες σύμφωνα με το υλικό κατασκευής τους διακρίνονται σε χυτοσιδήρους και χαλύβδινους. Οι χυτοσίδηροι αντέχουν περισσότερο στη διάβρωση και μπορούν να δεχθούν προσθήκες στοιχείων και χρειάζονται μικρότερες ποσότητες νερού κατά τη λειτουργία τους. Οι χαλύβδινι έχουν μικρότερο βάρος και αντέχουν καλύτερα στις πιέσεις και στις απότομες αλλαγές της θερμοκρασίας. Οι διαστάσεις τους προσαρμόζονται καλύτερα στις διάφορες απαιτήσεις και έχουν χαμηλό κόστος. Επίσης εκ του μέσου καύσης αυτοί διακρίνονται σε γαιανθρακολέβητες, λέβητες κονιοποιημένου γαιάνθρακα και πετρελαιολέβητες.

3.3. ΠΙΕΣΗ ΕΡΓΑΣΙΑΣ ΚΑΙ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ

Οι ατμολέβητες ταξινομούνται είτε ως χαμηλής πίεσης ή υψηλής πίεσης. Οι ατμολέβητες χαμηλής πίεσης περιορίζονται σε πίεση 100 bar για τον ατμό και 5 bar για ζεστό νερό. Πλέον οι ατμολέβητες χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές κλιματισμού που είναι ατμολέβητες χαμηλής πίεσης, είτε ατμολέβητες υψηλής πίεσης οι οποίοι είναι κατασκευασμένοι έτσι ώστε να λειτουργούν πάνω από τα όρια που τίθενται για λέβητες χαμηλής πίεσης, και χρησιμοποιούνται συνήθως για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Οι θερμοκρασίες λειτουργίας του νερού για τους ατμολέβητες ζεστού νερού περιορίζεται σε 250° F.

3.4. ΤΥΠΟΣ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Σε εμπορικά κτίρια , το φυσικό αέριο είναι ο πιο κοινός τύπος καυσίμου λέβητα , επειδή είναι συνήθως εύκολα πιο διαθέσιμο , καίει καθαρά , και είναι πιο φθηνό από ό, τι το πετρέλαιο ή το ηλεκτρικό ρεύμα . Μερικοί λέβητες είναι σχεδιασμένοι να καίουν περισσότερα από ένα καύσιμα (συνήθως φυσικό αέριο και πετρέλαιο) .Οι διπλοί λέβητες καυσίμου παρέχουν στον χειριστή να χρησιμοποιήσει το πετρέλαιο κατά τη διάρκεια που οι τιμές για το φυσικό αέριο είναι αυξημένες . Σε μια εποχή , όταν οι τιμή του φυσικού αερίου είναι μεγαλύτερη από το εναλλακτικό καύσιμο , αυτό μπορεί να μειώσει το κόστος καυσίμου, χρησιμοποιώντας το εκάστοτε φθηνό καύσιμο.

Οι ηλεκτρικοί λέβητες χρησιμοποιούνται σε εγκαταστάσεις που έχουν ως απαίτηση μία μικρή ποσότητα ατμού ή όπου το φυσικό αέριο δεν είναι διαθέσιμο.

3.5. ΣΧΕΔΙΟ- ΜΕΘΟΔΟΙ

Η διαφορά πίεσεως μεταξύ του θαλάμου καύσεως του λέβητα και της καπνοδόχου (που ονομάζει επίσης την εξάτμιση stack) δημιουργεί ένα σχέδιο το οποίο μεταφέρει τα προϊόντα της καύσης μέσω του λέβητα και μέχρι το καυσαέριο. Το φυσικό σχέδιο ενός λέβητα βασίζεται στην φυσική άνωση των θερμών αερίων μέχρι να εξαντλήσει τα προϊόντα της .Το μηχανική σχέδιο λεβήτων περιλαμβάνουν το σχέδιο, όπου ο αέρας ωθείται μέσα στο θάλαμο καύσης από έναν ανεμιστήρα ή φουσητήρα για να διατηρηθεί μια θετική πίεση, και αξονικούς ανεμιστήρες, όπου ο αέρας αναρροφάται μέσω του θαλάμου καύσης από έναν ανεμιστήρα ή φουσητήρα με διατήρηση μιας αρνητικής πίεσης.

3.6. ΜΕΓΕΘΟΣ ΚΑΙ ΧΩΡΗΤΙΚΟΤΗΤΑ

Οι λέβητες θαλάμου είναι μικροί σε μέγεθος και χωρητικότητα και συχνά προορίζονται να αντικαταστήσουν ένα μεγάλο ενιαίο λέβητα με πολλούς μικρούς λέβητες. Αυτοί οι λέβητες αυτοί μπορούν εύκολα να χωρέσουν μέσα από μια κανονική πόρτα, και να μεταφέρονται σε ανελκυστήρες και σκάλες. Οι μονάδες αυτές μπορούν να διατάσσονται σε μια ποικιλία διαμορφώσεων για να αξιοποιήσουν περιορισμένο χώρο ή για να φιλοξενήσουν το νέο εξοπλισμό.

3.7. ΜΕΘΟΔΟΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ

Συνήθως οι λέβητες ζεστού νερού λειτουργούν χωρίς συμπύκνωση υδρατμών έξω από το καυσαέριο. Αυτό είναι σημαντικό για την πρόληψη της διάβρωσης των συστατικών του λέβητα. Οι λέβητες συμπύκνωσης λειτουργούν με χαμηλότερη απόδοση και χαμηλή θερμοκρασία του νερού από τους παραδοσιακούς λέβητες, η οποία προκαλεί συμπύκνωση των υδρατμών έξω από την εξάτμιση αερίων. Αυτό επιτρέπει στο λέβητα συμπύκνωσης να παράγει πρόσθετη θερμότητα από την αλλαγή φάσης από νερό - ατμό σε υγρό και αυξάνει την αποτελεσματικότητα του λέβητα.

3.8. ΒΑΣΙΚΑ ΜΕΡΗ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ

Τα βασικά μέρη από τα οποία αποτελούνται όλοι οι ατμολέβητες είναι κυρίως ο θερμαντήρας, ο υδροθάλαμος και ο ατμοθάλαμος. Εκτός όμως αυτών διακρίνονται επιμέρους και η εστία, με τον βωμό ή καυστήρα, η εσχάρα(*), η τεφροδόχη(*) ο φλογοθάλαμος, οι αυλοί, ο καπνοθάλαμος και η "καπνοδόχος".

Σημ. (*) Μόνο για τους γαιανθρακο-λέβητες.

3.9. ΑΤΜΟΠΑΡΑΓΩΓΟΣ

Ο ατμοπαραγωγός είναι ουσιαστικά ένα σύστημα παραγωγής ατμού ορισμένων θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών και καθορισμένης παροχής. Στην ουσία, αποτελείται από έναν εναλλάκτη θερμότητας, μεταξύ ενός ρεύματος θερμού καυσαερίου και ενός ρεύματος νερού, που καθώς διαρρέει τον ατμοπαραγωγό, μετασχηματίζεται βαθμιαία σε κορεσμένο και υπέρθερμο ατμό, απορροφώντας θερμότητα από το καυσαέριο.

Σε μεγάλους ατμοπαραγωγούς , το σύστημα των αγωγών μέσα στους οποίους κυκλοφορεί το εργαζόμενο μέσο, αποτελείται από πολλούς παράλληλους σωλήνες, μικρής σχετικά διαμέτρου. Το σύνολο των προαναφερθεισών σωληνώσεων “ντύνει” εσωτερικά το θάλαμο στον οποίο πραγματοποιείται η διεργασία της καύσης, δηλαδή το θάλαμο καύσης. Το μεγαλύτερο μέρος θερμότητας από τα παραγόμενα καυσαέρια προς τις σωληνώσεις σε αυτό το στάδιο,

συναλλάσσεται μέσω ακτινοβολίας. Πέραν ωστόσο των προαναφερθεισών αυτών επιφανειών ακτινοβολίας υπάρχει επιπλέον θερμαινόμενη επιφάνεια, που αποτελείται και αυτή από δέσμες σωλήνων, τοποθετούμενων στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης, μέσα σε κατάλληλα διαμορφωμένο οχετό, μέσω του οποίου διέρχονται τα καυσαέρια. Επειδή τα καυσαέρια διερχόμενα από τις προαναφερθείσες διατάξεις είναι χαμηλής σχετικά θερμοκρασίας, η θερμότητα που συναλλάσσεται οφείλεται κυρίως σε συναγωγή. Για το λόγο αυτό, οι επιφάνειες αυτές καλούνται επιφάνειες συναγωγής. Οι συγκεκριμένες αυτές επιφάνειες, ανάλογα με το ρόλο που επιτελούν, χαρακτηρίζονται με διαφορετική ονομασία, όπως φαίνεται παρακάτω:

- ECONOMIZER ή ΟΙΚΟΝΟΜΗΤΗΡΑΣ: προθερμαντήρας νερού
- SUPERHEATER : επιφάνειες υπερθέρμανσης ατμού
- REHEATER: επιφάνειες αναθέρμανσης ατμού

Σημαντική επίσης ταξινόμηση των ατμοπαραγωγών είναι ως προς την κυκλοφορία του εργαζόμενου μέσου. Σύμφωνα με το συγκεκριμένο κριτήριο οι ατμοπαραγωγοί χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες:

- Φυσικής κυκλοφορίας
- Τεχνητής ή βεβιασμένης κυκλοφορίας
- Εξαναγκασμένης ροής

Στις διατάξεις φυσικής κυκλοφορίας εξασφαλίζεται συνεχή ροή του εργαζόμενου μέσου μέσα στους σωλήνες, που αποτελούν την επιφάνεια ατμοποίησης, χωρίς τη βοήθεια κάποιου τεχνητού μέσου (αντλίας), αλλά μόνο με την εκμετάλλευση φυσικών αιτίων.

Στη επόμενη κατηγορία ανήκουν ατμοπαραγωγοί στους οποίους δεν είναι αρκετή η διαφορά στατικής πίεσης στο σύστημα ατμοποίησης, για να δημιουργηθεί μια εξασφαλισμένη φυσική κυκλοφορία του νερού σε αυτό. Σε αυτή την περίπτωση στην ομάδα των σωληνώσεων καθόδου τοποθετούνται μια ή περισσότερες αντλίες, για την ενίσχυση της ανακυκλοφορίας.

Τέλος, υπάρχουν ατμοπαραγωγοί εξαναγκασμένης ροής, στους οποίους δεν πραγματοποιείται στο σύστημα ατμοποίησης ανακυκλοφορία, αλλά το εργαζόμενο μέσο εξαναγκάζεται με την τροφοδοτική αντλία να κινηθεί από την είσοδο του ατμοπαραγωγού στην έξοδο του με μονή διέλευση . Η αναγκαία ταχύτητα του νερού στους σωλήνες, για μια εξασφαλισμένη συναλλαγή θερμότητας, επιτυγχάνεται με την επιλογή σωληνώσεων μικρής διαμέτρου.

3.10. ΚΑΥΣΤΗΡΑΣ

Ο καυστήρας είναι μια συσκευή η οποία είναι προσαρμοσμένη πάνω στο λέβητα μέσα στην οποία επιτυγχάνεται η ανάμειξη του καύσιμου υλικού (π.χ. φυσικό αέριο) με τον αέρα έτσι ώστε να προκαλείται και να συντηρείται η καύση. Οι καυστήρες διακρίνονται σε τρεις τύπους ανάλογα με το καύσιμο (υγρό ή αέριο) που χρησιμοποιούν αλλά και τον τρόπο διασκορπισμού του καυσίμου και την ανάμειξή του με τον αέρα καύσης:

- Καυστήρες εξάτμισης
- Καυστήρες διασκορπισμού
- Καυστήρες περιστροφής
- Οι Κυκλοφορητές και η Δεξαμενή Καυσίμων

Σε μια εγκατάσταση κεντρικής θέρμανσης, οι κυκλοφορητές μεταφέρουν το νερό από τον λέβητα στα θερμαντικά σώματα και αντιστρόφως. Ο κυκλοφορητής είναι αντλία φυγοκεντρικού τύπου και κινείται με τη βοήθεια ηλεκτρικού ρεύματος. Συνήθως τοποθετούνται μέσα στο λεβητοστάσιο και κοντά στον λέβητα. Η δεξαμενή καυσίμων αποτελεί άλλο ένα σημαντικό στοιχείο μιας εγκατάστασης κεντρικής θέρμανσης καθώς εκεί αποθηκεύεται το φυσικό αέριο. Μια δεξαμενή καυσίμων μπορεί να είναι είτε μεταλλική είτε πλαστική.

3.11. ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ

Ο υπερθερμαντήρας ατμού (SUPERHEATER ή συντομευμένα SH), έχει ως σκοπό την αύξηση της θερμοκρασίας του κορεσμένου ατμού, ο οποίος διέρχεται από το σύστημα ατμοποίησης. Η επιτακτική ανάγκη υπερθέρμανσης του ατμού προέκυψε από τη διαπίστωση ότι, η αύξηση της θερμοκρασίας και της πίεσης του ατμού που παρέχεται προς τον ατμοστρόβιλο, αυξάνει τον βαθμό απόδοσής του και κατ' επέκταση το γενικό βαθμό απόδοσης των ατμοηλεκτρικών μονάδων. Ο υπερθερμαντήρας αποτελείται συνήθως, από δυο ή τρία τμήματα που τοποθετούνται σε διαφορετικά σημεία, μέσα στη διαδρομή του καυσαερίου. Η ροή του ατμού μέσα στους σωλήνες του υπερθερμαντήρα, γίνεται σε ομορροή ή αντιρροή του καυσαερίου. Μεταξύ των τμημάτων του υπερθερμαντήρα, παρεμβάλλονται ψύκτες ατμού.

3.12. ΑΝΑΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ

Ο αναθερμαντήρας ατμού (REHEATER), ο οποίος είναι μια επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας, μορφολογικά ίδια με τον υπερθερμαντήρα, χρησιμοποιείται για την αναθέρμανση του ατμού, μετά από μια μερική του

αποτόνωση, στο τμήμα υψηλής πίεσης του αμοστροβίλου. Στον αναθερμαντήρα, ο ατμός αυτός υπό σταθερή πρακτικά πίεση, παραλαμβάνει θερμότητα και αυξάνει την θερμοκρασία του, μέχρι συνήθως τη θερμοκρασία εξόδου του ατμού από τον υπερθερμαντήρα, οπότε οδηγείται στο επόμενο τμήμα του στροβίλου για παραπέρα αποτόνωση σε υπερ-κριτικές εγκαταστάσεις.

3.13. ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑΣ

Ο προθερμαντήρας (ECONOMIZER) έχει ως σκοπό την προθέρμανση του τροφοδοτικού νερού, πριν αυτό οδηγηθεί στο σύστημα αμμοποίησης, στο σύστημα δηλαδή σωληνώσεων ακτινοβολίας, με την εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων που ήδη έχουν περάσει από τις επιφάνειες αμμοποίησης, υπερθέρμανσης και αναθέρμανσης του ατμού. Οι οικονομητήρες σύγχρονων αμμοπαραγωγών, αποτελούνται από τους συλλέκτες εισόδου – εξόδου και από σειρά αυλών χωρίς ραφή, γυμνών ή με πτερύγια για καλύτερη συναλλαγή θερμότητας.

3.14. ΣΩΛΗΝΩΣΕΙΣ

Η μεταφορά του νερού από το αμμολέβητα στα θερμαντικά σώματα και η επιστροφή του πίσω στο αμμολέβητα επιτυγχάνεται μέσω του δικτύου σωληνώσεων. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιούνται τρία είδη σωληνών:

- Χαλκοσωλήνες,
- χαλυβδοσωλήνες
- και πλαστικοί σωλήνες.

Οι χαλκοσωλήνες είναι οι πιο διαδεδομένοι σήμερα, οι πλαστικοί χρησιμοποιούνται ολοένα και περισσότερο, ενώ οι χαλυβδοσωλήνες έχουν εγκαταλειφθεί.

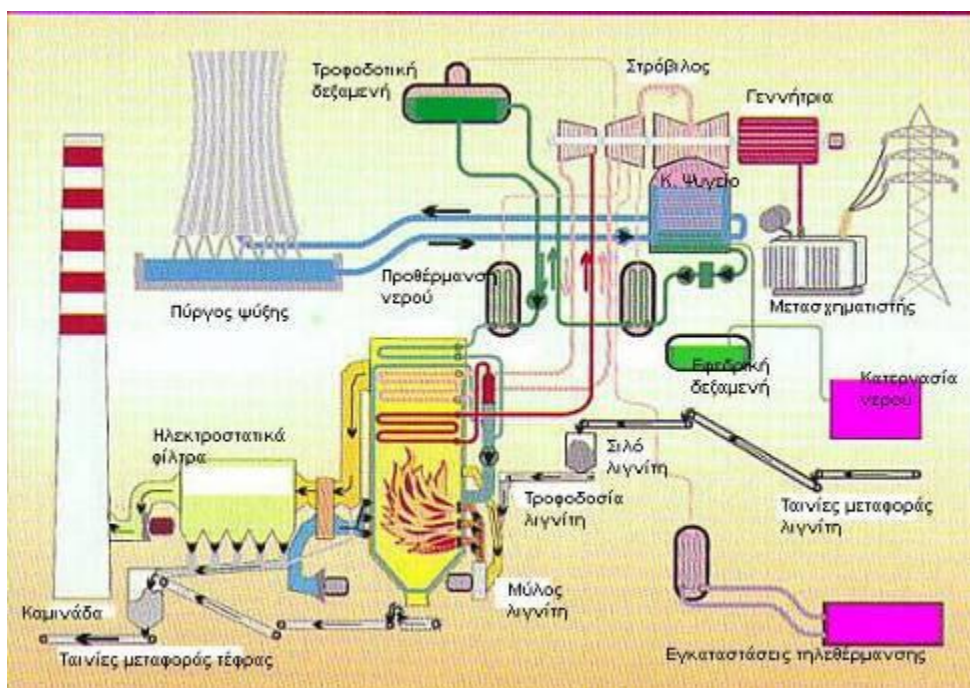
3.15. ΘΕΜΑΤΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ

Όλος ο εξοπλισμός της καύσης πρέπει να λειτουργεί σωστά για να αποτρέψει καταστροφές οι οποίες συμβαίνουν, προκαλώντας σωματικές βλάβες και απώλεια περιουσίας. Η βασική αιτία των εκρήξεων ενός λέβητα είναι η ανάφλεξη ενός καυσίμου - αερίου που έχει συσσωρευτεί μέσα στο λέβητα. Το παραπάνω θα μπορούσε να προκύψει όπως για παράδειγμα αν η ανάφλεξη διακοπεί για κάποιο λόγο η φλόγα θα σβήσει και το εύφλεκτο αέριο

να συσσωρευτεί και να αναθερμανθεί . Ένα άλλο παράδειγμα είναι όταν μια σειρά από ανεπιτυχείς απόπειρες ανάφλεξης συμβεί χωρίς προηγουμένως τον κατάλληλο καθαρισμό των συσσωρευμένων εύφλεκτων αερίων.

3.16. ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ

Το ποσοστό της θερμικής ενέργειας που περιέχεται στο καύσιμο που συλλαμβάνεται από το εργαζόμενο ρευστό (π.χ. νερό) στον λέβητα ορίζεται ως η απόδοση καύσης του λέβητα. Για απόδοση καύσης 80% ή και για μεγαλύτερο ποσοστό είναι συνήθως δυνατή για τους λέβητες ζεστού νερού και λέβητες ατμού χαμηλής πίεσης για τα εμπορικά κτίρια.



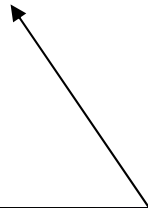
Μια τυπική εγκατάσταση ατμολέβητα με εγκατάσταση τηλεθέρμανσης στο παραπάνω σχήμα.

3.17. ΘΕΡΜΑΝΤΙΚΑ ΣΩΜΑΤΑ

Τα θερμαντικά σώματα είναι οι τελικές συσκευές ενός συστήματος εγκατάστασης κεντρικής θέρμανσης μέσω των οποίων η θερμότητα που μεταφέρει το θερμαντικό ρευστό μεταδίδεται στους εσωτερικούς χώρους. Τα σώματα είναι συνήθως κατασκευασμένα από χάλυβα ή αλουμίνιο. Τα

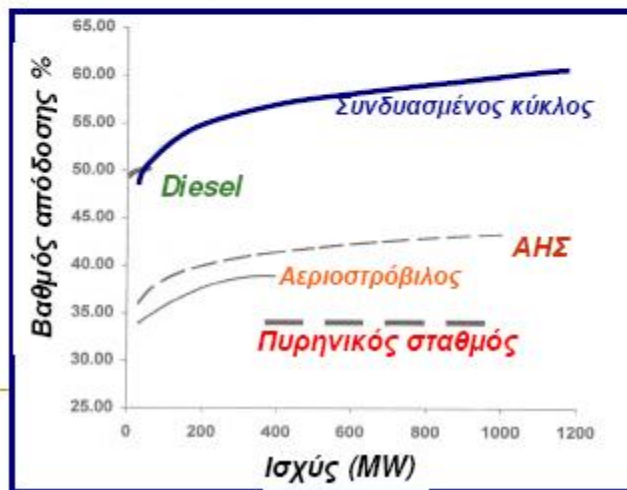
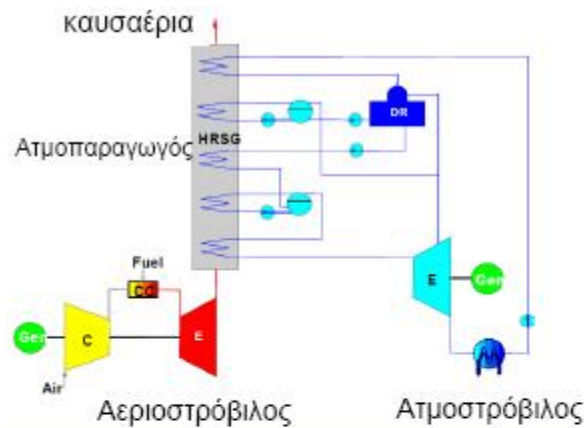
χυτοσίδηρα σώματα έχουν αντικατασταθεί σήμερα καθώς είναι πιο βαριά, και ενώ διατηρούν τη θερμοκρασία τους για πολλή ώρα αργούν να ζεσταθούν. Τα θερμαντικά σώματα διαθέτουν ειδικούς διακόπτες που επιτρέπουν την απομόνωσή τους προκειμένου να μην ξοδεύεται ενέργεια άσκοπα σε χώρους που δεν κατοικούνται. Διαθέτουν επίσης βαλβίδες εξαερισμού για την εξαέρωσή τους σε περιπτώσεις που συσσωρεύεται αέρας μη επιτρέποντας την ομαλή κυκλοφορία του νερού στο εσωτερικό τους.

Ροή καυσαερίων

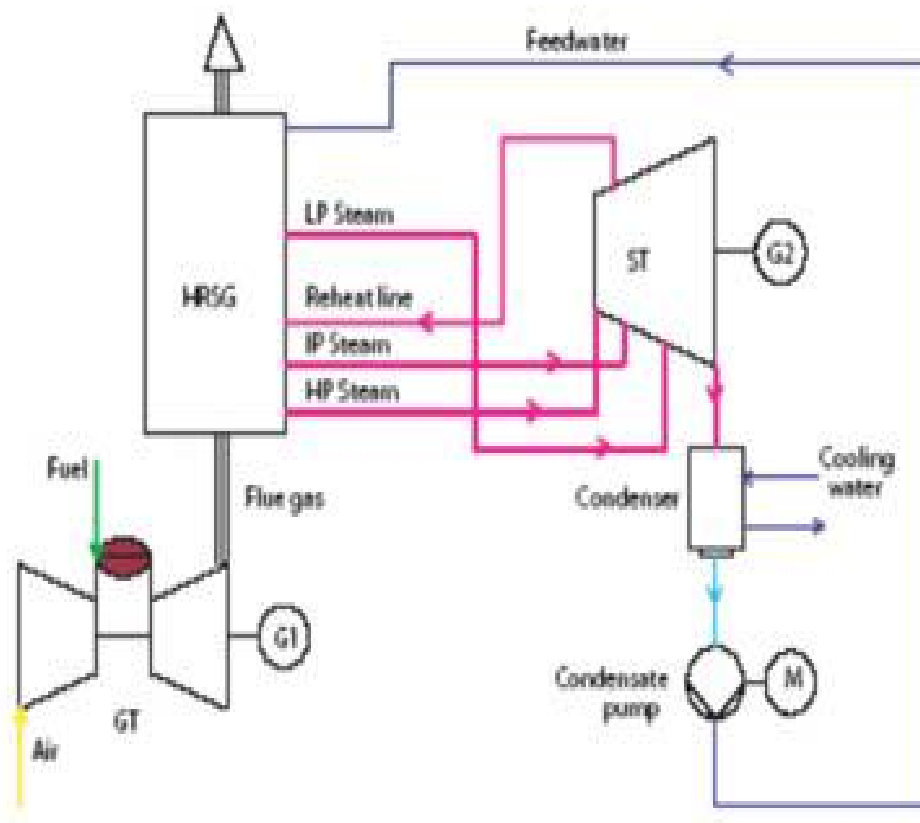


3.18. ΟΝΟΜΑΣΤΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΑΤΜΟΛΕΒΗΤΑ

Είναι η θερμική ισχύς που καθορίζει και εγγυάται ο κατασκευαστής ότι μπορεί να αποδίδει ο λέβητας σε συνεχή λειτουργία με συγκεκριμένο καύσιμο, με το συντελεστή απόδοσης που καθορίζει ο ίδιος ο κατασκευαστής. Εκφράζεται σε Κιλοβάτ (KW).



Διάταξη μονάδας συνδυασμένου κύκλου



Σχηματική απεικόνιση ενός κύκλου ατμολέβητα

4.ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ

4.1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΤΟΙΚΙΩΝ ΚΑΙ ΤΕΤΡΑΓΩΝΙΚΩΝ

Αρχικά, θα πρέπει να υπολογίσουμε πόσα άτομα θα κατοικούν ανά κατοικία και να ορίσουμε πόσα τετραγωνικά θα είναι οι κατοικίες έτσι ώστε να βρεθεί στα επόμενα βήματα η απαιτούμενη θερμότητα για την παραγωγή του ρεύματος.

Έχοντας τα δεδομένα από την εκφώνηση του θέματος ορίζω τα παρακάτω:

Εμβαδόν:

$$E_0=100 \text{ m}^2$$

Κατοικίες:

$$N=5000/3=1667 \text{ κατοικίες}$$

4.2. ΘΕΡΜΙΔΕΣ

Τώρα θα πρέπει να βρούμε πόσες θερμίδες χρειάζονται ώστε να βρεθεί η απαιτούμενη θερμότητα που πρέπει να χρησιμοποιηθεί.

Η τιμή που χρειάζεται είναι μεταξύ των τιμών $q=100\div 150 \text{ kcal/h}\cdot\text{m}^2$. Για τους υπολογισμούς θα χρησιμοποιηθεί η τιμή $q=129 \text{ kcal/h}\cdot\text{m}^2$.

Η παραπάνω τιμή προκύπτει ως εξής:

$$1 \text{ kcal/h}=4.187 \frac{\text{kw}\cdot\text{sec}}{3600 \text{ sec}} = \frac{4187}{3600} \text{ watt} = 1,163 \text{ watt}$$

Οπότε:

$$1 \text{ watt}=0,86 \text{ kcal/h}$$

$$\text{Άρα, } q=150 \text{ w/m}^2=150\cdot 0,86=129 \text{ kcal/h}\cdot\text{m}^2$$

4.3. ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ

Σε αυτό το βήμα θα υπολογίσουμε την απαιτούμενη θερμότητα την οποία χρειάζεται ο ατμολέβητας για τη παραγωγή του ρεύματος.

$$Q=q \cdot E_0 \cdot N=129 \text{ (kcal/h} \cdot \text{m}^2) \cdot 100 \text{ (m}^2) \cdot 1667 \text{ (κατοικίες)} \rightarrow$$

$$Q= 21504300 \text{ kcal/h} = 21,5 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$$

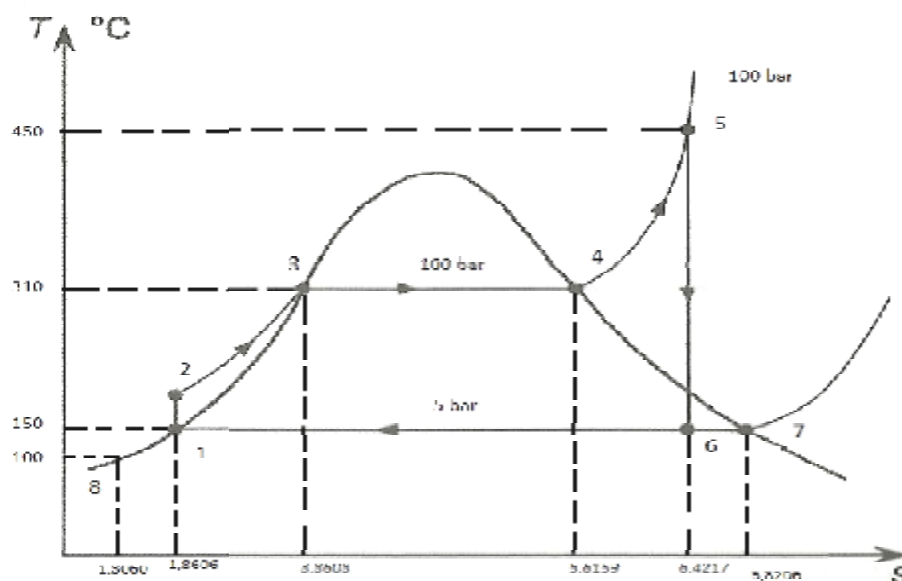
Θα γίνει μια προσαύξηση λόγω απωλειών, σωληνώσεων κλπ.(40%)

Άρα η τελική τιμή που προκύπτει είναι:

$$Q= 1,4 \cdot 21,5 \cdot 10^6 = 30 \cdot 10^6 \text{ kcal/h}$$

4.4. ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE ΚΑΙ ΕΠΕΞΗΓΗΣΗ ΣΗΜΕΙΩΝ

Σε αυτό το βήμα θα σχεδιαστεί ο κύκλος Rankine με βάση τα μέχρι τώρα δεδομένα, αλλά και το τι συμβαίνει σε κάθε σημείο.



Σχήμα 1: Θερμοδυναμικός κύκλος Rankine σε διάγραμμα T-S

Η θέση του σημείου 1 δείχνει την κατάσταση του νερού στην αναρρόφηση της αντλίας. Το νερό έχει προκύψει από συμπύκνωση του ατμού στον συμπυκνωτή. Το νερό στο διάγραμμα είναι κορεσμένο.

Το σημείο 2 βρίσκεται στην κατάθλιψη της αντλίας η οποία με την σειρά της συμπιέζει το νερό με αποτέλεσμα να αυξάνεται η πίεση του. Η πίεση αυξάνεται αλλά επειδή το νερό είναι ασυμπιέστο δεν αυξάνεται ο ειδικός όγκος αλλά και η θερμοκρασία του. Το νερό σε αυτό το σημείο είναι υπό πίεση.

Η θέση του σημείου 3 βρίσκεται εντός του νερού του τυμπάνου. Η θερμοκρασία του θα αυξηθεί λόγω της καύσης. Το σημείο 3 βρίσκεται πάνω στην κωδωνοειδή καμπύλη και είναι κορεσμένο.

Το σημείο 4 είναι εντός του αμολέβητα, δηλαδή στον ατμό του τυμπάνου. Ο ατμός προκύπτει από την εξάτμιση του νερού η οποία συμβαίνει υπό σταθερή πίεση και θερμοκρασία. Το σημείο 4 χαρακτηρίζεται ως κορεσμένος ατμός.

Στο σημείο 5 είναι η έξοδος του ατμού από τον αμολέβητα ο οποίος εισέρχεται στον αμοστρόβιλο όπου εδώ υπάρχει υψηλή θερμοκρασία και πίεση. Η πίεση είναι ίδια με αυτή στο σημείο 4 και η θερμοκρασία έχει αυξηθεί με την χρήση του υπερθερμαντήρα ατμού. Το σημείο αυτό χαρακτηρίζεται ως υπέρθερμος ατμός.

Η θέση του σημείου 6 είναι στην έξοδο του αμοστρόβιλου ο οποίος λειτουργεί με υπέρθερμο ατμό όπως και στο σημείο 5. Το σημείο αυτό χαρακτηρίζεται ως υγρός ατμός λόγω της εκτόνωσης που συμβαίνει μειώνεται σημαντικά η θερμοκρασία του όπως επίσης και ενθαλπία του.

Το σημείο 7 είναι το σημείο τομής αυτής με την οριζόντια γραμμή σταθερής πίεσης και θερμοκρασίας που αντιστοιχούν στο σημείο 1. Ο ατμός στο σημείο είναι κορεσμένος.

Η θέση του σημείου 8 είναι στην επιστροφή του νερού το οποίο επιστρέφει στον συμπυκνωτή και κλείνει ο κύκλος.

4.5. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΗΜΕΙΟΥ 6 ΣΤΟΝ ΚΥΚΛΟ RANKINE

Σε αυτό το σημείο θα γίνει ένας υπολογισμός ώστε να βρεθεί το σημείο 6 στον κύκλο rankine χρησιμοποιώντας τις απαιτούμενες ενθαλπίες και εντροπίες.

Θα οριστεί ένας ισεντροπικός βαθμός απόδοσης $\eta_i=0,87$.

$$i) \quad X_6 = \frac{s_6 - s_1}{s_7 - s_1} = \frac{s_5 - s_1}{s_7 - s_1} = (\text{οι εντροπίες στα σημεία 5 και 6 είναι ίσες})$$

Άρα:

$$X_6 = \frac{6,4217 - 1,8606}{6,8206 - 1,8606} = 0,92 \text{ Kj/kg} \cdot \text{ }^\circ\text{k}$$

$$ii) \quad h_6 = h_1 + X_6 \cdot (h_7 - h_1) = 640,185 \text{ kj/kg} + 0,92 \cdot (2748,11 - 640,185) \text{ kj/kg} \rightarrow$$

$$h_6 = 2579,476 \text{ Kj /kg}$$

$$iii) \quad h_6' = h_5 - \eta_i \cdot (h_5 - h_6) = 3242,28 - 0,87 \cdot (3242,28 - 2579,476) \rightarrow$$

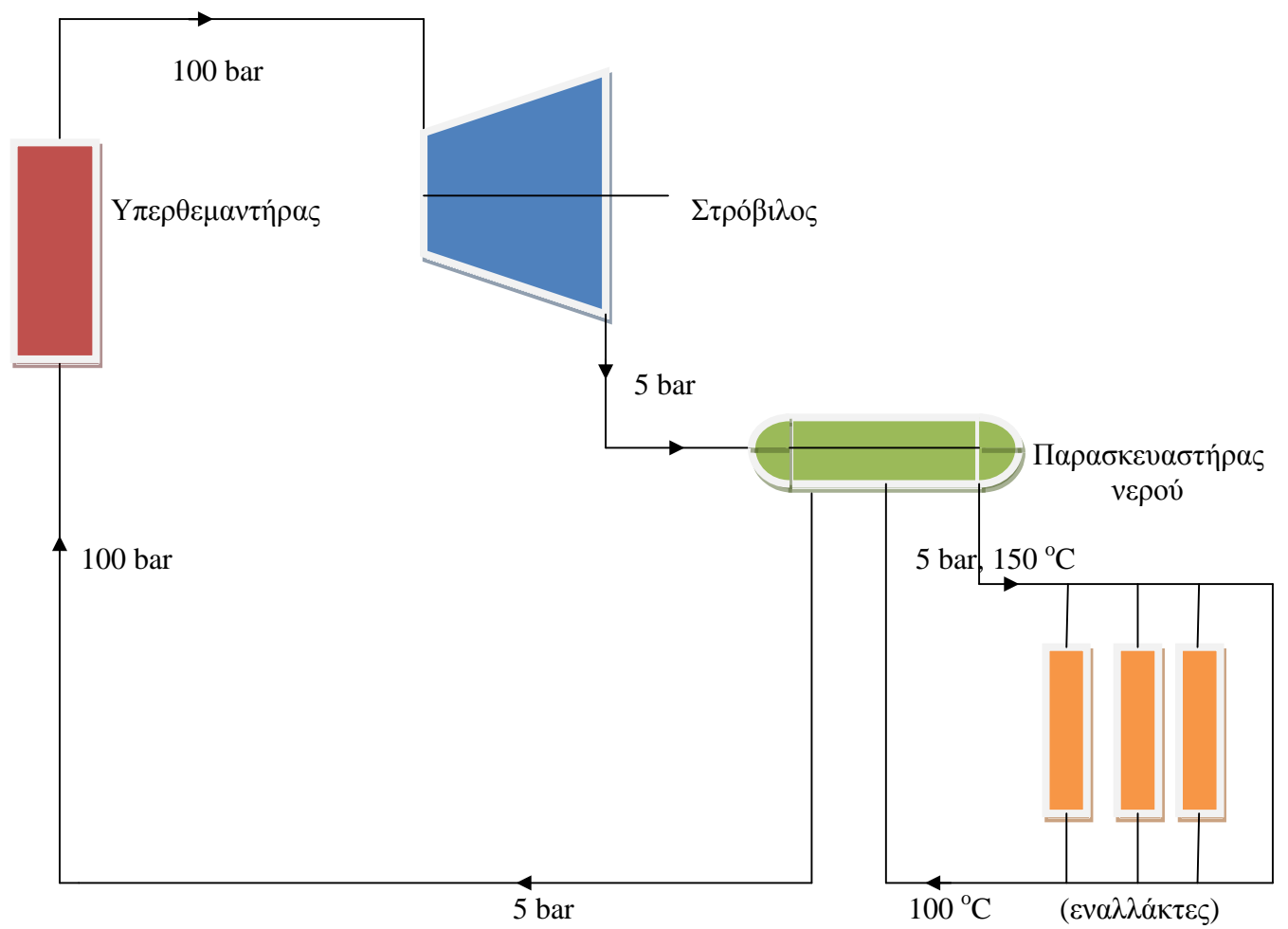
$$h_6' = 2665,64 \text{ kj/kg}$$

Τώρα συγκρίνω τις ενθαλπίες h_6' και h_7 ώστε να διαπιστώσω που ακριβώς είναι το σημείο 6 στην γραφική παράσταση.

$$h_6' < h_7 \rightarrow 2665,64 < 2748,11$$

4.6. ΣΧΕΔΙΟ ΔΙΑΝΟΜΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Γίνεται μια σχηματική απεικόνιση για την διαδρομή που θα ακολουθήσει το νερό μέσω των σωλήνων το οποίο θα φτάσει μέχρι την πόλη και θα επιστέφει πάλι πίσω στον λέβητα.



Σχήμα 2: Σχηματική απεικόνιση διανομής θερμότητας

4.7. ΠΑΡΟΧΗ ΥΠΕΡΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ ΚΑΙ ΕΠΙΛΟΓΗ ΧΑΛΥΒΔΟΣΩΛΗΝΑ

Θα πρέπει να βρεθεί η παροχή του υπέρθερμου νερού με βάση της ενθαλπίες στα σημεία 1 και 8 αλλά και η διάμετρος του χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής κατά ISO που θα τοποθετηθεί.

Έστω $\Delta T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ($150 - 100 = 50 \text{ }^\circ\text{C}$)

Για πίεση 5 bar και $T = 150 \text{ }^\circ\text{C}$ (νερό) $\rightarrow h_1 = 640,185 \text{ kJ/kg}$

Για πίεση 5 bar και $T = 100 \text{ }^\circ\text{C}$ (νερό) $\rightarrow h_8 = 419,099 \text{ kJ/kg}$

$$\Delta h = h_1 - h_8 = 221,086 \text{ (kJ/kg)}$$

Θα γίνει μετατροπή των μονάδων για να προκύψει σωστό αποτέλεσμα:

$$Q = 30 \cdot 10^6 \text{ kcal/h} = 125,61 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}$$

Παροχή υπέρθερμου νερού:

$$\dot{m} = \frac{Q}{\Delta h} = \frac{125,61 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}}{221,086 \text{ (kJ/kg)}} = 0,57 \cdot 10^6 \text{ kg/h} = 570 \text{ t/h}$$

Διάμετρος χαλυβδοσωλήνα:

$$d = 594 \cdot \sqrt{\frac{\dot{m} \cdot \hat{v}}{v}} = 594 \cdot \sqrt{\frac{570 \frac{\text{t}}{\text{h}} \cdot 0,00109050 \text{ m}^3/\text{kg}}{3 \text{ m/s}}} = 270 \text{ mm}$$

$$d = 270 \text{ mm}$$

Από τους παρακάτω πίνακες (1 και 2) για αυτήν την διάμετρο βρίσκουμε ότι ο κατάλληλος σωλήνας άνευ ραφής κατά ISO είναι ο εξής:

$$323.9^\Phi \cdot 7,1 \text{ mm}$$

Πίνακας 1: Χαλυβδοσωλήνας άνευ ραφής κατά ISO

Όνομαστική διάμετρος DN ή NW σε mm	Εξωτ. Διάμε- τρος και πάχος σωλήνων κατά ISO, σε mm	Ισχύοντα πάχη σωλήνων, σε mm
10	17,2 ^Φ x 1,8	1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5
15	21,3 ^Φ x 2	2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
20	26,9 ^Φ x 2,3	2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1
25	33,7 ^Φ x 2,6	2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8
32	42,4 ^Φ x 2,6	2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11
40	48,3 ^Φ x 2,6	2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
50	60,3 ^Φ x 2,9	2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16
65	76,1 ^Φ x 2,9	2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20
80	88,9 ^Φ x 3,2	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2
100	114,3 ^Φ x 3,6	3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
125	139,7 ^Φ x 4	4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
150	168,3 ^Φ x 4,5	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
200	219,1 ^Φ x 5,9	5,9-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
250	273 ^Φ x 6,3	6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
300	323,9 ^Φ x 7,1	7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
350	355,6 ^Φ x 8	8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
400	406,4 ^Φ x 8,8	8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
450	457,2 ^Φ x 10	10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
500	508 ^Φ x 11	11-12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25
550	558,8 ^Φ x 12,5	12,5-14,2-16-17,5-20-22,2-25

Πίνακας 2: Χαλυβδοσωλήνας με ραφή κατά ISO

Ονομαστική διάμετρος DN ή NW, σε mm	Εξωτ. διάμετρος και πάχος σωλήνων κατά DIN 2458, σε mm	Ισχύοντα πάχη σωλήνων, σε mm
10	17,2 ^Φ x1,8	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9
15	21,3 ^Φ x2	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5
20	26,9 ^Φ x2	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
25	33,7 ^Φ x2,3	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
32	42,4 ^Φ x2,3	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
40	48,3 ^Φ x2,3	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
50	60,3 ^Φ x2,6	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
65	76,1 ^Φ x2,6	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5
80	88,9 ^Φ x2,9	1,4-1,6-1,8-2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6
100	114,3 ^Φ x3,2	2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1
125	139,7 ^Φ x3,6	2-2,3-2,6-2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1
150	168,3 ^Φ x4	2,9-3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8
200	219,1 ^Φ x4,5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
250	273 ^Φ x4,5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
300	323,9 ^Φ x5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
350 √	355,6 ^Φ x5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
400	406,4 ^Φ x5	3,2-3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
450	457,2 ^Φ x5,6	3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
500	508 ^Φ x5,6	3,6-4-4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5
550	558,8 ^Φ x6,3	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20
600	609,6 ^Φ x6,3	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20
650	660,4 ^Φ x7,1	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25
700	711,2 ^Φ x7,1	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25
750	762 ^Φ x8	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25
800	812,8 ^Φ x8	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25
850	863,6 ^Φ x8,8	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25
900	914,4 ^Φ x10	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25
1000	1016 ^Φ x10	4,5-5-5,6-6,3-7,1-8-8,8-10-11-12,5-14,2-16-17,5-20-25

4.8. ΠΑΡΑΓΟΜΕΝΟΣ ΑΤΜΟΣ

Σε αυτό το βήμα θα γίνει ο υπολογισμός της ποσότητας του παραγόμενου ατμού με βάση της ενθαλπίες στα σημεία 1 και 6.

$$\Delta h = h_6 - h_1 = 2665,64 - 640,185 = 2025,455 \text{ kJ/kg}$$

$$D = \frac{Q}{\Delta h} = \frac{125.61 \cdot 10^6 \text{ kJ/h}}{2025.455 \text{ kJ/kg}} = 62015 \text{ kg/h} = 62,02 \text{ t/h}$$

$$D = 62 \text{ t/h}$$

4.9. ΩΡΙΑΙΑ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ

Τώρα θα πρέπει να βρεθεί η ωριαία κατανάλωση καυσίμου χρησιμοποιώντας την βασική σχέση του ισολογισμού θερμότητας η οποία είναι:

$$\eta \cdot B \cdot Q = D \cdot \Delta h \rightarrow$$

$$B = \frac{D \cdot \Delta h}{\eta \cdot (H_u + q_h)}$$

$$\Delta h = h_5 - h_1 = 3242,28 - 640,185 = 2602,095 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Βαθμός απόδοσης: } \eta = 0,88$$

$$D = 62 \text{ t/h}$$

$$\text{Αέρας καύσης: } q_h = 0$$

$$\text{Θερμογόνος δύναμη φυσικού αερίου: } H_u = 9600 \text{ kcal/N m}^3$$

$$\text{Πυκνότητα: } \rho = 0,59 \text{ kg/ N m}^3$$

Οπότε τώρα αντικαθιστώντας τα παραπάνω υπολογίζεται η ωριαία κατανάλωση αλλά και ο ειδικός όγκος:

$$B = \frac{62 \frac{\text{t}}{\text{h}} \cdot (2602,095) \text{ kJ/kg}}{0,88 \cdot \frac{9600 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}}{0,59} \cdot 4,187} = 2,7 \text{ t/h}$$

Ειδικός όγκος καυσίμου:

$$\hat{v} = \frac{2700 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{0,59 \frac{\text{kg}}{\text{Nm}^3}} = 4576 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

4.10. ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Οι διαστάσεις οι οποίες θα υπολογιστούν θα είναι με βάση τις ειδικές φορτίσεις ανά μονάδα όγκου και μονάδα επιφάνειας οριζοντίου διατομής. Για να υπολογίσουμε τις διαστάσεις όμως θα πρέπει να βρούμε αρχικά ποια είναι η θερμότητα εντός του φλογοθαλάμου η οποία υπολογίζεται ως εξής:

$$Q_f = B * (H_u + q_h) \rightarrow$$

$$Q_f = 2700 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{9600 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}}\right)}{0,59} = 43.93 * 10^6 \text{ Kcal/h}$$

i) ΟΓΚΟΣ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

$$V_f = \frac{Q_f}{q_f} \rightarrow$$

$$V_f = \frac{43.93 * 10^6 \text{ Kcal/h}}{0,3 * 10^6 \text{ Kcal/m}^3\text{h}} = 146 \text{ m}^3$$

Η ειδική φόρτιση ανά μονάδα όγκου είναι μεταξύ των τιμών:

$$q_f = 0.3 \div 0.6 * 10^6 \text{ Kcal/m}^3\text{h}$$

ii) ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΟΡΙΖΟΝΤΙΟΥ ΔΙΑΤΟΜΗΣ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

$$F_f = \frac{Q_f}{q_f} \rightarrow$$

$$F_f = \frac{43.93 * 10^6 \text{ Kcal/h}}{2,5 * 10^6 \text{ Kcal/m}^2\text{h}} = 17,5 \text{ m}^2$$

Η ειδική φόρτιση είναι τώρα μεταξύ των τιμών:

$$q_f = 2,5 \div 4 * 10^6 \text{ Kcal/m}^3\text{h}$$

iii) ΠΛΑΤΟΣ ΚΑΙ ΜΗΚΟΣ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Για να βρεθεί το μήκος του φλογοθαλάμου θα ορισθεί ίσο πλάτος εσχάρας και φλογοθαλάμου. Έτσι, το πλάτος του φλογοθαλάμου κατά προσέγγιση θα είναι:

$$b_f = b_R = 3,00 \text{ m}$$

Εφόσον βρέθηκε το πλάτος τώρα θα υπολογισθεί και το μήκος του φλογοθαλάμου.

$$l_f = \frac{F_f}{b_f} \rightarrow$$

$$l_f = \frac{17,5 \text{ m}^2}{3,00 \text{ m}} = 6 \text{ m}$$

Επομένως, η πραγματική επιφάνεια οριζοντίου διατομής είναι η εξής:

$$F_f = 3,00 \text{ m} * 6,00 \text{ m} = 18,0 \text{ m}^2$$

iv) ΥΨΟΣ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Υπολογίζεται με βάση τον όγκο και τη επιφάνεια της διατομής του.

$$h_f = \frac{V_f}{F_f} \rightarrow$$

$$h_f = \frac{146 \text{ m}^3}{18 \text{ m}^2} = 8 \text{ m}$$

4.11. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

Σε αυτό το βήμα θα υπολογισθούν οι ποσότητες των καπναερίων οι οποίες παράγονται χρησιμοποιώντας ή μη περίσσεια αέρα την υγρασία των καπναερίων, την πραγματική ποσότητα καπναερίων που παράγονται αλλά και την ποσότητα των ξηρών καπναερίων.

- i) Αρχικά, θα πρέπει να υπολογισθεί η περίσσεια αέρα που θα χρησιμοποιηθεί για τους υπόλοιπους υπολογισμούς.

Ο υπολογισμός θα γίνει με βάση τα στοιχεία καύσης του φυσικού αερίου:

$$\lambda = \frac{L_0}{L} \rightarrow$$

$$\lambda = \frac{0,21}{0,21 - |o_2|} = \frac{0,21}{0,21 - 0,01} = 1,05$$

Η τιμή του οξυγόνου είναι 1%.

Ελάχιστη ποσότητα αέρα καύσης: L_0

ii) ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΑΕΡΑ ΚΑΥΣΗΣ L (ΜΕ ΠΕΡΙΣΣΕΙΑ ΑΕΡΑ)

Η ποσότητα αέρα καύσης είναι η απαιτούμενη ποσότητα του αέρα για να γίνει η καύση του καυσίμου και υπολογίζεται ως εξής:

$$L = \frac{H_u + 200}{13300} * \left(\frac{2,71}{0,21 - |o_2|} + 1 \right) + 0,335 \rightarrow$$

$$L = \frac{9600 \text{ kcal/N m}^3 + 200}{13300} * \left(\frac{2,71}{0,21 - 0,01} + 1 \right) + 0,335 = 10,9 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

iii) ΑΕΡΑΣ ΚΑΥΣΗΣ L_0 (ΧΩΡΙΣ ΠΕΡΙΣΣΕΙΑ ΑΕΡΑ)

Για $\lambda=1$ δεν έχει οξυγόνο, οπότε ορίζεται η προηγούμενη σχέση και $|o_2| = 0$.

$$L_0 = \frac{H_u}{957} + 0,544 \rightarrow$$

$$L_0 = \frac{9600 \text{ kcal/N m}^3}{957} + 0,544 = 10,6 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

iv) ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗ ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ V_R
(ΜΕ ΠΕΡΙΣΣΕΙΑ ΑΕΡΑ)

$$V_R = \frac{H_u + 200}{6820} * \left(\frac{1,39}{0,21 - |o_2|} + 1 \right) + 0,713 \rightarrow$$

$$V_R = \frac{9600 \text{ kcal/N m}^3 + 200}{6820} * \left(\frac{1,39}{0,21 - 0,01} + 1 \right) + 0,713 = 12,14 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

v) ΥΓΡΑΣΙΑ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ (V_w)

Είναι η ποσότητα των καπναερίων τα οποία περιέχουν και την υγρασία εντός υπό την μορφή υδρατμών .

$$V_w = \frac{H_u + 5060}{6820} \rightarrow$$

$$V_w = \frac{9600 \frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} + 5060}{6820} = 2,15 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

vi) ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΞΗΡΩΝ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ $V_{R,tr}$
(ΜΕ ΠΕΡΙΣΣΕΙΑ ΑΕΡΑ)

Είναι η ποσότητα των ξηρών καπναερίων , χωρίς την παρουσία της υγρασίας η οποία υπάρχει υπό την μορφή υδρατμών. Θα αφαιρέσω δηλαδή από την πραγματική ποσότητα καπναερίων V_R την υγρασία V_w .

$$V_{R,tr} = \frac{H_u + 200}{6820} * \left(\frac{1,39}{0,21 - |o_2|} + 1 \right) + 0,713 - V_w \rightarrow$$

$$V_{R,tr} = \frac{9600 \text{ kcal/N m}^3 + 200}{6820} * \left(\frac{1,39}{0,21 - 0,01} + 1 \right) + 0,713 - 2,15 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3 \rightarrow$$

$$V_{R,tr} = 10 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

vii) ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΥΓΡΩΝ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ V_0 (ΧΩΡΙΣ ΠΕΡΙΣΣΕΙΑ ΑΕΡΑ)

Είναι η ποσότητα των καπναερίων που περιέχουν και την υγρασία υπό μορφή υδρατμών.

$$V_0 = \frac{H_u + 200}{6820} * \left(\frac{1,39}{0,21} + 1 \right) + 0,713 \rightarrow$$

$$V_0 = \frac{9600 \text{ kcal/N m}^3 + 200}{6820} * \left(\frac{1,39}{0,21} + 1 \right) + 0,713 = 11,3 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

viii) ΠΟΣΟΤΗΤΑ ΞΗΡΩΝ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ V_{tr} (ΧΩΡΙΣ ΠΕΡΙΣΣΕΙΑ ΑΕΡΑ)

Η ποσότητα των ξηρών καπναερίων υπολογίζεται και αυτή χωρίς περίσσεια αέρα και, επίσης, δεν περιέχει υγρασία υπό την μορφή υδρατμών.

$$V_{tr} = \frac{H_u + 200}{6820} * \left(\frac{1,39}{0,21} + 1 \right) + 0,713 - \frac{H_u + 5060}{6820} \rightarrow$$

$$V_{tr} = \frac{9600 \frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} + 200}{6820} * \left(\frac{1,39}{0,21} + 1 \right) + 0,713 - \frac{9600 \text{ kcal/N m}^3 + 5060}{6820} \rightarrow$$

$$V_{tr} = 9,83 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$$

4.12. ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΛΟΓΩ ΑΤΕΛΟΥΣ ΚΑΥΣΗΣ

Οφείλεται στο ότι ένα μέρος από τον άνθρακα του καυσίμου δημιουργεί μονοξείδιο του άνθρακα το οποίο στην συνέχεια απορρίπτεται στην καπνοδόχο χωρίς να καεί.

$$q_{co} = \left(1 + \frac{200}{H_u} \right) * \frac{61,6 * co}{0,21 - (|o_2| - 0,395 * |co|)} \rightarrow$$

$$q_{co} = \left(1 + \frac{200}{9600 \text{ kcal/Nm}^3} \right) * \frac{61,6 * 0,002}{0,21 - (0,01 - 0,395 * 0,002)} \rightarrow$$

$$q_{co} = 0,63 \%$$

Η τιμή του μονοξειδίου του άνθρακα είναι 0,2 % .

4.13. ΑΠΩΛΕΙΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΛΟΓΩ ΘΕΡΜΩΝ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ

Είναι ο λόγος ο οποίος ο αέρας εισέρχεται στον λέβητα για την καύση με θερμοκρασία περιβάλλοντος T_l και εφόσον θερμανθεί απορρίπτεται στην καπνοδόχο στην θερμοκρασία των καπναερίων T_R .

Ο υπολογισμός γίνεται ως εξής:

$$q_A = k * (T_R - T_l), \% \quad (1)$$

Όπου το k είναι ο συντελεστής απωλειών και το k_{180} είναι ο συντελεστής απωλειών για θερμοκρασία καπναερίων 180 °C τα οποία προκύπτουν από τα παρακάτω:

$$k = k_{180} * (1 + 0,013 * \frac{T_R - 180}{100}) \% \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2)$$

$$k_{180} = (0,03035 + \frac{6,07}{H_u}) * (\frac{0,21}{0,21 - (|o_2| - 0,395 * |co|)} + 3,778) - 0,1077 \% \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3)$$

Με την σωστή αντικατάσταση έχουμε τα εξής αποτελέσματα:

$$(3) k_{180} = (0,03035 + \frac{6,07}{9600 \text{ kcal/N m}^3}) * (\frac{0,21}{(0,21 - 0,01) - 0,395 * 0,002} + 3,778) - 0,1077 \rightarrow$$

$$k_{180} = 0,0418 \% \text{ } ^\circ\text{C}$$

Και εφόσον γίνει αντικατάσταση στον τύπο 2 προκύπτει ότι:

$$(2) k = 0,0418 \% \text{ } ^\circ\text{C} * (1 + 0,013 * \frac{200 - 180}{100}) \rightarrow$$

$$k = 0.0419 \% \text{ } ^\circ\text{C}$$

Με βάση τους συντελεστές απωλειών που προέκυψαν παραπάνω υπολογίζεται η απώλεια θερμότητας:

$$(1) q_A = k * (T_R - T_l) \rightarrow$$

$$q_A = 0,0419 \% \text{ } ^\circ\text{C} * (200 - 20) \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow$$

$$q_A = 7,54 \%$$

4.14. ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Η θεωρητική θερμοκρασία εντός του φλογοθαλάμου T_{th} θα μπορούσε να ήταν η πραγματική θερμοκρασία απ' την στιγμή που δε θα υπήρχε συναλλαγή θερμότητας εντός των τοιχωμάτων του φλογοθαλάμου.

Αλλά, επειδή υπάρχει μετάδοση μέσω ακτινοβολίας ένα μέρος της εκλυόμενης θερμότητας στο νερό των αυλών δημιουργεί το φαινόμενο της ατμοποίησης και για αυτό τον λόγο η πραγματική θερμοκρασία είναι κατά ένα ποσοστό μικρότερη της θεωρητικής.

Οπότε η θεωρητική θερμοκρασία T_{th} υπολογίζεται ως εξής:

Για θερμοκρασία περιβάλλοντος θα χρησιμοποιήσω τους $20 \text{ } ^\circ\text{C}$ και ο υπολογισμός της εισερχόμενης θερμότητας q_h στην εστία με τον αέρα καύσεως υπολογίζεται παρακάτω:

$$q_h = \lambda * L_0 * c_p * \Delta T \rightarrow$$

$$q_h = 1,05 * 10,6 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3 * 0,37 \frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \text{ } ^\circ\text{C} * (200-20) \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow$$

$$q_h = 741,2 \frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}$$

Έχοντας τα παραπάνω η θεωρητική θερμοκρασία είναι:

$$T_{th} = \frac{H_u + q_h}{c_p * V_R} + T_l \rightarrow$$

$$T_{th} = \frac{9600 \frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} + 741,2 \frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3}}{0,37 \frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3} \text{ } ^\circ\text{C} * 12,14 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3} + 20 \rightarrow$$

$$T_{th} = 2322 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.15. ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΠΟΥ ΜΕΤΑΔΙΔΕΤΑΙ ΣΤΟΝ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟ ΛΟΓΩ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑΣ

Είναι η θερμότητα που μεταδίδεται μέσω ακτινοβολίας στον φλογοθάλαμο ανά μονάδα ακτινοβολούμενης επιφάνειας και υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$S = C * [(\frac{t_f}{100})^4 - (\frac{t_w}{100})^4] \quad (1)$$

Όπου C είναι ο συντελεστής ακτινοβολίας και εξαρτάται από την φωτεινότητα της φλόγας. Η τιμή του για το φυσικό αέριο κυμαίνεται μεταξύ των τιμών:

$$C = 2,2 \text{ έως } 3,2 \text{ Kcal/m}^2\text{h } (^\circ\text{K})^4 \quad (2)$$

Η θερμοκρασία t_f στον παραπάνω τύπο είναι η πραγματική θερμοκρασία του φλογοθαλάμου σε βαθμούς κέλβιν $^\circ\text{K}$.

Ο τύπος είναι ο εξής:

$$t_f = T_f + 273 \text{ } ^\circ\text{K} \quad (3)$$

Η T_f είναι η πραγματική θερμοκρασία φλογοθαλάμου σε βαθμούς κελσίου $^\circ\text{C}$.

Και η t_w είναι η εξωτερική θερμοκρασία των αυλών σε βαθμούς κέλβιν $^\circ\text{K}$.

Ο τύπος που υπολογίζεται είναι ο παρακάτω:

$$t_w = t_s + 10 \text{ } ^\circ\text{K} \quad (4)$$

Η t_s είναι θερμοκρασία βρασμού του νερού στην πίεση λειτουργίας την οποία έχει ο ατμολέβητας και η τιμή του οποίου λαμβάνεται από τους πίνακες κορεσμένων υδρατμών (Ανδρέας Γιαννόπουλος (2011) «Ατμοηλεκτρικοί Σταθμοί» Σελ. 210) για πίεση $P = 100 \text{ bar}$ και η οποία δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$t_s = 311^\circ\text{C} + 273^\circ\text{C} = 584 \text{ } ^\circ\text{K} \quad (5)$$

Εφόσον έχουν καθοριστεί οι παραπάνω τιμές είναι δυνατόν τώρα να υπολογιστεί η θερμότητα η οποία μεταδίδεται μέσω της ακτινοβολίας.

Πηγαίνοντας στην εξίσωση (4) προκύπτει ότι:

$$t_w = 584 \text{ } ^\circ K + 10 \text{ } ^\circ K \rightarrow$$
$$t_w = 594 \text{ } ^\circ K$$

Κάνοντας αντικατάσταση στην εξίσωση (1) τα παραπάνω έχουμε:

$$S = 3 * [(\frac{T_f + 273}{100})^4 - (\frac{594}{100})^4] \rightarrow$$

$$S = 3 * [(\frac{T_f}{100} + 2,73)^4 - (5,94)^4] \text{ Kcal/m}^2\text{h (}^\circ K)^4$$

Για τον συντελεστή ακτινοβολίας θα βάλω μια μέση τιμή περίπου, δηλαδή:

$$C = 3 \text{ Kcal/m}^2\text{h (}^\circ K)^4$$

4.16. ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΟΥΜΕΝΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Στον συγκεκριμένο ατμολέβητα θα τοποθετήσουμε μια σειρά από κατακόρυφους αυλούς διαμέτρου Φ 88,9 mm περιμετρικά γύρω από τον φλογοθάλαμο.

Η θερμοκρασία και η πίεση λειτουργίας του ατμολέβητα είναι δύο ακόμα σημαντικοί παράγοντες οι οποίοι επηρεάζουν το πάχος του τοιχώματος των αυλών αλλά και την ποιότητα του χάλυβα.

Ο υπολογισμός της ακτινοβολούμενης επιφάνειας δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$F_s = n * l_\alpha * d * (1 + \frac{t-d}{2*t}) \quad (1)$$

Οπότε για να βρεθεί η ακτινοβολούμενη επιφάνεια ακολουθώ τα παρακάτω βήματα:

i) ΒΗΜΑ ΑΥΛΩΝ

Αρχικά θα πρέπει να υπολογισθεί το βήμα των αυλών που θα πραγματοποιηθεί και γίνεται με βάση τον εμπειρικό τύπο:

$$t = \frac{\pi * d}{2} \rightarrow$$

$$t = \frac{\pi}{2} * 88.9 \text{ mm} = 139,6 \text{ mm}$$

ii) ΠΕΡΙΜΕΤΡΟΣ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Ο υπολογισμός θα γίνει χρησιμοποιώντας τις διαστάσεις μήκος l_f και πλάτους b_f δηλαδή:

$$\Gamma = 2 b_f + 2 l_f \rightarrow$$

$$\Gamma = 2 * 3 + 2 * 6 = 18 \text{ m}$$

iii) ΑΡΙΘΜΟΣ ΑΥΛΩΝ

Ο απαιτούμενος αριθμός αυλών υπολογίζεται έχοντας τα παραπάνω, οπότε προκύπτει ότι:

$$n = \frac{\Gamma}{t} \rightarrow$$

$$n = \frac{18 \text{ m}}{0.1396 \text{ m}} = 129 \text{ αυλοί}$$

Βάσει των παραπάνω, θεωρώντας ότι το μήκος των αυλών είναι ίσο με το ύψος του φλογοθαλάμου, χρησιμοποιώντας τον τύπο (1) και αντικαθιστώντας όλα τα παραπάνω προκύπτει ότι:

$$F_s = 129 * 8 \text{ m} * 0,0889 \text{ m} * \left(1 + \frac{139.6 \text{ mm} - 88.9 \text{ mm}}{2 * 139.6 \text{ mm}} \right) \rightarrow$$

$$F_s = 108,4 \text{ m}^2$$

4.17. ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΗ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΦΛΟΓΟΘΑΛΑΜΟΥ

Για να βρεθεί η πραγματική θερμοκρασία χρησιμοποιείται μια παρόμοια σχέση με το βήμα 14 για την θεωρητική θερμοκρασία. Όμως εδώ αφαιρείται η θερμότητα που μεταδίδεται μέσω της ακτινοβολίας στους αυλούς της εστίας.

Ο τύπος της εξίσωσης είναι:

$$T_f = \frac{Q_f - S * F_s}{B * c_p * V_R} + T_l \rightarrow$$

$$T_f = \frac{43,93 \cdot 10^6 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} - 108,4 \text{ m}^2 \cdot 3 \cdot \left[\left(\frac{T_f}{100} + 2,73 \right)^4 - (5,94)^4 \right] \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}}{4576 \frac{\text{Nm}^3}{\text{h}} \cdot 0,37 \frac{\text{kcal}}{\text{Nm}^3 \cdot \text{C}} \cdot 12,14 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3} + 20 \text{ } ^\circ \text{C} \rightarrow$$

$$T_f = \frac{44,2 \cdot 10^6 - 325,2 \cdot \left(\frac{T_f}{100} + 2,73 \right)^4}{20.554,48} + 20 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Η λύση της παραπάνω εξίσωσης, ώστε να βρεθεί η τιμή που την μηδενίζει, γίνεται με τέσσερεις τρόπους:

- Μέσω της αλγεβρικής μεθόδου χρησιμοποιώντας κάποιες τιμές ώστε να βρεθεί η λύση.
- Με την γραφική μέθοδο τροποποιώντας την παραπάνω εξίσωση.
- Με την επιστημονική μέθοδο Newton-Raphson
- Και με την χρήση ενός κατάλληλου προγράμματος Η/Υ σε γλώσσα fortran ή basic .

Εδώ θα χρησιμοποιηθεί ο πρώτος τρόπος, θέτοντας δηλαδή διάφορες τιμές στην εξίσωση μέχρις ότου η τιμή που θα προκύψει να είναι ίδια με αυτή που χρησιμοποιήθηκε.

Οι υπολογισμοί που θα γίνουν είναι οι παρακάτω:

Για $T_f = 1000 \text{ } ^\circ \text{C}$ προκύπτει $T_f = 1755 \text{ } ^\circ \text{C}$

Για $T_f = 1100 \text{ } ^\circ \text{C}$ προκύπτει $T_f = 1608 \text{ } ^\circ \text{C}$

Για $T_f = 1150 \text{ } ^\circ \text{C}$ προκύπτει $T_f = 1520 \text{ } ^\circ \text{C}$

Για $T_f = 1270 \text{ } ^\circ \text{C}$ προκύπτει $T_f = 1273 \text{ } ^\circ \text{C}$

Για $T_f = 1272 \text{ } ^\circ \text{C}$ προκύπτει $T_f = 1272 \text{ } ^\circ \text{C}$

Οπότε η πραγματική θερμοκρασία στον φλογοθάλαμο θα είναι $T_f = 1272 \text{ } ^\circ \text{C}$

4.18. ΘΕΡΜΟΤΗΤΑ ΣΤΟΝ ΥΠΕΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΑΤΜΟΥ

Ο υπεθερμαντήρας ατμού βρίσκεται μετά το στάδιο της ατμοποίησης. Τα καπναέρια που εισέρχονται στον υπεθερμαντήρα έχουν θερμοκρασία στην είσοδο $T_2 = 1000 \text{ } ^\circ \text{C}$ και στην έξοδο έχει θερμοκρασία T_3 η οποία είναι άγνωστη και θα υπολογιστεί στο επόμενο βήμα.

Ο ατμός ο οποίος εισέρχεται στον ατμολέβητα είναι υγρός και οι απαραίτητες ενθαλπίες που θα χρησιμοποιηθούν είναι στα σημεία 4 και 5 του κύκλου rankine.

Οπότε η θερμοκρασία που εισέρχεται στον υπεθερμαντήρα θα υπολογιστεί με τον τύπο:

$$Q_v = D * (h_5 - h_4) \rightarrow$$

$$Q_v = 62.000 \text{ kg/h} * (3242,3 - 2782,6) \text{ Kcal/kg} \rightarrow$$

$$Q_v = 28,5 * 10^6 \text{ Kcal/h}$$

4.19. ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΕΞΟΔΟΥ ΚΑΠΝΑΕΡΙΩΝ ΣΤΟΝ ΥΠΕΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ

Ο υπεθερμαντήρας απορροφάει την θερμότητα που υπολογίστηκε Q_v στο προηγούμενο βήμα, άρα η θερμοκρασία των καπναερίων θα μειωθεί και στη έξοδο του υπεθερμαντήρα. Η θερμοκρασία T_3 , του υπεθερμαντήρα, υπολογίζεται ως εξής:

$$Q_v = (1 - x_c) * B * V_R * c_{p_m} * (T_2 - T_3) \rightarrow$$

$$T_2 = T_3 - \frac{Q_v}{(1 - x_c) * B * V_R * c_{p_m}} \rightarrow$$

$$T_2 = 1000 \text{ }^\circ\text{C} - \frac{28,5 * 10^6 \text{ Kcal/h}}{(1 - 0,025) * 2700 \text{ t/h} * 12,14 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3 * 0,36} \rightarrow$$

$$T_2 = 1477 \text{ }^\circ\text{C}$$

Απώλειες μέσω ακτινοβολίας: x_c

4.20. ΙΣΧΥΣ ΡΕΥΜΑΤΟΣ

Με βάση τις ενθαλπίες στα σημεία 5 και 6 του κύκλου rankine θα υπολογισθεί η ισχύς του ρεύματος την οποία θα απαιτεί η πόλη.

$$W_T = D * (h_5 - h_6) \rightarrow$$

$$W_T = 62000 \text{ kg/h} * (3242,28 - 2665,64) \text{ KJ/kg} \rightarrow$$

$$W_T = 35,75 * 10^6 \text{ KJ/h} * 10^{-3} / 3600 = 10 \text{ MW}$$

4.21. ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΟΡΙΣΜΟΣ ΔΕΙΚΤΩΝ

Για να υπολογίσουμε τα στοιχεία του εναλλάκτη θα ορίσουμε κάποιους δείκτες για την ευκολία στις πράξεις και η μέθοδος που θα ακολουθήσουμε είναι μέθοδος NTU .

i=είσοδος (in) , h=θερμό ρευστό (hot)
o=έξοδος (out) , c=κρύο ρευστό (cold)

Το θερμό ρευστό είναι το διαθέσιμο νερό ενώ το κρύο είναι το τροφοδοτικό νερό.

4.22. ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΤΙΜΕΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΚΩΝ ΔΙΑΦΟΡΩΝ

Για να γίνουν οι απαραίτητοι υπολογισμοί πρέπει να υπολογιστούν αρχικά οι διαφορές θερμοκρασίας στην είσοδο και την έξοδο του ρευστού., αλλά και στα άκρα του εναλλάκτη.

Θερμοκρασία εισόδου θερμού ρευστού (απορριπτόμενο νερό): $T_{hi}=150\text{ }^{\circ}\text{C}$

Θερμοκρασία εξόδου θερμού ρευστού (απορριπτόμενο νερό): T_{ho} = άγνωστη

Θερμοκρασία εισόδου κρύου ρευστού (τροφοδοτικό νερό): $T_{ci}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$

Θερμοκρασία εξόδου κρύου ρευστού (τροφοδοτικό νερό): $T_{co}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$

Με βάση τα παραπάνω θα υπολογιστούν οι διαφορές θερμοκρασίας σε αυτό το σημείο.

Ως διαφορά θερμοκρασίας για το θερμό ρευστό και για την άγνωστη θερμοκρασία θα θέσουμε ότι είναι $100\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta T_h = T_{hi} - T_{ho} \rightarrow$$

$$\Delta T_h = 150\text{ }^{\circ}\text{C} - 100\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow$$

$$\Delta T_h = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Διαφορά θερμοκρασίας κρύου ρευστού:

$$\Delta T_c = T_{co} - T_{ci} \rightarrow$$

$$\Delta T_c = 90\text{ }^{\circ}\text{C} - 70\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow$$

$$\Delta T_c = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$$

4.23. ΠΑΡΟΧΗ ΥΠΕΘΕΡΜΟΥ ΝΕΡΟΥ

Σε αυτό το βήμα θα υπολογιστεί η απαιτούμενη παροχή για την τηλεθέρμανση.

Η παροχή θα υπολογιστεί με βάση τον παρακάτω τύπο:

$$\dot{m} = \frac{Q}{c_p \cdot \Delta T} \rightarrow$$

$$\dot{m} = \frac{30 \cdot 10^6 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}}{1 \left(\frac{\text{Kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right) \cdot (90 - 70)^\circ\text{C}} \rightarrow$$

$$\dot{m} = 1,5 \cdot 10^6 \text{ kg/h}$$

Επειδή οι παροχές του υπέθερμου νερού είναι πολύ μεγάλες και επειδή πρέπει να υπάρχει και ασφάλεια για αυτό θα τοποθετηθούν δύο παρασκευαστήρες θερμού νερού.

4.24. ΘΕΡΜΙΚΑ ΙΣΟΔΥΝΑΜΑ ΡΟΩΝ

Για να βρεθούν τα θερμικά ισοδύναμα ροών θα πρέπει πρώτα να βρεθεί η μέση θερμοκρασίας και για τα δύο ρευστά.

Για το πρώτο ρευστό έχουμε:

$$T_{1m} = \left(\frac{T_{hi}}{T_{ho}} \right) / 2 \rightarrow$$

$$T_{1m} = \left(\frac{150}{100} / 2 \right) ^\circ\text{C} \rightarrow$$

$$T_{1m} = 125 ^\circ\text{C}$$

Και για το δεύτερο ρευστό:

$$T_{2m} = \left(\frac{T_{co}}{T_{ci}} \right) / 2 \rightarrow$$

$$T_{2m} = \left(\frac{90}{70} / 2 \right) ^\circ\text{C} \rightarrow$$

$$T_{2m} = 80 ^\circ\text{C}$$

Από τους πίνακες ιδιοτήτων νερού βρίσκω τα παρακάτω στοιχεία.

Για το πρώτο ρευστό και μέση θερμοκρασία $T_{1m} = 125 \text{ }^\circ\text{C}$ έχω τα εξής στοιχεία:

$$\rho = 939 \text{ kg/m}^3, \quad c_p = 4,26 \text{ J/kg }^\circ\text{C} \quad \text{ή} \quad c_p = 1,02 \text{ Kcal/ kg }^\circ\text{C}$$

Και, για το δεύτερο ρευστό και μέση θερμοκρασία $T_{2m} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ είναι τα εξής:

$$\rho = 972 \text{ kg/m}^3, \quad c_p = 4,198 \text{ J/kg }^\circ\text{C} \quad \text{ή} \quad c_p = 1,003 \text{ Kcal/ kg }^\circ\text{C}$$

Με βάση τα παραπάνω τα θερμικά ισοδύναμα των ροών είναι:

Για το απορριπτόμενο νερό:

$$W_1 = (\dot{m} * c_p)_1 \rightarrow$$

$$W_1 = 1,5 * 10^6 \text{ kg/h} * 4.260 \frac{\text{J/kg }^\circ\text{C}}{3600} \rightarrow$$

$$W_1 = 1.775.000 \text{ W / h }^\circ\text{C} / 24 \rightarrow$$

$$W_1 = 73.958 \text{ W / }^\circ\text{C}$$

Και για το τροφοδοτικό νερό:

$$W_2 = (\dot{m} * c_p)_2 \rightarrow$$

$$W_2 = 1,5 * 10^6 \text{ kg/h} * 4.198 \frac{\text{J/kg }^\circ\text{C}}{3600} \rightarrow$$

$$W_2 = 1.749.166 \text{ W / h }^\circ\text{C} / 24$$

$$W_2 = 72.882 \text{ W / }^\circ\text{C}$$

Σύμφωνα με τα παραπάνω η μέγιστη και η ελάχιστη τιμή είναι:

$$(\dot{m} * c_p)_{max} = 73.958 \text{ W / }^\circ\text{C}$$

$$(\dot{m} * c_p)_{min} = 72.882 \text{ W / }^\circ\text{C}$$

4.25. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ C^*

Ο συντελεστής C^* είναι ο λόγος των θερμοχωρητικοτήτων μεταξύ των δύο ρευστών. Για τον σωστό υπολογισμό του συντελεστή C^* στον αριθμητή τοποθετείται η μικρότερη τιμή, ενώ στον παρανομαστή η μεγαλύτερη έτσι ώστε ο αριθμός που θα προκύψει να είναι μικρότερος της μονάδας. Με αυτό τον τρόπο μπορεί να υπολογιστεί ο συντελεστής θερμοχωρητικότητας με την παρακάτω σχέση:

$$C^* = \frac{(\dot{m} \rho c_p)_{\min}}{(\dot{m} \rho c_p)_{\max}}$$

$$C^* = \frac{72.882 \text{ W / } ^\circ\text{C}}{73.958 \text{ W / } ^\circ\text{C}}$$

$$C^* = 0,985$$

4.26. ΘΕΡΜΙΚΗ ΙΣΧΥΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Ο συγκεκριμένος εναλλάκτης είναι εναλλάκτης αντιρροής. Γνωρίζοντας την θερμοχωρητικότητα θερμού ρευστού και τις θερμοκρασίες εισόδου, μπορεί να υπολογιστεί η θερμική ισχύς εναλλάκτη έχοντας όλα τα στοιχεία του θερμού ρευστού με βάση την παρακάτω σχέση:

$$q = (\dot{m} \rho c_p)_h * (T_{hi} - T_{ho}) \rightarrow$$

$$q = 73.958 \text{ W / } ^\circ\text{C} * (150 - 100) ^\circ\text{C} \rightarrow$$

$$q = 3.697.900 \text{ W} = 36,98 \text{ Kw}$$

4.27. ΑΠΟΔΟΤΙΚΟΤΗΤΑ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Η αποδοτικότητα του εναλλάκτη μας δείχνει το ποσοστό της θερμότητας που μπορεί να μεταβιβάσει σε σχέση με το μέγιστη που θα είχε δυνατότητα να μεταβιβάσει εφόσον δεν υπήρχαν απώλειες και όλα λειτουργούσαν τέλεια.

Η σχέση με την οποία μπορεί να υπολογιστεί η αποδοτικότητα (effectiveness) είναι η παρακάτω:

$$q = \varepsilon * (\dot{m} c_p)_{min} * (T_{hi} - T_{ci}) \rightarrow$$

$$\varepsilon = \frac{q}{(\dot{m} c_p)_{min} * (T_{hi} - T_{ci})} \rightarrow$$

$$\varepsilon = \frac{3.697.900 \text{ W}}{72.882 \frac{\text{W}}{^\circ\text{C}} * (150 - 70)^\circ\text{C}} \rightarrow$$

$$\varepsilon = 0,63$$

4.28. ΑΡΙΘΜΟΣ ΜΕΤΑΦΕΡΟΜΕΝΩΝ ΜΟΝΑΔΩΝ (NTU)

Ο αριθμός μεταφερομένων μονάδων, που εν συντομία γράφεται και ως NTU (Number of transfer units), είναι ένας αδιάστατος αριθμός και υποδηλώνει την μεταβίβαση της θερμότητας σε σχέση με την ελάχιστη θερμοχωρητικότητα των ρευστών. Στο συγκεκριμένο πρόβλημα μπορεί να υπολογιστεί με βάση την σχέση που ισχύει και στους εναλλάκτες αντιρροής. Με την χρησιμοποίηση της αποδοτικότητας του εναλλάκτη και τον λόγο C^* ο αριθμός NTU υπολογίζεται με την σχέση:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-NTU(1-C^*)}}{1 - C^* e^{-NTU(1-C^*)}} \rightarrow$$

$$NTU = \frac{\ln \frac{1 - \varepsilon C^*}{1 - \varepsilon}}{1 - C^*} \rightarrow$$

$$NTU = \frac{\ln \frac{1 - 0,63 * 0,985}{1 - 0,63}}{1 - 0,985} \rightarrow$$

$$NTU = 1,681$$

4.29. ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ ΕΝΑΛΛΑΓΗΣ

Για να βρεθεί η επιφάνεια εναλλαγής θα γίνει χρήση μιας σχέσης που συνδέει τον αριθμό μεταφερομένων μονάδων με την ελάχιστη θερμοχωρητικότητα και τον συντελεστή μεταφοράς μεταξύ των ρευστών του εναλλάκτη.

Ο συντελεστής μεταφοράς με την συγκεκριμένη μέθοδο συμβολίζεται με U και ο συντελεστής μεταβίβασης έχει τιμή $k = 800 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$. Μετατρέποντας τον συντελεστή U σε μονάδες του συστήματος S.I έχουμε:

$$U = 800 \text{ Kcal} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} * 4,187 \rightarrow$$

$$U = 3.349,6 \text{ KJ} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} \rightarrow$$

$$U = 3.349,6 * 10^3 \text{ KJ} / \text{m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C} / 3600 \rightarrow$$

$$U = 930,44 \text{ W} / \text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Στην συνέχεια, χρησιμοποιώντας την σχέση που προαναφέρθηκε, η επιφάνεια εναλλαγής που προκύπτει είναι η παρακάτω:

$$NTU = \frac{U * A}{(\dot{m} * c_p)_{min}} \rightarrow$$

$$A = \frac{NTU * (\dot{m} * c_p)_{min}}{U} \rightarrow$$

$$A = \frac{1,681 * 72 \text{ W} / ^\circ\text{C}}{930,44} \rightarrow$$

$$A = 131 \text{ m}^2$$

Οι εναλλάκτες που θα τοποθετηθούν θα είναι είκοσι σε αριθμό και θα τοποθετηθούν σε διάφορα σημεία της πόλης σε ειδικούς θερμικούς σταθμούς που θα κατασκευαστούν για αυτόν τον λόγο.

4.30. ΕΠΑΛΗΘΕΥΣΗ ΑΡΧΙΚΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΕΞΟΔΟΥ ΘΕΡΜΟΥ ΡΕΥΣΤΟΥ

Για να εκτελεστούν οι παραπάνω πράξεις θέσαμε αρχικά ότι η θερμοκρασία εξόδου του θερμού νερού είναι περίπου $100 \text{ } ^\circ\text{C}$. Για αυτό τον λόγο στο βήμα αυτό θα πραγματοποιηθεί μια επαλήθευση, έτσι ώστε να ελεγχθεί αν όντως ισχύει η αρχική υπόθεση. Αυτό θα γίνει με τον εξής τύπο:

$$T_{ho} = T_{hi} - \left(\frac{q}{(\dot{m} * c_p)_h} \right) \rightarrow$$

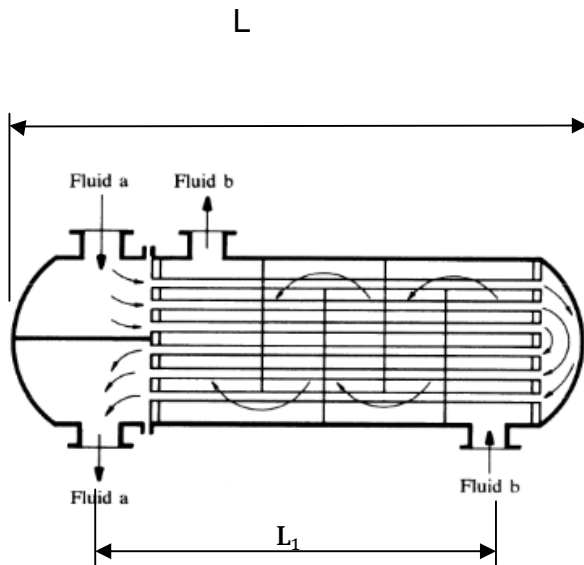
$$T_{ho} = 150 \text{ } ^\circ\text{C} \left(\frac{3.697.900 \text{ W}}{73.958 \text{ W / } ^\circ\text{C}} \right) \rightarrow$$

$$T_{ho} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Έτσι καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι οι παραπάνω υπολογισμοί είναι σωστοί.

4.31. ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΗ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Ο εναλλάκτης θα είναι τύπου αντιρροής και θα περιλαμβάνει κέλυφος από χαλυβδοσωλήνα με ραφή και ευθύγραμμους αυλούς από χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής οι οποίοι θα στερεώνονται σε επίπεδους κυκλικούς αυλούς με εκτόνωση. Οι πυθμένες θα είναι κυρτοί με μια μικρή γόβωση και θα συνδέονται με φλάτζες. Η είσοδος του διαθέσιμου θερμού νερού θα γίνεται μέσω ενός στομίου που θα είναι τοποθετημένο στο ένα άκρο του κελύφους. Το ίδιο θα ίδιο ισχύει και για την έξοδο, όπου θα υπάρχει και πάλι ένα στόμιο στο άλλο άκρο του κελύφους. Η είσοδος του τροφοδοτικού νερού, δηλαδή του κρύου ρευστού, θα γίνεται μέσω ενός στομίου που βρίσκεται στον ένα πυθμένα, ενώ η έξοδος του από ένα στόμιο που βρίσκεται στον άλλον πυθμένα. Επίσης, στο εσωτερικό του εναλλάκτη θα τοποθετηθούν διαφράγματα για καλύτερη κατανομή της ροής του διαθέσιμου θερμού νερού.



Σχήμα 3: απεικόνιση εναλλάκτη

4.32. ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΑΥΛΩΝ

Θα τοποθετηθούν αυλοί με εσωτερική διάμετρο από 10 ως 50 mm. Στην συγκεκριμένη περίπτωση θα επιλεγθούν αυλοί από τον Πίνακα 1 για χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής 21,3^φ x 2 mm.

Υποθέτουμε ότι το πάχος του σωλήνα θα είναι 2 mm και δεν θα υπάρχει μετέπειτα κάποιο πρόβλημα για την πίεση λειτουργίας.

Οι αυλοί θα έχουν τα παρακάτω στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος: $d_a = 21,3 \text{ mm}$
- Εσωτερική διάμετρος: $d_i = 21,3 - 2 \cdot 2 = 17,3 \text{ mm}$
- Πάχος: $s = 2 \text{ mm}$

4.33. ΑΡΙΘΜΟΣ ΑΥΛΩΝ

Για να βρεθεί ο αριθμός των απαιτούμενων αυλών που θα τοποθετηθούν θα χρησιμοποιηθεί η παροχή του τροφοδοτικού νερού που ρέει μέσω αυτών . Η τιμή της παροχής θα είναι μεταξύ των τιμών 50 έως 65 m^3/h . Η τιμή η οποία θα χρησιμοποιηθεί θα είναι η ενδιάμεση, δηλαδή 60 m^3/h . Η ταχύτητα του νερού εντός των αυλών λαμβάνεται συνήθως αρκετά χαμηλή με τιμές από $u=0,1$ έως 0,5 m/sec. Εάν λάβουμε μια ενδιάμεση τιμή περίπου 0,4 m/sec θα μπορούσαμε να υπολογίσουμε τον αριθμό των αυλών με την παρακάτω σχέση:

$$n = 354 * \frac{V_y}{u * d_i^2} \rightarrow$$

$$n = 354 * \frac{60 \text{ m}^3/\text{h}}{0,4 \frac{\text{m}}{\text{sec}} * (17,3 \text{ mm})^2} \rightarrow$$

$$n = 177 \text{ αυλοί}$$

4.34. ΜΗΚΟΣ ΑΥΛΩΝ

Για να βρεθεί το μήκος των αυλών θα πρέπει η εξωτερική επιφάνεια όλων των αυλών του εναλλάκτη να ισούται με την επιφάνεια εναλλαγής που υπολογίστηκε στο προηγούμενο βήμα.

Άρα το μήκος των αυλών θα υπολογιστεί με βάση την επιφάνεια εναλλαγής, τον αριθμό και την εξωτερική διάμετρο χρησιμοποιώντας την παρακάτω σχέση:

$$l' = \frac{10^6 * F}{\pi * d_a * n} \rightarrow$$

$$l' = \frac{10^6 * 131 \text{ m}^2}{\pi * 21,3 \text{ mm} * 177} \rightarrow$$

$$l' = 11.655 \text{ mm}$$

Οπότε το πραγματικό μήκος θα αυξηθεί διότι θα υπάρχουν οι δύο «καθρέπτες» και το πάχος τους θα θεωρήσουμε ότι είναι 25 mm . Επομένως το συνολικό μήκος θα είναι:

$$l = 11.655 \text{ mm} + 2 * 25 \text{ mm} \rightarrow$$

$$l = 11.705 \text{ mm}$$

4.35. ΜΗΚΟΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3 (απεικόνιση εναλλάκτη) το μήκος L_1 του εναλλάκτη θα είναι από φλάτζα σε φλάτζα και θα είναι περίπου ίσο με το πραγματικό μήκος των αυλών. Αυτό θα ισχύει εφόσον υπάρχουν ευθύγραμμοι αυλοί εκτονωμένοι επάνω στους «καθρέπτες». Οπότε, για να είναι εφικτή η συγκόλληση των «καθρεπτών» το μήκος L_1 του κελύφους του εναλλάκτη θα είναι λίγο μεγαλύτερο από το πραγματικό μήκος των αυλών. Άρα με βάση όλα τα παραπάνω το πρόσθετο μήκος που θα δοθεί στο κέλυφος θα είναι περίπου 25 mm.

Τότε το μήκος του εναλλάκτη θα είναι:

$$L_1 = l + 2 * 25 \text{ mm} \rightarrow$$

$$L_1 = 11.705 \text{ mm} + 50 \text{ mm} \rightarrow$$

$$L_1 = 11.755 \text{ mm}$$

Το συνολικό μήκος L του εναλλάκτη θα προκύψει εφόσον στο προηγούμενο βήμα προστεθεί και το πάχος (βαθούλωμα) των πυθμένων. Το βαθούλωμα των πυθμένων για τα δοχεία πίεσεως θα είναι τυποποιημένο κατά DIN. Ωστόσο, οι εναλλάκτες που λειτουργούν συνήθως με αρκετά μεγάλες εσωτερικές πιέσεις ανήκουν και αυτοί στα δοχεία πίεσεως.

Υπάρχουν 4 κατηγορίες πυθμένων:

- Επίπεδοι
- Με μικρή γόβωση
- Με βαθειά γόβωση
- Και ημισφαιρικοί

Παρόλα αυτά στο συγκεκριμένο πρόβλημα δεν υπάρχει κάποια σημαντική εσωτερική πίεση, οπότε το πάχος (βαθούλωμα) των πυθμένων θα είναι 200 mm έκαστος.

Άρα το συνολικό μήκος του εναλλάκτη θα είναι:

$$L = L_1 + 2 * 200 \text{ mm} \rightarrow$$

$$L = 11.755 \text{ mm} + 400 \text{ mm} \rightarrow$$

$$L = 12.155 \text{ mm}$$

4.36. ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΚΕΛΥΦΟΥΣ

Η διάμετρος του κελύφους πρέπει να είναι αρκετά μεγάλη έτσι ώστε να χωράει όλου τους αυλούς. Θα υπολογιστεί πρώτα η εσωτερική διάμετρος του κελύφους όπου είναι ίση με την διάμετρο των «καθρέπτων». Δηλαδή θα ανοιχθούν οπές επάνω στους «καθρέπτες» σε αριθμό ίσο με τον αριθμό των αυλών. Ανάμεσα στους αυλούς θα πρέπει να υπάρχει ένα ικανοποιητικό διάκενο για την κυκλοφορία του ρευστού.

Στον συγκεκριμένο εναλλάκτη το διάκενο δ έχει τιμή από 5 έως 20 mm. Θα χρησιμοποιήσουμε μια μέση τιμή δηλαδή 10 mm.

Οπότε, εάν οι αποστάσεις διατηρούνται ίδιες και οριζόντια αλλά και κάθετα τότε το βήμα t θα είναι:

$$t = d_a + \delta \rightarrow$$

$$t = 21,3 \text{ mm} + 10 \text{ mm} \rightarrow$$

$$t = 31,3 \text{ mm}$$

Επιπλέον, μια προσεγγιστική μέθοδος για να βρούμε την απαιτούμενη διάμετρο για τον «καθρέπτη» είναι να λάβουμε την συνολική επιφάνεια των τετραγώνων $t \times t$ και εφόσον την αυξήσουμε από 20 έως 25% να την εξισώσουμε με την επιφάνεια του «καθρέπτη». Η προσαύξηση αυτή γίνεται έτσι ώστε να καλυφθούν τα νεκρά τμήματα που είναι κοντά στην περιφέρεια και όπου δεν μπορούν να γίνουν άλλες οπές, αλλά, επίσης, και σε κάποιες άλλες περιπτώσεις ώστε να χωράει το διάφραγμα στον ένα «καθρέπτη». Έτσι, η προσαύξηση θα διαχωρίζει τις ροές εισόδου και εξόδου, εφόσον ο εναλλάκτης είναι δύο διαδρόμων και έχει και τα δύο στόμια στον πυθμένα.

Άρα, με βάση τα παραπάνω, η εσωτερική διάμετρος D_i του κελύφους υπολογίζεται παρακάτω:

$$D_i = 1,24 * t * \sqrt{n} \rightarrow$$

$$D_i = 1,24 * 31,3 \text{ mm} * \sqrt{177} \rightarrow$$

$$D_i = 516 \text{ mm}$$

Οπότε τώρα θα χρησιμοποιήσουμε χαλυβδοσωλήνα με ραφή ο οποίος θα πρέπει να έχει διάμετρο ίση με αυτή που υπολογίσθηκε ή μεγαλύτερη.

Από τον Πίνακα 2 για χαλυβδοσωλήνα με ραφή θα επιλέξουμε χαλυβδοσωλήνα: DN 550 ή 558,8^φ x 6,3 mm με τα εξής στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος: $D_a = 558,8 \text{ mm}$
- Εσωτερική διάμετρος: $D_i = 558,8 - 2 * 6,3 \text{ mm} = 546,2 \text{ mm}$
- Πάχος: $s = 6,3 \text{ mm}$

Θα υποθέσουμε ότι το πάχος του εναλλάκτη που επιλέξαμε (6,3 mm) είναι επαρκές για την πίεση λειτουργίας του κελύφους. Επιπλέον, βλέπουμε ότι για την εσωτερική διάμετρο η τυποποίηση που επιλέξαμε είναι σωστή και όλοι οι αυλοί θα χωρέσουν εντός του κελύφους. Για την εσωτερική διάμετρο ισχύει το παρακάτω:

$$D_i = 546,2 \text{ mm} > 516 \text{ mm}$$

4.37. ΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑ ΤΟΥ ΡΕΥΣΤΟΥ ΕΞΩΤΕΡΙΚΑ ΤΩΝ ΑΥΛΩΝ

Όπως προαναφέρθηκε το ζεστό νερό θα ρέει εξωτερικά των αυλών και για την καλύτερη κυκλοφορία του η ταχύτητά του θα πρέπει να είναι αρκετά χαμηλή, δηλαδή από 0,05 έως 0,5 m/sec. Ακόμα, επιλέγουμε τόσο χαμηλή ταχύτητα γιατί όσο πιο αργά κυκλοφορεί το ρευστό τόσο περισσότερο χρόνο προσφέρει για την μεταφορά της θερμότητας. Η παροχή του θερμού νερού εμπειρικά έχει τιμή από 25 έως 30 m^3/h . Εμείς επιλέγουμε την ενδιάμεση τιμή, δηλαδή 28 m^3/h .

Η ταχύτητα που θα έχει εξαρτάται όμως και από την συνολική ελεύθερη επιφάνεια αυτού του χώρου.

Οπότε η ελεύθερη επιφάνεια F_s υπολογίζεται με την σχέση:

$$F_s = \frac{\pi}{4} * [D_i^2 - n * d_a^2] \rightarrow$$

$$F_s = \frac{\pi}{4} * [(0,5462 \text{ m})^2 - 177 * (0,0213 \text{ m})^2] \rightarrow$$

$$F_s = 0,154 \text{ m}^2$$

Αφού βρέθηκε η ελεύθερη επιφάνεια, σε αυτό το σημείο θα υπολογιστεί η ταχύτητα του ρευστού μέσα στον ελεύθερο χώρο μεταξύ των αυλών, η οποία συμβολίζεται με U_s , για να δούμε εάν είναι ή όχι ικανοποιητική.

Για τον υπολογισμό της ταχύτητας χρησιμοποιούμε την παρακάτω σχέση:

$$U_s = \frac{V_x}{3.600 * F_s} \rightarrow$$

$$U_s = \frac{28 \text{ m}^3/h}{3.600 * 0,154 \text{ m}^2} \rightarrow$$

$$U_s = 0,05 \text{ m/sec}$$

Η παραπάνω τιμή της ταχύτητας του ρευστού είναι μέσα στα όρια που προαναφέρθηκαν. Σε περίπτωση που το ρευστό θα ρέει εξωτερικά των αυλών η τιμή αυτή θα πρέπει να αυξηθεί (κοντά στο επάνω όριο) διότι δεν θα είναι απολύτως καθαρό, καθώς θα μεταφέρει στερεά, όπως για παράδειγμα άμμο, ίνες κ.λ.π.

4.38. ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΣΤΟΜΙΩΝ ΕΝΑΛΛΑΚΤΗ

Τα στόμια εισόδου και εξόδου του θερμού νερού αλλά και του τροφοδοτικού νερού θα είναι κατασκευασμένα από χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής. Η στερέωσή τους πάνω στο κέλυφος αλλά και στους πυθμένες του εναλλάκτη θα γίνει με την μέθοδο της συγκόλλησης. Ωστόσο, για να είναι ανθεκτική η συγκόλληση στα στόμια θα πρέπει να τηρηθούν κάποιοι κανονισμοί οι οποίοι έχουν σχέση με την εσωτερική πίεση που θα ασκηθεί.

Δηλαδή αυτό που πρέπει να γίνει είναι το εξής:

- Το πάχος της ραφής να είναι μικρότερο ή ίσο με το πάχος του ελάσματος.
- Η επιφάνεια ραφής να είναι κατά 25% μεγαλύτερη από τη διατομή του σωλήνα του στομίου.

Για να γίνει η επιλογή του κατάλληλου χαλυβδοσωλήνα πρέπει να βρεθεί η διάμετρος αυτών. Ο υπολογισμός αυτός γίνεται με την παρακάτω σχέση και η τιμή της ταχύτητας θα ορισθεί περίπου $u = 2 \text{ m/sec}$:

- Στόμια θερμού νερού. Παροχή $V_x = 28 \text{ m}^3/\text{h}$, ταχύτητα $u = 2 \text{ m/sec}$.

Οπότε η εσωτερική διάμετρος είναι:

$$d_f = 18,8 * \sqrt{\frac{V_x}{u}} \rightarrow$$

$$d_f = 18,8 * \sqrt{\frac{28 \text{ m}^3/\text{h}}{2 \text{ m/sec}}} \rightarrow$$

$$d_f = 70 \text{ mm}$$

Από τον κατάλληλο Πίνακα 1 για χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής επιλέγω DN 88,8^φ x 3,2 mm με τα εξής στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος: $d_a = 88,8 \text{ mm}$
- Εσωτερική διάμετρος: $d_i = 88,8 - 2 * 3,2 \text{ mm} = 82,4 \text{ mm}$
- Πάχος $s = 3,2 \text{ mm}$

Τώρα πρέπει να συγκρίνουμε εάν η τιμή για τον χαλυβδοσωλήνα που επιλέξαμε είναι σωστή σε σχέση με την απαιτούμενη:

$$d_i = 82,4 \text{ mm} > d_i = 70 \text{ mm}$$

Άρα, η επιλογή του χαλυβδοσωλήνα $88,8^{\phi} \times 3,2 \text{ mm}$ για τα στόμια του θερμού νερού είναι απολύτως φυσιολογική.

- Στόμια τροφοδοτικού νερού. Παροχή $V_y = 60 \text{ m}^3/\text{h}$, ταχύτητα $u = 2 \text{ m/sec}$.

Άρα, η απαιτούμενη διάμετρος είναι:

$$d_f = 18,8 * \sqrt{\frac{V_y}{u}} \rightarrow$$

$$d_f = 18,8 * \sqrt{\frac{60 \text{ m}^3/\text{h}}{2 \text{ m/sec}}} \rightarrow$$

$$d_f = 103 \text{ mm}$$

Από Πίνακα 1 για χαλυβδοσωλήνα άνευ ραφής έχω DN $114,3^{\phi} \times 3,6 \text{ mm}$ με τα παρακάτω στοιχεία:

- Εξωτερική διάμετρος: $d_a = 114,3 \text{ mm}$
- Εσωτερική διάμετρος: $d_i = 114,3 - 2 * 3,6 \text{ mm} = 107,1 \text{ mm}$
- Πάχος $s = 3,6 \text{ mm}$

Οπότε για την εσωτερική διάμετρο που υπολογίσαμε για τον χαλυβδοσωλήνα ισχύει το παρακάτω:

$$d_i = 107,1 \text{ mm} > d_i = 103 \text{ mm}$$

4.39. ΠΛΗΡΟΦΟΡΙΕΣ ΜΟΝΑΔΑΣ ΤΗΛΕΘΕΡΜΑΝΣΗΣ

Η μονάδα τηλεθέρμανσης θα απέχει 2 χιλιόμετρα από την πόλη στην οποία θα παρέχει ρεύμα και θα συνδέεται με υπόγειες σωληνώσεις από χυτοσίδηρο με διάμετρο Φ 80. Επίσης, οι σωληνώσεις θα είναι υπόγειες και θα χρησιμοποιείται αντλίες και κυκλοφορητές. Για την πιο αποτελεσματική κυκλοφορία του νερού αλλά και για την επιστροφή του θα υπάρχουν κατά μήκος των σωληνώσεων βάνες ανά 250 μέτρα, όπως επίσης και Ταφ εισόδου και εξόδου για την σωστή διανομή σε όλη την πόλη.

5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ-ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

Τα συμπεράσματα από τα παραπάνω που προκύπτουν είναι ότι με την χρήση της τηλεθέρμανσης επιτυγχάνεται η καλύτερη κυκλοφορία της θερμότητας σε σχέση με άλλες μεθόδους αλλά και η επιτυχία της κατάλληλης διαχείρισης των δύσκολων καυσίμων. Επίσης, το κόστος για την συγκεκριμένη μονάδα είναι σχετικά πολύ χαμηλό αρχικά λόγω της χρήσης της τηλεθέρμανσης και δεύτερον λόγω του φυσικού αερίου που χρησιμοποιείται. Το φυσικό αέριο που θα χρησιμοποιηθεί για την λειτουργία της μονάδας έχει ως αποτέλεσμα καλύτερη καύση σε σχέση με άλλα συμβατικά καύσιμα, όμως το πιο σημαντικό έχει να κάνει με το ότι οι ρύποι τους οποίους εκπέμπει στην ατμόσφαιρα είναι μηδενικοί και δεν καταστρέφει την ατμόσφαιρα.

Για να μειωθούν όσο το δυνατόν οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις θα μπορούσε να γίνει μια εγκατάσταση τηλεθέρμανσης με μονάδες συμπαραγωγής ή εγκαταστάσεις που θα έχουν ως σκοπό την αξιοποίηση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Αρχικά το επενδυτικό σχέδιο θα είναι μεγαλύτερο σε σχέση με την μονάδα την οποία έχουμε αλλά θα αντισταθμίζεται από τα οφέλη τα οποία θα προκύπτουν μετέπειτα. Δηλαδή με αυτόν τον τρόπο στο συγκεκριμένο θέμα θα μπορούσε να έχει μηδενική εκπομπή των ρύπων, και η παραγωγή της θερμότητας αλλά και η διανομή του ηλεκτρικού ρεύματος να είναι πιο φθηνοί στους κατοίκους της συγκεκριμένης περιοχής.

6.ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Γιαννόπουλος Α., *Ατμοηλεκτρικοί σταθμοί*, Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα, 2011
2. Κάκαρας Ε., *Θερμοηλεκτρικοί σταθμοί*, Εκδόσεις FOUNTAS, Αθήνα 2009
3. *Εξοικονόμηση Ενέργειας στις Οικιακές Εγκαταστάσεις Κεντρική Θέρμανσης με Πετρέλαιο*, Δραστηριότητα του Προγράμματος SAVE, ΚΑΠΕ http://www.cres.gr/energy-saving/images/pdf/kentriki_thermanssi.pdf
4. *Θέρμανση των Κτιρίων με Λέβητες & η Μέτρηση της Καταναλισκόμενης Ενέργειας*, ΤΕΧΝΙΚΑ, 2001
5. *Φυσικό αέριο*, Βικιπαίδεια
http://el.wikipedia.org/wiki/%CE%A6%CF%85%CF%83%CE%B9%CE%BA%CF%8C_%CE%B1%CE%AD%CF%81%CE%B9%CE%BF
6. *Τηλεθέρμανση*, Βικιπαίδεια
<http://el.wikipedia.org/wiki/%CE%A4%CE%B7%CE%BB%CE%B5%CE%B8%CE%AD%CF%81%CE%BC%CE%B1%CE%BD%CF%83%CE%B7>
7. *The technology*, International Energy Agency <http://www.iea-dhc.org>
8. Gupta S., *Advantages and Disadvantages of Natural Gas*, Buzzle ,2012
<http://www.buzzle.com/articles/advantages-and-disadvantages-of-natural-gas.html>
9. *Water - Thermal Properties: Thermal properties of water - density, freezing temperature, boiling temperature, latent heat of melting, latent heat of evaporation, critical temperature and more*, The Engineering ToolBox http://www.engineeringtoolbox.com/water-thermal-properties-d_162.html
10. http://www.betterbricks.com/sites/default/files/operations/om_of_boilers_final.pdf