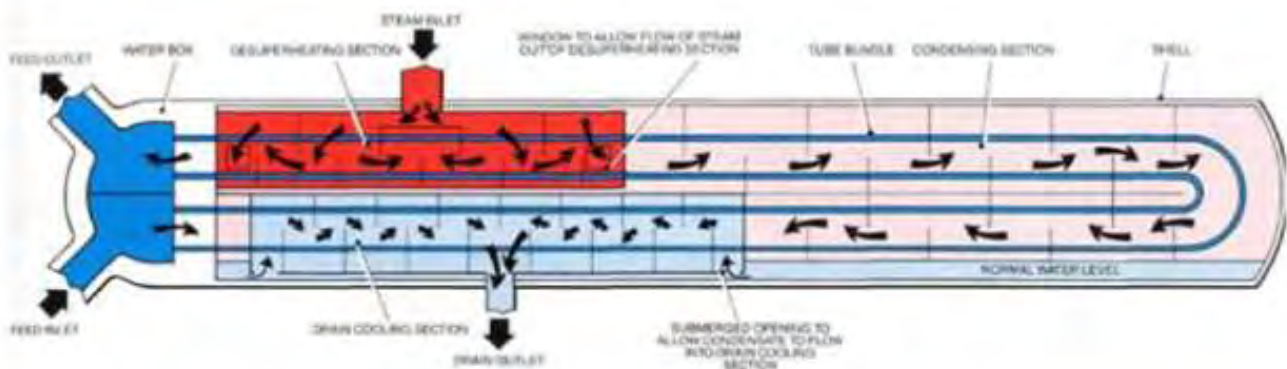




ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΕΣ ΝΕΡΟΥ ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑΣ ΜΕ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΕ ΑΤΜΟΗΛΕΚΤΡΙΚΟΥΣ ΣΤΑΘΜΟΥΣ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ(ΑΗΣ)

ΚΙΒΡΑΚΙΔΗΣ ΘΕΟΧΑΡΗΣ

26/5/2016



Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των

απαιτήσεων για την απόκτηση του

Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού

2016

©Κιβρακίδης Θεοχάρης

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή της διπλωματικής μου, κ. Βασίλη Μποντόζογλου, για την πολύτιμη βοήθεια και την καθοδήγηση του, καθ' όλη τη διάρκεια της δουλειάς μου. Επίσης, είμαι ευγνώμων στους μηχανικούς του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ, οι οποίοι κατά την διάρκεια της πρακτικής μου άσκησης, με βοήθησαν πάρα πολύ στην κατανόηση της λειτουργίας του εργοστασίου και μου παρείχαν όλα τα απαραίτητα τεχνικά στοιχεία των προθερμαντών που χρειάστηκα στους υπολογισμούς. Ευχαριστώ και τα υπόλοιπα μέλη της εξεταστικής επιτροπής της διπλωματικής εργασίας μου, τους καθηγητές μου Ανδρίτσο Νικόλαο και Κερμανίδη Αλέξη. Πάνω απ' όλα, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους γονείς μου Νίκο και Παρθένα Κιβρακίδη, για την ολόψυχη αγάπη και την υποστήριξή τους, όλα αυτά τα χρόνια.

Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:

Πρώτος Εξεταστής Βασίλης Μποντόζογλου
(Επιβλέπων) Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής Νικόλαος Ανδρίτσος
 Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής Αλέξης Κερμανίδης
 Επίκουρος Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Πίνακας περιεχομένων

Κεφάλαιο 1:Εισαγωγή - Ατμοηλεκτρικοί σταθμοί (ΑΗΣ)	8
Κεφάλαιο 2: Γενική περιγραφή προθερμαντών.....	13
2.1: Αύξηση βαθμού απόδοσης κύκλου με αναγεννητική προθέρμανση	14
2.2: Κλειστοί προθερμαντές	15
2.4: Ανοικτοί προθερμαντές ή Απαερωτές	21
2.5: Μεγιστοποίηση βαθμού απόδοσης	26
2.6: Συσχέτιση βαθμού απόδοσης κύκλου με αριθμό προθερμαντών	28
2.7: Επιστροφή συμπυκνωμάτων	30
2.8: TTD και DCA για τον έλεγχο της αποτελεσματικότητας των προθερμαντών.....	31
Κεφάλαιο 3: Ισοζύγια μάζας και ενέργειας	34
3.1: Αναλυτικός υπολογισμός ατμού απομάστευσης	34
3.2: Αριθμητική μέθοδος υπολογισμού ατμού απομάστευσης.....	41
Κεφάλαιο 4: Υπολογισμοί σε συνθήκες εντός σχεδιασμού	43
4.1: Τυπολόγιο	44
4.2: Υπολογισμοί για προθερμαντή υψηλής πίεσης 7 του ΑΗΣ Καρδιάς	53
Κεφάλαιο 5 :Υπολογισμοί για συνθήκες εκτός σχεδιασμού	59
5.1: Υπολογισμοί για τον προθερμαντή 7 υψηλής πίεσης του ΑΗΣ Καρδιάς	63
Βιβλιογραφία.....	68

Κατάλογος εικόνων

(Εικόνα 1)Σύγχρονος ατμοπαραγωγός κονιορτοποιημένου άνθρακα	10
(Εικόνα 2)Απλοποιημένος κύκλος Rankine.....	11
(Εικόνα 3)Κύκλος Rankine σε διάγραμμα Mollier(h-s) (Εικόνα 4)Μέση θερμοκρασία προσθήκης θερμότητας	12
(Εικόνα 5)Κύκλος Rankine με αναγεννητική προθέρμανση νερού τροφοδοσίας	15
(Εικόνα 6)Προθερμαντής τύπου U και τύπου κεφαλής.....	16
(Εικόνα 7)Προθερμαντής τύπου U (Εικόνα 8)Προθερμαντής τύπου κεφαλής.....	17
(Εικόνα 9)Προθερμαντής ατμοηλεκτρικού σταθμού Thorpe Marsh (Εικόνα 10)Προθερμαντής από τον GEC.....	18
(Εικόνα 11)Ζώνες μεταφοράς θερμότητας σε κλειστούς προθερμαντές τύπου U.....	19
(Εικόνα 12)Ζώνες μεταφοράς θερμότητας σε προθερμαντές τύπου κεφαλής	19
(Εικόνα 13)Οριζόντιος προθερμαντής σε τομή και οι ανακλαστήρες του	20
(Εικόνα 14)Κάθετος προθερμαντής με το κανάλι προς τα κάτω(Vertical channel down)	21
(Εικόνα 15)Απαερωτής τύπου ψεκασμού	24
(Εικόνα 16)Απαερωτής τύπου δίσκων	25
(Εικόνα 17)Σκαρίφημα στροβίλων(Υψηλής,Μέσης και Χαμηλής πίεσης) μαζί με τις 7 απομαστεύσεις	26
(Εικόνα 18)Κύκλος Rankine με αναγεννητική προθέρμανση νερού τροφοδοσίας.....	28
(Εικόνα 19)Εξάρτηση βαθμού απόδοσης κύκλου Rankine με αριθμό προθερμαντών	30
(Εικόνα 20)Σύγχρονος ατμοπαραγωγός με επτά προθερμαντές νερού τροφοδοσίας	31
(Εικόνα 21)TTD και DCA για προθερμαντή υψηλής πίεσης 7	31
(Εικόνα 22) TTD και DCA συναρτήσσει του ύψους της στάθμης του υπόψυκτου υγρού	33
(Εικόνα 23)Σύγχρονος ατμοπαραγωγός με επτά προθερμαντές νερού τροφοδοσίας	34
(Εικόνα 24)Προθερμαντής υψηλής πίεσης 7 του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ	34
(Εικόνα 25)Προθερμαντής υψηλής πίεσης 6 του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ	35
(Εικόνα 26)Προθερμαντής υψηλής πίεσης 5 του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ	36
(Εικόνα 27)Απαερωτής ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ	37
(Εικόνα 28)Προθερμαντής χαμηλής πίεσης 3 του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ	37
(Εικόνα 29)Προθερμαντής χαμηλής πίεσης 2 του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ	38
(Εικόνα 30)Προθερμαντής χαμηλής πίεσης 1 του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ	39
(Εικόνα 31)Προφίλ θερμοκρασιών στις διάφορες ζώνες μεταφοράς θερμότητας	44
(Εικόνα 32)Τιμή F(T) συναρτήσσει της θερμοκρασίας υπόψυκτου συμπυκνώματος	51
(Εικόνα 33)Εξέλιξη επικαθήσεων συναρτήσσει του χρόνου	52
(Εικόνα 34)Προθερμαντής υψηλής πίεσης 7 του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ	53
(Εικόνα 35)Σκαρίφημα στροβίλων(Υψηλής ,Μέσης και Χαμηλής πίεσης) μαζί με τις 7 απομαστεύσεις	59
(Εικόνα 36)Παροχή τροφοδοτικού νερού συναρτήσσει φορτίου στροβίλων	61
(Εικόνα 37)Προθερμαντής υψηλής πίεσης 7 του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ	63
(Εικόνα 38)Προφίλ θερμοκρασιών στις διάφορες ζώνες μεταφοράς θερμότητας	64

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η κοινωνική και βιομηχανική εξέλιξη μίας χώρας είναι άμεσα εξαρτημένη από την παραγωγή και εξασφάλιση άφθονης και οικονομικά πρόσφορης ηλεκτρικής ενέργειας. Η κάλυψη των αναγκών με ανανεώσιμες πηγές δεν είναι πάντα εφικτή. Το έτος 2020 προβλέπεται παγκόσμια κάλυψη της ζήτησης σε ενέργεια από ανανεώσιμες πηγές μόνο κατά 4%. Οι ανάγκες σε ηλεκτρική ενέργεια στις επόμενες δεκαετίες θα καλύπτονται από ΑΗΣ με τη χρησιμοποίηση συμβατικών καυσίμων. Η περιβαλλοντική συμπεριφορά ατμοηλεκτρικών σταθμών, αφορά κατά κύριο λόγο στο ύψος των ρύπων (αερίων, στερεών ή υγρών) που εκπέμπονται κατά τη λειτουργία τους. Οι εκπομπές εξαρτώνται από την παραγόμενη ισχύ, τη σύνθεση, την ποιότητα και ιδιότητες του καυσίμου, τις συνθήκες καύσης, τη γεωμετρία της εστίας καύσης. Συνεπώς είναι απαραίτητο να χρησιμοποιούνται τεχνολογίες που αυξάνουν τον βαθμό απόδοσης του κύκλου με αποτέλεσμα να μειώνονται οι ρυποί. Μια μέθοδος που χρησιμοποιείτε στους ΑΗΣ για αύξηση της απόδοσης είναι η αναγεννητική προθέρμανση νερού τροφοδοσίας. Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η καταγραφή, η μελέτη και η εμβάθυνση σε φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας για τους προθερμαντές που χρησιμοποιούνται στους ΑΗΣ. Στο **Κεφάλαιο 1** γίνεται εισαγωγή στους ΑΗΣ και στον κύκλο που διέπει την λειτουργία τους, στο **Κεφάλαιο 2** γίνεται καταγραφή των τύπων των προθερμαντών, προτεινόμενες μέθοδοι για αύξηση του βαθμού απόδοσης και παρουσιάζονται εργαλεία που χρησιμοποιούνται για την διαπίστωση ομαλής λειτουργίας του προθερμαντή. Στο **Κεφάλαιο 3**, υπολογίζονται βάση ισοζυγίων μάζας και ενέργειας οι απαιτούμενες ποσότητες ατμού απομάστευσης σε καθένα από τους 7 προθερμαντές του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ. Στο **Κεφάλαιο 4** επιχειρείται η διαστασιολόγηση του προθερμαντή Υψηλής Πίεσης 7 του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ βάση κατάλληλων σχεδιαστικών συσχετίσεων και σε φορτίο στροβίλων 300MW. Τέλος στο **Κεφάλαιο 5** εξετάζεται η επίδραση που θα έχει στα μεγέθη του προθερμαντή αν το ατμοηλεκτρικό εργοστάσιο λειτουργεί εκτός συνθηκών λειτουργίας, δηλαδή σε φορτίο μικρότερο των 300MW στον ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ

Κεφάλαιο 1:Εισαγωγή - Ατμοηλεκτρικοί σταθμοί (ΑΗΣ)

Το μεγαλύτερο ποσοστό της ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα παράγεται σε θερμοηλεκτρικούς σταθμούς, που χρησιμοποιούν ως καύσιμο τον λιγνίτη. Ο λιγνίτης αποτελεί οργανικό ορυκτό, με κύρια συστατικά τον άνθρακα και το υδρογόνο. Άλλα συστατικά που βρίσκονται στον λιγνίτη, σε μικρές σχετικά ποσότητες, είναι το οξυγόνο, το θείο, το άζωτο, καθώς και ορισμένες ανόργανες ουσίες (τέφρα). Ο λιγνίτης αποτελεί χαμηλής ποιότητας στερεό καύσιμο, με την θερμότητα του δύναμη να κυμαίνεται από $6-12 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$

Τυπική σύσταση του λιγνίτη στο ορυχείο Καρδιάς :

Υγρασία(w)	57,20%
Τέφρα	13,00%
Άνθρακας(C)	18,20%
Υδρογόνο(H ₂)	1,5%
Οξυγόνο(O ₂)	8,8%
Άζωτο(N ₂)	0,4%
Θείο(S)	0,35%
Διοξείδιο του άνθρακα (CO ₂)	0,55%

Η ανώτερη και η κατώτερη θερμότητα (σε $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$) δύναμη στερεών καυσίμων δίνεται από τους παρακάτω τύπους:

$$\text{HHV} = 32800 * C + 142900 * \left(H - \frac{O}{8} \right) + 9300$$

$$\text{LHV} = \text{HHV} - 22000 * H - 2250 * w$$

Ατμοηλεκτρικό εργοστάσιο

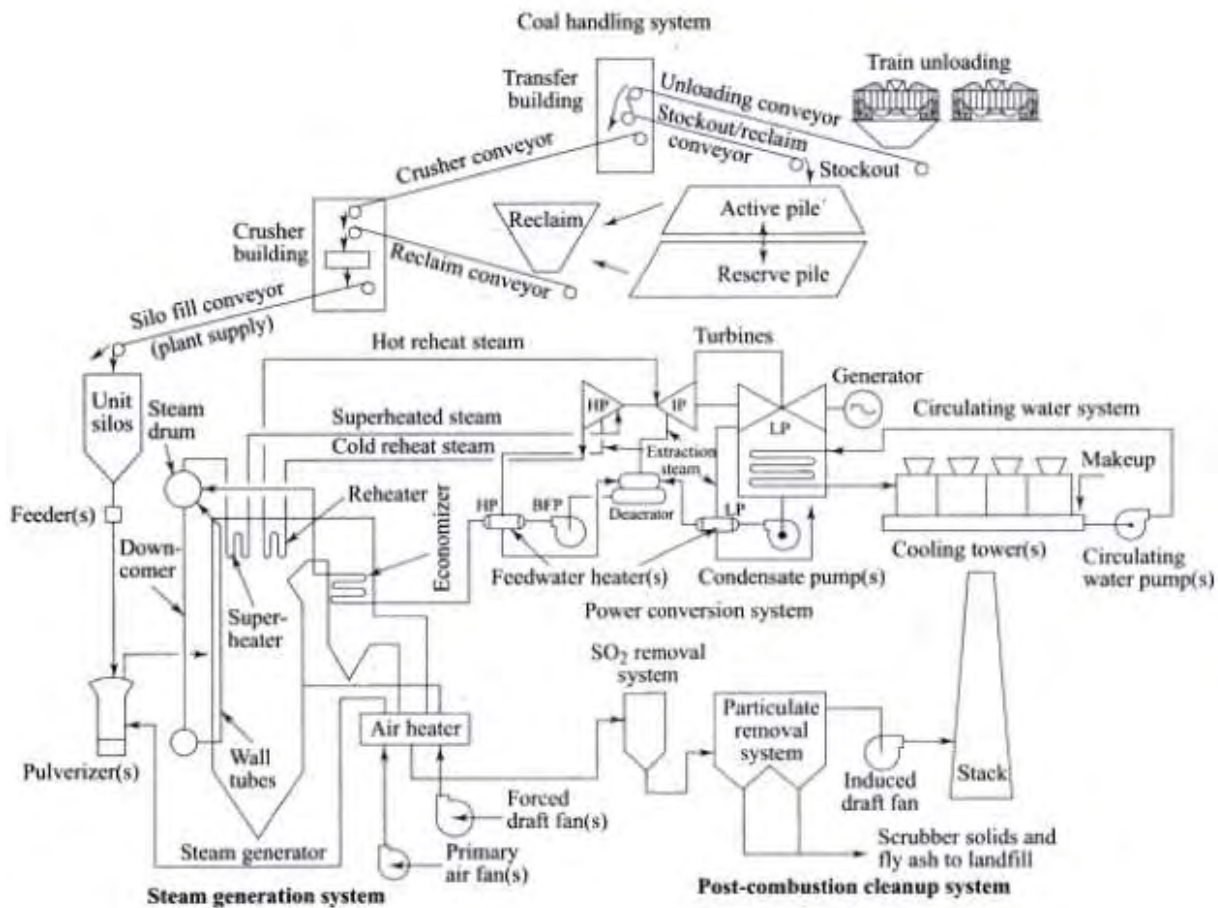
Το ατμοηλεκτρικό εργοστάσιο μετατρέπει την ενέργεια που περιέχεται στα ορυκτά καύσιμα σε αξονικό έργο και μέσω μια γεννήτριας, σε ηλεκτρικό ρεύμα. Το εργαζόμενο μέσο είναι νερό, το οποίο μετατρέπεται σε ατμό, μέσα από μια σειρά διεργασιών. Ενέργεια που απελευθερώνεται από το καύσιμο μεταφέρεται μέσω του λέβητα στο νερό, με σκοπό την παραγωγή ατμού σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία. Ο υπέρθερμος ατμός εκτονώνεται σε στροβίλους, με σκοπό την παραγωγή αξονικού έργου. Ο ατμός που εγκαταλείπει τους στροβίλους συμπυκνώνεται σε νερό μέσω ενός συμπυκνωτή, στον οποίο ρέει ψυκτικό νερό. Στη συνέχεια, επαναλαμβάνεται η διαδικασία συνεχώς.

Κύκλος καύσιμου: Ο λιγνίτης μεταφέρεται μέσω ταινιών και φορηγών, από τα ορυχεία στον σταθμό. Στη συνέχεια, μεταφέρεται στους σπαστήρες, όπου θρυμματίζεται, ώστε να αποκτήσει την κατάλληλη κοκκομετρία και φτάνει στο σιλό, απ' όπου μεταφέρεται στους μύλους λιγνίτη. Ο λιγνίτης κονιορτοποιημένος οδηγείται στους καυστήρες του λέβητα, στον οποίο οδηγείται επίσης και ατμοσφαιρικός αέρας, που έχει προηγουμένως προθερμανθεί και πραγματοποιείται η καύση. Η θερμική ενέργεια της καύσης, λόγω ακτινοβολίας, μεταφέρεται στο τροφοδοτικό νερό, που ρέει μέσα στους αυλούς του λέβητα και συντελεί στην ατμοποίηση του. Τα καυσαέρια στη συνέχεια οδηγούνται σε συστοιχίες αυλών, δίνοντας θερμότητα μέσω συναγωγής. Μέσω ενός ανεμιστήρα, οδηγούνται στα ηλεκτροστατικά φίλτρα, όπου γίνεται η δέσμευση κατά 99% των αιρούμενων σωματιδίων και από την καπνοδόχο ελευθερώνονται στο περιβάλλον.

Κύκλος νερού-ατμού: Από την έξοδο του λέβητα, το μίγμα υγρού-ατμού οδηγείται στο διαχωριστή, όπου διαχωρίζεται η αέρια με την υγρή φάση. Από την έξοδο του διαχωριστή ατμού, ο ατμός οδηγείται στον υπερθερμαντή, όπου παράγεται υπέρθερμος ατμός. Στη συνέχεια, ο υπέρθερμος ατμός εκτονώνεται στον στρόβιλο υψηλής Πίεσης (Υ.Π). Πρόκειται για έναν στρόβιλο Curtuis, ώστε να αξιοποιηθεί η μεγαλύτερη ενθαλπική πτώση του ατμού. Ο ατμός, από την έξοδο του στροβίλου (Υ.Π), οδηγείται ξανά στο λέβητα, ώστε να ανεβεί η θερμοκρασία του και να εκτονωθεί μετέπειτα στο στρόβιλο Μέσης Πίεσης (Μ.Π), από την έξοδο του οποίου οδηγείται στον τρίτο κατά σειρά στρόβιλο χαμηλής πίεσης (Χ.Π). Από την έξοδο του στροβίλου χαμηλής πίεσης, ο ατμός συμπυκνώνεται σε κορεσμένο νερό, μέσω ενός εναλλάκτη θερμότητας -του συμπυκνωτή- στον οποίο ρέει εντός των σωλήνων ψυχρό επεξεργασμένο νερό. Το ψυκτικό νερό του συμπυκνωτή ρέει σε κλειστό κύκλωμα, ψυχόμενο σε πύργους ψύξης. Το κορεσμένο νερό οδηγείται στις αντλίες συμπυκνώματος και εν συνεχεία θερμαίνεται σε κλειστούς προθερμαντές χαμηλής πίεσης. Οι προθερμαντές χαμηλής πίεσης χρησιμοποιούν ατμό από τους στροβίλους μέσης και χαμηλής πίεσης, ώστε να θερμάνουν το τροφοδοτικό νερό. Στη συνέχεια, το τροφοδοτικό νερό οδηγείται στον απαερωτή, στον οποίο γίνεται η αφαίρεση του οξυγόνου και του διοξειδίου του άνθρακα. Τέλος,

συμπιέζεται στις τροφοδοτικές αντλίες, οδηγείται στους προθερμαντές υψηλής πίεσης και έπειτα στον λέβητα, όπου και κλείνει ο κύκλος του νερού.

(Εικόνα 1)



Για ένα κλειστό σύστημα σταθεροποιημένης ροής ισχύει ότι $\oint dE = 0$ οπότε,

$$Q_1 - Q_2 = W_t - W_p$$

$Q_1 = m_b * LHV$: η θερμότητα που προσδίδεται στο εργαζόμενο μέσο

m_b : ποσότητα καύσιμου που εισάγεται

Q_2 : η θερμότητα που απορρίπτεται μέσω του συμπυκνωτή

W_t : το έργο που αποδίδει στο εργαζόμενο μέσο

W_p : το έργο που προσδίδεται στο εργαζόμενο μέσο

Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου δίνεται:

$$\eta = \frac{W_t - W_p}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

Απλοποιημένος κύκλος Rankine

Θεωρώντας τον απλοποιημένο κύκλο Rankine, όπως φαίνεται στην **(Εικόνα 2)** και θεωρώντας παραχή ατμού $1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ έχουμε:

$$Q_1 = h_1 - h_4$$

$$Q_2 = h_2 - h_3$$

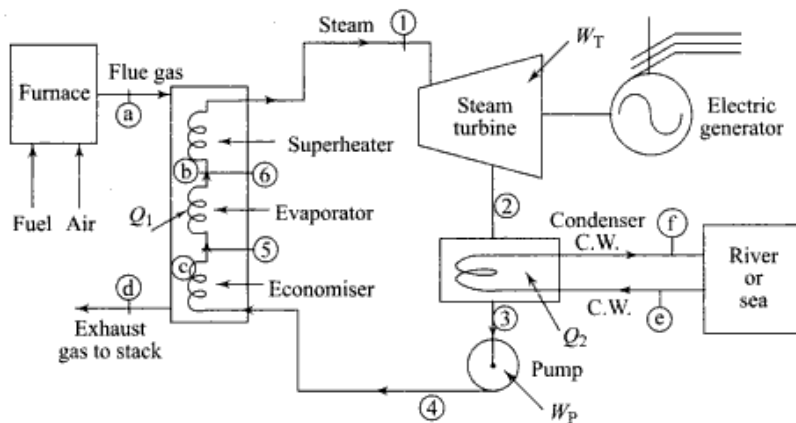
$$W_t = h_1 - h_2$$

$$W_p = h_4 - h_3$$

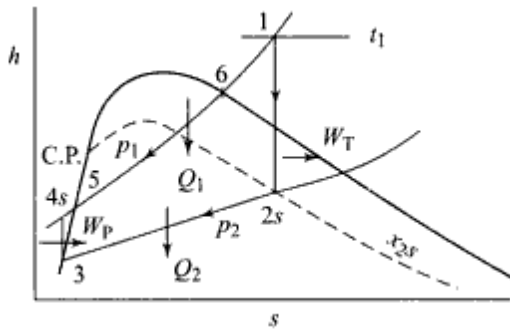
Ο θερμικός βαθμός απόδοσης δίνεται ως:

$$\eta = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{h_1 - h_4}$$

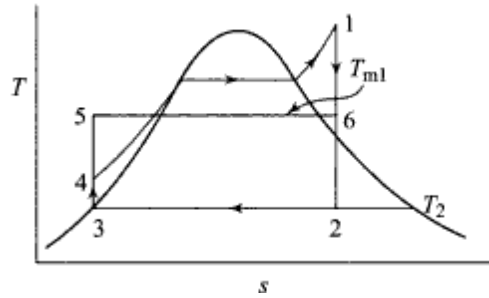
(Εικόνα 2)



(Εικόνα 3)



(Εικόνα 4)



Στον κύκλο Rankine, η θερμότητα εισάγεται σε σταθερή πίεση, αλλά σε μεταβλητές θερμοκρασίες. Αν $T_{m,1}$ είναι η μέση θερμοκρασία προσθήκης θερμότητας, όπως φαίνεται στην (Εικόνα 4), τότε:

$$Q_1 = h_1 - h_4 = T_{m,1} * (s_1 - s_4)$$

$$T_{m,1} = \frac{h_1 - h_4}{s_1 - s_4}$$

Αν T_2 η θερμοκρασία στον συμπυκνωτή, τότε:

$$Q_2 = h_2 - h_3 = T_2 * (s_1 - s_4)$$

$$T_2 = \frac{h_2 - h_3}{s_1 - s_4}$$

Ο βαθμός απόδοσης του κύκλου μπορεί να γραφτεί:

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_2 * (s_1 - s_4)}{T_{m,1} * (s_1 - s_4)} = 1 - \frac{T_2}{T_{m,1}}$$

Παρατηρούμε ότι όσο μικραίνει η T_2 για μια δεδομένη τιμή της $T_{m,1}$, η απόδοση του κύκλου αυξάνεται

ενώ όσο αυξάνει η $T_{m,1}$ έχουμε πάντα αύξηση του βαθμού απόδοσης, καθώς η τιμή της T_2 περιορίζεται από το περιβάλλον του συμπυκνωτή.

Αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης:

1) Αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας του ατμού

- 2) Ενδιάμεση αναθέρμανση του εργαζόμενου μέσου (ατμού)
- 3) Προθέρμανση νερού τροφοδοσίας με απομάστευση ατμού από τους στροβίλους
- 4) Επιλογή χαμηλής τελικής θερμοκρασίας

Κεφάλαιο 2: Γενική περιγραφή προθερμαντών

Όπως αναφέραμε, το τροφοδοτικό νερό, πριν οδηγηθεί στον λέβητα, θερμαίνεται σε εναλλάκτες θερμότητας, που χρησιμοποιούν ατμό ως θερμαντικό μέσο. Ατμός εξάγεται από επιλεγμένα στάδια των στροβίλων και οδηγείται στους προθερμαντές.

Σκοπός των προθερμαντών είναι:

- 1) Να αυξήσουν την θερμοκρασία του τροφοδοτικού νερού, πριν αυτό μπει στον λέβητα, έτσι ώστε να απαιτείται μικρότερο ποσοστό εισαγωγής θερμότητας και συνεπώς καυσίμου στο σύστημα.
- 2) Να μειώσουν την ποσότητα της θερμότητας, που απορρίπτεται στον συμπυκνωτή.

Αναλόγως με το εάν υπάρχει επαφή του ατμού με το νερό τροφοδοσίας, οι προθερμαντές χωρίζονται σε κλειστούς και ανοιχτούς:

Κλειστοί προθερμαντές (Closed Feedwater Heaters)

Στους κλειστούς προθερμαντές, η θερμότητα μεταφέρεται από τον ατμό απομάστευσης στο τροφοδοτικό νερό, χωρίς ανάμιξη. Το τροφοδοτικό νερό ρέει μέσα στους αυλούς και ο ατμός συμπυκνώνεται στο κέλυφος του εναλλάκτη. Η θερμότητα που απελευθερώνεται από τον ατμό μεταφέρεται στο τροφοδοτικό νερό, μέσω των τοιχωμάτων των αυλών. Ο συμπυκνωμένος ατμός μεταφέρεται στον επόμενο προθερμαντή με τη μικρότερη πίεση.

Ανοιχτοί προθερμαντές (Open Feedwater Heaters)

Στους ανοιχτούς προθερμαντές, υπάρχει ανάμιξη του ατμού απομάστευσης με το τροφοδοτικό νερό. Οι ανοιχτοί προθερμαντές καλούνται και απαερωτές (deaerator), διότι γίνεται αφαίρεση οξυγόνου και διοξειδίου του άνθρακα.

2.1: Αύξηση βαθμού απόδοσης κύκλου με αναγεννητική προθέρμανση

Απλοποιημένος κύκλος Rankine, με αναγεννητική προθέρμανση νερού τροφοδοσίας:

Χρησιμοποιώντας δυο ανοιχτούς προθερμαντές και θεωρώντας ποσότητα ατμού 1 kg, όπως φαίνεται στην (Εικόνα 5) έχουμε:

$$W_t = 1 * [(h_1 - h_2) + (1 - m_1) * (h_2 - h_3) + (1 - m_1 - m_2) * (h_3 - h_4)]$$

$$W_p = (1 - m_1 - m_2) * (h_6 - h_5) + (1 - m_1) * (h_8 - h_7) + (h_{10} - h_9)$$

$$Q_1 = 1 * (h_1 - h_{10})$$

$$Q_2 = (1 - m_1 - m_2) * (h_4 - h_5)$$

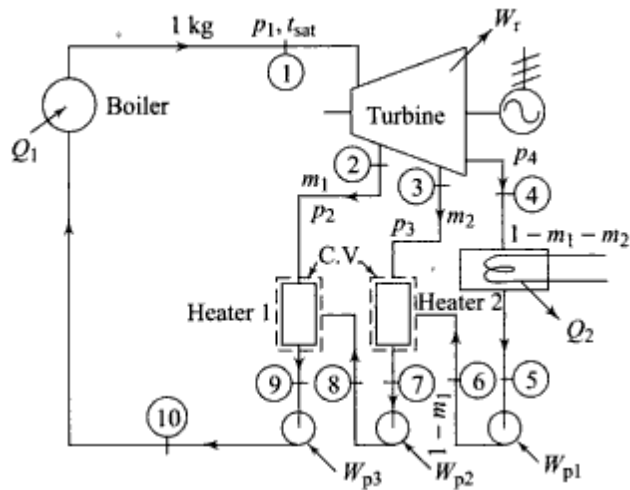
$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{W_t - W_p}{Q_1}$$

Η μέση θερμοκρασία προσθήκης θερμότητας για τον κύκλο Rankine, με προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας είναι:

$$T_{m,r1} = \frac{h_1 - h_{10}}{s_1 - s_{10}} > T_{m,1}$$

Άρα, ο θερμικός βαθμός απόδοσης του συστήματος αυξάνεται με αναγεννητική προθέρμανση του νερού τροφοδοσίας.

(Εικόνα 5)



2.2: Κλειστοί προθερμαντές

Όπως αναφέραμε, ο ατμός που εξαγεται από τους στροβίλους οδηγείται στους προθερμαντές, με σκοπό τη θέρμανση του τροφοδοτικού νερού. Στους κλειστούς προθερμαντές, δεν έχουμε ανάμιξη του εξαγόμενου ατμού με το τροφοδοτικό νερό. Η μεταφορά θερμότητας γίνεται με συναγωγή, μέσω των τοιχωμάτων των αυλών.

Αναλόγως με την πίεση του τροφοδοτικού νερού, οι προθερμαντές νερού τροφοδοσίας χωρίζονται σε:

Προθερμαντές χαμηλής πίεσης: Οι προθερμαντές που βρίσκονται μεταξύ της αντλίας συμπυκνώματος και της τροφοδοτικής αντλίας. Συνήθως, λειτουργούν με ατμό από τους στροβίλους χαμηλής πίεσης.

Προθερμαντές υψηλής πίεσης: Οι προθερμαντές που βρίσκονται μετά την τροφοδοτική αντλία. Η πίεση του νερού τροφοδοσίας που ρέει στους αυλούς είναι τουλάχιστον $100 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$. Ο ατμός απομάστευσης προέρχεται από τους στροβίλους υψηλής και μέσης πίεσης.

Αναλόγως με την πίεση του τροφοδοτικού νερού και την παροχή, υπάρχουν διαφορετικές κατασκευές προθερμαντών:

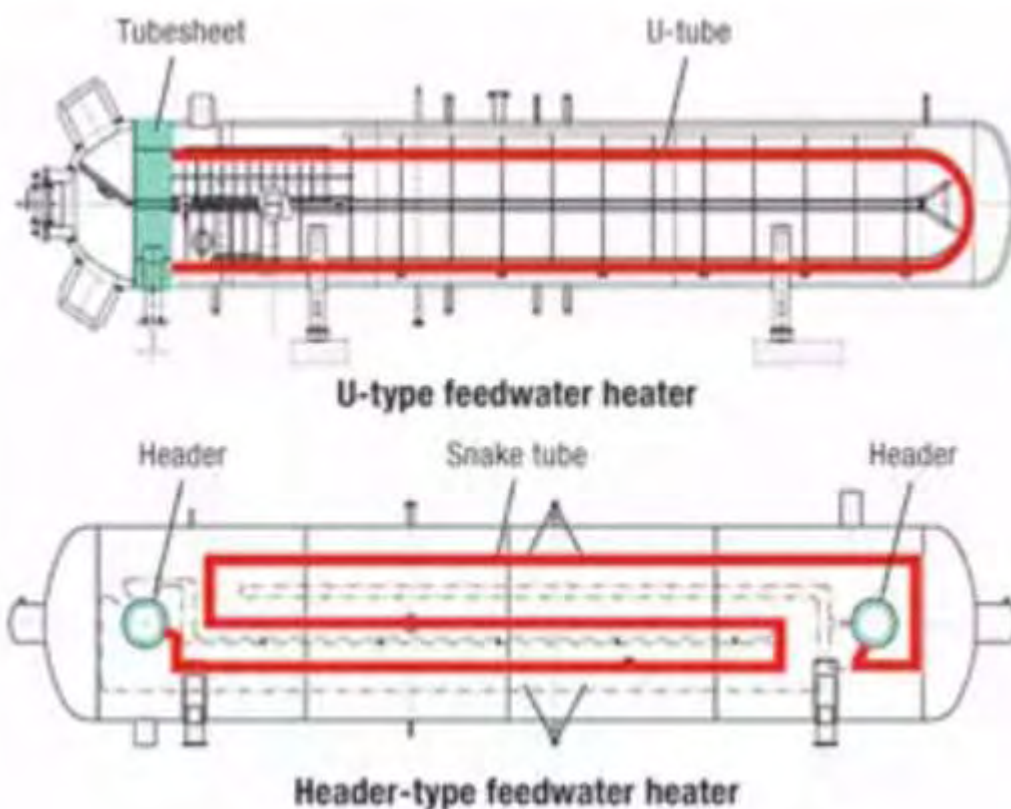
Προθερμαντές τύπου U (U type feedwater heater): Στους προθερμαντές τύπου U, το τροφοδοτικό νερό και ο ατμός διαχωρίζονται μέσω των αυλοφόρων πλακών και με τις δέσμες αυλών. Διαφέρουν από τους συμβατικούς εναλλάκτες αυλών κελύφους τύπου U. Έχουν δυο δέσμες αυλών U σε κάθε πέρασμα, με

σκοπό η παροχή του τροφοδοτικού νερού να μοιράζεται στο μισό, ώστε η διάμετρος του κελύφους και το πάχος των αυλοφόρων πλακών να μειώνονται.

Προθερμαντές τύπου κεφαλής (Header-type feedwater heater):. Το τροφοδοτικό νερό εισέρχεται αρχικά στην κεφαλή εισόδου, έπειτα ρέει μέσα στους αυλούς, οι οποίοι έχουν σχήμα «φιδιού» (snake-shaped) με 3 ή 4 περάσματα, και καταλήγει στην κεφαλή εξόδου, από όπου και εγκαταλείπει τον προθερμαντή.

Οι προθερμαντές τύπου κεφαλής επιτρέπουν πιο μεγάλη ευελιξία στη λειτουργία του εργοστασίου, με μεγαλύτερες φορτίσεις από ότι οι προθερμαντές τύπου U. Οι προθερμαντές τύπου U χρησιμοποιούνται για μικρές πιέσεις και τροφοδοσίες, ενώ οι προθερμαντές τύπου κεφαλής για μεγάλες πιέσεις και τροφοδοσίες. Ο σχεδιασμός με κεφάλες αντί για αυλοφόρες πλάκες (tubesheets) επιτρέπει μια καλύτερη θερμοελαστική συμπεριφορά κατά την εκκίνηση λειτουργίας και καλύτερη απόδοση σε αυξομειώσεις φορτίου (cycling power plant).[19]

(Εικόνα 6)



(Εικόνα 7)



(Εικόνα 8)



Άλλες κατασκευές προθερμαντών υψηλής πίεσης:

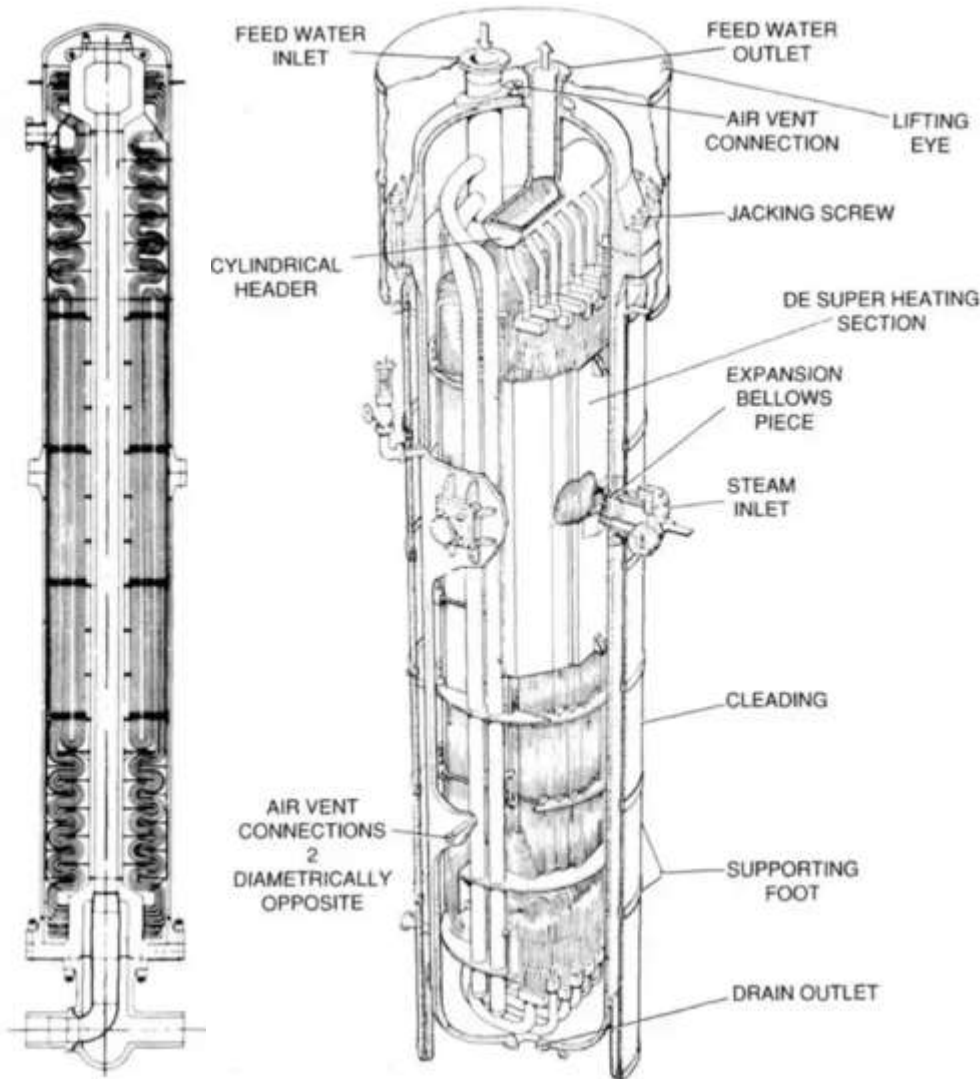
Ο προθερμαντής που φαίνεται στην **(Εικόνα 9)** κατασκευάστηκε για τον ατμοηλεκτρικό σταθμό Thorpe Marsh και χρησιμοποιεί μια κεντρική κεφαλή με χαλύβδινους αυλούς, ακτινικά τοποθετημένους. Οι αυλοί είναι συγκολλημένοι στην κεφαλή με την μέθοδο Foster-Wheeler.

Ο προθερμαντής στην **(Εικόνα 10)** κατασκευάστηκε από τον GEC [22] και χρησιμοποιεί χαλύβδινους αυλούς με διακλαδωμένα κομμάτια, οι όποιοι είναι συγκολλημένοι στην κεφαλή. Οι διακλαδώσεις χρησιμοποιήθηκαν για να επιτρέψουν έναν μικρότερο αριθμό συνδέσεων στην κεφαλή.

Αυτοί οι τύποι προθερμαντών εμφανίζουν διάβρωση στους αυλούς στις περιοχές των διακλαδώσεων, αλλά γενικά είναι επιτυχημένες κατασκευές.

(Εικόνα 9)

(Εικόνα 10)



Οι προθερμαντές των ατμοηλεκτρικών εργοστασίων, προκειμένου να χειριστούν την αφυπερθέρμανση, τη συμπύκνωση και την υπόψυξη του ατμού στον ίδιο εναλλάκτη, έχουν 3 διαφορετικές ζώνες:

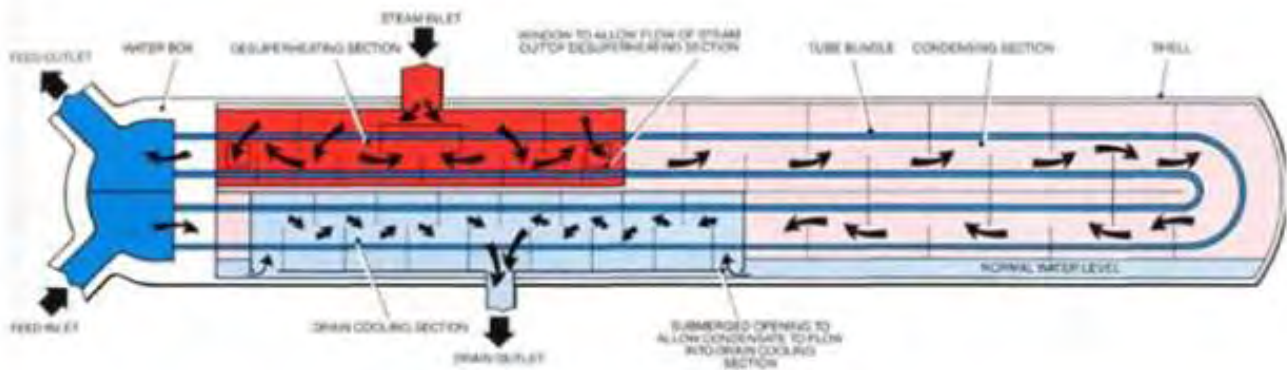
1) **Ζώνη αφυπερθερμάνσεως (Desuperheating zone):** Ο ατμός εισέρχεται σε αυτή τη ζώνη, δίνοντας το μεγαλύτερο μέρος της αισθητής ενέργειας μέχρι τη θερμοκρασία κορεσμού.

2) **Ζώνη συμπυκνώσεως (Condensing zone):** Όλοι οι προθερμαντές έχουν αυτήν την περιοχή. Ο ατμός συμπυκνώνεται σε αυτή τη ζώνη δίνοντας θερμότητα, λόγω αλλαγής φάσης στο τροφοδοτικό νερό. Το μεγαλύτερο ποσοστό ενέργειας δίνεται σε αυτή τη ζώνη.

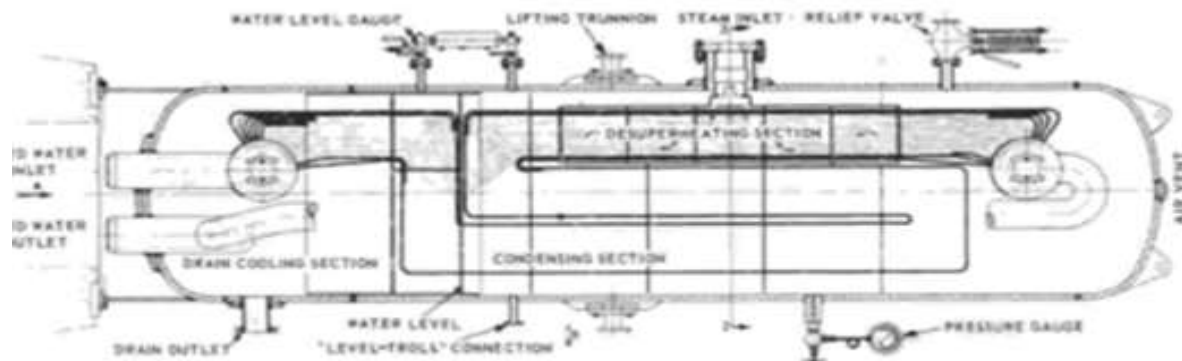
3) **Ζώνη ψύκτη των υγρών (Drain cooling zone):** Το συμπυκνωμένο υγρό εισέρχεται σε αυτή τη ζώνη σε θερμοκρασία κορεσμού και δίνει στο εισερχόμενο τροφοδοτικό νερό μέρος της αισθητής του ενέργειας.

Στην (Εικόνα 11) και (Εικόνα 12) βλέπουμε τις 3 ζώνες, σε έναν οριζόντιο εναλλάκτη τύπου U και σε έναν εναλλάκτη τύπου κεφαλής:

(Εικόνα 11)



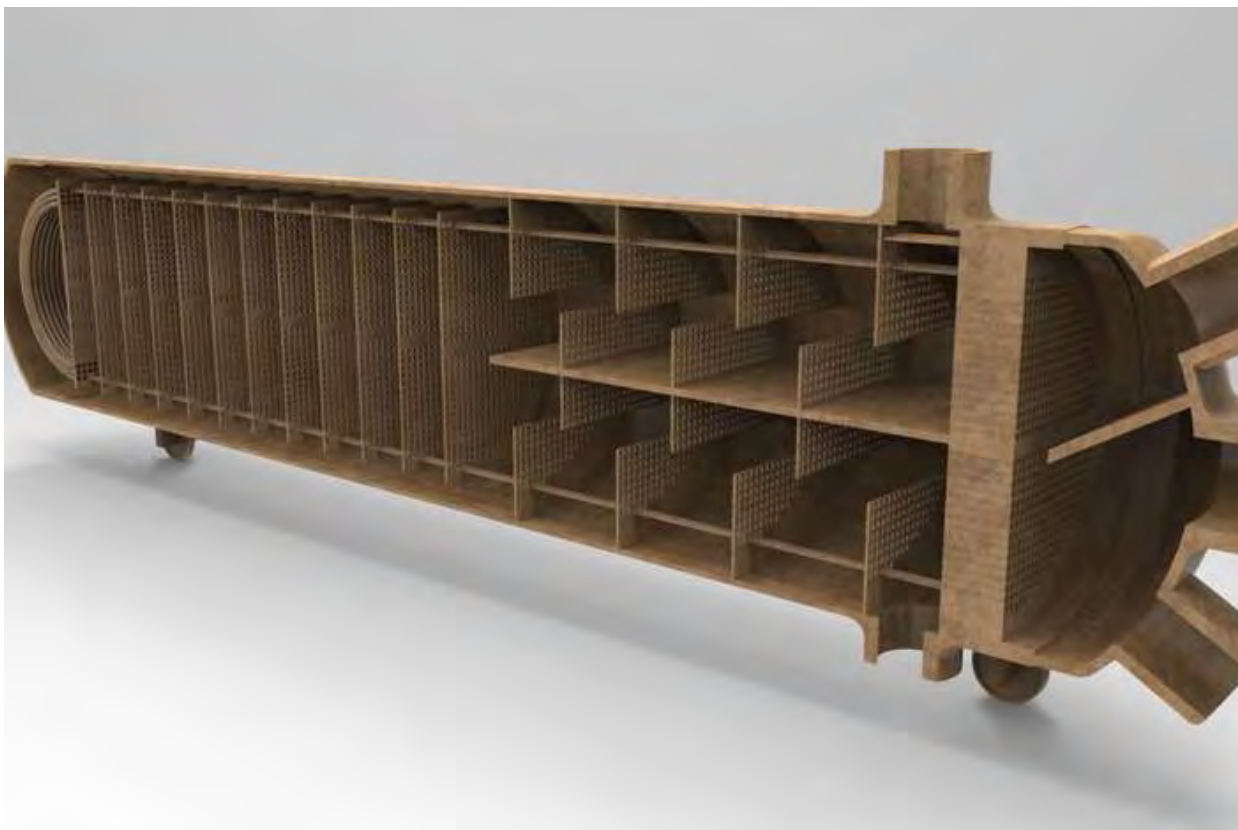
(Εικόνα 12)



Στη ζώνη της αφυπερθερμάνσεως, χρησιμοποιούνται εγκάρσιοι ανακλαστήρες, οι οποίοι είναι αρκετά κοντά μεταξύ τους, έτσι ώστε να δώσουν μεγάλες ταχύτητες και να αυξήσουν τον συντελεστή συναγωγής (γνωρίζουμε ότι $h \sim u^{0.8}$). Στη ζώνη της συμπυκνώσεως, χρησιμοποιούνται αραιότεροι ανακλαστήρες, οι οποίοι συγκροτούν τους αυλούς, διότι δε χρειάζονται υψηλές τιμές της ταχύτητας, επειδή οι συντελεστές συναγωγής στη ζώνη αυτή είναι πολύ ψηλοί. Η ζώνη υπόψυξης χρησιμοποιεί όπως και η ζώνη αφυπερθερμάνσεως αρκετά κλειστούς ανακλαστήρες, ώστε να αυξηθεί ο συντελεστής συναγωγής με

αύξηση της ταχύτητας. Στην **(Εικόνα 13)** φαίνεται ένας κλειστός προθερμαντής σε τομή και οι ανακλαστήρες του.

(Εικόνα 13)



Χωροθέτηση κλειστών προθερμαντών

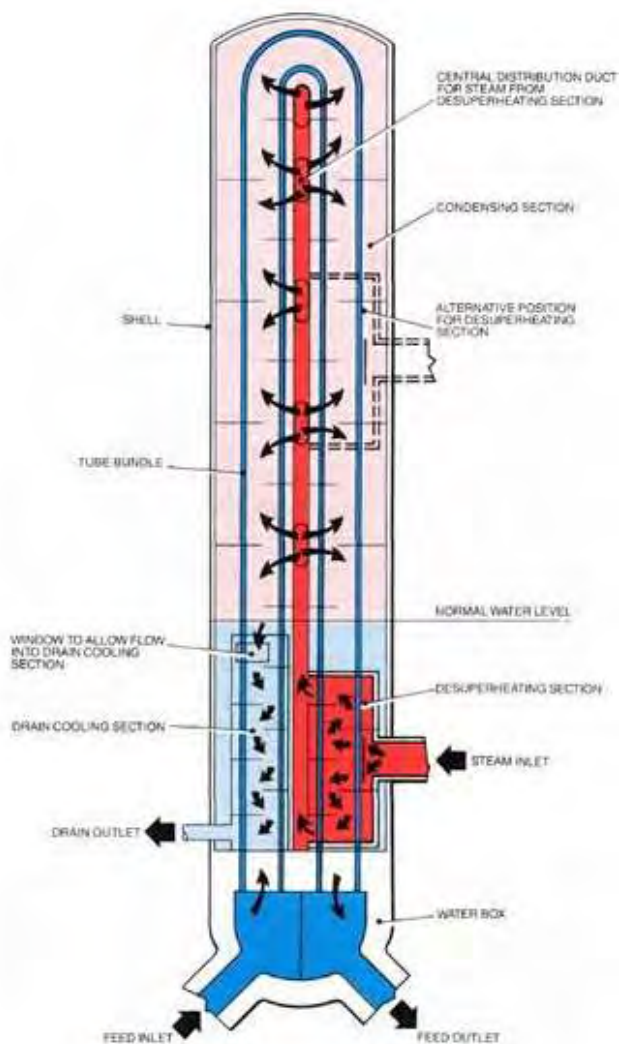
Οριζόντιος (Horizontal): Οι περισσότεροι προθερμαντές έχουν αυτή τη διαμόρφωση. Είναι η πιο σταθερή χωροθέτηση, σε ότι αφορά τον έλεγχο της στάθμης του υπόψυκτου υγρού, αν και καταλαμβάνει τον περισσότερο χώρο. Η αποσυναρμολόγηση γίνεται είτε αφαιρώντας το κέλυφος, είτε τη δέσμη των αυλών.

Οι κάθετοι προθερμαντές μπορούν να χωριστούν σε δυο κατηγορίες, αναλόγως την θέση της ζώνης ψύξης των υγρών:

Καθέτως, κανάλι προς τα κάτω (Vertical Channel down): Αν και αυτή η διάταξη εξοικονομεί χώρο, η περιοχή που διατίθεται για τη στάθμη του υγρού είναι λιγότερη. Η αποσυναρμολόγηση γίνεται με την αφαίρεση του κελύφους. Η εγκατάσταση και η αφαίρεση μπορεί να είναι πιο δύσκολη απ' ότι στους οριζόντιους προθερμαντές. **(Εικόνα 14)**

Καθέτως, κανάλι προς τα πάνω (Vertical Channel up): Είναι η διάταξη που χρησιμοποιείται λιγότερο στην πράξη. Η αποσυναρμολόγηση γίνεται με την αφαίρεση της δέσμης των αυλών. Αν στον προθερμαντή υπάρχει ζώνη υπόψυξης των υγρών, θα πρέπει να εκτείνεται σε όλο το μήκος των αυλών.

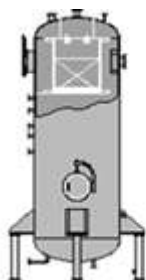
(Εικόνα 14)



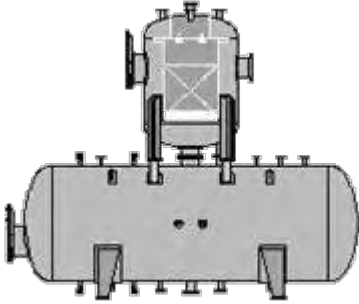
2.4: Ανοικτοί προθερμαντές ή Απαερωτές

Αναλόγως τη χωρητικότητα, έχουμε τρεις τύπους Απαερωτών:

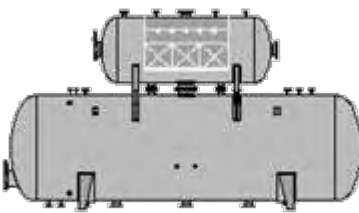
Κάθετη ενιαία (Vertical single): Για μικρές χωρητικότητες.



Κάθετος εναλλάκτης - Οριζόντια δεξαμενή (Vertical Heater on Horizontal Storage): Για μεσαίες χωρητικότητες.



Οριζόντιος εναλλάκτης - Οριζόντια δεξαμενή (Horizontal Heater on Horizontal Storage): Για μεγάλες χωρητικότητες.



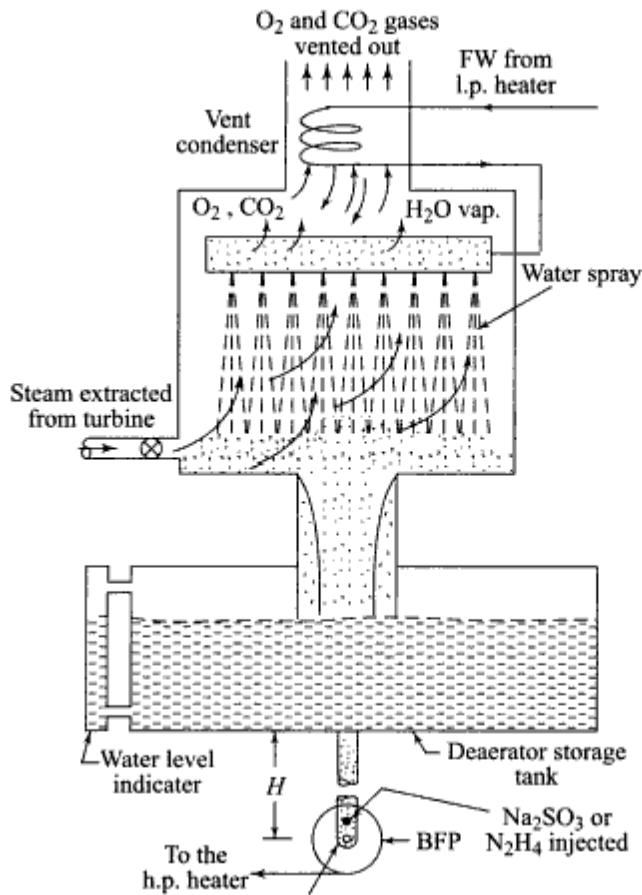
Η παρουσία διαλυμένων αερίων στο νερό, όπως οξυγόνο και διοξείδιο του άνθρακα, κάνει το νερό διαβρωτικό. Η διαλυτότητα των αερίων αυτών μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας και γίνεται μηδέν στη θερμοκρασία κορεσμού του υγρού.

Οι Απαερωτές στα εργοστάσια παράγωγης ενέργειας είναι μεγάλες κατασκευές, που αποτελούνται από δυο δεξαμενές. Η μικρότερη από αυτές καλείται κεφαλή του απαερωτή, στην οποία γίνεται ανάμιξη του ατμού με το νερό και βρίσκεται πάνω σε μια μεγαλύτερη, η οποία ονομάζεται δεξαμενή του τροφοδοτικού νερού. Αύτη η δεξαμενή παίζει το σημαντικό ρόλο να εγγυάται μια βραχυπρόθεσμη παροχή τροφοδοτικού νερού στον λέβητα.

Τύποι Απαερωτών

Τύπου Ψεκασμού (Spray type): Το τροφοδοτικό νερό περνά μέσα από έναν εναλλάκτη, ο οποίος λέγεται vent condenser και στη συνέχεια ψεκάζεται από την κορυφή, ενώ ο ατμός εισάγεται από το κάτω μέρος. Το μίγμα θερμαίνεται στη θερμοκρασία κορεσμού και έτσι γίνεται απαέρωση του από τα διαλυμένα αέρια. Τα διαλυμένα αέρια συμπαρασύρονται μαζί με λίγο ατμό και οδηγούνται στον vent condenser, όπου ο ατμός συμπυκνώνεται και επιστρέφει πίσω, ενώ τα αέρια οδηγούνται προς την έξοδο.

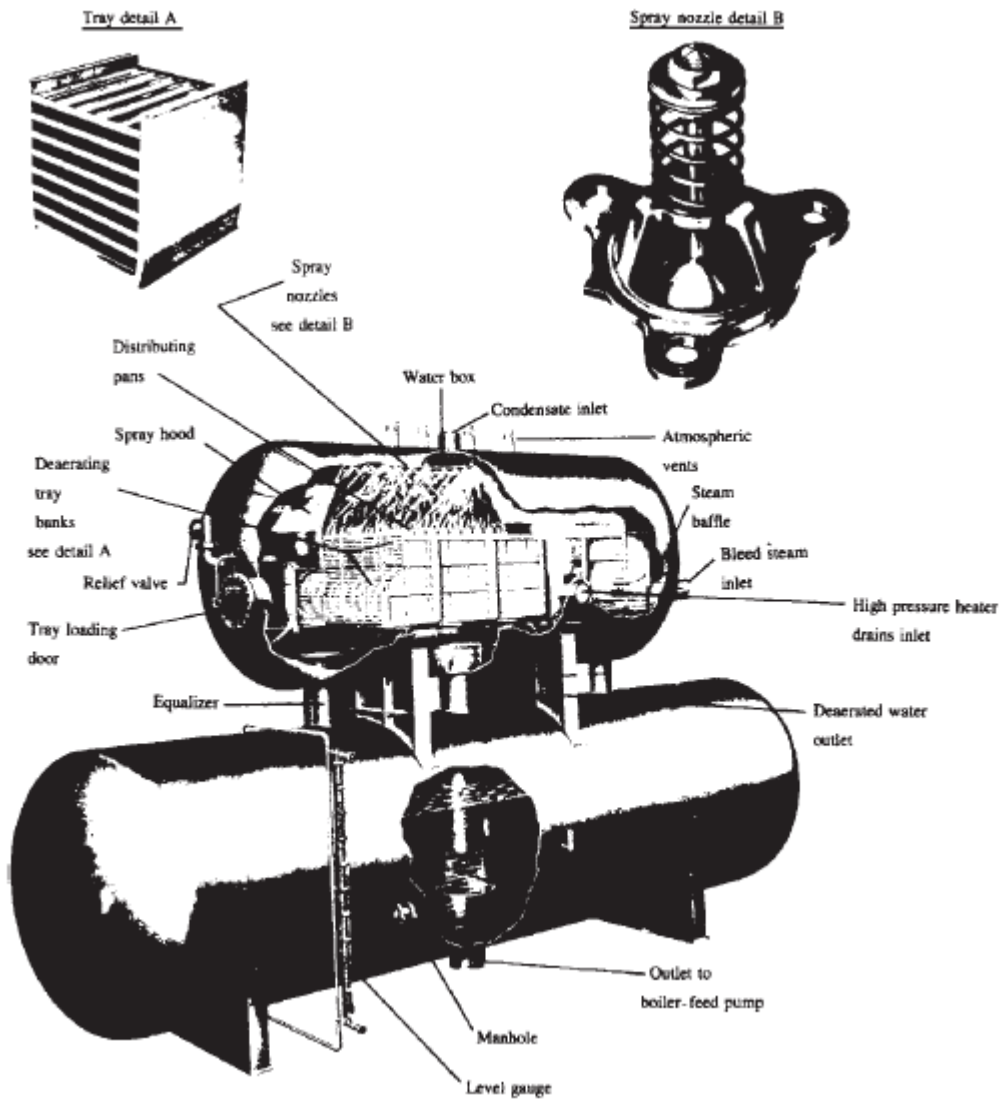
(Εικόνα 15)



Για να εξουδετερωθούν πλήρως τα υπόλοιπα των διαλυμένων αερίων στο νερό, προστίθεται θειώδες νάτριο Na_2SO_3 και υδραζίνη N_2H_4 σε κατάλληλες δόσεις, κατά την είσοδο του στην τροφοδοτική αντλία (feed water pump).

Τύπου δίσκων (Tray type): Οι ανοιχτοί προθερμαντές τύπου δίσκων περιέχουν διάτρητους δίσκους στην κεφαλή του απαερωτή, ανάμεσα από το ακροφύσιο ψεκασμού και τη δεξαμενή του τροφοδοτικού νερού. Το προθερμασμένο τροφοδοτικό νερό και μερικώς απαερωμένο μοιράζεται στους διάτρητους δίσκους, όπου η επιφάνεια και ο χρόνος επαφής με τον ατμό αυξάνονται και έτσι εξαλείφονται τα διαλυμένα αέρια. Μετά, το νερό οδηγείται στη δεύτερη οριζόντια δεξαμενή, η οποία χρησιμοποιείται ως αποθήκη απαερωμένου νερού.

(Εικόνα 16)



Κατά την είσοδο στην τροφοδοτική αντλία, το κορεσμένο νερό μπορεί να μετατραπεί σε ατμό λόγω της πτώσης πίεσης, προκαλώντας έτσι προβλήματα σπηλαίωσης στην αντλία. Για να αποτραπεί αυτό το φαινόμενο, ο απαερωτής βρίσκεται σε ένα επαρκές ύψος, έτσι ώστε να προσδοθεί καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης (NPSH) στο νερό. Η πίεση του τροφοδοτικού νερού πριν την αντλία θα είναι $P_{sat} + \rho gH$, αποτρέποντας έτσι τον κίνδυνο σπηλαίωσης της αντλίας.

Ο απαερωτής συνήθως βρίσκεται στο μέσο του συστήματος προθερμαντών, έτσι ώστε η συνολική διαφορά πίεσης μεταξύ του λέβητα και του συμπυκνωτή να μοιράζεται ισομερώς, ανάμεσα στην αντλία συμπυκνώματος και την τροφοδοτική αντλία. Οι προθερμαντές που βρίσκονται μετά τον απαερωτή ονομάζονται προθερμαντές υψηλής πίεσης (H.P), ενώ οι προθερμαντές πριν από τον απαερωτή ονομάζονται προθερμαντές χαμηλής πίεσης (L.P).

2.5: Μεγιστοποίηση βαθμού απόδοσης

Γνωρίζουμε ότι η απόδοση ενός εργοστασίου δίνεται από τον τύπο :

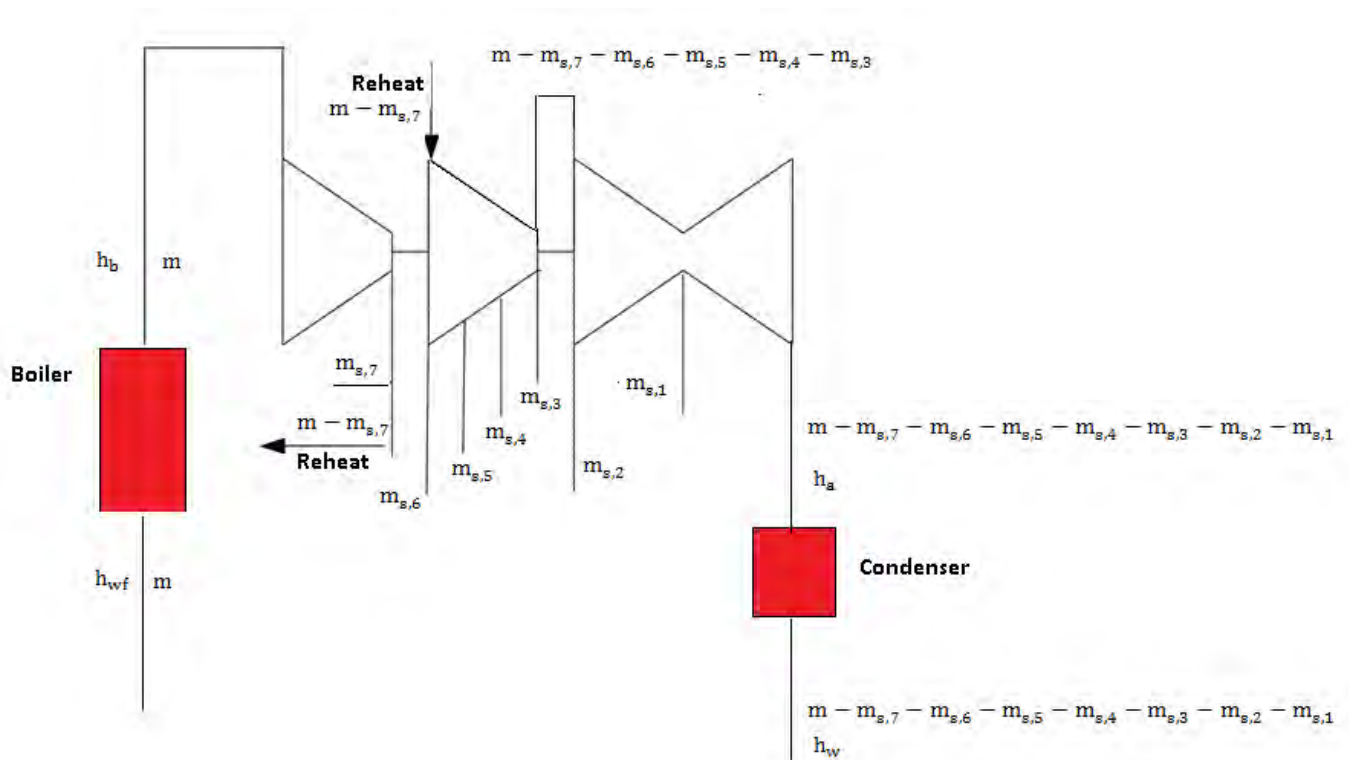
$$\eta = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{m_a * (h_a - h_w)}{m * (h_b - h_{wf})} \quad (1)$$

Q_{out} : Η θερμότητα που απορρίπτεται μέσω του συμπυκνωτή.

Q_{in} : Η θερμότητα που μεταφέρεται στο τροφοδοτικό νερό

$$m_a = m - m_{s,7} - m_{s,6} - m_{s,5} - m_{s,4} - m_{s,3} - m_{s,2} - m_{s,1}$$

(Εικόνα 17)



Μπορούμε να γράψουμε: $\frac{m_b}{m_a} = \frac{m_b}{m_{s,7}} \frac{m_{s,7}}{m_{s,6}} \dots \frac{m_{s,1}}{m_a} \quad (2)$

$$\text{Οποτέ } \eta = 1 - \frac{(h_a - h_w)}{\frac{m_b}{m_a}(h_b - h_{wf})} \quad (3)$$

Θα σταθούμε στους προθερμαντές 7 και 6 και τα αποτελέσματα που θα εξάγουμε θα ισχύουν γενικά.

Θα πρέπει να μεγιστοποιήσουμε την (2), έτσι ώστε ο συνολικός βαθμός απόδοσης του εργοστάσιου να αυξηθεί.

$$\text{Θεωρούμε το μέγεθος } \lambda = \frac{m_{s,7}}{m_{s,6}} = \frac{\frac{m(h_{7,2} - h_{7,1})}{h_{s,7} - h_{c,7}}}{\frac{m(h_{7,1} - h_{6,1}) + m_{s,7}(h_{c,6} - h_{c,7})}{h_{s,6} - h_{c,6}}} \quad (4)$$

Θα καλέσουμε: $r_7 = h_{7,2} - h_{7,1}$ Ενθαλπική αύξηση του τροφοδοτικού νερού μέσω του προθερμαντή 7

$F_7 = h_{s,7} - h_{c,7}$ Ενθαλπική μείωση του ατμού απομάστευσης μέσω του προθερμαντή 7

$r_6 = h_{7,1} - h_{6,1}$ Ενθαλπική αύξηση του τροφοδοτικού νερού μέσω του προθερμαντή 6

$F_6 = h_{s,6} - h_{c,6}$ Ενθαλπική μείωση του ατμού απομάστευσης μέσω του προθερμαντή 6

$$\eta \text{ (4) γράφεται } \frac{\frac{m \cdot r_7}{F_7}}{\frac{m \cdot r_6 + \frac{m \cdot r_7}{F_7} (h_{c,6} - h_{c,7})}{F_6}} \quad (5)$$

Επίσης καλούμε $R = r_6 + r_7$ την συνολική Ενθαλπική αύξηση του τροφοδοτικού νερού μέσω των προθερμαντών 6 και 7 οπότε, $r_6 = R - r_7$

$$\lambda = \frac{\frac{m \cdot r_7}{F_7}}{\frac{m \cdot (R - r_7) + \frac{m \cdot r_7}{F_7} (h_{c,6} - h_{c,7})}{F_6}} = \frac{r_7 \cdot F_6}{F_7 \cdot (R - r_7) + r_7 \cdot (h_{c,6} - h_{c,7})}$$

Θέλουμε να μεγιστοποιήσουμε το μέγεθος λ

$$\frac{d\lambda}{dr_7} = 0 \Rightarrow \frac{F_6 \cdot [F_7 \cdot (R - r_7) + r_7 \cdot (h_{c,6} - h_{c,7})] - r_7 \cdot F_6 \cdot (-F_7 + (h_{c,6} - h_{c,7}))}{[F_7 \cdot (R - r_7) + r_7 \cdot (h_{c,6} - h_{c,7})]^2} = 0$$

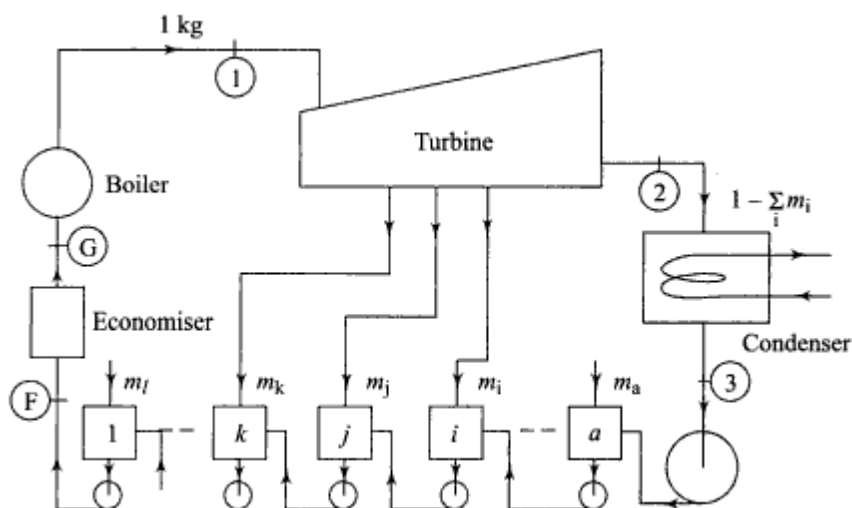
$$F_6 \cdot [F_7 \cdot (R - r_7) + r_7 \cdot (h_{c,6} - h_{c,7})] - r_7 \cdot F_6 \cdot (-F_7 + (h_{c,6} - h_{c,7})) = 0$$

Προκύπτει μετά από πράξεις ότι $R = 2 \cdot r_7$ ή ότι $r_6 = r_7$ (5)

Εξάγουμε δηλαδή το συμπέρασμα ότι ο βαθμός απόδοσης της μονάδας μεγιστοποιείται, όταν η μεταβολή της ενθαλπίας (συνεπώς και της θερμοκρασίας) του τροφοδοτικού νερού είναι ίδια σε κάθε προθερμαντή.

2.6: Συσχέτιση βαθμού απόδοσης κύκλου με αριθμό προθερμαντών

(Εικόνα 18)



Η ενθαλπική αύξηση σε κάθε προθερμαντή είναι:

$$\Delta h_{\text{per heater}} = \frac{h_g - h_3}{n + 1}$$

Όπου n το πλήθος των προθερμαντών, με $n=0$ να αναφερόμαστε στον οικονομητήρα (Economiser).

Η συνολική ενθαλπική αύξηση, για n προθερμαντές είναι:

$$\Delta h = \frac{n * (h_g - h_3)}{n + 1}$$

Έτσι, η συνολική αύξηση της θερμοκρασίας, λόγω της προθέρμανσης νερού τροφοδοσίας, για την μεγιστοποίηση της απόδοσης του κύκλου είναι:

$$\Delta t_{fw} = \frac{n}{n + 1} * \Delta t_{OA}$$

όπου Δt_{OA} η θερμοκρασιακή προσέγγιση ισούται με:

$$\Delta t_{OA} = \text{Θερμοκρασία κορεσμού λέβητα} - \text{Θερμοκρασία συμπυκνώματος}$$

$$\text{Για } n=0 \text{ έχουμε } \Delta t_{fw0} = 0$$

$$\text{Για } n=1 \text{ έχουμε } \Delta t_{fw1} = \frac{1}{2} * \Delta t_{OA}$$

$$\text{Για } n=2 \text{ έχουμε } \Delta t_{fw2} = \frac{2}{3} * \Delta t_{OA}$$

$$\text{Για } n=3 \text{ έχουμε } \Delta t_{fw3} = \frac{3}{4} * \Delta t_{OA}$$

Παρατηρούμε, ότι όσο περισσότεροι είναι ο αριθμός των προθερμαντών, τόσο μεγαλύτερη είναι η συνολική αύξηση της θερμοκρασίας Δt_{fw} και συνεπώς αυξάνεται η μέση θερμοκρασία προσθήκης θερμότητας T_m . Οπότε, έχουμε αύξηση της απόδοσης του κύκλου.

Για $n=1$, το κέρδος στην αύξηση της θερμοκρασίας είναι:

$$\Delta t_{fw1} - \Delta t_{fw0} = \frac{1}{2} * \Delta t_{OA}$$

Για $n=2$

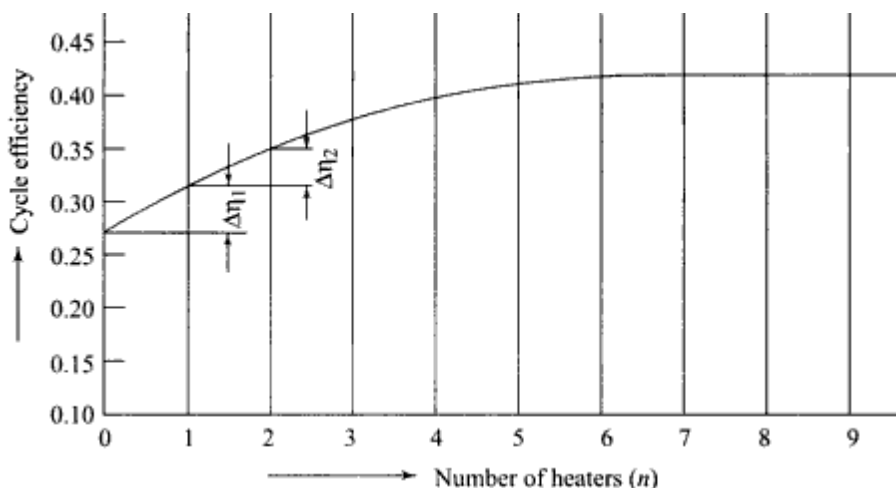
$$\Delta t_{fw2} - \Delta t_{fw1} = \frac{1}{6} * \Delta t_{OA}$$

Για $n=3$

$$\Delta t_{fw3} - \Delta t_{fw2} = \frac{1}{12} * \Delta t_{OA}$$

Η αύξηση του βαθμού απόδοσης του κύκλου εξαρτάται από την αύξηση της θερμοκρασίας του τροφοδοτικού νερού, το οποίο εισέρχεται στον λέβητα. Η μέγιστη αύξηση στην απόδοση πραγματοποιείται με τον πρώτο προθερμαντή. Η αύξηση της απόδοσης με την προσθήκη επιπλέον προθερμαντών διαδοχικά μειώνεται, έως ότου το κόστος εισαγωγής δεν αντισταθμίζεται με την εξοικονόμηση ενέργειας. Συνήθως, πέντε με επτά προθερμαντές συναντιούνται στην πράξη. Πιο σπάνια εννέα.

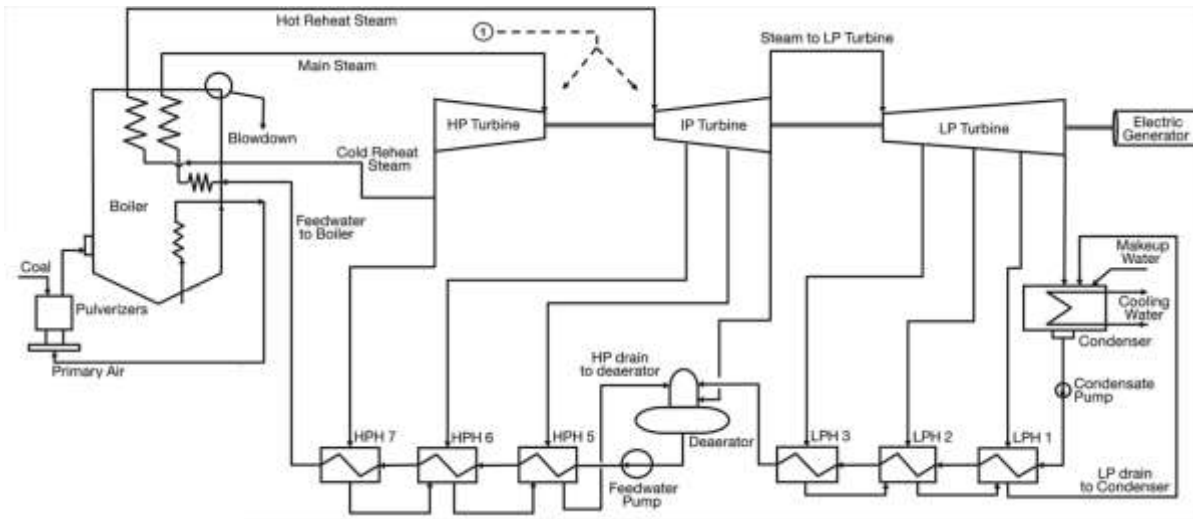
(Εικόνα 19)



2.7: Επιστροφή συμπυκνωμάτων

Η γραμμή επιστροφής διαβιβάζει τον συμπυκνωμένο ατμό σε ένα σημείο διάθεσης. Αυτό το σημείο μπορεί να είναι ένας άλλος προθερμαντής, η γραμμή του τροφοδοτικού νερού ή ο συμπυκνωτής. Η διαβίβαση του συμπυκνώματος στη γραμμή του τροφοδοτικού νερού απαιτεί την ύπαρξη αντλίας, καθώς η πίεση του τροφοδοτικού νερού είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή του εξηγούμενου ατμού. Γενικά, η πιο αποδοτική μέθοδος είναι ο συμπυκνωμένος ατμός να διαβιβάζεται στον επόμενο προθερμαντή με την μικρότερη πίεση, χρησιμοποιώντας έτσι την διαφορά στην πίεση, ως την ωθούσα δύναμη για την ροή.

(Εικόνα 20)



2.8: TTD και DCA για τον έλεγχο της αποτελεσματικότητας των προθερμαντών

Terminal temperature difference (TTD)

(Εικόνα 21)

Ένα μέγεθος που μας δείχνει την αποτελεσματικότητα ενός προθερμαντή είναι η τερματική διαφορά θερμοκρασίας (TTD), που ορίζεται ως η διάφορα της θερμοκρασίας κορεσμού του εισερχόμενου ατμού απομάστευσης και της θερμοκρασίας εξόδου του τροφοδοτικού νερού.

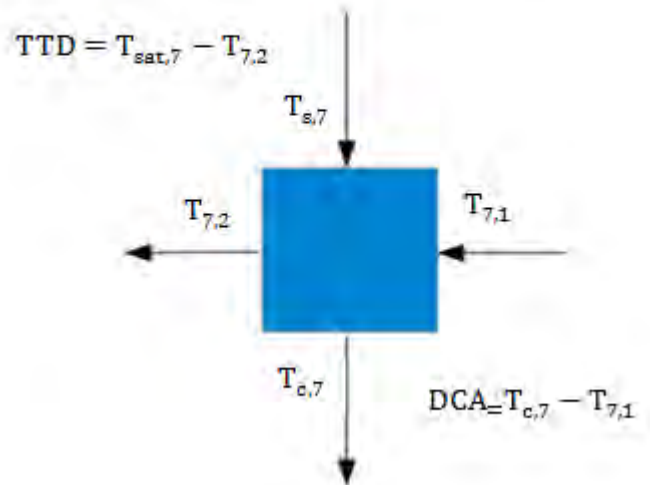
$$TTD = T_{sat,i} - T_{feedwater,out}$$

Η βέλτιστη τιμή για την θερμοκρασία TTD είναι 3°C.

Αν η TTD είναι μεγαλύτερη από τις τιμές σχεδιασμού, τότε μειώνεται η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη. Λόγοι που μπορούν να οδηγήσουν σε αυτήν την αύξηση είναι παρακάτω:

1) Λόγω των επικαθήσεων, έχουμε:

TTD και DCA για προθερμαντή υψηλής πίεσης 7



$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_f} + R_{\text{ολικο}}$$

Προκύπτει ότι $U < U_f$ άρα από τον τύπο $Q = U * A * \Delta T_{lm} * F$ φαίνεται ότι το θερμικό καθήκον μειώνεται και συνεπώς και η θερμοκρασία εξόδου του τροφοδοτικού νερού. Άρα η TTD αυξάνεται.

Θα πρέπει να καθαριστούν οι αυλοί από τις επικαθίσεις.

2) Διαρροές σωλήνων: Σε περίπτωση διαρροών των εσωτερικών αυλών, μειώνεται το A και από την εξίσωση $Q = U_f * A * \Delta T_{lm} * F$ μειώνεται το θερμικό καθήκον. Άρα και σε αυτήν την περίπτωση η TTD αυξάνεται.

Θα πρέπει να συγκολληθούν ελάσματα στις οπές των αυλών.

3) Ακατάλληλη πτώση πίεσης από την μεριά του ατμού, μέχρι να φτάσει στον προθερμαντή. Γνωρίζουμε ότι $T_{\text{sat}} = f(P)$.

Θα πρέπει να ελεγχθεί η βαλβίδα στραγγαλισμού του ατμού απομάστευσης. Ενδέχεται να έχει κλείσει και αυτό να προκαλεί την πτώση πίεσης.

Drain Cooler Approach (DCA)

Ορίζεται ως η διάφορα της θερμοκρασίας εξόδου του υπόψυκτου συμπυκνώματος με τη θερμοκρασία εισόδου του τροφοδοτικού νερού:

$$DCA = T_{c,i} - T_{i,1} \quad i = 1, 2, 3, 5, 6, 7$$

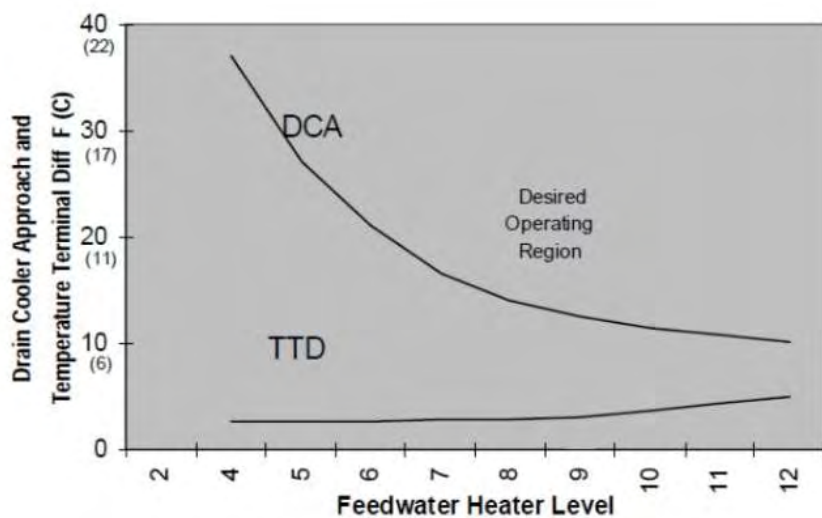
Η διάφορα θερμοκρασίας DCA είναι ένα πολύ σημαντικό μέγεθος για την εγγύηση της ομαλής λειτουργίας του προθερμαντή. Αν η πραγματική τιμή της DCA είναι καλύτερη (μικρότερη) από την σχεδιαστική τιμή, τότε ο προθερμαντής βρίσκεται σε καλή φυσική κατάσταση.

Όσο μεγαλύτερη είναι η στάθμη του υγρού, τόσο μικρότερη είναι η θερμοκρασία εξόδου του υπόψυκτου συμπυκνώματος $T_{c,i}$. Συνεπώς, η τιμή της DCA μικραίνει όσο μεγαλώνει η στάθμη του υγρού. Σε περίπτωση που η τιμή της DCA είναι αρκετά πιο μεγάλη για το δεδομένο φορτίο, τότε υπάρχει σοβαρό πρόβλημα στη λειτουργία του προθερμαντή. Αυτή η κατάσταση οδηγεί σε ζημία των αυλών, της ζώνης ψύξης των υγρών και των ανακλαστήρων. Ενδέχεται να υπάρξει ταχεία καταστροφή του προθερμαντή, ιδιαίτερα στους προθερμαντές οριζοντίου τύπου. Μια διορθωτική κίνηση όταν η τιμή της DCA είναι πολύ υψηλή είναι να επαναφέρουμε τη στάθμη του υγρού στα κατάλληλα επίπεδα, από τα χαμηλά που

βρίσκεται. Η στάθμη του υπόψυκτου συμπυκνώματος ελέγχεται από μια βάννα έλεγχου, η οποία ανοίγει όταν η στάθμη ξεπεράσει τα επιτρεπτά όρια και κατευθύνει το υπόψυκτο συμπύκνωμα στο κύριο ψυγείο.

Στην (Εικόνα 22) φαίνεται το διάγραμμα των τιμών DCA, TTD, συναρτήσει της στάθμης του υγρού και οι περιοχές ασφαλούς λειτουργίας:

(Εικόνα 22)

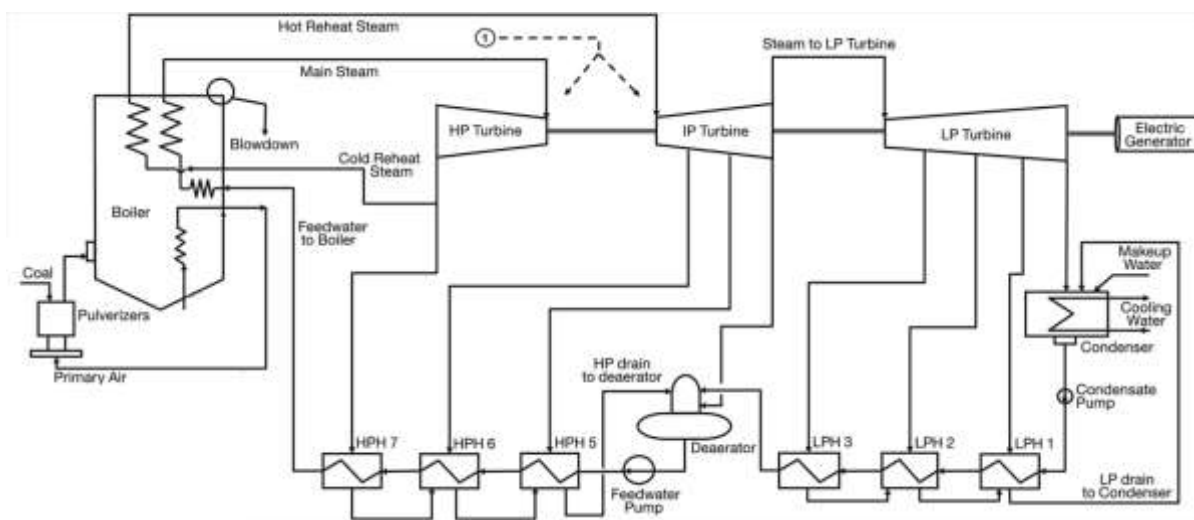


Κεφάλαιο 3: Ισοζύγια μάζας και ενέργειας

3.1: Αναλυτικός υπολογισμός ατμού απομάστευσης

Τα σύγχρονα ατμοηλεκτρικά εργοστάσια έχουν επτά προθερμαντές τροφοδοτικού νερού, 6 κλειστούς και 1 ανοικτό.

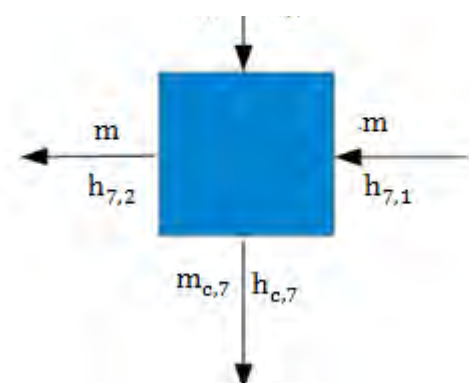
(Εικόνα 23)



(Εικόνα 24)

Ισοζύγιο μάζας και ενέργειας στον προθερμαντή 7

$$m \cdot h_{7,1} + m_{s,7} \cdot h_{s,7} = m \cdot h_{7,2} + m_{c,7} \cdot h_{c,7} \quad (1)$$



$$m_{s,7} = m_{c,7} (2)$$

$$m_{s,7} = \frac{m * (h_{7,2} - h_{7,1})}{h_{s,7} - h_{c,7}} (3)$$

$$\alpha = \frac{m_{s,7}}{m} (4)$$

$$\alpha = \frac{h_{7,2} - h_{7,1}}{h_{s,7} - h_{c,7}} (5)$$

Ισοζυγιο μαζας και ενεργειας στον προθερμαντη 6

$$m * h_{6,1} + m_{s,6} * h_{s,6} + m_{c,7} * h_{c,7} = m * h_{7,1} + m_{c,6} * h_{c,6} (6)$$

$$m_{s,6} + m_{s,7} = m_{c,6} (7)$$

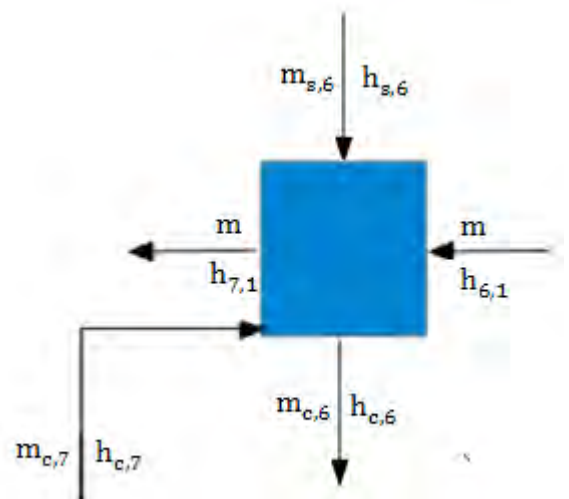
Συνδυάζοντας τις εξισώσεις:

$$m_{s,6} = \frac{m * (h_{7,1} - h_{6,1}) + m_{c,7} * (h_{c,6} - h_{c,7})}{h_{s,6} - h_{c,6}} (8)$$

$$\beta = \frac{m_{s,6}}{m} (9)$$

$$\beta = \frac{h_{7,1} - h_{6,1} + \alpha * (h_{c,6} - h_{c,7})}{h_{s,6} - h_{c,6}} (10)$$

(Εικόνα 25)



Ισοζύγια μάζας ενεργείας στον προθερμαντή 5

$$m_{s,5} * h_{s,5} + m_{c,6} * h_{c,6} + m * h_{5,1} = m * h_{6,1} + m_{c,5} * h_{c,5} (11)$$

$$(7) \Rightarrow m_{c,6} = m_{s,6} + m_{s,7}$$

$$m_{c,5} = m_{c,6} + m_{s,5} (12)$$

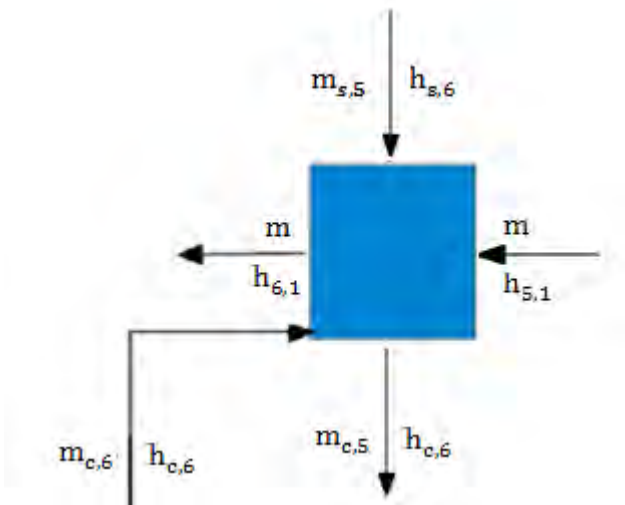
Συνδυάζοντας τις εξισώσεις:

$$m_{s,5} * h_{s,5} + (m_{s,6} + m_{s,7}) * h_{c,6} + m * h_{5,1} = m * h_{6,1} + (m_{s,6} + m_{s,7} + m_{s,5}) * h_{c,5} \quad (13)$$

$$\gamma = \frac{m_{s,5}}{m} \quad (14)$$

$$\gamma = \frac{h_{6,1} - h_{5,1} + \beta * (h_{c,5} - h_{c,6}) + a * (h_{c,5} - h_{c,6})}{h_{s,5} - h_{c,5}} \quad (15)$$

Εικόνα 26



Απαερωτής ή ανοικτός προθερμαντής (Open feed water heater)

Ισοζύγια μάζας και ενέργειας για τον Απαερωτή

$$m_o = m - m_{s,7} - m_{s,6} - m_{s,5} - m_{s,4} \quad (16)$$

$$m_{c,5} = m_{s,7} + m_{s,6} + m_{s,5} \quad (17)$$

$$m_o * h_{4,1} + m_{s,4} * h_{s,4} + m_{c,5} * h_{c,5} = m * h_{4,2} \quad (18)$$

$$(m - m_{s,7} - m_{s,6} - m_{s,5} - m_{s,4}) * h_{4,1} + m_{s,4} * h_{s,4} + (m_{s,7} + m_{s,6} + m_{s,5}) * h_{c,5} = m * h_{4,2} \quad (19) \text{ ή}$$

$$\delta = \frac{m_{s,4}}{m} \quad (20)$$

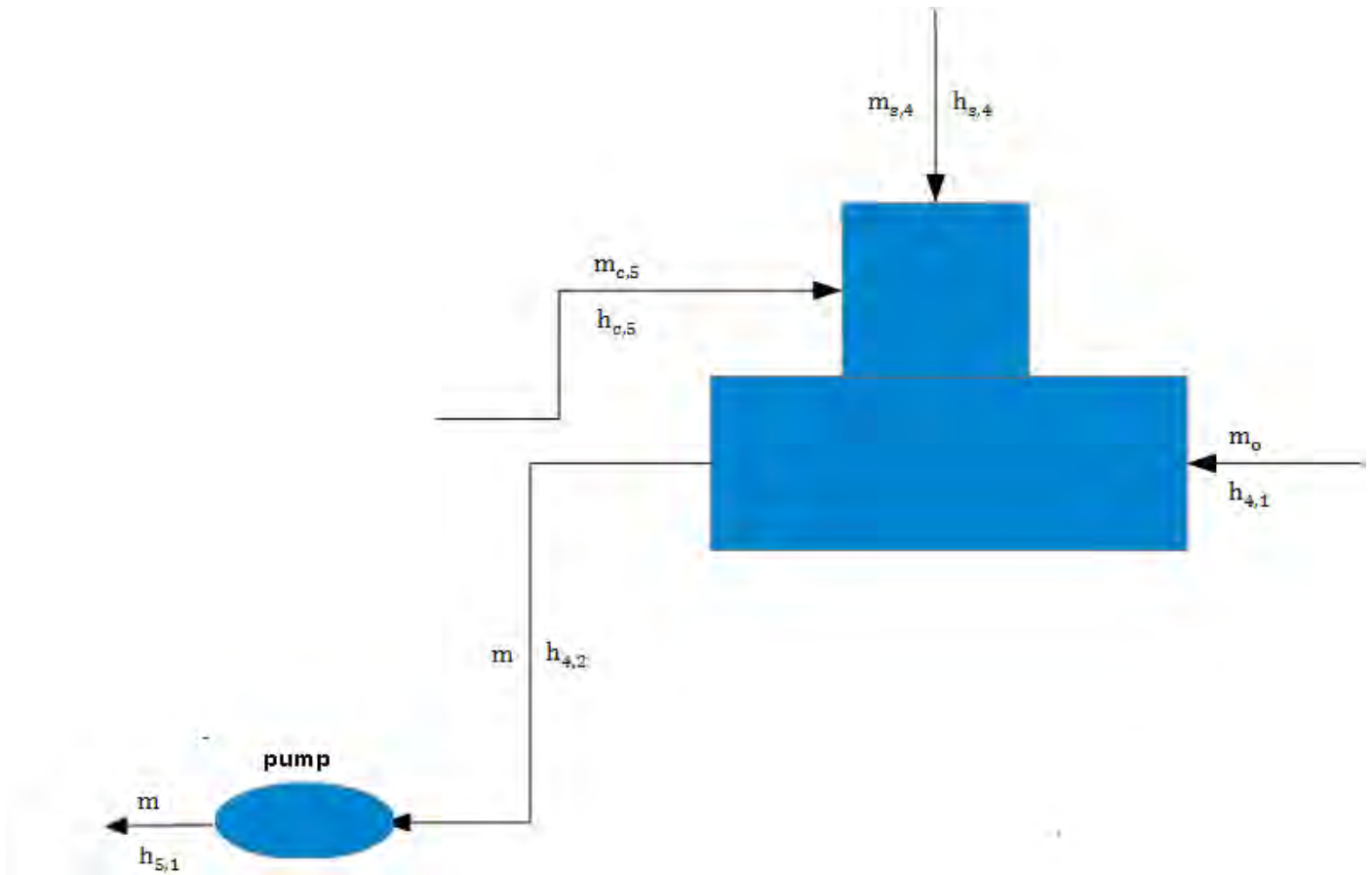
$$(1 - \alpha - \beta - \gamma - \delta) * h_{4,1} + \delta * h_{s,4} + (a + \beta + \gamma) * h_{c,5} = h_{4,2} \quad (21)$$

$$\delta = \frac{h_{4,2} - h_{4,1} + a * (h_{4,1} - h_{c,5}) + \beta * (h_{4,1} - h_{c,5}) + \gamma * (h_{4,1} - h_{c,5})}{h_{s,4} - h_{4,1}} \quad (22)$$

Επίσης, λόγω της αντλίας, έχουμε αύξηση της ενθαλπίας η οποία πρέπει να ληφθεί υπόψη:

$$h_{4,2} + w_{\text{pump}} = h_{5,1} \quad (21)$$

(Εικόνα 27)



Προθερμαντές χαμηλής πίεσης

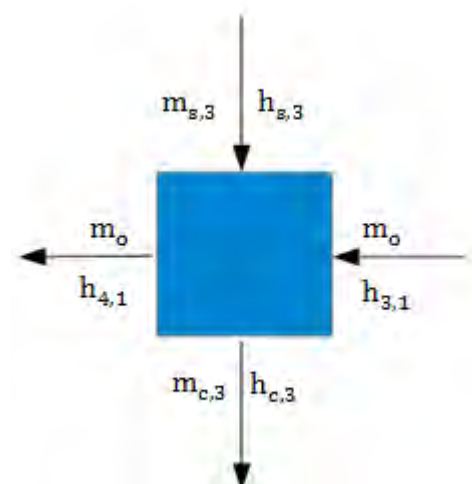
(Εικόνα 28)

Ισοζύγιο μάζας και ενέργειας για προθερμαντή 3

$$m_{s,3} = m_{c,3} \quad (22)$$

$$m_o * h_{3,1} + m_{s,3} * h_{s,3} = m_o * h_{4,1} + m_{c,3} * h_{c,3} \quad (23)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω εξισώσεις:



$$\varepsilon = \frac{m_{s,3}}{m} \quad (24)$$

$$\varepsilon = \frac{(1 - \alpha - \beta - \gamma - \delta) * (h_{4,1} - h_{3,1})}{h_{s,3} - h_{c,3}} \quad (25)$$

Ισοζύγιο μάζας και ενέργειας για τον προθερμαντή 2

$$m_{c,2} = m_{s,2} + m_{s,3} \quad (26)$$

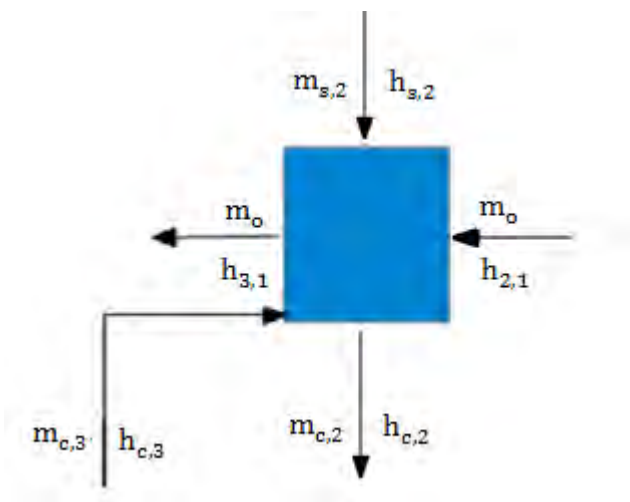
$$m_o * h_{2,1} + m_{s,2} * h_{s,2} + m_{c,3} * h_{c,3} = m_o * h_{3,1} + m_{c,2} * h_{c,2} \quad (27)$$

Συνδυάζοντας τις παραπάνω εξισώσεις:

$$\varphi = \frac{m_{s,2}}{m} \quad (28)$$

$$\varphi = \frac{(1 - \alpha - \beta - \gamma - \delta) * (h_{3,1} - h_{2,1}) + \varepsilon * (h_{c,2} - h_{c,3})}{h_{s,2} - h_{c,2}} \quad (29)$$

(Εικόνα 29)



Ισοζύγιο μάζας και ενέργειας για τον προθερμαντή 1

$$(8) \Rightarrow m_o = m - m_{s,7} - m_{s,6} - m_{s,5} - m_{s,4}$$

$$(9) \Rightarrow m_{s,3} = m_{c,3}$$

$$(11) \Rightarrow m_{c,2} = m_{s,2} + m_{s,3}$$

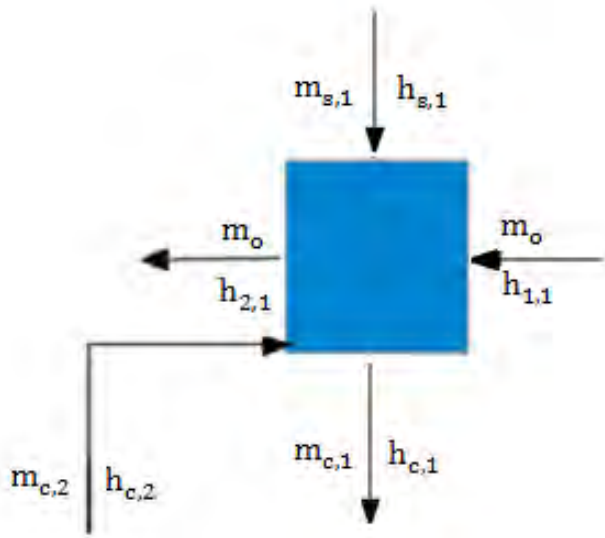
$$m_{c,1} = m_{s,1} + m_{c,2} = m_{s,1} + m_{s,2} + m_{s,3} \quad (30)$$

$$m_o * h_{1,1} + m_{s,1} * h_{s,1} + m_{c,2} * h_{c,2} = m_o * h_{2,1} + m_{c,1} * h_{c,1} \quad (31) \text{ ή}$$

$$\zeta = \frac{m_{s,1}}{m} \quad (32)$$

$$\zeta = \frac{(1 - \alpha - \beta - \gamma - \delta) * (h_{2,1} - h_{1,1}) + \epsilon * (h_{c,1} - h_{c,2}) + \varphi * (h_{c,1} - h_{c,2})}{h_{s,1} - h_{c,1}} \quad (33)$$

(Εικόνα 30)



Από δεδομένα του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ παίρνουμε:

Τροφοδοτικό νερό	Ατμός Απομάστευσης
$h_{7,2} = 1050 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_{s,7} = 3042,54 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_{7,1} = 967,15 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_{c,7} = 998,184 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_{6,1} = 869,17 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_{s,6} = 3448,24 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_{5,1} = 777,07 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_{c,6} = 898,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_{4,2} = 746,95 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_{s,5} = 3320,96 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_{4,1} = 601,22 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_{c,5} = 803,44 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_{3,1} = 449,24 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_{s,4} = 3186,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
$h_{2,1} = 304,79 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_{s,3} = 2964,25 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

$h_{1,1} = 167,472 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$h_{c,3} = 482,73 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
	$h_{s,2} = 2761,61 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
	$h_{c,2} = 337,45 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
	$h_{s,1} = 2589,72 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
	$h_{c,1} = 200,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Από τις εξισώσεις (1),(4),(7),(11),(13),(15),(18)

Βρίσκουμε: $a = 0,040$

$$\mathbf{\beta = 0,037}$$

$$\mathbf{\gamma = 0,032}$$

$$\mathbf{\delta = 0,048}$$

$$\mathbf{\varepsilon = 0,0517}$$

$$\mathbf{\varphi = 0,0471}$$

$$\mathbf{\zeta = 0,04471}$$

Στον ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ, η παροχή τροφοδοτικού νερού είναι $217,41 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$, οπότε βρίσκουμε:

$$m_{s,7} = 8,69 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{s,6} = 8,04 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{s,5} = 6,95 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{s,4} = 10,43 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{s,3} = 11,24 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{s,2} = 10,24 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$m_{s,1} = 9,72 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

3.2: Αριθμητική μέθοδος υπολογισμού ατμού απομάστευσης

Έχει προταθεί μια αριθμητική μέθοδος υπολογισμού της παροχής του ατμού απομάστευσης, τους (ΙΟΑΝΑ ΟΠΡΙΣ, SORINA COSTINAȘ, VICTOR CENUȘĂ[8]). Σε αυτήν τη μέθοδο, επιλύεται το σύστημα $[A] = [X] * [b]$,

όπου $[A]$ ο παρακάτω πίνακας:

$h_{s,7} - h_{c,7}$	0	0	0	0	0	0
$h_{c,7} - h_{c,6}$	$h_{s,6} - h_{c,6}$	0	0	0	0	0
$h_{c,6} - h_{c,5}$	$h_{c,6} - h_{c,5}$	$h_{s,5} - h_{c,5}$	0	0	0	0
$h_{c,5} - h_{4,1}$	$h_{c,5} - h_{4,1}$	$h_{c,5} - h_{4,1}$	$h_{s,4} - h_{4,1}$	0	0	0
$h_{4,1} - h_{3,1}$	$h_{4,1} - h_{3,1}$	$h_{4,1} - h_{3,1}$	$h_{4,1} - h_{3,1}$	$h_{s,3} - h_{c,3}$	0	0
$h_{3,1} - h_{2,1}$	$h_{3,1} - h_{2,1}$	$h_{3,1} - h_{2,1}$	$h_{3,1} - h_{2,1}$	$h_{3,1} - h_{2,1}$	$h_{s,2} - h_{c,2}$	0
$h_{2,1} - h_{1,1}$	$h_{2,1} - h_{1,1}$	$h_{2,1} - h_{1,1}$	$h_{2,1} - h_{1,1}$	$h_{2,1} - h_{1,1}$	$h_{2,1} - h_{1,1}$	$h_{s,1} - h_{c,1}$

όπου $[X]$, είναι ο ατμός απομάστευσης, διαιρεμένος με την μάζα του τροφοδοτικού:

a1
a2
a3
a4
a5
a6
a7

όπου [b] η Ενθαλπική αύξηση σε κάθε προθερμαντή:

$h_{7,2} - h_{7,1}$
$h_{7,1} - h_{6,1}$
$h_{6,1} - h_{5,1}$
$h_{4,2} - h_{4,1}$
$h_{4,1} - h_{3,1}$
$h_{3,1} - h_{2,1}$
$h_{2,1} - h_{1,1}$

Από στοιχεία του ατμοηλεκτρικού σταθμού ΚΑΡΔΙΑΣ, συμπληρώνουμε τον πίνακα [A]

2042.71	0	0	0	0	0	0
101.67	2548.47	0	0	0	0	0
95.55	95.55	2515.89	0	0	0	0
202.2	202.2	202.2	2583.178	0	0	0
151.87	151.87	151.87	151.87	2479.85	0	0
144.348	144.348	144.348	144.348	144.348	2422.536	0
137.23	137.23	137.23	137.23	137.23	137.23	2361.44

και για τον πίνακα B:

82.84
97.90
92.048
145.73
151.87
144.348
137.235

Λύνοντας το σύστημα στο Mathematica, παίρνουμε για τον πίνακα X,

0.040554
0.0367973
0.033649
0.0477264
0.0515209
0.047058
0.0431622

στον οποίο αν πολλαπλασιάσουμε με την παροχή του τροφοδοτικού, παίρνουμε την παροχή του ατμού σε κάθε προθερμαντή.

Παροχή τροφοδοτικού

$$217.41 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Παίρνουμε για την παροχή του ατμού σε $\frac{\text{kg}}{\text{s}}$

8.84
8.00
7.31
10.27
11.21
10.23
9.383

Κεφάλαιο 4: Υπολογισμοί σε συνθήκες εντός σχεδιασμού

Στο κεφάλαιο αυτό, επιχειρείται μια εμβάθυνση στα φαινόμενα ροής και μεταφοράς θερμότητας στους προθερμαντές νερού τροφοδοσίας, με βάση κατάλληλες σχεδιαστικές συσχετίσεις για τους συντελεστές μεταφοράς και την πτώση πίεσης των επιμέρους ρευμάτων. Αρχικά, παρουσιάζονται οι υπολογιστικές διαδικασίες και στη συνέχεια εφαρμόζονται στον προθερμαντή υψηλής πίεσης 7 του ΑΗΣ Καρδιάς.

4.1: Τυπολόγιο

Γενική εξίσωση μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες:

$$Q = U * A * \Delta T_{LM}$$

U: ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας

A: ολική επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας

ΔT_{LM} : Μέση λογαριθμική διαφορά
θερμοκρασίας

Τροφοδοτικό νερό

Για τον συντελεστή συναγωγής του
τροφοδοτικού νερού έχουμε:

$$Nu = \frac{h \cdot d_i}{k} = 0,027 * Re^{0,8} * Pr^{0,33}$$

h: συντελεστής συναγωγής τροφοδοτικού νερού

Nu: αριθμός Nusselt

d_i : εσωτερική διάμετρος αυλών

k: θερμική αγωγιμότητα τροφοδοτικού νερού

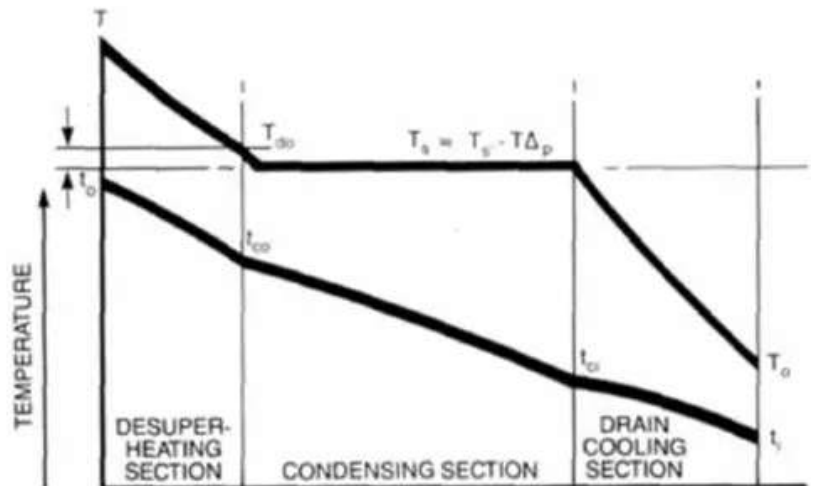
$$Re = \frac{\rho * u * d_i}{\mu}$$

$$Pr = \frac{c_p * k}{\mu}$$

Για την πτώση πίεσης του τροφοδοτικού νερού έχουμε:

$$\Delta P = 4 * f * \frac{L}{d_i} * \frac{\rho * u^2}{2} + \sum K_i * \frac{\rho * u^2}{2}$$

(Εικόνα 31)



Μέσα στο δεύτερο όρο, θα συμπεριλάβουμε κάποιους παράγοντες πτώσης πίεσης, όπως πτώση πίεσης στις φουρκέτες (αλλαγή πορείας αυλών) και απώλεια πίεσης στο ακροφύσιο εισόδου.

Ο Κακας*[11] προτείνει έναν ολικό συντελεστή $\sum K=4$

L: μήκος αυλών

u: ταχύτητα τροφοδοτικού νερού

f: Συντελεστής Darcy δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$(4 * f)^{-\frac{1}{2}} = -1,8 * \log \left[\left(\frac{\epsilon}{3,7 * d} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right]$$

ε: σχετική τραχύτητα

Καινούργιος σωλήνας: $\epsilon=0,01-0,05\text{mm}$

Λίγο χρησιμοποιημένος $\epsilon=0,05-0,1\text{mm}$

Πολύ χρησιμοποιημένος $\epsilon=1-3\text{mm}$

Όπως αναφέραμε, οι προθερμαντές τροφοδοτικού νερού αποτελούνται από 3 ζώνες μεταφοράς θερμότητας: τη ζώνη αφυπερθερμάνσεως, τη ζώνη συμπυκνώσεως και τη ζώνη ψύξης των υγρών.

Ζώνη αφυπερθερμάνσεως

$$Q_{des} = U_1 * A_1 * \Delta T_{LM1}$$

U_1 : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στην ζώνη αφυπερθερμάνσεως, κυμαίνεται από 500-600 $\frac{W}{m^2K}$

A_1 : επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας ζώνης αφυπερθερμάνσεως

ΔT_{LM1} : μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας ζώνης αφυπερθερμάνσεως

$$\Delta T_{LM1} = \frac{(T - t_o) - (T_{do} - t_{co})}{\ln \left(\frac{T - t_o}{T_{do} - t_{co}} \right)}$$

T: θερμοκρασία εισόδου υπέρθερμου ατμού

T_{do} : θερμοκρασία εξόδου ατμού από τη ζώνη αφυπερθερμάνσεως

t_o : θερμοκρασία εξόδου τροφοδοτικού νερού

t_{co} : θερμοκρασία εισόδου τροφοδοτικού νερού στη ζώνη αφυπερθερμάνσεως

Ισοζύγια μάζας και ενέργειας στην ζώνη αφυπερθερμάνσεως, παίρνουμε:

$$Q_{des} = m_s * (h_{s,i} - h_f) = m * (h_3 - h_2)$$

m_s : Παροχή ατμού απομάστευσης

m : Παροχή τροφοδοτικού νερού

$h_{s,i}$: ενθαλπία υπέρθερμου ατμού

$h_{s,2}$: ενθαλπία ατμού στην έξοδο από την ζώνη αφυπερθερμάνσεως

h_3 : ενθαλπία εξόδου του τροφοδοτικού νερού

h_2 : ενθαλπία εισόδου του τροφοδοτικού νερού στην ζώνη αφυπερθερμάνσεως

Ο συντελεστής συναγωγής του ατμού μπορεί να βρεθεί από την παρακάτω εξίσωση:

$$\frac{h_{o,1} * D_h}{k} = 0,36 * \left(\frac{D_h * G}{\mu}\right)^{0,55} * Pr^{0,33}$$

$h_{o,1}$: συντελεστής συναγωγής υπέρθερμου ατμού

D_h : Υδραυλική διάμετρος

Για τετραγωνική διάταξη αυλών και αν με P_t συμβολίσουμε το βήμα και με d την εξωτερική διάμετρο των αυλών, έχουμε ότι η υδραυλική διάμετρος ισούται με :

$$D_h = \frac{4 * \left((P_t^2) - \pi * \frac{d^2}{4} \right)}{\pi * d}$$

ενώ για τριγωνική διάταξη αυλών

$$D_h = \frac{4 * \left(P_t^2 \frac{\sqrt{3}}{4} - \pi * \frac{d^2}{8} \right)}{\pi * \frac{d}{2}}$$

k: Θερμική αγωγιμότητα ατμού

G_s : Μαζική ταχύτητα, ορίζεται με βάση την ελεύθερη διατομή ροής A_s , μεταξύ διαδοχικών ανακλαστήρων. Αν B είναι η απόσταση μεταξύ διαδοχικών ανακλαστήρων και D_s η εσωτερική διάμετρος του κελύφους, τότε έχουμε:

$$A_s = B * (D_s - \frac{D_s * d}{P_t}) \text{ και}$$

$$G = \frac{m_s}{A_s}$$

μ : δυναμικό ιξώδες ατμού

Pr: αριθμός Prandtl

Η πτώση πίεσης, λόγω τριβών στο κέλυφος, υπολογίζεται θεωρώντας (N+1) διαδοχικά περάσματα διαδρομής ροής D_s , όπου $N = L/B$ το πλήθος των ανακλαστήρων για αυλούς μήκους L

$$\Delta P_s = f * \frac{D_s * (N + 1)}{D_h} * \frac{G^2}{2 * \rho}$$

$$f = 1,779 * \left(\frac{D_h * G}{\mu}\right)^{-0,19}$$

Ζώνη συμπυκνώσεως

$$Q_{\text{cond}} = U_2 * A_2 * \Delta T_{\text{LM2}}$$

U_2 : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στην ζώνη συμπυκνώσεως

A_2 : επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας ζώνης συμπυκνώσεως

ΔT_{LM2} : μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας ζώνης συμπυκνώσεως

$$\Delta T_{\text{LM2}} = \frac{t_{\text{co}} - t_{\text{ci}}}{\ln \left(\frac{T_s - t_{\text{ci}}}{T_s - t_{\text{co}}}\right)}$$

t_{co} : θερμοκρασία εξόδου τροφοδοτικού νερού από τη ζώνη συμπυκνώσεως

t_{ci} : θερμοκρασία εισόδου τροφοδοτικού νερού στη ζώνη συμπυκνώσεως

T_s : θερμοκρασία κορεσμού ατμού

Ισοζύγιο μάζας και ενέργειας στη ζώνη συμπυκνώσεως

$$Q_{\text{cond}} = m_s * (h_f - h_g) = m * (h_2 - h_1)$$

h_f : ενθαλπία κορεσμένου ατμού

h_g : ενθαλπία κορεσμένου υγρού

h_2 : ενθαλπία εξόδου του τροφοδοτικού νερού από τη ζώνη συμπυκνώσεως

h_1 : ενθαλπία εισόδου τροφοδοτικού νερού στη ζώνη συμπυκνώσεως

Ο συντελεστής συναγωγής για τη συμπύκνωση μπορεί να δοθεί από τον τύπο:

$$h_{o,2} * \left(\frac{\mu_L^2}{k_L^3 * \rho_L * (\rho_L - \rho_g) * g} \right)^{1/3} = 1,5 * \left(\frac{4 * G_1}{\mu_L} \right)^{-1/3}$$

$h_{o,2}$: συντελεστής συναγωγής για συμπύκνωση

G_1 : Μαζική φόρτιση

Για κατακόρυφους προθερμαντές (Vertical Feedwater Heater): $G_1 = \frac{m_s}{N_t * \pi * d}$

Για οριζόντιους προθερμαντές (Horizontal Feedwater Heater): $G_1 = \frac{m_s}{N_t * L}$

N_t : συνολικό πλήθος αυλών

ρ_L : πυκνότητα υγρής φάσης

ρ_g : πυκνότητα αέριας φάσης

μ_L : δυναμικό ιξώδες υγρής φάσης

k_L : θερμική αγωγιμότητα υγρής φάσης

Πτώση πίεσης διφασικής ροής, θεωρώντας μοντέλο διαχωρισμένης ροής (οι δυο φάσεις κινούνται με σταθερές άλλα διαφορετικές μεταξύ τους ταχύτητες):

$$\left[\begin{array}{c} \text{ολική} \\ \text{πτώση πίεσης} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} \text{πτώση πίεσης} \\ \text{λόγω τριβών} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{πτώση πίεσης} \\ \text{λόγω βαρύτητας} \end{array} \right] + \left[\begin{array}{c} \text{πτώση πίεσης} \\ \text{λόγω επιτάχυνσης} \end{array} \right]$$

$$-\frac{dP}{dz} = \left(\frac{dp}{dz} \right)_f + \left(\frac{dp}{dz} \right)_g + \frac{dp}{dz_{ac}}$$

Η πτώση πίεσης διφασικής ροής, λόγω τριβών, δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_f = \left(\frac{dp}{dz}\right)_{SL} * \Phi_L^2$$

$$\Phi_L^2 = 1 + \frac{20}{\Xi} + \frac{1}{\Xi^2}$$

όπου Ξ η παράμετρος Lockhart-Martinelli και ισούται με:

$$\Xi = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{1,8} * \left(\frac{\rho_g}{\rho_L}\right) * \left(\frac{\mu_L}{\mu_g}\right)^{0,2}$$

$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{SL}$: πτώση πίεσης αν είχαμε μόνο την υγρή φάση και δίνεται από τον τύπο:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{SL} = 4 * f_{SL} * \frac{\rho_L * u_{SL}^2}{2 * D_h}$$

$$f_{SL} = 0,079 * Re^{-0,2} \text{ Blasius}$$

Πτώση πίεσης λόγω βαρύτητας σε κατακόρυφους προθερμαντές:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_g = \alpha * \rho_g + (1 - \alpha) * \rho_L$$

$$\alpha = (1 + \Xi^{0,8})^{-0,378}$$

Πτώση πίεσης λόγω επιτάχυνσης:

$$\left(\frac{dp}{dz}\right)_{ac} = G^2 * \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{\alpha * \rho_g} + \frac{(1-x)^2}{(1-\alpha) * \rho_L} \right]$$

Συνολική πτώση πίεσης:

$$\Delta P = \int_0^L - \left(- \frac{dP}{dz} \right) dz = \int_{x_{in}}^{x_{out}} \frac{dP}{dz} \frac{dz}{dx} dx = \int_1^0 \frac{dP}{dz} \frac{dz}{dx} dx \quad (1)$$

Θα θεωρήσουμε ότι η ποιότητα του συμπυκνωμένου ατμού μεταβάλλεται γραμμικά με την απόσταση στην ζώνη συμπυκνώσεως

$$z = \lambda * x + \beta \quad (2)$$

$$z = 0 \text{ και } x = 1 \text{ έχουμε από την (2) } \lambda + \beta = 0 \quad (3)$$

Με l_2 θα συμβολίσουμε το μήκος της ζώνης συμπυκνώσεως

$$z = l_2 \text{ και } x = 0 \text{ έχουμε από την (2) } \beta = l_2 \quad (4)$$

Συνδυάζοντας την (3) και την (4) έχουμε για την (2)

$$z = -l_2 * x + l_2 \Rightarrow \frac{dz}{dx} = -l_2 \quad (5)$$

Συνεπώς η (1) μας δίνει για την συνολική πτώση πίεσης $\Delta P = \int_0^1 \left(\frac{dP}{dz} * l_2\right) dx$

Ζώνη ψύξης υγρών

$$Q_{\text{draincooling}} = U_3 * A_3 * \Delta T_{LM3}$$

U_3 : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στην ζώνη ψύξης των υγρών. Κυμαίνεται περίπου

$$1900 \frac{W}{m^2K}$$

A_3 : επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας στην ζώνη ψύξης υγρών

ΔT_{LM3} : Μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας

$$\Delta T_{LM3} = \frac{(T_s - t_{ci}) - (T_o - t_i)}{\ln \left(\frac{T_s - t_{ci}}{T_o - t_i}\right)}$$

T_s : θερμοκρασία κορεσμού ατμού

T_o : θερμοκρασία υπόψυκτου συμπυκνώματος κατά την έξοδο από τον εναλλάκτη

t_{ci} : θερμοκρασία τροφοδοτικού νερού κατά την έξοδο από την ζώνη ψύξης των υγρών

t_i : θερμοκρασία τροφοδοτικού νερού κατά την είσοδο στον προθερμαντή

Ισοζύγιο μάζας και ενέργειας στην ζώνη ψύξης των υγρών

$$Q_{\text{draincooling}} = m_s * (h_g - h_{c,1}) = m * (h_1 - h_o)$$

h_g : ενθαλπία κορεσμένου υγρού

$h_{c,1}$: ενθαλπία υπόψυκτου συμπυκνώματος

h_1 : ενθαλπία τροφοδοτικού νερού στην έξοδο της ζώνης ψύξης των υγρών

h_o : ενθαλπία τροφοδοτικού νερού στην είσοδο του προθερμαντή

Συντελεστής συναγωγής

Ο συντελεστής συναγωγής από την μεριά του κελύφους για το υπόψυκτο νερό μπορεί να δοθεί από τον

$$\text{τύπο: } h_{o,3} = 0,023 * F(T) * G^{0,8} * D_h^{-0,2} \frac{KW}{m^2 * K} [12]$$

Η τιμή της F(T) δίνεται από τον παρακάτω πίνακα, αναλόγως την θερμοκρασία του υπόψυκτου συμπυκνώματος:

(Εικόνα 32)

T (C)	λ	η	cp	True value	$\mathcal{F}(T)$	Error %
0	0.558	1.794	4.226	1.631	1.316	-19.3
50	0.647	0.555	4.178	1.132	1.106	-2.31
100	0.690	0.278	4.191	0.907	0.933	+2.86
150	0.692	0.185	4.215	0.783	0.796	+1.64
200	0.672	0.139	4.262	0.707	0.695	-1.58
250	0.636	0.110	4.343	0.646	0.630	-2.46
300	0.542	0.092	4.483	0.588	0.601	+2.30
350	0.456	0.073	4.790	0.598	0.609	+1.81

G: Μαζική φόρτιση

D_h : Υδραυλική διάμετρος

Η πτώση πίεσης στην ζώνη ψύξης των υγρών δίνεται από τις ίδιες σχέσεις για την πτώση πίεσης του ατμού, στην ζώνη αφυπερθερμάνσεως.

Σε κάθε ζώνη μεταφοράς θερμότητας ισχύει

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_{o,i}} + \frac{A_o * \ln \left(\frac{A_o}{A_i} \right)}{2\pi k l_i} + \frac{A_o}{A_i * h} + R_{ft}(t)$$

$h_{o,i}$: συντελεστής συναγωγής από την πλευρά του κελύφους. Για $i=1$ συντελεστής συναγωγής υπέρθερμου ατμού, για $i=2$ συντελεστής συναγωγής συμπύκνωσης και για $i=3$ συντελεστής συναγωγής υπόψυκτου υγρού

A_o : Εξωτερικό εμβαδό αυλού διαμέτρου d_o

A_i : Εσωτερικό εμβαδό αυλού διαμέτρου d_i

k: Θερμική αγωγιμότητα του υλικού του αυλού

l_i : μήκος κάθε ζώνης μεταφοράς θερμότητας. Για $i=1$ μήκος ζώνης αφυπερθερμάνσεως, για $i=2$ μήκος ζώνης συμπύκνωσης και για $i=3$ μήκος ζώνης ψύξης των υγρών

$R_{ft}(t)$: Μετά από μια περίοδο λειτουργίας, οι επιφάνειες μετάδοσης θερμότητας των προθερμαντών καλύπτονται και στις δυο πλευρές από ανεπιθύμητες επικαθίσεις. Οι επικαθίσεις αυτές προέρχονται από ξένες ουσίες (άλατα), οι οποίες είναι διαλυμένες στο τροφοδοτικό νερό. Οι επιφάνειες μετάδοσης θερμότητας επίσης είναι δυνατό να καλυφτούν από στρώμα διάβρωσης, το οποίο είναι αποτέλεσμα της αλληλεπίδρασης του ρευστού και του υλικού του τοιχώματος .

Συμφώνα με τους M.A. Antar, S.M. Zubair / Applied Thermal Engineering 27 (2007)[15], προτάθηκαν 2 μοντέλα, ώστε να περιγράψουν την χρονική εξέλιξη των επικαθίσεων στους προθερμαντές. Μια γραμμική σχέση και μια ασυμπτωτική.

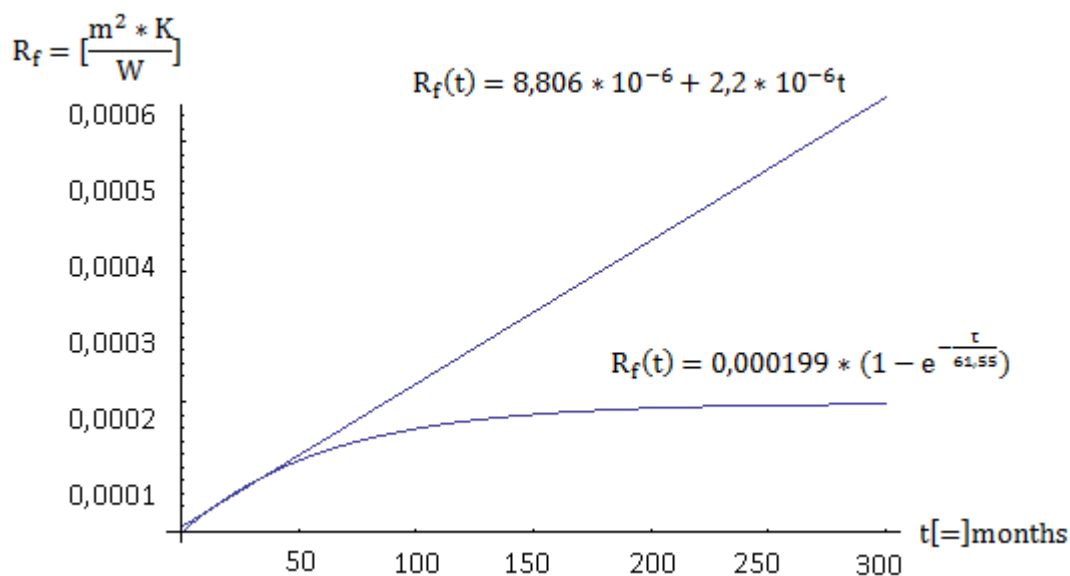
Γραμμική εξέλιξη παρατηρείται, όταν η διαφορά μεταξύ ρυθμού επικαθίσεων και ρυθμού φθοράς παραμένει σταθερή. Η σχέση δίνεται από τον τύπο $R_f(t) = 8,806 * 10^{-6} + 2,2 * 10^{-6}t$ $R_f = [\frac{m^2 * K}{W}]$

Ασυμπτωτική εξέλιξη του φαινομένου παρατηρείται, όταν η διαφορά μεταξύ ρυθμού επικαθίσεων και ρυθμού φθοράς μειώνεται σταθερά και θα μηδενισθεί σε πεπερασμένο χρόνο. Η σχέση δίνεται από τον τύπο:

$$R_f(t) = 0,000199 * (1 - e^{-\frac{t}{61,55}}),$$

όπου t είναι ο χρόνος σε μήνες

(Εικόνα 33)



Ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας

$$Q = Q_{\text{des}} + Q_{\text{cond}} + Q_{\text{draincooling}} \Rightarrow U * A * \Delta T_{\text{lm}} = U_1 * A_1 * \Delta T_{\text{lm1}} + U_2 * A_2 * \Delta T_{\text{lm2}} + U_3 * A_3 * \Delta T_{\text{lm3}}$$

$$U = \frac{U_1 * A_1 * \Delta T_{\text{lm1}} + U_2 * A_2 * \Delta T_{\text{lm2}} + U_3 * A_3 * \Delta T_{\text{lm3}}}{A * \Delta T_{\text{lm}}}$$

4.2: Υπολογισμοί για προθερμαντή υψηλής πίεσης 7 του ΑΗΣ Καρδιάς

Θα πάρουμε τις συνθήκες σχεδιασμού σε φορτίο (300 MW) του προθερμαντή 7, από δεδομένα του Ατμοηλεκτρικού εργοστάσιου Καρδιάς στην Πτολεμαΐδα. Θα θεωρήσουμε ότι πρόκειται για ένα προθερμαντή τύπου U με δυο δέσμες αυλών σε κάθε πέρασμα και ότι είναι κατακόρυφα διατεταγμένος με το κανάλι προς τα κάτω (vertical channel down).

(Εικόνα 34)

Κατασκευαστικά χαρακτηριστικά:

Εξωτερική διάμετρος αυλών (d_{out}) = 0,0254m

Εσωτερική διάμετρος αυλών (d_{in}) = 0,0186m

Βήμα (P_t) = 0,03175m

Διάμετρος κελύφους (D_s) = 1m

Μήκος προθερμαντή (L) = 10m

Ατμός απομάστευσης:

$$m_{s,7} = 31.83 \frac{\text{t}}{\text{h}} = 8.84 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$T_{s,7} = 328^\circ\text{C}$$

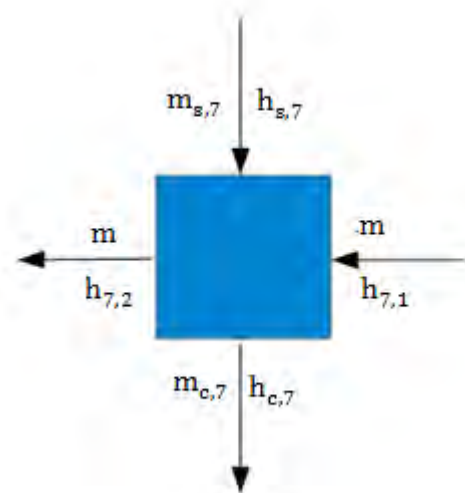
$$h_{s,7} = 3042.51 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_{c,7} = 232.1^\circ\text{C}$$

$$h_{c,7} = 999.80 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$T_s = 245,1^\circ\text{C}$$

$$\rho_s = 15,36 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$



$$\mu_s = 1,99 * 10^{-5} \frac{N * s}{m^2}$$

$$c_{p_s} = 2160 \frac{J}{kg * K}$$

$$k_s = 0,036 \frac{W}{m * K}$$

Τροφοδοτικό νερό:

$$m = 782,7 \frac{t}{h} = 217,41 \frac{kg}{s}$$

$$T_{7,1} = 221^{\circ}C$$

$$h_{7,1} = 967,15 \frac{kJ}{kg}$$

$$T_{7,2} = 242,2^{\circ}C$$

$$h_{7,2} = 1050 \frac{kJ}{kg}$$

$$\rho = 887 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 0,00012 \frac{N * s}{m^2}$$

$$k = 0,65619 \frac{W}{m * K}$$

$$c_p = 4200 \frac{J}{kg * K}$$

Οι προδιαγραφές κλειστών προθερμαντών “Standards for Closed Feedwater Heaters (HEI)” [16]

αναφέρουν ότι η ταχύτητα κυκλοφορίας του τροφοδοτικού νερού δε θα πρέπει να είναι μεγαλύτερη από 2.4m/s. Επιλέγουμε ταχύτητα τροφοδοτικού νερού $u = 2,25 \frac{m}{s}$.

Οπότε ο αριθμός των αυλών (N_t) μπορεί να δοθεί από τον τύπο:

$$u = \frac{m}{\rho * \left(\frac{\pi * d_i^2}{4}\right) * \frac{N_t}{2}} \Leftrightarrow N_t = \frac{2 * m}{\rho * \left(\frac{\pi * d_i^2}{4}\right) * u} = \frac{2 * 217,124}{887 * \left(\frac{3,14 * (0,0186)^2}{4}\right) * 2,25} = 802$$

Σε κάθε πέρασμα, έχουμε δυο δέσμες αυλών με σκοπό να μοιράζεται η παροχή στο μισό. Η κάθε δέσμη έχει 401 αυλούς.

Ο συντελεστής συναγωγής του τροφοδοτικού νερού δίνεται από τον τύπο:

$$Nu = \frac{h \cdot d_i}{k} = 0,027 * Re^{0,8} * Pr^{0,33} \Rightarrow h = 0,65619 * 0,027 * \left(\frac{887 * 2,25 * 0,0186}{0,00012}\right)^{0,8} * \left(\frac{0,00012 * 0,65619}{0,65619}\right)^{0,33} = 18803,50 \frac{W}{m^2 * K}$$

Η πτώση πίεσης του τροφοδοτικού νερού δίνεται:

$$\Delta P = 4 * f * \frac{L}{d_i} * \frac{\rho * u^2}{2} + \sum K_i * \frac{\rho * u^2}{2}$$

$$\mu \epsilon (4 * f)^{-\frac{1}{2}} = -1,8 * \log \left[\left(\frac{\epsilon}{3,7 * d} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{Re} \right] \Leftrightarrow 4 * f = \left(-1,8 * \log \left[\left(\frac{0,00007}{3,7 * 0,0186} \right)^{1,11} + \frac{6,9}{309341} \right] \right)^{-2} \Leftrightarrow 4 * f = 0,01427$$

$$\Delta P = 0,01427 * \frac{2 * 10}{0,00012} * \frac{887 * 2,25^2}{2} + 4 * \frac{887 * 2,25^2}{2} = 1,46809 \frac{kg}{cm^2}$$

Συντελεστής συναγωγής από την πλευρά του κελύφους

Συντελεστής συναγωγής ατμού στην ζώνη αφυπερθερμάνσεως

$$\frac{h_{o,1} * D_h}{k} = 0,36 * \left(\frac{D_h * G}{\mu} \right)^{0,55} * Pr^{0,33} \Rightarrow \frac{h_{o,1} * 0,018383}{0,036} = 0,36 * \left(\frac{0,018383 * 221}{1,99 * 10^{-5}} \right)^{0,55} * (1,194)^{0,33} \Rightarrow h_{o,1} = 663,87 \frac{W}{m^2 * K}$$

Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στην ζώνη αφυπερθερμάνσεως θα δοθεί από τον τύπο:

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{h_{o,1}} + \frac{A_o * \ln \left(\frac{A_o}{A_i} \right)}{2\pi k l_1} + \frac{A_o}{A_i * h} + R_{ft}(t)$$

Για τις επικαθίσεις θα πάρουμε από την σχέση $R_f(t) = 8,806 * 10^{-6} + 2,2 * 10^{-6} t$ και για $t=0$

$R_f(t) = 8,806 * 10^{-6} \frac{m^2 * K}{W}$, καθώς οι υπολογισμοί μας αφορούν τις σχεδιαστικές τιμές του προθερμαντή

$$\frac{1}{U_1} = \frac{1}{663} + \frac{0,00051 * \ln \left(\frac{0,00051}{0,00027} \right)}{2 * 3,14 * 53,5 * 3,6} + \frac{0,00051}{0,00027 * 18803,50} + 8,806 * 10^{-6} \Rightarrow U_1 = 621,31 \frac{W}{m^2 * K}$$

Το θερμικό καθήκον της ζώνης αφυπερθερμάνσεως είναι:

$$Q_{des} = m_s * (h_{s,7} - h_f) = 8,84 * (3042,51 - 2802,2) = 2124,340 \frac{kJ}{s}$$

Η θερμοκρασία εισόδου του τροφοδοτικού νερού στην ζώνη αφυπερθερμάνσεως δίνεται:

$$m * c_p * (T_{7,2} - t_{co}) = 2124,340 * 1000 \Rightarrow t_{co} = 239,87^\circ\text{C}$$

Η μέση λογαριθμική θερμοκρασία για την ζώνη αφυπερθερμάνσεως:

$$\Delta T_{LM1} = \frac{(T_{s,7} - T_{7,2}) - (T_{sat} - t_{co})}{\ln\left(\frac{T_{s,7} - T_{7,2}}{T_{sat} - t_{co}}\right)} = \frac{(328 - 242,2) - (245,1 - 239,87)}{\ln\left(\frac{328 - 242,2}{245,1 - 240}\right)} = 28,57^\circ\text{C}$$

$$Q_{des} = U_1 * A_1 * \Delta T_{LM1} \Rightarrow A_1 = \frac{Q_{des}}{U_1 * \Delta T_{LM1}} = \frac{2124,340 * 1000}{621,31 * 28,57} = 119,67 \approx 120\text{m}^2$$

$$A_1 = \pi * \frac{N}{2} * l_1 * d_{out} \Rightarrow l_1 = \frac{2 * A_1}{N * d_{out}} = \frac{2 * 120}{802 * 0,0254 * 3,14} = 3,75\text{m}$$

Συντελεστής συναγωγής ατμού στην ζώνη συμπυκνώσεως

$$h_{o,2} * \left(\frac{\mu_L^2}{k_L^3 * \rho_L * (\rho_L - \rho_g) * g}\right)^{1/3} = 1,5 * \left(\frac{4 * G_1}{\mu_L}\right)^{-1/3}$$

$$G_1 = \frac{m_s}{N_t * \pi * d_{out}} = \frac{9,81}{802 * 3,14 * 0,0254} = 0,1377 \frac{\text{kg}}{\text{m} * \text{s}}$$

$$h_{o,2} * \left(\frac{0,00015^2}{0,6769^3 * 897,031 * (897,031 - 4,16) * 10}\right)^{1/3} = 1,5 * \left(\frac{4 * 0,1377}{0,00015}\right)^{-1/3} \Rightarrow h_{o,2} = 4698 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

$$\frac{1}{U_2} = \frac{1}{h_{o,2}} + \frac{A_o * \ln\left(\frac{A_o}{A_i}\right)}{2\pi k l_2} + \frac{A_o}{A_i * h} + R_{ft}(t)$$

Για τις επικαθίσεις θα πάρουμε από τη σχέση $R_f(t) = 8,806 * 10^{-6} + 2,2 * 10^{-6}t$ για $t=0$ $R_f(t) = 8,806 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2 * \text{K}}{\text{W}}$, καθώς οι υπολογισμοί μας αφορούν τις σχεδιαστικές τιμές του προθερμαντή:

$$\frac{1}{U_2} = \frac{1}{4698} + \frac{0,00051 * \ln\left(\frac{0,00051}{0,00027}\right)}{2 * 3,14 * 53,5 * 7} + \frac{0,00051}{0,00027 * 18803,50} + 8,806 * 10^{-6} \Rightarrow U_2 = 3115,148 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * \text{K}}$$

Το θερμικό καθήκον της ζώνης συμπυκνώσεως είναι:

$$Q_{cond} = m_s * (h_f - h_g) = 8,84 * (2802,2 - 1061,5) = 15387,788 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Η θερμοκρασία εισόδου του τροφοδοτικού νερού στην ζώνη συμπυκνώσεως:

$$m \cdot c_p \cdot (t_{co} - t_{ci}) = 15387,788 \cdot 10^3$$

$$217,4 \cdot 4200 \cdot (240 - t_{ci}) = 15387,788 \cdot 10^3 \Rightarrow t_{ci} = 223^\circ\text{C}$$

Η μέση λογαριθμική θερμοκρασία για την ζώνη συμπυκνώσεως:

$$\Delta T_{LM2} = \frac{t_{co} - t_{ci}}{\ln \left(\frac{T_s - t_{ci}}{T_s - t_{co}} \right)} = \frac{240 - 223}{\ln \left(\frac{245,1 - 223}{245,1 - 240} \right)} = \frac{17}{\ln(4,33)} = 11,64^\circ\text{C}$$

$$Q_{cond} = U_2 \cdot A_2 \cdot \Delta T_{LM2} \Rightarrow A_2 = \frac{Q_{cond}}{U_2 \cdot \Delta T_{LM2}} = \frac{15387,788 \cdot 1000}{3115,148 \cdot 11,64} = 424\text{m}^2$$

$$A_2 = \frac{N}{2} \cdot l_2 \cdot \pi \cdot d_{out} \Rightarrow l_2 = \frac{2 \cdot 424}{802 \cdot 3,14 \cdot 0,0254} = 13,26\text{m}$$

Συντελεστής συναγωγής για υπόψυκτο συμπύκνωμα

Συντελεστής συναγωγής για το υπόψυκτο συμπύκνωμα στην ζώνη ψύξης των υγρών μπορεί να δοθεί

$$\text{από τον τύπο: } h_{0,3} = 0,023 \cdot F(T) \cdot G^{0,8} \cdot D_h^{-0,2} \frac{\text{KW}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Θερμοκρασία εισόδου συμπυκνώματος στην ζώνη ψύξης των υγρών $T_s = 245,1^\circ\text{C}$ και θερμοκρασία εξόδου $T_{c,7} = 232,1^\circ\text{C}$. Η μέση θερμοκρασία είναι $\frac{T_s + T_{c,7}}{2} = 238,6^\circ\text{C}$. Από τον πίνακα παίρνουμε με γραμμική παρεμβολή $F(T) = 0,645$ οπότε:

$$h_{0,3} = 0,023 \cdot 1000 \cdot 0,645 \cdot 221^{0,8} \cdot 0,018383^{-0,2} = 2476 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στην ζώνη ψύξης των υγρών δίνεται:

$$\frac{1}{U_3} = \frac{1}{h_{0,3}} + \frac{A_o \cdot \ln \left(\frac{A_o}{A_i} \right)}{2\pi k l_3} + \frac{A_o}{A_i \cdot h} + R_{ft}(t)$$

Για τις επικαθίσεις θα πάρουμε από την σχέση $R_f(t) = 8,806 \cdot 10^{-6} + 2,2 \cdot 10^{-6}t$ για $t=0$ $R_f(t) = 8,806 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$, καθώς οι υπολογισμοί μας αφορούν τις σχεδιαστικές τιμές του προθερμαντή

$$\frac{1}{U_3} = \frac{1}{2476} + \frac{0,00051 \cdot \ln \left(\frac{0,00051}{0,00027} \right)}{2 \cdot 3,14 \cdot 53,5 \cdot 3,5} + \frac{0,00051}{0,00027 \cdot 18803,50} + 8,806 \cdot 10^{-6} \Rightarrow U_3 = 1894 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Θερμικό καθήκον ζώνης ψύξης των υγρών:

$$Q_{\text{draincooling}} = m_s * (h_g - h_{c,7}) = 8,81 * (1061,5 - 999,80) = 543.577 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}$$

Μέση λογαριθμική θερμοκρασία ζώνης ψύξης υγρών:

$$\Delta T_{\text{LM3}} = \frac{(T_s - t_{ci}) - (T_o - t_i)}{\ln \left(\frac{T_s - t_{ci}}{T_o - t_i} \right)} = \frac{(245,1 - 223) - (232,1 - 221)}{\ln \left(\frac{245,1 - 223}{232,1 - 221} \right)} = 16,17^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{draincooling}} = U_3 * A_3 * \Delta T_{\text{LM3}} \Rightarrow A_3 = \frac{543.577 * 1000}{1894 * 16,17} = 17,74\text{m}^2 \approx 18\text{m}^2$$

Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας θα δοθεί από τον τύπο:

$$U = \frac{U_1 * A_1 * \Delta T_{\text{LM1}} + U_2 * A_2 * \Delta T_{\text{LM2}} + U_3 * A_3 * \Delta T_{\text{LM3}}}{A * \Delta T_{\text{LM}}}$$

$$\text{Με } A = A_1 + A_2 + A_3 = 562\text{m}^2$$

$$\Delta T_{\text{lm}} = \frac{(328 - 242,2) - (232,2 - 222,58)}{\ln \left(\frac{328 - 242,2}{232,2 - 222,58} \right)} = \frac{85,8 - 9,62}{\ln \left(\frac{85,8}{9,62} \right)} = 34,94^\circ\text{C}$$

οπότε :

$$U = \frac{621,31 * 120 * 28,57 + 3115,14 * 424 * 11,64 + 1894 * 18 * 16,17}{562 * 34,94} = 909,58 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

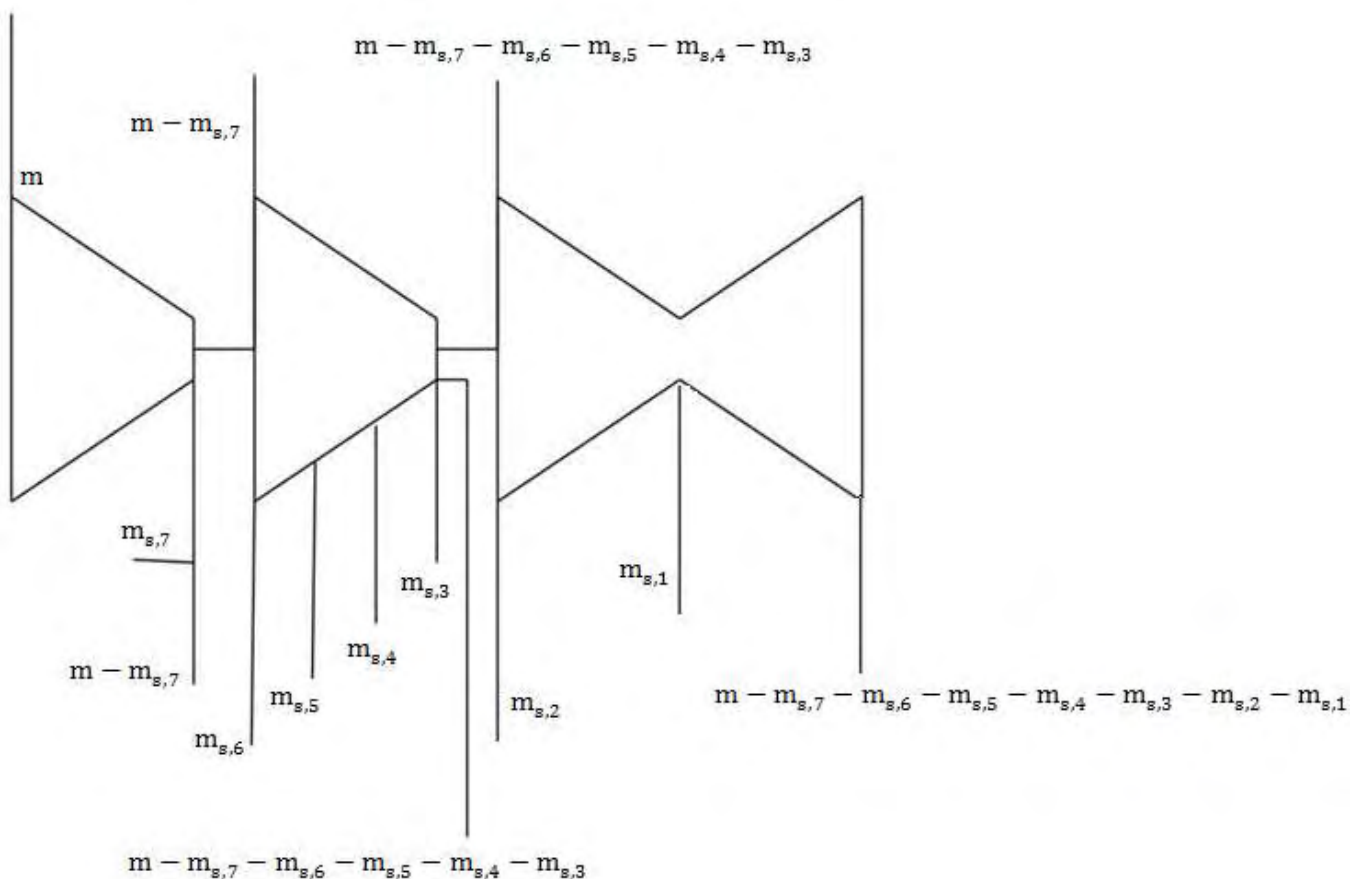
Κεφάλαιο 5 :Υπολογισμοί για συνθήκες εκτός σχεδιασμού

Θα εξετάσουμε την συμπεριφορά των προθερμαντών σε συνθήκες εκτός λειτουργίας, δηλαδή σε συνθήκες χαμηλότερες των 300MW στον ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ.

Θα βρούμε τη σχέση που συνδέει την παροχή του υπέρθερμου ατμού με το φορτίο των στροβίλων.

Στην (Εικόνα 35) παρατηρούμε το σύστημα των τριών στροβίλων (Υψηλής Πίεσης, Μέσης Πίεσης, Χαμηλής Πίεσης) μαζί με τις 7 απομαστεύσεις ($m_{s,7}, m_{s,6}, m_{s,5}, m_{s,4}, m_{s,3}, m_{s,2}, m_{s,1}$)

(Εικόνα 35)



Ισοζύγιο μάζας και ενέργειας γύρω από το σύστημα των τριών στροβίλων:

$$m * h - m_{s,7} * h_{s,7} - (m - m_{s,7}) * h_{s,7} + (m - m_{s,7}) * h_{reheat} - m_{s,6} * h_{s,6} - m_{s,5} * h_{s,5} - m_{s,4} * h_{s,4} - m_{s,3} * h_{s,3} - (m - m_{s,7} - m_{s,6} - m_{s,5} - m_{s,4} - m_{s,3}) * h_m + (m - m_{s,7} - m_{s,6} - m_{s,5} - m_{s,4} - m_{s,3}) * h_m - m_{s,2} * h_{s,2} - m_{s,1} * h_{s,1} - (m - m_{s,7} - m_{s,6} - m_{s,5} - m_{s,4} - m_{s,3} - m_{s,2} - m_{s,1}) * h_{out} = P \quad (1)$$

Θεωρούμε ότι όλες οι παροχές απομαστεύσεων είναι ίσες με το 4% της παροχής του τροφοδοτικού νερού.

Από δεδομένα του ΑΗΣ Καρδιάς, έχουμε ότι:

$$h = 3404 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{s,7} = 3077 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{\text{reheat}} = 3539 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{s,6} = 3442,648 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{s,5} = 3315 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{s,4} = 3306,35 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{s,3} = 2959,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{s,2} = 2757,128 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{s,1} = 2536,038 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{\text{out}} = 2330,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

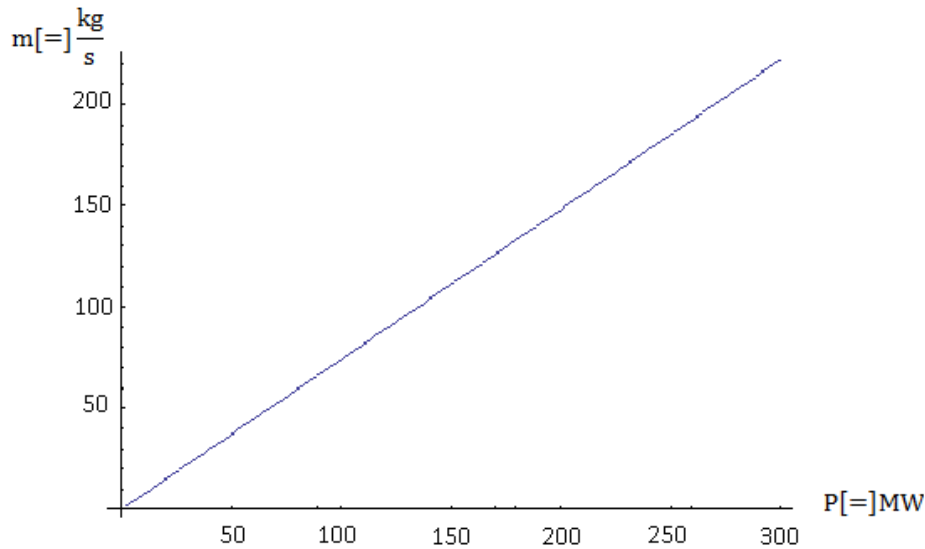
Με αντικατάσταση στην (1), παίρνουμε:

$$m * 3404 - 0,04 * 3077 * m - 0,96 * 3077 * m + 0,96 * 3539 * m - 0,04 * 3442,648 * m - 0,04 * 3315 * m - 0,04 * 3306,35 * m - 0,04 * 2959 * m - 0,04 * 2757 * m - 0,04 * 2536,038 * m - 0,72 * 2330,4 * m = P * 1000$$

Οποτέ προκύπτει η σχέση παροχής ατμού-φορτίου στροβίλων:

$$\mathbf{m = 0,76 * P(2)}$$

(Εικόνα 36)



Φορτίο(P[=]MW)	Παροχή(m[=] $\frac{kg}{s}$)
0	0
60	45,6
120	91,2
180	136,8
240	182,4
300	228

Ρύθμιση της ροής ατμού

Όπως αναφέραμε, στα χαμηλότερα φορτία των στροβίλων, η παροχή τροφοδοτικού νερού είναι μικρότερη. Είναι απαραίτητο, να προσαρμόζεται η ροή ατμού απομάστευσης στις νέες συνθήκες.

Η ροή συμπιεσμένων ρευστών, όπως ατμού και αερίων, επηρεάζεται από τις συνθήκες πίεσης, θερμοκρασίας και των φυσικών ιδιοτήτων των ρευστών. Γενική σχέση υπολογισμού της ροής δίνεται από την παρακάτω εξίσωση σε μονάδες (S.I):

$$m_s = \sqrt{\frac{144 * g * A^2 * \rho_1}{\left(f * \frac{L}{d} + 2 * \ln\left(\frac{p_1}{p_2}\right)\right)} * \left[\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1}\right]} \quad (3)$$

Όπου:

A: εσωτερική επιφάνεια γραμμής εξαγόμενου ατμού

f: συντελεστής Darcy

p_1, p_2 : πίεση στην είσοδο του σωλήνα της γραμμής εξαγόμενου ατμού και στην έξοδο αντίστοιχα

L: μήκος γραμμής εξαγόμενου ατμού

d: εξωτερική διάμετρος γραμμής εξαγόμενου ατμού

Σε περίπτωση αλλαγής των συθηκών λειτουργίας των στροβίλων περα από τις σχεδιαστικές τιμες, η νέα τιμή της πίεσης του ατμού απομάστευσης μπορεί να δοθεί από τον τύπο, που είναι γνωστός ως Stodola's Ellipse κατά τον οποίο:

$$\Phi = \frac{\dot{m} * \sqrt{T}}{p_i} = \text{σταθερό(4)}$$

Όπου:

Φ : Συντελεστής ροής μάζας

\dot{m} : Παροχή ατμού απομάστευσης

T: Θερμοκρασία ατμού απομάστευσης

p_i : πίεση ατμού απομάστευσης

Η εξίσωση (4) μπορεί να γραφτεί:

$$\frac{\dot{m}_1 * \sqrt{T_1}}{p_1} = \frac{\dot{m}_0 * \sqrt{T_0}}{p_0} \Rightarrow p_1 = p_0 * \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_0} * \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \quad (5)$$

όπου με τον δείκτη 1, συμβολίζεται η νέα κατάσταση λειτουργίας και με δείκτη 0, η κατάσταση αναφερόμενη στις σχεδιαστικές τιμές.

Από την εξίσωση (5), βγάζουμε το συμπέρασμα ότι $p_1 < p_0$, σε κάθε φορτίο μικρότερο των 300MW για τον ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ, αφού $\dot{m}_1 < \dot{m}_0$ και $T_1 < T_0$.

Συνεπώς, σε χαμηλότερα φορτία ισχύει $\rightarrow p_s \downarrow, m_s \downarrow, T_s \downarrow$

Η ροή του ατμού απομάστευσης, στην περίπτωση που η βαλβίδα στραγγαλισμού είναι ανοικτή, γίνεται αυτορυθμιζόμενα. Στην περίπτωση που η βαλβίδα στραγγαλισμού κλείνει, αυξάνεται η πτώση πίεσης μεταξύ του σημείου εξαγωγής ατμού απομάστευσης και του σημείου εισόδου του στον προθερμαντή. Η

παροχή ατμού απομάστευσης μικραίνει, η πίεση στην ζώνη συμπύκνωσης μικραίνει και επομένως πέφτει και η θερμοκρασία κορεσμού του ατμού.

Valve more closed $\rightarrow \Delta P \uparrow, P_s \downarrow, m_s \downarrow, T_s \downarrow$

5.1: Υπολογισμοί για τον προθερμαντή 7 υψηλής πίεσης του ΑΗΣ Καρδιάς

Θα επιχειρήσουμε να κάνουμε υπολογισμούς για τον προθερμαντή υψηλης

πιεσης 7 του ατμοηλεκτρικού σταθμού ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ, σε φορτίο 80%,
δηλαδή σε φορτίο 240 MW.

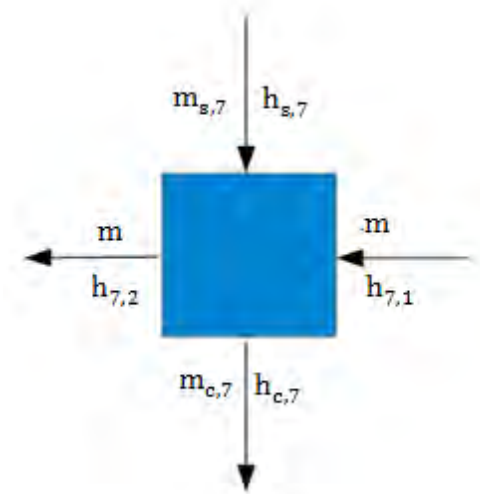
Σε αυτό το φορτίο οι γνωστοί παράμετροι είναι

από την σχέση (2) $m = 182,4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$.

Θεωρούμε ότι ο ατμός απομάστευσης ισούται με το 4% της παροχής
του τροφοδοτικού νερού, οπότε $m_s = 7,296 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$. Από τη σχέση (5) και

γνωρίζοντας από στοιχεία του ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ ότι η πίεση του υπέρθερμου ατμού απομάστευσης κατά την
είσοδο στον προθερμαντή υψηλής πίεσης 7 είναι $p_0 = 3,6618 \text{Mpa}$ και προσεγγιστικά ότι $\frac{T_1}{T_0} \rightarrow 1$,
βρίσκουμε ότι $p_1 = 2,98987 \text{Mpa}$, οπότε $T_s = 233,704^\circ\text{C}$. Επίσης, από δεδομένα του ΑΗΣ Καρδιάς,
παίρνουμε για τη θερμοκρασία του τροφοδοτικού νερού στην είσοδο του προθερμαντή υψηλής πίεσης
(7) $t_i = 214,1^\circ\text{C}$.

Εικόνα 37



Τροφοδοτικό νερό

t_{ci} : Θερμοκρασία τροφοδοτικού νερού κατά την
έξοδο από τη ζώνη ψύξης των υγρών

t_i : Θερμοκρασία τροφοδοτικού νερού κατά την είσοδο στον προθερμαντή

(Εικόνα 38)

t_{co} : θερμοκρασία εξόδου τροφοδοτικού νερού από τη ζώνη συμπυκνώσεως

t_{ci} : θερμοκρασία εισόδου τροφοδοτικού νερού στη ζώνη συμπυκνώσεως

t_o : θερμοκρασία εξόδου τροφοδοτικού νερού

t_{co} : θερμοκρασία εισόδου τροφοδοτικού νερού στη ζώνη αφυπερθερμάνσεως

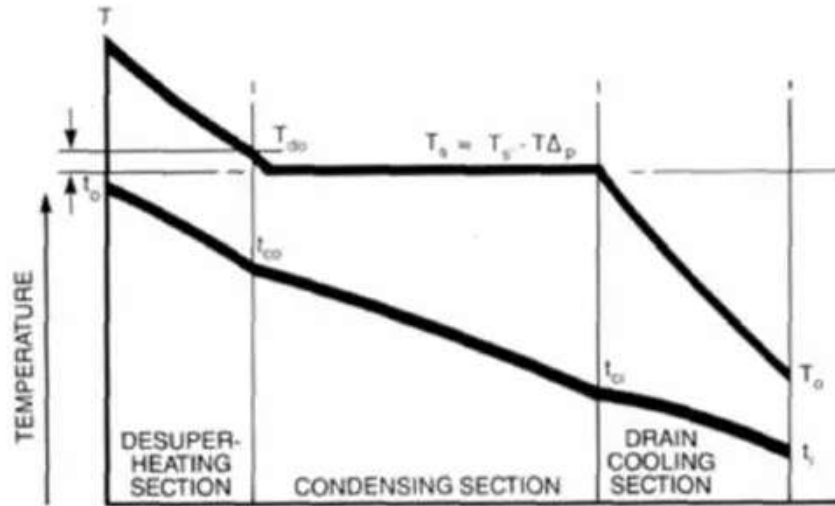
Ατμός απομάστευσης

T_s : θερμοκρασία κορεσμού ατμού

T_o : θερμοκρασία υπόψυκτου συμπυκνώματος κατά την έξοδο από τον εναλλάκτη

T : θερμοκρασία εισόδου υπέρθερμου ατμού

T_{do} : θερμοκρασία εξόδου ατμού από την ζώνη αφυπερθερμάνσεως



Υπολογισμοί

Ζώνη ψύξης των υγρών

Εφαρμόζουμε την μέθοδο ε-NTU στη ζώνη ψύξης των υγρών. Για αντιρροή, λαμβάνεται η παρακάτω σχέση:

$$\epsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - r)]}{1 - r * \exp[-NTU(1 - r)]} \quad (6)$$

$$\text{όπου } NTU = \frac{U * A}{C_{\min}} \text{ και } r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{m_s * cp_s}{m * cp}$$

C_{\min} και C_{\max} οι θερμοχωρητικότητες του υπόψυκτου συμπυκνώματος και του τροφοδοτικού νερού αντίστοιχα.

Στη ζώνη ψύξης των υγρών, έχουμε μεταφορά θερμότητας μεταξύ του υπόψυκτου συμπυκνώματος και του τροφοδοτικού νερού. Οπότε γενικά το cp_s και το cp έχουν ίδιες τιμές, όπως αναφέραμε το m_s είναι περίπου το 4% του m . Το r είναι της τάξης του 0,4. Ετσι, η εξίσωση (6) μπορεί να απλοποιηθεί και να γραφτεί:

$$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (7)$$

$$NTU = \frac{U * A}{m_s * cp_s} \quad (8)$$

Για τη ζώνη ψύξης των υγρών, η τιμή των αριθμών μονάδων μεταφοράς (NTU) εξαρτάται κυρίως από την παροχή του τροφοδοτικού νερού και την παροχή του ατμού απομάστευσης. Οπότε προκύπτει η σχέση:

$$NTU = C * m_s^{k_1} * m^{k_2} \quad (9). \text{ Όπου } C, k_1, k_2 \text{ σταθερές}$$

Αλλά για να ισχύει η εξίσωση (9), θα πρέπει να είναι διαστατικά ομοιογενείς.

Σύμφωνα με την διαστατική ανάλυση, έχουμε:

$$\frac{kg^{k_1}}{s} * \frac{kg^{k_2}}{s} = 1, \quad \text{οπότε θα πρέπει } k_1 = -k_2$$

$$\text{Συνεπώς, η εξίσωση (9) μπορεί να γραφτεί ως } NTU = C * \left(\frac{m_s}{m}\right)^{k_1} \quad (10)$$

Σύμφωνα με τη μελέτη των **Jian-qun Xu , Tao Yang , You-yuan Sun, Ke-yi Zhou , Yong-feng Shi [10]**

Προτάθηκε η χρησιμοποίηση της σχέσης:

$$NTU = -23,88 * \frac{m_s}{m} + 3,42 \quad (11)$$

Κάνοντας αντικατάσταση στην εξίσωση (11) και έχοντας θεωρήσει ότι η παροχή του ατμού απομάστευσης είναι ίση με το 4% της παροχής του τροφοδοτικού νερού, παίρνουμε ότι $NTU = 2,4688$. Οπότε αντικαθιστώντας στην εξίσωση (7) παίρνουμε ότι $\epsilon = 0,9153$

$$\begin{aligned} \text{Επίσης, από τον ορισμό της αποτελεσματικότητας } (\epsilon), \text{ έχουμε ότι } \epsilon &= \frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{m_s * cp_s * (T_s - T_o)}{m_s * cp_s * (T_s - t_i)} = \\ &= \frac{T_s - T_o}{T_s - t_i} \end{aligned}$$

$$\text{Οπότε προκύπτει } \frac{T_s - T_o}{T_s - t_i} = 0,9153 \quad \text{ή} \quad \frac{233,704 - T_o}{233,704 - 214,1} = 0,9153 \Rightarrow T_o = 215,76^\circ\text{C}$$

Στη ζώνη ψύξης των υγρών ισχύει:

$$Q_{\text{draincooiling}} = U_3 * A_3 * \Delta T_{LM3} \Leftrightarrow m_s * cp_s * (T_s - T_{od}) = U_3 * A_3 * \Delta T_{LM3} \quad (12)$$

Ενσωματώνοντας τον ορισμό του NTU στην εξίσωση (12) παίρνουμε: $T_s - T_{od} = NTU * \Delta T_{LM3}$ (13)

$$(13) \Rightarrow T_s - T_o = NTU * \frac{(T_s - T_o) - (t_{ci} - t_i)}{\ln\left(\frac{T_s - T_o}{t_{ci} - t_i}\right)} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow 233,704 - 215,76 = 2,4688 * \frac{(233,704 - 215,76) - (t_{ci} - 214,1)}{\ln\left(\frac{233,704 - 215,76}{t_{ci} - 214,1}\right)} \quad (14)$$

Λύνοντας τη μη γραμμική εξίσωση στο Mathematica, προκύπτει $t_{ci} = 216,102^\circ\text{C}$

Ζώνη συμπυκνώσεως

Λόγω της αλλαγής φάσης, η αποτελεσματικότητα (ε) μπορεί να γραφτεί ως :

$$\varepsilon = \frac{t_{co} - t_{ci}}{T_s - t_{ci}} = 1 - \exp(-NTU) \quad (15)$$

Η τιμή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (U_2) επηρεάζεται κυρίως από την παροχή του τροφοδοτικού νερού (m), από την πίεση του συμπυκνωμένου ατμού (p_1) και από το συντελεστή βαρύτητας (g). Οπότε: $U_2 = f(m, p_1, g)$

$$NTU = \frac{U_2 * A_2}{m * c_p} = f(m, p_1, g, A_2)$$

Μπορούμε να γράψουμε $NTU = c * m^{k_1} * p_1^{k_2} * A_2^{k_3} * g^{k_4}$ (16)

Προτείνεται από τους **Jian-qun Xu, Tao Yang, You-yuan Sun, Ke-yi Zhou, Yong-feng Shi**, [10] η χρησιμοποίηση της παρακάτω σχέσης, για την εύρεση του αριθμού μονάδων μεταφοράς (NTU) στη ζώνη συμπυκνώσεως:

$$NTU = 0,0064 * \frac{m}{p_1} + 0,9478(17)$$

Όπου:

$$m \text{ σε } \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$p_1 \text{ σε MPa}$$

$$\text{Αντικαθιστώντας στην εξίσωση (17) παίρνουμε } NTU = 0,0064 * \frac{182,4}{2,9897} + 0,9478 = 1,33$$

$$\text{Η εξίσωση (15) δίνει } \frac{t_{co} - 216,102}{233,704 - 216,102} = 1 - \exp(-1,33) \Rightarrow t_{co} = 228,95^\circ\text{C}$$

Ζώνη αφυπερθερμάνσεως

Εφαρμόζοντας το ισοζύγιο ενέργειας στη ζώνη αφυπερθερμάνσεως, παίρνουμε ότι:

$$m * cp * (t_o - t_{co}) = m_s * cp_s * (T - T_s) \Rightarrow t_o = \frac{m_s * cp_s}{m * cp} * (T - T_s) + t_{co}$$

$$t_o = 0,04 * \frac{2160}{4200} * (328 - 233) + 228,95 = 230,85^\circ\text{C}$$

Η τιμή της $TTD = T_s - t_o = 233 - 230,85 = 3,85^\circ\text{C}$, ενώ η τιμή της $DCA = T_o - t_i = 215,76 - 214,1 = 1,66^\circ\text{C}$

Συμφώνα με το διάγραμμα της **(Εικόνας 22)**, η στάθμη του υγρού που αντιστοιχεί στην τιμή της DCA είναι πολύ πιο μικρή από τις ασφαλές περιοχές. Αυτό σημαίνει ότι υπάρχει περίπτωση η στάθμη του υγρού να μεγαλώσει τόσο, ώστε να φτάσει να εισέλθει στην ζώνη αφυπερθερμάνσεως. Αυτό θα έχει ως συνέπεια, καθώς ο ατμός κινείται με μεγάλες ταχύτητες να χτυπήσει στο νερό και να δημιουργηθούν προβλήματα στους αυλούς. Σε αυτές τις περιπτώσεις, είναι εγκατεστημένα alarm, που ειδοποιούν όταν η στάθμη ξεπεράσει τα επιτρεπτά όρια και ανοίγουν τις παρακαμπτήριες (bypass), ώστε να πέσει η στάθμη.

Βιβλιογραφία

Ελληνική

- [1] Κωσταντίνος Γ.Πασπαλάς, *Εναλλάκτες Θερμότητας*, Εκδόσεις Τζιόλα
- [2] Βασίλης Μποντόζογλου, *Διδακτικές σημειώσεις μαθήματος Συσκευές Θερμικών Διεργασιών*, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών
- [3] Εμμανουήλ Κακαράς, *Θερμοηλεκτρικοί Σταθμοί*, εκδόσεις Φούντας
- [4] Ν.Παπαγεωργίου, Ε. Κακαράς, Κ.Γιαννάς, *Ασκήσεις ατμοπαραγωγών και θερμικών εγκαταστάσεων*, εκδόσεις Συμεών
- [5] Δημόσια Επιχείρηση Ηλεκτρισμού(ΔΕΗ) ΑΗΣ ΚΑΡΔΙΑΣ, *Προδιαγραφές συστημάτων προθερμαντών υψηλής και χαμηλής πίεσης*
- [6] Βασίλης Χατζηαθανασίου, *Σταθμοί παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας*, Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης
- [7] Νίκος Ανδρίτσος, *Σημειώσεις μαθήματος Ενέργεια και Περιβαλλον*, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Ξένα

- [8] IOANA OPRIȘ, SORINA COSTINAȘ, VICTOR CENUȘĂ, *Applied methods for Power plant calculations*, University POLITEHNICA of Bucarest
- [9] Rafa Marck Laskowki, *The application of the Buckingham Π theorem to modeling high pressure regenerative heat exchanger in off design operation*, Institute of Heat Engineering Warsaw University of technology
- [10] Jian-qun Xu, Tao Yang, You-yuan Sun, Ke-yi Zhou, Yong-feng Shi, *Research on varying condition characteristic of feedwater heater considering liquid level*, Applied Thermal Engineering ELSEVIER
- [11] Sadik Kakac, *Boilers, Evaporators and Condensers*, Wiley 1991
- [12] Peter O'Kelly, *Computer Stimulation of Thermal Plant Operation*, Springer 2013
- [13] P.K Nag, *Power Plant Engineering*, McGraw Hill 2007
- [14] Eduardo Cao, *Heat transfer in Process Engineering*, McGraw Hill
- [15] Mohamed A.Antar, Syed M.Zubair, *The impact of fouling on performance evaluation of multi-zone feedwater heaters*, Applied Thermal Engineering ELSEVIER

- [16] *Standards for Closed Feedwater Heaters*, seventh ed., Heat Exchanger Institute, Inc., OH, 2004.
- [17] V. Ganapathy, *Steam Plant Calculations Manual 2nd ed*, Marcel Dekker 1994
- [18] Shivaji Choudhury, *Feedwater Heaters in Thermal Power Plants*,
<http://www.slideshare.net/SHIVAJICHOUDHURY/feedwater-heaters-in-thermal-power-plants>
- [19] Power Engineering, *Heat Exchanger Technology :The Advantages*,
<http://www.powereng.com/articles/print/volume-112/issue-11/features/heat-exchanger-technology-the-advantages.html>
- [20] D.Q Kern, *Process Heat Transfer*, McGraw Hill 1965
- [21] Mario Alvarez-Fernandez, Luis de Portillo-Valdes, Cristina Alonso-Tristan, *Thermal analysis of closed feedwater heaters in nuclear power plants*, Applied Thermal Engineering ELSEVIER
- [22] Feedwater heating systems, <http://mda139.net/feedwaterheat/>, Modern Energetics
- [23] Matete Thakaso, *Development of a Performance-based High Pressure Feed-water Heater Model for Flownex SE*, University of Cape Town
- [24] Fillipo Coltzi, Stefano Petrucci, *Modeling On/Off-Design performance of solar power plants*, Politecnico di Milano
- [25] Henry Rusinowski, Grzegorz Szapajko, Wojeciech Stanek, *Hybrid model of the conventional power unit*, Mechanics Vol 27 No.3 2008
- [26] Philip Kiameh, *Power Generation Handbook*, McGraw Hill
- [27] Electric Power Research Institute (ERPI), *Nuclear Plant Feedwater Heater Handbook Volume 1*
- [28] P M V Subbaro, *Heat exchangers*: http://web.iitd.ac.in/~pmvs/course_mel709.php, University I.I.T Delhi
- [29] Event Woodruff, Herbert Lammers, Thomas Lammers, *Steam Plant Operation 8th edition*, McGrawHill, 2004
- [30] Heat Exchange Institute (HEI), *Basics of closed feedwater heaters*, Tech Sheet #127
- [31] Stanley Yokell, Michael C. Capatano, Eric Svensson, *Closed Feedwater Heaters for Power Generation*, McGrawHill
- [32] A.K Raja, Amit Prakash Srivastava, Manish Dwivedi, *Power Plant Engineering*, New age
- [33] Birute Bunkute, *Regenerative Steam Cycle*, KTH 2004
- [34] Robert W. Serth, Thomas G. Lestina, *Process Heat Transfer*, ELSEVIER
- [35] Heat Exchange Institute (HEI), *Standards for Power Plant Heat Exchanger*, Fourth Edition

- [36] R. Mukherjee, *Practical Thermal Design of shell and tube heat exchangers*, Editor G.F Hewitt
- [37] Jovan Mitrovic, *Heat Exchanger-Basics Design Applications*
- [38] Kuppan Thulukkaham, *Heat Exchanger Handbook*, Founding Editor: L.L Faulkne
- [39] T. Barszcz and P. Czop, "A feedwater heater model intended for model-based diagnostics," Ossa, 2010
- [40] R. Laskowski and K. Wawrzykb, *Comparison of two simple mathematical models for feedwater heaters*, vol. 91, no. 1, 2011
- [41] Y. Cengel and M. Boles, *Thermodynamics: an Engineering approach*, McGrawHill 2006
- [42] I. Hussaini, S. Zubair and A. M, *Area allocation in multi-zone feedwater heaters*, ELSEVIER