



# **ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ**

**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΑΣ**

**ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ:**

**Μοντελοποίηση και τεchnικοοικονομική βελτιστοποίηση βιομηχανικής  
μονάδας παραγωγής ατμού.**

**Εκπονητής: Λεωνίδας Λιόντος**

**Τριμελής Συμβουλευτική Επιτροπή :**

**Επιβλέπων :** **Αναστάσιος Γ. Σταμάτης**, Επίκουρος καθηγητής Εφαρμοσμένης  
θερμοδυναμικής-Θερμικών σταθμών.

**Μέλη:** **Νικόλαος Ανδρίτσος**, Αναπληρωτής καθηγητής Πειραματικών  
φαινομένων μεταφοράς.

**Ερρίκος Σταπουντζής**, Αναπληρωτής καθηγητής Μηχανικής Ρευστών  
, Μηχανικής Συμπιεστών και Ασυμπιεστων ρευστών, Εφαρμοσμένης  
Υδροδυναμικής, Θεωρίας και κατασκευής δυναμικών μηχανών.

## Πρόλογος

Με την ολοκλήρωση της παρούσας διπλωματικής εργασίας, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Επίκουρο καθηγητή Εφαρμοσμένης θερμοδυναμικής–Θερμικών σταθμών, κ. Αναστάσιο Σταμάτη για την πολύτιμη συνεργασία και καθοδήγηση που μου προσέφερε σε όλη την διάρκεια της εκπόνησης της εργασίας μου.

Θερμές ευχαριστίες επίσης, στα μέλη της συμβουλευτικής επιτροπής κ. Νικόλαο Ανδρίτσο και κ. Ερρίκο Σταπουντζή όπως και σε όλους τους διδάσκοντες του Προγράμματος Μεταπτυχιακών σπουδών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών και την γραμματέα κα. Ελεάνα Παππά για την άψογη συνεργασία κατά την διάρκεια των μεταπτυχιακών μου σπουδών.

Βόλος, Οκτώβριος 2010

Λεωνίδας Λιόντος

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1.	ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΚΑΙ ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ	8
2.	ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΕΛΕΤΩΜΕΝΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ	10
2.1	Εξυπηρετούμενος σκοπός	10
2.2	Περιγραφή λειτουργίας συσκευών συστήματος	11
2.2.1	Ατμολέβητας	11
2.2.2	Διανομέας	13
2.2.3	Συσκευές κατανάλωσης	14
2.2.3.1	Πλακοειδείς εναλλάκτες	14
2.2.3.2	Συσκευές ανάμειξης	15
2.2.3.3	Φούρνου ατμού	16
2.2.4	Δοχείο συμπυκνωμάτων	17
2.2.5	Δοχείο συμπλήρωσης νερού	18
2.2.6	Δοχείο κορεσμού νερού τροφοδοσίας	19
2.2.7	Δοχείο απαερίωσης	20
2.3	Λοιπά λειτουργικά χαρακτηριστικά συστήματος	21
3.	ΤΕΧΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΕΛΕΤΩΜΕΝΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ	22
3.1	Τεχνικά χαρακτηριστικά	22
3.2	Τεχνικά στοιχεία συσκευών συστήματος	22
3.2.1	Ατμολέβητας	22
3.2.2	Διανομέας	23
3.2.3	Συσκευές κατανάλωσης	23

3.2.3.1	Πλακοειδείς εναλλάκτες	23
3.2.3.2	Συσκευές ανάμειξης	24
3.2.3.3	Φούρνου ατμού	24
3.2.4	Δοχείο συμπυκνωμάτων	25
3.2.5	Δοχείο συμπλήρωσης νερού	26
3.2.6	Δοχείο κορεσμού νερού τροφοδοσίας	26
3.2.7	Δοχείο απαερίωσης	27
<b>3.3</b>	<b>Λοιπά τεχνικά χαρακτηριστικά</b>	<b>27</b>
<b>4.</b>	<b>ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΚΑΙ ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ</b>	<b>29</b>
<b>4.1</b>	<b>Τρόπος μελέτης</b>	<b>29</b>
4.1.1	Παρουσίαση λογισμικού EES	29
4.1.2	Δομή συστήματος εξισώσεων	31
<b>4.2</b>	<b>Μεταβλητές απόφασης και παράμετροι συστήματος στις θέσεις μελέτης</b>	<b>32</b>
4.2.1	Συνθήκες αναφοράς	32
4.2.2	Θέση 1-είσοδος φυσικού αερίου στον καυστήρα	32
4.2.3	Θέση 2 -είσοδος αέρα στον καυστήρα	32
4.2.4	Θέση 3 -έξοδος καυσαερίων στην ατμόσφαιρα	33
4.2.5	Θέση 4 -έξοδος ατμού από λέβητα	33
4.2.6	Θέση 5 -παροχή ατμού στο συλλέκτη	33
4.2.7	Θέση 5c -συμπύκνωμα στον συλλέκτη	33
4.2.8	Θέση 5D -ατμός στον συλλέκτη	33
4.2.9	Θέση 6 -έξοδος ατμού προς καταναλώσεις	34

4.2.10	Θέση 6 phe –παροχή ατμού προς εναλλάκτες	34
4.2.11	Θέση 6 c -συμπύκνωμα από εναλλάκτες	34
4.2.12	Θέση 6 mix -παροχή ατμού προς μονάδες ανάμειξης	34
4.2.13	Θέση 6 inj -παροχή ατμού προς μονάδες ψεκασμού	35
4.2.14	Θέση 7 -συμπύκνωμα προς δοχείο συμπυκνωμάτων	35
4.2.15	Θέση 7D -δευτ/νής ατμός στο δοχείο συμπυκνωμάτων	35
4.2.16	Θέση 7c -συμπύκνωμα στο δοχείο συμπυκνωμάτων	35
4.2.17	Θέση 8 -νερό προς δοχείο κορεσμού	35
4.2.18	Θέση 9 -παροχή ατμού δοχείου κορεσμού	36
4.2.19	Θέση 10 -νερό προς απαεριωτή	36
4.2.20	Θέση 11 -δευτερογενής ατμός στον απαεριωτή	36
4.2.21	Θέση 12 / 12feed- συμπύκνωμα στον απαεριωτή	37
4.2.22	Θέση 13 -απομάστευση λέβητα	37
4.2.23	Θέση 14 -προσθήκη νερού συμπλήρωσης	37
<b>4.3</b>	<b>Συγκεντρωτικοί πίνακες μεταβλητών</b>	<b>38</b>
<b>4.4</b>	<b>Εξισώσεις ενεργειακής και εξεργειακής ανάλυσης</b>	<b>42</b>
4.4.1	Θέση 1 –είσοδος φυσικού αερίου στον καυστήρα	42
4.4.2	Θέση 2- είσοδος αέρα στον καυστήρα	44
4.4.3	Θέση 3-έξοδος καυσαερίων προς την ατμόσφαιρα	46
4.4.4	Εξισώσεις υπολογισμού μεγεθών κορεσμένου ατμού	48
4.4.5	Εξισώσεις υπολογισμού μεγεθών κορεσμένου συμπυκνώματος και νερού	50
4.4.6	Εξισώσεις υπολογισμού μεγεθών αέρα	53

4.4.7	Υπολογισμός απωλειών θερμότητας	55
<b>4.5</b>	<b>Εξισώσεις οξείδωσης φυσικού αερίου</b>	<b>57</b>
<b>4.6</b>	<b>Ισοζύγια ενεργειακής και εξεργειακής ανάλυσης</b>	<b>58</b>
4.6.1	Ισοζύγια στον καυστήρα	58
4.6.2	Ισοζυγια στον λέβητα	60
4.6.3	Ισοζύγια διακλαδωσης 4-5-9	61
4.6.4	Ισοζύγια διανομέα ατμού	61
4.6.5	Ισοζύγια δεξαμενής επιστροφής συμπυκνωμάτων	62
4.6.6	Ισοζυγια δεξαμενής συμπλήρωσης νερού	64
4.6.7	Ισοζύγια δεξαμενής κορεσμού συμπυκνωματος	65
4.6.8	Ισοζύγια δεξαμενής απαερίωσης	66
4.6.9	Ισοζύγια πλακοειδών εναλλακτών	67
4.6.10	Ισοζύγια συσκευών ανάμειξης	68
4.6.11	Ισοζύγια φουρνων ατμού	69
4.6.12	Συνολικοί βαθμοί απόδοσης συστήματος	70
<b>5</b>	<b>ΘΕΡΜΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ</b>	<b>71</b>
<b>5.1</b>	<b>Τρόπος μελέτης</b>	<b>71</b>
<b>5.2</b>	<b>Υπολογισμοί κόστους λειτουργίας</b>	<b>71</b>
5.2.1	Κόστος καυσίμου	71
5.2.2	Κόστος παροχής αέρα	72
5.2.3	Κόστος παροχης νερού	72
5.2.4	Κόστος ανακυκλοφορίας νερού	72

5.2.5	Κόστος ατμού και συμπυκνώματος	72
5.3	Ισοζύγια κόστους	73
5.3.1	Ροές κόστους στον καυστήρα	73
5.3.2	Ροές κόστους στον λέβητα	73
5.3.3	Ροές κόστους στο δοχείο συμπυκνωμάτων	73
6	ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΝΑΛΥΣΗΣ	74
6.1	Συγκεντρωτικοί πίνακες αποτελεσμάτων	74
6.2	Πορίσματα ενεργειακής ανάλυσης	82
6.3	Πορίσματα εξεργειακής ανάλυσης	87
6.4	Πορίσματα θερμοοικονομικής ανάλυσης	90
7	ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ	93
7.1	Ανάλυση επιρροής της θερμοκρασίας καυσαερίων	93
7.2	Ανάλυση επιρροής της πίεσης λειτουργίας λέβητα PRE[4]	94
7.3	Ανάλυση επιρροής της πίεσης του δοχείου συμπυκνωμάτων PRE[7]	97
7.4	Ανάλυση επιρροής της πίεσης κορεσμού συμπυκνωμάτων PRE[9]	99
8	ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ	101
8.1	Βελτιστοποίηση με τρεις ανεξάρτητες μεταβλητές	102
8.2	Βελτιστοποίηση με δύο ανεξάρτητες μεταβλητές	102
8.3	Αποτελέσματα βελτιστοποίησης	103
9	ΣΥΝΟΨΗ ΚΑΙ ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	106
10	ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ	109
11	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	112

## 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΚΑΙ ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Η αυξημένη ενεργειακή κατανάλωση των σύγχρονων βιομηχανικών μονάδων σε συνδυασμό με την διαχρονική ανάγκη περιορισμού του κόστους λειτουργίας και αύξησης της παραγωγικότητας, καθιστούν επιτακτική την εις βάθος διερεύνηση των λειτουργικών χαρακτηριστικών και τον προσδιορισμό της απόδοσης όλων των εγκαταστάσεων οι οποίες παράγουν ή καταναλώνουν, μετατρέπουν και γενικότερα διαχειρίζονται ενεργεια.

Για τις ενεργειακές μετατροπές, και ειδικότερα την μετατροπή, μεταφορά και απόδοση της θερμότητας, είναι απαραίτητη η ύπαρξη ενός φορέα ενεργειας. Λόγω της δυνατότητας αποθηκευσης μεγάλης ποσότητας ενέργειας, την ευκολία μεταφοράς σε μεγάλες αποστάσεις και την δυνατότητα απόδοσής της υπο σταθερή θερμοκρασία και με μεγάλο συντελεστή μεταφορά θερμότητας, ευρύτατα χρησιμοποιούμενος φορέας ενέργειας είναι ο υδρατμός.

Οι εγκαταστάσεις ατμοπαραγωγών και κυκλωμάτων ατμού είναι ευρύτατα διαδεδομένες σε όλο το φάσμα των βιομηχανικών μονάδων και εξυπηρετούν είτε την μεταφορά και απόδοση θερμότητας, είτε την παραγωγή έργου. Ο σχεδιασμός και η ανάλυση της λειτουργίας τους προϋποθέτει την ύπαρξη καλής θεωρητικής γνώσης, για την κατανόηση των διεργασιών που λαμβάνουν χώρα κατά την λειτουργία τους.

Ο προσδιορισμός της απόδοσης των ατμοπαραγωγών και των απωλείων κατά την λειτουργία τους όπως και η διερεύνηση των παραμέτρων οι οποίες τις διαμορφώνουν είναι ιδιαίτερα σημαντικός στα πλαίσια της προσπάθειας των μηχανικών για βελτίωση της αποδοτικότητας και της παραγωγικότητας των βιομηχανικών μονάδων, και της βέλτιστης αξιοποίησης των ηλεκτομηχανολογικών εγκαταστάσεων.

Η ανάπτυξη σύγχρονων λογισμικών αριθμητικής επίλυσης συστημάτων εξισώσεων, δίνει ένα ιδιαίτερα αξιολογο εργαλείο στα χέρια των μελετητών, παρέχοντας την δυνατότητα προσομοίωσης θερμοδυναμικών διεργασιών και μελέτης των θερμοδυναμικών παραμέτρων που τις επηρεάζουν , και κατ'επέκταση ολοκληρων εγκαταστάσεων μετατροπής ενεργειας.

Μελετητές έχουν δημοσιευσει μελέτες θερμοδυναμικών συστημάτων, είτε προσομοιώνοντας ολόκληρες βιομηχανικές εγκαταστασεις, προτείνοντας τρόπους προσεγγισης και ανάλυσης της λειτουργίας τους, είτε εξειδικεύοντας την ανάλυση τους σε συγκεκριμένες συσκευές κυκλωμάτων ατμοπαραγωγής. Παραδείγματα αυτών είναι οι δημοσιεύσεις (13),(14),(15),και(16) που αναφέρονται στην βιβλιογραφία.



Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη, ο προσδιορισμός των λειτουργικών χαρακτηριστικών και της απόδοσης ενός ολοκληρωμένου κυκλώματος ατμοπαραγωγής. Προκειται βιομηχανική εγκατάσταση παραγωγής κορεσμένου ατμού με εστία καύσης φυσικού αερίου που βρίσκεται εγκατεστημένη σε βιομηχανική μονάδα. Η προσεγγίση που επιχειρείται, επικεντρώνεται όχι τόσο στα ιδιαίτερα κατασκευαστικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά των διακεκριμένων συσκευών που αποτελούν το κύκλωμα ατμού, όσο στην θεώρησή του ως λειτουργικό σύνολο.

Στόχοι της παρούσας εργασίας είναι η τεχνική και λειτουργική προσομοίωση του κυκλώματος ατμού και η εξαγωγή των κατάλληλων μεγεθών με βάση τα οποία είναι δυνατή η αξιολόγηση της αποδοτικότητάς του. Επιπλέον θα επιχειρηθεί η ανάλυση των παραγόντων που διαμορφώνουν την συνολική απόδοση του συστήματος και η διερεύνηση της επιρροής σε αυτήν συγκεκριμένων μακροσκοπικών λειτουργικών παραμέτρων. Απώτερο στόχο αποτελεί η εξαγωγή συμπερασμάτων και προτάσεων στην κατεύθυνση της αποδοτικότερης λειτουργίας του κυκλώματος ατμού, καθώς και ο εντοπισμός πεδίων περαιτέρω έρευνας.

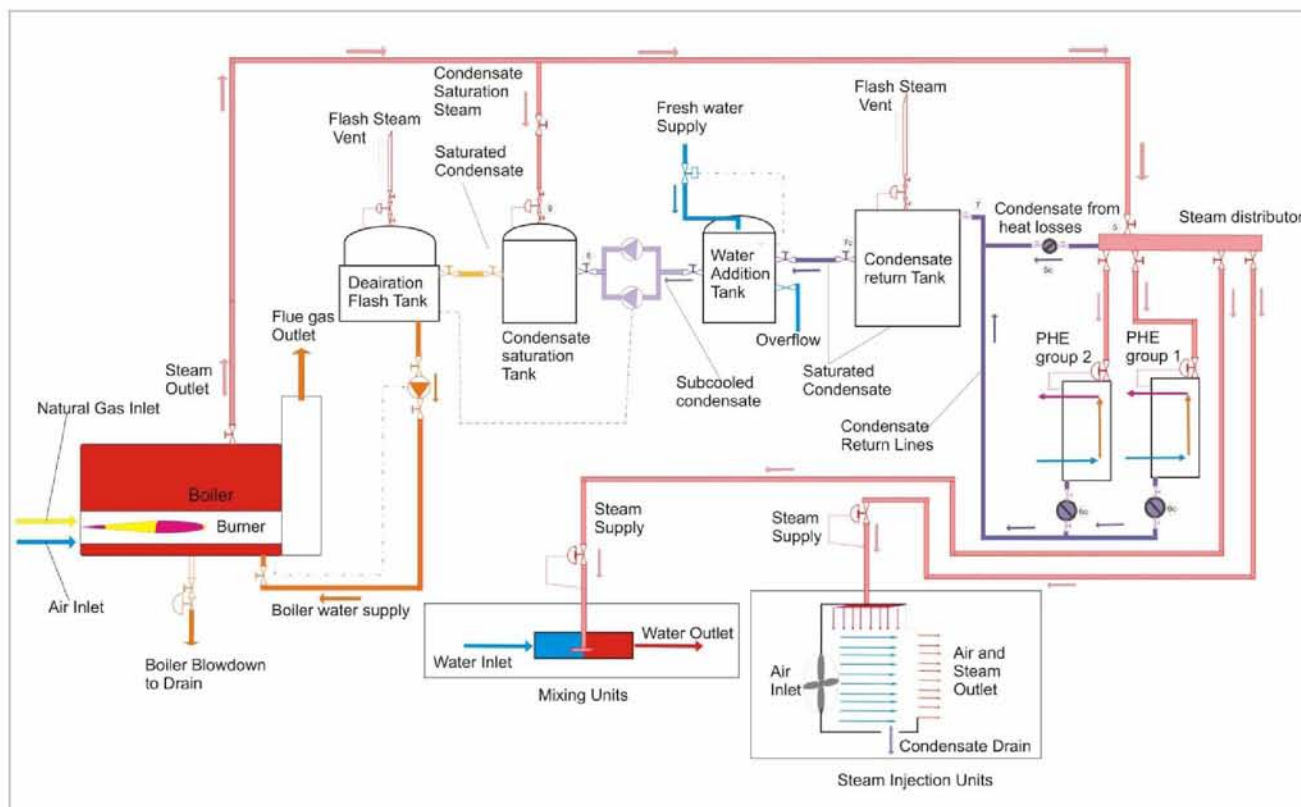
## 2. ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΕΛΕΤΩΜΕΝΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

### 2.1 Εξυπηρετούμενος σκοπός

Η εγκατάσταση που πρόκειται να μελετηθεί στα πλαίσια της παρούσας εργασίας είναι μια μονάδα παραγωγής κορεσμένου ατμού με καύση φυσικού αερίου. Σκοπός της λειτουργίας της είναι η εξυπηρέτηση συγκεκριμένων ενεργειακών αναγκών της βιομηχανικής μονάδας που προκύπτουν κυρίως στην παραγωγική της διαδικασία.

Η εγκατάσταση, σαν ολοκληρωμένο σύνολο, περιλαμβάνει εκτός του ατμοπαραγωγού ένα σύνολο δοχείων, δεξαμενών και διατάξεων που εξασφαλίζουν την αξιόπιστη, ασφαλή και αποδοτική λειτουργία της.

Στο σχήμα 1 παριστάνεται το λειτουργικό διάγραμμα της μονάδας, όπου εμφανίζονται σχηματικά όλα τα επιμέρους στοιχεία που την αποτελούν.

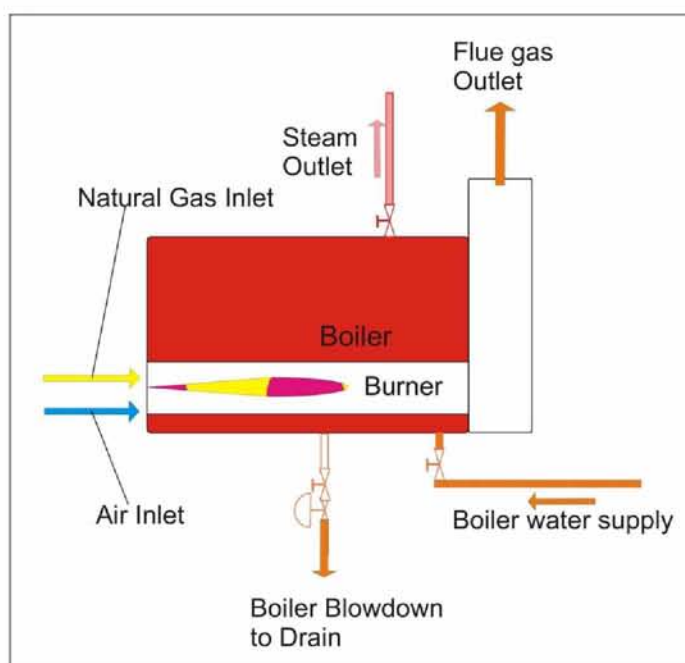


Σχήμα 1: Λειτουργική διάταξη εγκατάστασης

## 2.2 Περιγραφή λειτουργίας συσκευών συστήματος

### 2.2.1 Ατμολέβητας

Ο ατμολέβητας βρίσκεται εγκατεστημένος στο λεβητοστάσιο της βιομηχανικής μονάδας. Σε αυτή την συσκευή πραγματοποιείται η πρωτογενής παραγωγή θερμότητας, με καύση φυσικού αερίου και η μετάδοση αυτής, μέσω επιφανειών εναλλαγής, στο νερό για την παραγωγή ατμού.



Σχήμα 2: Λειτουργικό διάγραμμα ατμολέβητα

Ο καυστήρας της διάταξης αναρροφά ατμοσφαιρικό αέρα από τον χώρο του λεβητοστασίου μέσω φυγοκεντρικού ανεμιστήρα μεγάλης ισχύος και τον οδηγεί στον θάλαμο καύσης, μέσω διαφραγμάτων ρυθμιζόμενης θέσης που στραγγαλίζουν αναλόγως την παροχή του. Το φυσικό αέριο παρέχεται στην εγκατάσταση μέσω σωληνώσεων και οδηγείται στον θάλαμο καύσης, διερχόμενο πρώτα από φίλτρα και σταθμό μείωσης πίεσης. Στην είσοδο του θαλάμου καύσης βρίσκεται στραγγαλιστική αναλογική βαλβίδα που ρυθμίζει την παροχή του φυσικού αερίου, το οποίο κατόπιν οδηγείται στον διασκορπιστήρα όπου και αναμειγνύεται με τον εισερχόμενο αέρα.

Η διάταξη έχει δέκα διαβαθμίσεις ισχύος, που αντιστοιχούν αναλογικά σε διαφορετικές θέσεις των διατάξεων στραγγαλισμού αέρα και φυσικού αερίου. Η ρύθμιση του λόγου αέρα του καυστήρα σε κάθε ένα από τα επίπεδα ισχύος πραγματοποιείται μέσω της ρύθμισης της σχετικής θέσης των διατάξεων στραγγαλισμού και είναι αρκετά ακριβής.

Η καύση λαμβάνει χώρα στον φλογοθάλαμο που είναι η πρωτεύουσα επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας και καταλαμβάνει όλο το μήκος της διάταξης του ατμολέβητα. Τα καυσαέρια πραγματοποιούν συνολικά τρεις διαδρομές μέσα στο σώμα του λέβητα. Στο τέλος της πρώτης διαδρομής τους μέσα στο φλογοθάλαμο αναστρέφουν την ροή τους πάνω σε πυρίμαχες επιφάνειες και οδηγούνται σε αυλούς. Η αυλοί διατρέχουν το σώμα του λέβητα από το ένα άκρο ως το άλλο όπου και πραγματοποιείται η δεύτερη αναστροφή των καυσαερίων. Με την δεύτερη αναστροφή τα καυσαέρια μέσω αυλών διατρέχουν για τρίτη φορά το σώμα του λέβητα και οδηγούνται τελικά στην καπνοδόχο όπου και απορρίπτονται στο περιβάλλον με φυσικό ελκυσμό.

Ο βρασμός και η παραγωγή κορεσμένου ατμού πραγματοποιούνται στο ατμοθάλαμο του λέβητα με απευθείας μετάδοση θερμότητας στο νερό από τις θερμαντικές επιφάνειες του φλογοθαλάμου και των αυλών, με αγωγή, συναγωγή και ακτινοβολία, ενώ το μίγμα ατμού-νερού βράζει υπό σταθερή πίεση. Ο ατμός εξέρχεται από την κεντρική δικλείδα του λέβητα και ρέει προς τον διανομέα ατμού κατανάλωσης.

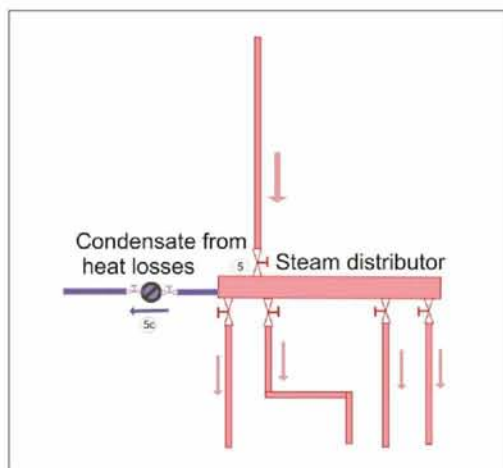
Στον πυθμένα του ατμολέβητα βρίσκεται τοποθετημένη κατάλληλη σωληνωτή διάταξη με αυτόματη βαλβίδα απόφραξης (στρατσώνα πυθμένα), η οποία είναι χρονικά προγραμματιζόμενη και ανοίγει σε τακτά χρονικά διαστήματα, αποχετεύοντας ποσότητες κορεσμένου νερού. Παρόμοια διάταξη βρίσκεται τοποθετημένη στο ύψος της ελεύθερης επιφάνειας του νερού στον ατμολέβητα και φέρει αναλογική ρυθμιζόμενη βαλβίδα (στρατσώνα επιφανείας), η οποία απομακρύνει συνεχώς ποσότητες κορεσμένου νερού προς την αποχέτευση. Σκοπός της λειτουργίας των παραπάνω διατάξεων είναι η απομάκρυνση ακαθαρσιών από το νερό και η διατήρηση των φυσικών χαρακτηριστικών του (αγωγιμότητα, pH) σε επιθυμητά επίπεδα, με στόχο την προστασία των βρεχόμενων επιφανειών του λέβητα από την διάβρωση και την εναπόθεση αλάτων.

Η ποσότητα του απορριπτόμενου νερού εξαρτάται από την ποιότητα και την ποσότητα του εισερχόμενου νερού τροφοδοσίας του ατμολέβητα. Συνήθως υπολογίζεται ως ποσοστό της ατμοπαραγωγής και προσδιορίζεται πρακτικά μέσω αναλύσεων δειγμάτων νερού.

Η συσκευή του ατμολέβητα είναι πλήρως αυτοματοποιημένη μέσω βιομηχανικού υπολογιστή (PLC). Μέσω αισθητηρίων πίεσης παρακολουθείται η διακύμανση της πίεσης μέσα στο δοχείο και ρυθμίζεται αντίστοιχα η παρεχόμενη ισχύς από τον καυστήρα. Αυτόματα πραγματοποιείται επίσης η συμπλήρωση του λέβητα με νερό από τον απαιρειωτή και η λειτουργία του στρατσωνισμού. Υπάρχουν τόσο ηλεκτρονικές όσο και μηχανικές διατάξεις ασφαλείας που προστατεύουν το δοχείο από πιθανή υπερπίεση ή έλλειψη νερού τροφοδοσίας.

### 2.2.2 Διανομέας

Από την έξοδο του ατμολέβητα στο λεβητοστάσιο, ο ατμός οδηγείται μέσω σωληνώσεων μεγάλης διατομής σε κεντρικό διανομέα στο χώρο των καταναλώσεων.



Σχήμα 3: Λειτουργικό διάγραμμα διανομέα ατμού.

Στη διάταξη του διανομέα βρίσκεται τοποθετημένος φυγοκεντρικός διαχωριστής. Σκοπός του είναι ο μηχανικός διαχωρισμός του ξηρού ατμού από το παραχθέν, λόγω των αναπόφευκτων απωλειών θερμότητας, συμπύκνωμα κατά την διαδρομή του ατμού μέχρι εκεί. Στόχος η παροχή κατά το δυνατόν ξηρού κορεσμένου ατμού στις καταναλώσεις, και η μη επιβάρυνση του δικτύου από αυτό το σημείο και μετά, καθώς και των συσκευών κατανάλωσης ατμού, με μεγάλες ποσότητες συμπυκνώματος. Το συμπύκνωμα συλλέγεται στον πυθμένα του διαχωριστή όπου βρίσκεται εγκατεστημένη ατμοπαγίδα μεγάλης παροχής, μέσω της οποίας το κορεσμένο υγρό εκτονώνεται σε γραμμή επιστροφής, η οποία οδηγεί στο δοχείο συλλογής συμπυκνώματος. Η ροή του ρευστού εξασφαλίζεται από την διαθέσιμη υπερπίεση μεταξύ διανομέα και δοχείου συμπυκνωμάτων.

Σημειώνεται ότι το συμπύκνωμα δεν διαθέτει λανθάνουσα θερμότητα για να αποδώσει στο φορτίο, έχει χαμηλότερο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας σε σχέση με τον ατμό, είναι διαβρωτικό για το χαλύβδινο δίκτυο των σωληνώσεων ενώ παράλληλα προκαλεί φθορές και υδραυλικά πλήγματα σε βαλβίδες, μειωτές πίεσης και γενικά όλα τα όργανα του δικτύου.

Ο ξηρός κορεσμένος ατμός οδηγείται κατόπιν σε συλλέκτη, από τον οποίο ξεκινούν οι ξεχωριστές γραμμές ατμού που οδηγούν στις θέσεις των συσκευών κατανάλωσης.



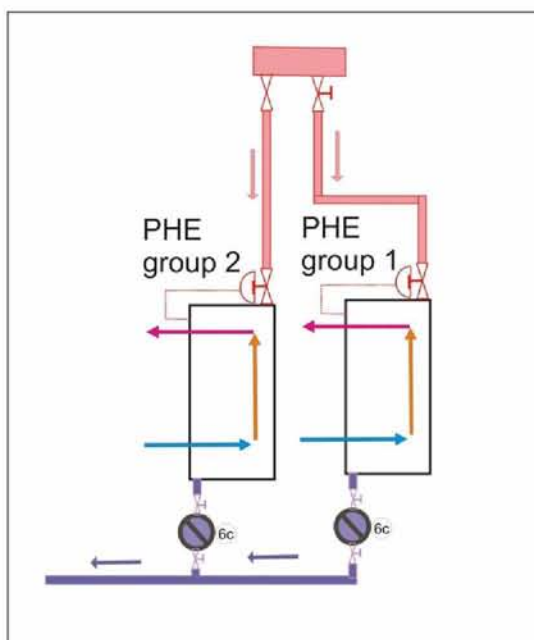
### 2.2.3 Συσκευές κατανάλωσης

Οι κύριες καταναλώσεις ατμού της βιομηχανικής μονάδας, εντοπίζονται σε τριών ειδών διεργασίες μετάδοσης θερμότητας. Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, κάθε μια από τις παραπάνω διεργασίες αντιπροσωπεύεται από μια διακριτή συσκευή διεργασίας.

Η δυναμικότητα κάθε συσκευής ισούται με την συνολική δυναμικότητα των συσκευών ίδιου τύπου που βρίσκονται εγκατεστημένες στην βιομηχανική μονάδα. Τα χαρακτηριστικά της είναι κατά το δυνατόν τα χαρακτηριστικά των συσκευών τις οποίες αντιπροσωπεύει.

#### 2.2.3.1 Πλακοειδείς εναλλάκτες

Η κυριότερη από πλευράς δυναμικότητας κατανάλωση ατμού της βιομηχανικής μονάδας εντοπίζεται σε εναλλάκτες ατμού-νερού.



Σχήμα 4 :Εναλλάκτες θερμότητας.

Πρόκειται για ανοξείδωτους πλακοειδείς εναλλάκτες τυρβώδους ροής, σε διάταξη αντιρροής των ρευστών εναλλαγής θερμότητας. Στην μια πλευρά των πλακών των εναλλακτών συμπυκνώνεται ατμός υπό σταθερή πίεση, αποδίδοντας την λανθάνουσα θερμότητά του, ενώ στην άλλη πλευρά των πλακών παραλαμβάνει θερμότητα νερό που βρίσκεται σε συνεχή ανακυκλοφορία κλειστού κυκλώματος με την βοήθεια αντλίας ανακυκλοφορίας. Το νερό αποδίδει την παραλειφθείσα θερμότητα σε άλλες συσκευές διεργασίας της παραγωγικής διαδικασίας.

Η πίεση στην πλευρά του ατμού παραμένει σταθερή, ρυθμίζοντας την παροχή με την χρήση οργάνου μείωσης πίεσης και αποφρακτικής βαλβίδας. Οι ροές του νερού ανακυκλοφορίας καθορίζονται μέσω αυξομείωσης των στροφών των αντλιών ανακυκλοφορίας (χρήση inverter) και στραγγαλιστικές βαλβίδες και είναι αυτές που καθορίζουν το θερμικό φορτίο που παραλαμβάνεται από τον ατμό. Οι θερμοκρασίες εξόδου και επιστροφής του νερού στους εναλλάκτες παραμένουν σε συνθήκες ισορροπίας σταθερές, ενώ η μεταβολή τους σε δυναμικές συνθήκες μπορεί να αμεληθεί.

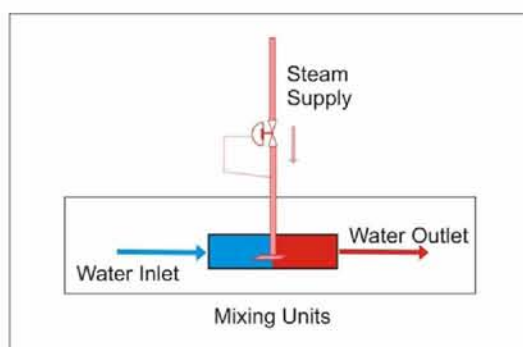
Πρακτικά το σύστημα ελέγχεται από βιομηχανικό υπολογιστή (PLC), ο οποίος με λογικό έλεγχο κλειστού βρόχου, μεταβάλλει την παροχή των αντλιών ανακυκλοφορίας ώστε να διατηρείται σταθερή τόσο η διαφορά θερμοκρασίας ρευμάτων εισόδου και εξόδου όσο και η απόλυτη τιμή θερμοκρασίας εξόδου.

Ουσιαστικά, μπορούμε να διακρίνουμε δυο ρεύματα νερού κυκλοφορίας τα οποία παραλαμβάνουν θερμότητα σε διαφορετικές συνθήκες, αλλά σε όμοιες κατά τα άλλα διατάξεις. Οι παράμετροι του καθενός αναλύονται σε επόμενο κεφάλαιο.

Το συμπύκνωμα που προκύπτει από τους πλακοειδείς εναλλάκτες συγκεντρώνεται σε ατμοπαγίδες πλωτήρα και επιστέφει μέσω γραμμών επιστροφής στο δοχείο επιστροφής συμπυκνωμάτων. Η χρήση των ατμοπαγίδων πλωτήρα εξασφαλίζει ότι το συμπύκνωμα απομακρύνεται σε κατάσταση κορεσμού, ενώ η προώθησή του στις γραμμές μέχρι το δοχείο εξασφαλίζεται από την διαφορά πίεσης μεταξύ δοχείου και εναλλάκτη.

#### 2.2.3.2 Συσκευές ανάμειξης

Στις συσκευές ανάμειξης πραγματοποιείται απευθείας θέρμανση διερχόμενου ρεύματος νερού με έγχυση και ανάμειξη κορεσμένου ατμού.



Σχήμα 5: Μονάδες αναμειξης

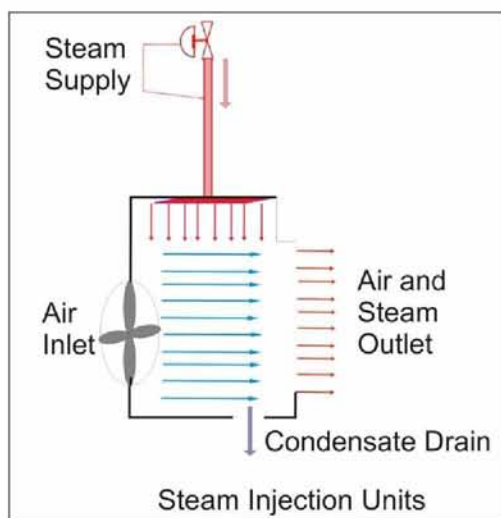
Πρόκειται για ανοξείδωτους σωληνωτούς εναλλάκτες ανάμειξης, τυρβώδους ροής, στους οποίους οδηγείται μέσω αντλιών ροή νερού σε θερμοκρασία περιβάλλοντος. Η έγχυση του ατμού πραγματοποιείται υπό σταθερή πίεση με την χρήση κατάλληλης διάταξης μειωτή πίεσης και ρυθμιστικής αναλογικής βαλβίδας. Το εσωτερικό του σωληνωτού εναλλάκτη υπάρχει διαχύτης ατμού ο οποίος διαχέει τον ατμό σε όλο το διαθέσιμο μήκος του εναλλάκτη και περιορίζει την ταχύτητα έγχυσης του ατμού, με σκοπό την ομαλή θέρμανση του ρευστού και την κατά το δυνατόν αποφυγή πληγμάτων κατά την συμπίκνωση των φυσαλίδων ατμού. Οι συγκεκριμένοι εναλλάκτες είναι αρκετά στιβαροί και φέρουν μόνωση χωρίς όμως αυτό να περιορίζει την θορυβώδη λειτουργία τους.

Το εξερχόμενο ρευστό έχει υψηλή θερμοκρασία, πρακτικά πάνω από την θερμοκρασία κορεσμού του νερού σε ατμοσφαιρική πίεση. Διάταξη βιομηχανικού λογικού ελεγκτή παρακολουθεί την θερμοκρασία εξόδου του νερού και αναλόγως ρυθμίζει την παροχή του ατμού μέσω της αναλογικής στραγγαλιστικής βαλβίδας, πάντοτε υπό σταθερή την πίεση που εξασφαλίζει η διάταξη του μειωτή.

Το εξερχόμενο ρεύμα νερού οδηγείται σε συγκεκριμένο κομμάτι της παραγωγικής διαδικασίας όπου και χρησιμοποιείται πλέον ως τελικό προϊόν .

#### 2.2.3.3 Φούρνοι ατμού

Στους φούρνους ατμού-αέρα το εισερχόμενο ρευστό είναι αέρας θερμοκρασίας περιβάλλοντος που λαμβάνεται απευθείας από τους χώρους παραγωγής. Ο αέρας εισάγεται στους φούρνους με ανεμιστήρες σταθερής παροχής και οδηγείται σε τούνελ θέρμανσης.



Σχήμα 6: Φούρνοι ατμού-αέρα



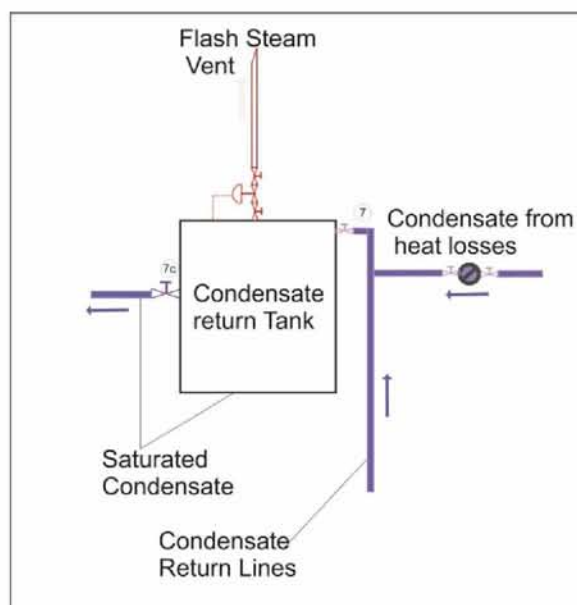
Μέσα στα τούνελ και κατά μήκος των πλευρών τους, βρίσκονται εγκατεστημένα ακροφύσια ψεκασμού ατμού. Ο ατμός οδηγείται στα τούνελ αφού διέλθει από σταθμό μείωσης πίεσης και αποφρακτική βαλβίδα και η τόσο η πίεση όσο και η παροχή του είναι σταθερές.

Με τον ψεκασμό του ατμού απευθείας στην ροή του εισερχόμενου αέρα, ο αέρας θερμαίνεται μέχρι την θερμοκρασία κορεσμού του ατμού σε ατμοσφαιρική πίεση. Το συμπύκνωμα που προκύπτει απομακρύνεται με ελεύθερη ροή προς αποχέτευση. Το ρευστό που προκύπτει είναι ένα μείγμα ατμού και κορεσμένου σε υγρασία αέρα σε ατμοσφαιρική πίεση και θερμοκρασία κοντά στην θερμοκρασία κορεσμού του ατμού.

Οι συγκεκριμένες συσκευές δεν έχουν κάποιου είδους ρύθμιση ή αναλογικό έλεγχο, αλλά τα χαρακτηριστικά λειτουργίας τους προκύπτουν από την αρχική τους διαστασιολόγηση από τον κατασκευαστή. Το παραγόμενο ρευστό αφού παραδώσει τμήμα της λανθάνουσας θερμοκρασίας του ατμού στην κατανάλωση για την οποία προορίζεται, απορρίπτεται στην ατμόσφαιρα από καπνοδόχο.

#### 2.2.4 Δοχείο συμπυκνωμάτων

Το δοχείο συμπυκνωμάτων αποτελεί την δεξαμενή στην οποία καταλήγει όλο το επιστρεφόμενο συμπύκνωμα του κυκλώματος ατμού.



Σχήμα 7: Λειτουργική διάταξη δεξαμενής συμπυκνωμάτων

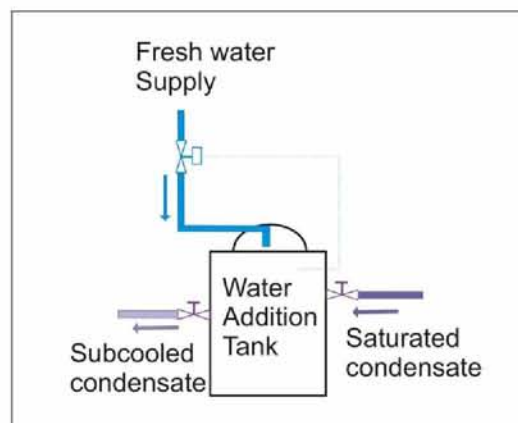
Είναι χαλύβδινο μονωμένο δοχείο σταθερής πίεσης, το οποίο βρίσκεται εγκατεστημένο στο υψηλότερο σημείο της εγκατάστασης ατμού. Το συμπύκνωμα που παράγεται στις καταναλώσεις

συλλέγεται από τις ατμοπαγίδες και εκτονώνεται από την υψηλή πίεση συλλογής που είναι ίση με την πίεση του ατμού κατανάλωσης, στην πίεση του δοχείου. Κατά την εκτόνωση το προκύπτων ρευστό είναι δευτερογενής ατμός χαμηλής πίεσης που ρέει προς το δοχείο συμπυκνωμάτων, και κορεσμένο συμπύκνωμα χαμηλής πίεσης το οποίο ρέει με την βοήθεια της υψηλής πίεσης που υπάρχει στην πλευρά του ατμού της ατμοπαγίδας.

Τα δύο ρευστά ανυψώνονται με αυτόν τον τρόπο μέχρι το ύψος του δοχείου όπου εισέρχονται και διαχωρίζονται. Το δοχείο φέρει βαλβίδα σταθερής πίεσης που συνδέεται μέσω σωλήνας με την ατμόσφαιρα. Μέσω της συγκεκριμένης διάταξης και με σκοπό την διατήρηση σταθερής πίεσης μέσα στο δοχείο, απελευθερώνεται σημαντικό τμήμα του δευτερογενούς ατμού στο περιβάλλον .ενώ το υπόλοιπο τμήμα αυτού επανασυμπυκνώνεται .Το συμπύκνωμα που έχει συγκεντρωθεί στο δοχείο ρέει μέσω βαρύτητας προς το δοχείο συμπλήρωσης νερού.

#### 2.2.5 Δοχείο συμπλήρωσης νερού

Το δοχείο συμπλήρωσης νερού είναι μια απλή διάταξη, χαλύβδινης δεξαμενής με μόνωση όπου καταλήγει το κορεσμένο συμπύκνωμα που έρχεται από το δοχείο συμπυκνωμάτων.



Σχήμα 8: Δεξαμενή συμπλήρωσης τροφοδοτικού νερού

Στην δεξαμενή υπάρχει προσαρμοσμένος κατάλληλος επιτηρητής στάθμης, ο οποίος ελέγχει την ποσότητα του νερού που βρίσκεται μέσα σε αυτό. Στο δοχείο οδηγείται παροχή νερού, καταλλήλων φυσικοχημικών χαρακτηριστικών, μέσω αποφρακτικής βαλβίδας η οποία δέχεται σήμα από τον επιτηρητή και ανοίγει συμπληρώνοντας νερό όταν η στάθμη του δοχείου είναι χαμηλή. Το εξερχόμενο νερό είναι υπόψυκτο συμπύκνωμα.

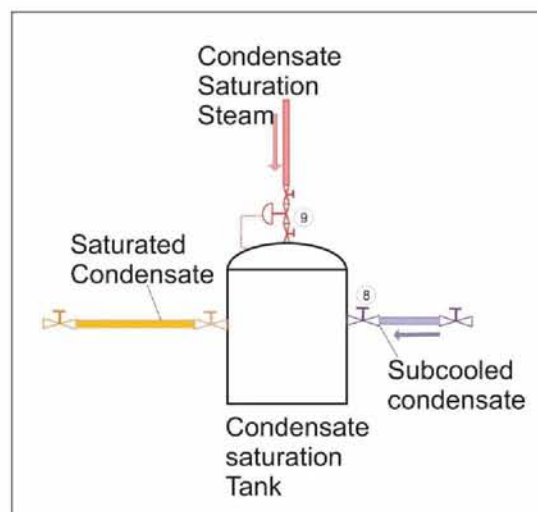
Στην πραγματικότητα η συμπλήρωση του νερού κατά την λειτουργία είναι διακοπτόμενη με την στάθμη του δοχείου να κυμαίνεται μεταξύ μιας χαμηλής και μιας υψηλής τιμής . Στα πλαίσια της

παρούσας εργασίας και στα πλαίσια των συνθηκών ισορροπίας για τις οποίες μελετάται το σύστημα, η συμπλήρωση νερού θεωρείται συνεχής και ομαλή.

Το νερό προωθείται προς το χώρο του λεβητοστασίου όπου βρίσκονται εγκατεστημένες οι υπόλοιπες δεξαμενές, μέσω διάταξης δύο παράλληλων φυγοκεντρικών μονοβάθμιων αντλιών. Η λειτουργία των αντλιών ελέγχεται από αισθητήριο στάθμης τοποθετημένο στο δοχείο του απαερωτή και αποσκοπεί στην κατά το δυνατόν διατήρηση σταθερής στάθμης κορεσμένου συμπυκνώματος σε αυτό.

#### 2.2.6 Δοχείο κορεσμού νερού τροφοδοσίας

Το δοχείο κορεσμού νερού τροφοδοσίας είναι διάταξη επεξεργασίας του νερού τροφοδοσίας του λέβητα. Σκοπός του είναι η θέρμανση του εισερχόμενου υπόψυκτου συμπυκνώματος μέχρι την θερμοκρασία κορεσμού του στην συγκεκριμένη πίεση.



Σχήμα 9: Δεξαμενή κορεσμού τροφοδοτικού νερού

Σκοπός της θέρμανσης του νερού σε αυτό το σημείο της γραμμής τροφοδοσίας είναι αφενός η εξασφάλιση μιας στάθμης θερμοκρασίας για το νερό τροφοδοσίας, με στόχο την αποφυγή θερμικών πληγμάτων κατά την είσοδο του νερού στο λέβητα και απότομων μεταβολών της πίεσης και του φορτίου του, αφετέρου η δυνατότητα πραγματοποίησης θερμικής απαερίωσης στο ακριβώς επόμενο στάδιο επεξεργασίας.

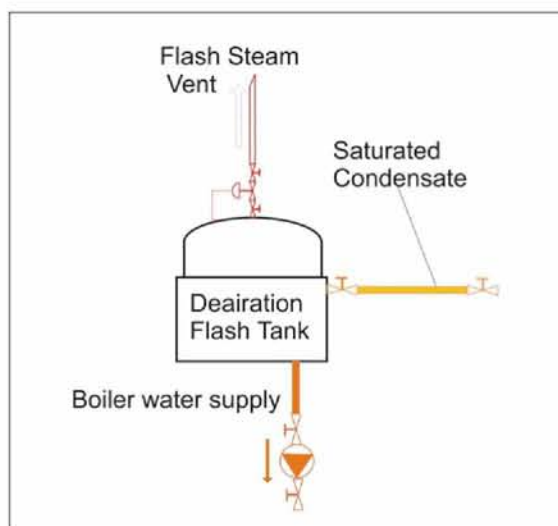
Πρόκειται για κλειστή χαλύβδινη δεξαμενή με μόνωση, από την οποία το νερό εξέρχεται με ελεύθερη ροή. Η θέρμανση του νερού πραγματοποιείται με έγχυση ατμού μέσα στην δεξαμενή, υπό σταθερή πίεση που εξασφαλίζεται από κατάλληλη διάταξη βαλβίδας σταθερής πίεσης και



αποφρακτικής βαλβίδας. Ο ατμός προέρχεται από την κεντρική γραμμή εξόδου ατμού από τον λέβητα και για την αποφυγή κραδασμών και πληγμάτων κατά την έγχυση υπάρχει κατάλληλη διάταξη διαχύτη ατμού στο εσωτερικό της δεξαμενής.

#### 2.2.7 Δοχείο απαερίωσης

Το δοχείο απαερίωσης είναι χαλύβδινη δεξαμενή που φέρει εξωτερική μόνωση και στο άνω τμήμα της βρίσκεται τοποθετημένος ο θόλος του απαεριωτή.



Σχήμα 10: Δεξαμενή απαερίωσης

Στην δεξαμενή απαερίωσης το κορεσμένο συμπύκνωμα εκτονώνεται σε ατμοσφαιρική πίεση, διερχόμενο από κατάλληλες διατάξεις διάτρητων δίσκων στον θόλο του απαεριωτή. Ρέει ελεύθερα διαμέσου των δίσκων από την άνω πλευρά εισόδου του προς τον πυθμένα της δεξαμενής. Ταυτόχρονα ο παραγόμενος δευτερογενής ατμός που ελευθερώνεται κατά την εκτόνωση του συμπυκνώματος ανέρχεται προς τον θόλο του απαεριωτή όπου υπάρχει διέξοδος προς την ατμόσφαιρα μέσω βαλβίδας σταθερής πίεσης.

Η πίεση μέσα στο δοχείο παραμένει πάντοτε κοντά στην ατμοσφαιρική, και το αποτέλεσμα της εκτόνωσης και αλληλεπίδρασης ανερχόμενου δευτερογενούς ατμού και κατερχόμενου συμπυκνώματος στους δίσκους του απαεριωτή, είναι η έκλυση διοξειδίου του άνθρακα και οξυγόνου από το εισερχόμενο κορεσμένο συμπύκνωμα και η συμπαράσυρση αυτών των αερίων προς την ατμόσφαιρα.

Τα παραπάνω αέρια βρίσκονται πάντοτε διαλυτοποιημένα στο φυσικό νερό συμπλήρωσης και η θέρμανση του νερού τροφοδοσίας στην θερμοκρασία κορεσμού, προκαλεί ελάττωση της

διαλυτότητάς τους, με αποτέλεσμα να εκλύονται ως αέρια. Στην συνέχεια η εκτόνωση του συμπυκνώματος στις συνθήκες που αναφέρθηκαν, αποσκοπεί στην απομάκρυνσή τους προς την ατμόσφαιρα. Και τα δυο αυτά συστατικά του νερού αποτελούν ισχυρό παράγοντα διάβρωσης για τις χαλύβδινες επιφάνειες του λέβητα με τον οποίο έρχονται σε επαφή και η απομάκρυνσή τους θεωρείται άκρως απαραίτητη.

Αποσκοπώντας στην περεταίρω προστασία του λέβητα από επικαθήσεις και διαβρώσεις, στο δοχείο του απαερωτή πραγματοποιείται ταυτόχρονα δοσομέτρηση σε συγκεκριμένη αναλογία χημικών παραγόντων με αντιδιαβρωτικά και αντικαθαλατωτικά χαρακτηριστικά καθώς και διαλύματος ρύθμισης του pH.

Το νερό τροφοδοσίας προωθείται στον λέβητα μέσω φυγοκεντρικής πολυβάθμιας αντλίας υψηλής πίεσης, η λειτουργία της οποίας ελέγχεται από τα αισθητήρια στάθμης του νερού στον λέβητα.

### **2.3 Λοιπά λειτουργικά χαρακτηριστικά συστήματος**

Στα γενικά χαρακτηριστικά του συστήματος, θα πρέπει να αναφερθεί η ύπαρξη διατάξεων ασφαλείας στα δοχεία και τις δεξαμενές, που αποσκοπούν στην ανακούφιση επικίνδυνα υψηλών πιέσεων καθώς και διατάξεων υπερχειλίσης. Τέτοιες καταστάσεις είναι δυνατόν να προκύψουν λόγω βλαβών ή γενικότερα ανωμαλιών στην λειτουργία του κυκλώματος ατμού.

Θα πρέπει να αναφερθεί επίσης ότι, τόσο οι γραμμές παροχής ατμού όσο και οι γραμμές επιστροφής συμπυκνώματος είναι μονωμένες για τον περιορισμό των θερμικών απωλειών.

Το σύστημα λειτουργεί όλο το εικοσιτετράωρο και μέσω της δυνατότητας παροχής αναλογικής ισχύος από τον καυστήρα, της παρουσίας μειωτών πίεσης και βαλβίδων σταθερής πίεσης στα δοχεία και του ελέγχου στάθμης των δοχείων, μπορούμε να δεχθούμε σαν παραδοχή μελέτης ότι λειτουργεί σε σταθερές συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας.

Οι μεταβατικές καταστάσεις του δικτύου κατά την προσθήκη ή αφαίρεση κάποιου σημαντικού φορτίου ατμού δεχόμαστε ότι έχουν μικρή διάρκεια και δεν επηρεάζουν την συνολική και μακροπρόθεσμη απόδοση του συστήματος.

### 3. ΤΕΧΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΕΛΕΤΩΜΕΝΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

#### 3.1 Τεχνικά χαρακτηριστικά

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο θα παρουσιαστούν συγκεκριμένα τεχνικά χαρακτηριστικά και προδιαγραφές των διατάξεων που απαρτίζουν το μελετώμενο σύστημα.

#### 3.2 Τεχνικά στοιχεία συσκευών συστήματος

##### 3.2.1 Ατμολέβητας

Ο ατμολέβητας της βιομηχανικής μονάδας είναι γερμανικής κατασκευής, της εταιρίας LOOS GmbH. Έχει δυναμικότητα ατμοπαραγωγής 8.000 kg κορεσμένου ατμού την ώρα σε μέγιστη πίεση λειτουργίας 11 bar abs. Σημείο ρύθμισης του συστήματος είναι η πίεση των 8.5 bar abs. Ανήκει στην κατηγορία των αυλωτών ατμοπαραγωγών και έχει συνολική επιφάνεια εναλλαγής θερμότητας 170 m<sup>2</sup>.

Φέρει εξωτερική μόνωση πετροβάμβακα σε στρώματα πάχους 115 mm στην κυλινδρική του επιφάνεια και 135 mm στις επίπεδες πλευρικές επιφάνειες, με κέλυφος αλουμινίου και βρίσκεται τοποθετημένος σε μεταλλική βάση δοκών στο χαμηλότερο τμήμα της εγκατάστασης.

Μέσα στο θάλαμο ατμού, στην θέση της εξόδου, φέρει διάταξη διαχωρισμού ατμού από το συμπαρασυρόμενο συμπύκνωμα και ο ατμός εξόδου, σύμφωνα με τους κατασκευαστές έχει βαθμός κορεσμού 0,97 ως 0,98. Η κεντρική σωλήνα εξόδου μέχρι τον συλλέκτη είναι χαλύβδινη διάστασης DN 150 και φέρει μόνωση πάχους 50 mm.

Λέβητας LOOS GmbH	
Μεγιστη Παροχή	8000 kg/h
Μέγιστη Πίεση	11 bar abs
Θερμαντική επιφάνεια	170 m <sup>2</sup>
Πλευρικό πάχος μονωσης	135 mm
Ακτινικό πάχος μόνωσης	115 mm
Κορεσμός ατμού	0,97

Πίνακας 1: Παράμετροι λέβητα

Ο καυστήρας του λέβητα είναι γερμανικής κατασκευής, της εταιρίας SAACKE GmbH, συνολικής ισχύος 5,5 MW. Είναι πολλαπλού καυσίμου, με δυνατότητα καύσης μαζούτ, πετρελαίου και φυσικού αερίου. Φέρει ηλεκτροκίνητο φυγοκεντρικό ανεμιστήρα υψηλής παροχής, ηλεκτρικής ισχύος 20 kW.

Καυστήρας SAACKE Gmbh	
Ισχύς ανεμιστήρα	20 kW
Ισχύς καυστήρα	5500 kW
Πίεση διανομής Φ.Α.	1 bar
Πίεση κατανάλωσης Φ.Α	100 mbar

Πίνακας 2:Παράμετροι καυστήρα

Η παροχή φυσικού αερίου στην εγκατάσταση πραγματοποιείται από κεντρικό υποσταθμό διανομής της Δ.Ε.Π.Α, με πίεση διανομής 1 bar. Στο χώρο του λεβητοστασίου υπάρχει διάταξη μείωσης πίεσης που παρέχει το αέριο στον θάλαμο καύσης στην πίεση των 100 mbar .

### 3.2.2 Διανομέας

Ο διανομέας βρίσκεται εγκατεστημένος σε εσωτερικό χώρο του εργοστασίου και λειτουργεί στην πίεση παροχής ατμού από τον λέβητα. Είναι χαλύβδινη κατασκευή με φλαντζωτούς ατμοφράκτες και φέρει μόνωση στρωμάτων πετροβάμβακα πάχους 50 mm με κέλυφος αλουμινίου.

Η συλλογή και επιστροφή του συμπυκνώματος πραγματοποιείται μέσω ατμοπαγίδας πλωτήρα μέγιστης παροχής 1500 kg/h και χαλύβδινων γραμμών διάστασης DN 40 που φέρουν μόνωση πετροβάμβακα πάχους 50 mm.

### 3.2.3 Συσκευές κατανάλωσης

#### 3.2.3.1 Πλακοειδείς εναλλάκτες

Οι πλακοειδείς εναλλάκτες ατμού-νερού είναι κατασκευασμένοι από ανοξείδωτο χάλυβα AISI 304. Είναι εναλλάκτες τυρβώδους ροής, διαφιρούμενοι και στεγανοποιημένοι με ελαστομερή από EPDM. Η μέγιστη πίεση λειτουργίας τους είναι 10 bar. Η πίεση λειτουργίας τους είναι 4,5 bar abs.

Οι ροές νερού που διέρχονται από τους εναλλάκτες μπορούν να ομαδοποιηθούν σε δύο κατηγορίες. Μια ροή ανακυκλοφορούμενου νερού μέγιστης παροχής 35.000 kg/h, θερμοκρασίας εισόδου 71 °C και εξόδου 79 °C και μια ροή νερού μέγιστης παροχής 120.000 kg/h και θερμοκρασίας εισόδου 45 °C και εξόδου 65 °C. Οι ανακυκλοφορίες πραγματοποιούνται σε κλειστά κυκλώματα με την βοήθεια φυγοκεντρικών αντλιών συνολικής ισχύος 16.5 kW και 30 kW αντίστοιχα.

Εναλλακτες ατμού -νερού			
Group 1		Group 2	
Μέγιστη πίεση	10 bar abs	Μέγιστη πίεση	10 bar abs
Πίεση λειτουργίας	4,5 bar abs	Πίεση λειτουργίας	4,5 bar abs
Παροχή νερού	35000 kg /h	Παροχή νερού	120000 kg /h
Θερμοκρασία εισόδου	71 deg	Θερμοκρασία εισόδου	45 deg
Θερμοκρασία εξόδου	79 deg	Θερμοκρασία εξόδου	65 deg
Ισχύς αντλιών	16,5 kW	Ισχύς αντλιών	37,5 kW

Πίνακας 3:Παράμετροι εναλλακτών ατμού-νερου

### 3.2.3.2 Συσκευές ανάμειξης

Οι συσκευές ανάμειξης είναι ανοξείδωτοι σωληνωτοί εναλλάκτες ανάμειξης κατασκευασμένοι από χάλυβα AISI 304. Φέρουν εξωτερική μόνωση πετροβάμβακα σε στρώμα πάχους 40 mm. Έχουν μέγιστη πίεση λειτουργίας 13 bar abs.

Η πίεση λειτουργίας τους έχει ρυθμιστεί στα 4,5 bar abs και η παροχή νερού εισόδου 5500 kg /h. Το νερό εισόδου παρέχεται από δίκτυο της βιομηχανικής μονάδας σε θερμοκρασία περιβάλλοντος ενώ το σημείο ρύθμισης θερμοκρασίας εξόδου είναι 115 °C.

Εναλλάκτες ανάμειξης	
Μέγιστη πίεση	13 bar abs
Πίεση λειτουργίας	4,5 bar abs
Παροχή νερού	5500 kg /h
Θερμοκρασία εισόδου	20 deg
Θερμοκρασία εξόδου	15 deg
Πάχος μόνωσης	40 mm

Πίνακας 4:Παράμετροι εναλλακτών ανάμειξης

### 3.2.3.3 Φούρνοι ατμού

Στους φούρνους ατμού βρίσκονται εγκατεστημένοι φυγοκεντρικοί ανεμιστήρες παροχής 20.000 m<sup>3</sup>/h αέρα , συνολικής ισχύος 15 kW, οι οποίοι πραγματοποιούν την εισαγωγή του αέρα στα τούνελ ανάμειξης. Ο αέρας λαμβάνεται απευθείας μέσα από τους χώρους παραγωγής σε θερμοκρασία 20 °C.

Η παροχή ατμού στους φούρνους είναι σταθερή και ισούται με 600 kg/h κορεσμένου ξηρού ατμού σε πίεση παροχής 4,5 bar abs. Το εξερχόμενο ρευστό είναι μείγμα θερμού αέρα και ατμού που προωθείται προς την κατανάλωση. Το προκύπτων συμπύκνωμα απορρίπτεται στην αποχέτευση.



Φούρνοι Ατμού - νερού	
Πίεση παροχής ατμού	4,5 bar abs
Παροχή αέρα	20.000 m <sup>3</sup> /h
Ισχύς ανεμιστήρων	15 kW
Παροχή ατμού	600 kg / h
Θερμοκρασία εισόδου αέρα	20 deg
Θερμοκρασία εξόδου μείγματος	99,9 deg

Πίνακας 5:Παραμετροι φούρνων ατμού

### 3.2.4 Δοχείο συμπυκνωμάτων

Το δοχείο συμπυκνωμάτων βρίσκεται εγκατεστημένο σε εσωτερικό χώρο στο υψηλότερο σημείο της εγκατάστασης ατμού και είναι χαλύβδινη δεξαμενή χαμηλής πίεσης. Η μέγιστη πίεση λειτουργίας του είναι 6 bar abs και ρυθμίζεται μέσω κατάλληλης ρύθμισης της βαλβίδας σταθερής πίεσης που βρίσκεται στην σωλήνα εξόδου του δευτερογενούς ατμού προς την ατμόσφαιρα. Η πίεση λειτουργίας του είναι 1,8 bar abs.

Έχει χωρητικότητα 10.000 lt, φέρει μόνωση στρωμάτων πετροβάμβακα πάχους 100 mm επικαλυμμένη με φύλλα αλουμινίου. Η δυνατότητα ρύθμισης της βαλβίδας σταθερής πίεσης είναι 1 - 9 bar abs .

Το εύρος ρύθμισης της πίεσης περιορίζεται αφενός από την αντοχή του δοχείου αφετέρου από την πίεση παροχής ατμού στις καταναλώσεις. Επιπλέον περιορισμός προκύπτει από την ανάγκη διατήρησης της απαραίτητης διαφορικής πίεσης μεταξύ κατανάλωσης ατμού και δοχείου ώστε να είναι δυνατή η προώθηση του συμπυκνώματος στις γραμμές επιστροφής και η ανύψωσή του μέχρι το δοχείο. Σαν τελικό εύρος ρύθμισης λαμβάνεται λοιπόν το διάστημα 1,2 – 3 bar abs.

Δοχείο επιστροφής συμπυκνωμάτων	
Χωρητικότητα	10.000 lt
Μέγιστη Πίεση	6 bar abs
Πίεση λειτουργίας	1,7 bar abs
Πλευρικό πάχος μόνωσης	100 mm
Ακτινικό πάχος μόνωσης	100 mm
Ευρος πίεσης λειτουργίας	1,2-3 bar abs

Πίνακας 6:Παράμετροι δοχείου συμπυκνωμάτων

### 3.2.5 Δοχείο συμπλήρωσης νερού

Το δοχείο συμπλήρωσης νερού είναι χαλύβδινη δεξαμενή εγκατεστημένη σε χαμηλότερο σε σχέση με το δοχείο συμπυκνωμάτων σημείο υψομετρικά, χωρητικότητας 3.500 lt. Η μέγιστη πίεση λειτουργίας του είναι 5 bar abs και φέρει εξωτερική μόνωση πάχους 80 mm .

Διαθέτει διάταξη ελέγχου της στάθμης στο δοχείο και παροχή νερού συμπλήρωσης μέσω αυτόματης βαλβίδας. Η θερμοκρασία εισόδου νερού είναι κοντά στην θερμοκρασία περιβάλλοντος και θεωρείται 20 °C.

Η στάθμη του νερού μέσα στο δοχείο μένει σταθερή μέσω της συμπλήρωσης νερού. Το συμπύκνωμα προωθείται προς τον χώρο του λεβητοστασίου μέσω κατάλληλης διάταξης παράλληλων αντλιών, η λειτουργία των οποίων ρυθμίζεται από την ζήτηση νερού στο δοχείο απαερίωσης .Οι αντλίες είναι φυγοκεντρικές μονοβάθμιες συνολικής ισχύος 11 kW.

Δοχείο συμπλήρωσης νερού	
Χωρητικότητα	3.500 lt
Μέγιστη Πίεση	5 bar abs
Πλευρικό πάχος μόνωσης	80 mm
Ακτινικό πάχος μόνωσης	80 mm
Ισχύς αντλιών	11 kW

Πίνακας 7 :Παραμετροι δοχείου συμπλήρωσης νερού

### 3.2.6 Δοχείο κορεσμού νερού τροφοδοσίας

Το δοχείο κορεσμού νερού τροφοδοσίας βρίσκεται εγκατεστημένο στο χώρο του λεβητοστασίου σε άμεση σύνδεση με το δοχείο απαερίωσης. Έχει χωρητικότητα 3.500 lt και μέγιστη πίεση λειτουργίας 5 bar abs .

Η πίεσή του ρυθμίζεται μέσω βαλβίδας σταθερής πίεσης με εύρος ρύθμισης 1 έως 4 bar abs. Η πίεση λειτουργίας του είναι 1,2 ως 1,3 bar abs. Η πίεση των 1.2 bar abs είναι η ελάχιστη απαιτούμενη πίεση για την επιτυχή πραγματοποίηση της απαερίωσης.

Έχει εξωτερική μόνωση στρωμάτων πετροβάμβακα πάχους 100 mm με επικάλυψη φύλλων αλουμινίου. Η προώθηση του συμπυκνώματος στο δοχείο του απαεριωτή γίνεται με φυσική ροή.

Δοχείο κορεσμού νερού τροφοδοσίας	
Χωρητικότητα	3.500 lt
Μέγιστη Πίεση	5 bar abs
Πλευρικό πάχος μονωσης	100 mm
Ακτινικό πάχος μόνωσης	100 mm
Ευρος πίεσης λειτουργίας	1,2-4 bar abs

Πίνακας 8:Παραμετροι δοχείου κορεσμού συμπυκνώματος .

### 3.2.7 Δοχείο απαερίωσης

Το δοχείο του απαεριωτή βρίσκεται εγκατεστημένο στο χώρο του λεβητοστασίου και έχει χωρητικότητα 12.000 lt. Η μέγιστη πίεση λειτουργίας του είναι 3 bar abs και είναι δοχείο ελεγχόμενης σταθερής πίεσης. Η βαλβίδα σταθερής πίεσης οδηγεί τον πλεονάζοντα ατμό και τα παραγόμενα αέρια από την απαερίωση στην ατμόσφαιρα, με δυνατότητα ρύθμισης 1-2 bar.

Η πίεση λειτουργίας του δοχείου είναι 1,0 bar abs και φέρει εξωτερική μόνωση πάχους 100 mm τόσο πλευρικά όσο και ακτινικά. Η προώθηση του κορεσμένου συμπυκνώματος στον λέβητα πραγματοποιείται με φυγοκεντρική πολυβάθμια αντλία υψηλής πίεσης ισχύος 5.5 kW.

Δοχείο απαερίωσης	
Χωρητικότητα	12.000 lt
Μέγιστη Πίεση	3 bar abs
Πλευρικό πάχος μονωσης	100 mm
Ακτινικό πάχος μόνωσης	100 mm
Ευρος πίεσης λειτουργίας	1-3 bar abs
Ισχύς αντλίας τροφοδοσίας	5,5 kW

Πίνακας 9:Παραμετροι δοχείου απαερίωσης .

### 3.3 Λοιπά τεχνικά χαρακτηριστικά

Στον πίνακα 10 εμφανίζονται συγκεντρωτικά τα πάχη μόνωσης και οι διαστάσεις όλων των δοχείων που απαρτίζουν το σύστημα .

Δεξαμενή	Μήκος (m)	Διάμετρος (m)	Χωρητικότητα (lt)	Μόνωση (mm )
Λέβητας	5,55	2,4		115/135
Δοχείο επιστροφής συμπυκνωμάτων	3,5	1,9	10	100
Δοχείο συμπλήρωσης νερού	2,2	1,4	3	80
Δοχείο κορεσμού νερού τροφοδοσίας	2	1,45	3	100
Δοχείο απαερίωσης	3,8	2	12	100

Πίνακας 10:Συγκεντρωτικός πίνακας παραμέτρων δοχείων

Τα παραπάνω στοιχεία θα χρησιμοποιηθούν για τον υπολογισμό των θερμικών απωλειών των δεξαμενών του συστήματος.

Τόσο οι γραμμές παροχής ατμού όσο και οι γραμμές συμπυκνώματος είναι μονωμένες με στρώματα πετροβάμβακα πάχους 50 mm, επικαλυμμένα με φύλλα αλουμινίου, ανεξαρτήτως διαμέτρου. Τα στοιχεία του δικτύου όπως δικλείδες, ατμοφράκτες, μειωτές πίεσης κλπ, δεν φέρουν μόνωση.

Για τον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας από σωληνογραμμές λαμβάνονται υπόψη μόνο οι κεντρικές γραμμές παροχής ατμού και επιστροφής συμπυκνώματος μεταξύ λεβητοστασίου και χώρων παραγωγής. Είναι γραμμές μεγάλου μήκους και διατομής, οι οποίες διέρχονται από εξωτερικούς χώρους και μπορούμε να θεωρήσουμε ότι μαζί με τα δοχεία αποτελούν την κύρια πηγή απώλειας θερμότητας από το κύκλωμα ατμού.

Οι υπόλοιπες γραμμές του δικτύου βρίσκονται τοποθετημένες σε εσωτερικούς χώρους, έχουν μικρά μήκη και διατομές και οι διαστάσεις τους, επειδή εξυπηρετούν ταυτόχρονα και δευτερεύουσας σημασίας παροχές, δεν μπορεί να θεωρηθούν αντιπροσωπευτικές των παροχών των καταναλώσεων που μελετούμε στα πλαίσια της παρούσας εργασίας. Γι' αυτό το λόγο αμελούνται.

Γραμμή	Εξ. Διάμετρος (m)	Μηκος (m)	Μόνωση (mm)
Κεντρική Παροχή ατμού	0,159	300	50
Επιστροφή συμπυκνωμάτων	0,082	200	50

Πίνακας 11:Συγκεντρωτικός πίνακας παραμέτρων σωληνογραμμών

#### **4. ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΚΑΙ ΕΞΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ**

##### **4.1 Τρόπος μελέτης**

Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, το κύκλωμα ατμού που έχει περιγράψει στα προηγούμενα κεφάλαια, διακριτοποιείται σε επιμέρους συσκευές διεργασίας και σημεία υπολογισμού μεγεθών.

Σαν διακριτές συσκευές θεωρούνται οι δεξαμενές του συστήματος με τις εισόδους και τις εξόδους τους καθώς και οι μονάδες εναλλακτών ατμού-νερού, ανάμειξης και ψεκασμού ατμού. Σαν σημεία υπολογισμών του συστήματος θεωρούνται τα σημεία του κυκλώματος όπου ρευστό εισέρχεται ή εξέρχεται από συσκευή διεργασίας, ή διακλαδίζεται σε παροχές με διαφορετικά χαρακτηριστικά. Σε κάθε σημείο υπολογισμού υπολογίζονται τα ειδικά καταστατικά μεγέθη του ρευστού καθώς και τα μεγέθη ροής. Στις συσκευές διεργασίας καταστρώνονται τα ισοζύγια μάζας και ενεργείας που την αφορούν.

Οι μεταβλητές που περιγράφουν το υπό μελέτη σύστημα χωρίζονται σε δυο μεγάλες κατηγορίες .

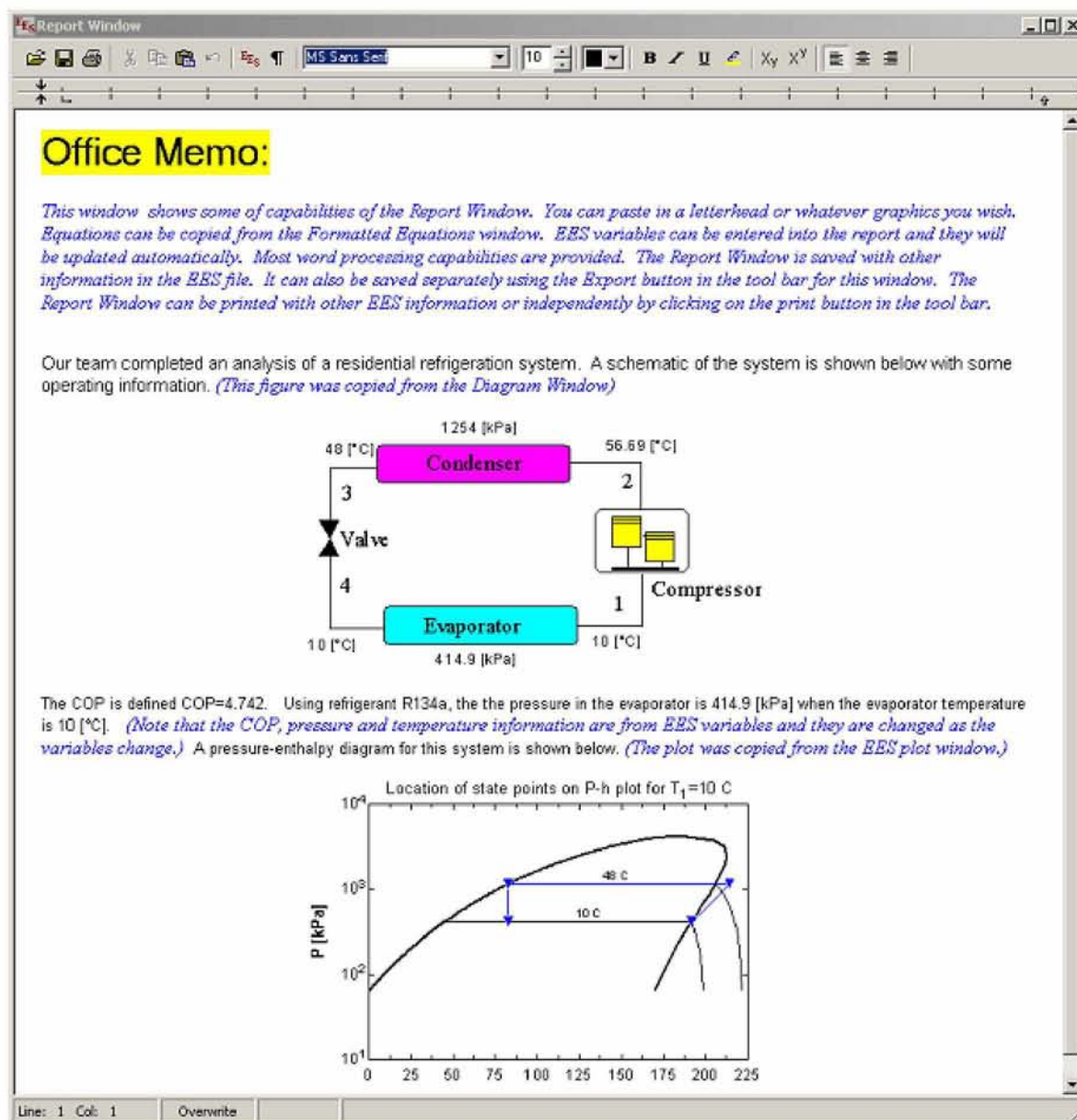
Η πρώτη είναι οι ανεξάρτητες μεταβλητές του συστήματος. Πρόκειται για μεταβλητές οι τιμές των οποίων αντιπροσωπεύουν μεγέθη τα οποία υπάρχει η δυνατότητα να μετρηθούν, να προσδιοριστούν και να ρυθμιστούν ή είναι γενικά γνωστά. Οι ανεξάρτητες μεταβλητές διακρίνονται σε παραμέτρους, που είναι μεγέθη γενικά αμετάβλητα και σταθερά ως χαρακτηριστικά του συστήματος ή του περιβάλλοντος, και τις μεταβλητές απόφασης , που είναι τα μεγέθη του συστήματος στα οποία υπάρχει η δυνατότητα παρέμβασης και ρύθμισης.

Η δεύτερη κατηγορία μεταβλητών είναι οι εξαρτημένες μεταβλητές. Ως εξαρτημένες μεταβλητές χαρακτηρίζονται όλες οι μεταβλητές οι τιμές των οποίων προσδιορίζονται από μαθηματικές σχέσεις με βάση τους νόμους της θερμοδυναμικής. Οι τιμές των εξαρτημένων μεταβλητών δίνουν την δυνατότητα να προσδιορίσουμε τα λειτουργικά χαρακτηριστικά και την απόδοση του μελετώμενου συστήματος.

##### **4.1.1 Παρουσίαση λογισμικού EES**

Το λογισμικό Engineering Equations Solver (EES), είναι λογισμικό αριθμητικής επίλυσης συστημάτων εξισώσεων που έχει αναπτυχθεί από την εταιρία F-Chart Software.

Στις δυνατότητές του περιλαμβάνονται η επίλυση συστημάτων αλγεβρικών εξισώσεων, η επίλυση συστημάτων διαφορικών εξισώσεων, η πραγματοποίηση γραμμικής και μη γραμμικής παλινδρόμησης και η βελτιστοποίηση. Επίσης, δίνει την δυνατότητα πραγματοποίησης παραμετρικής ανάλυσης συστήματος εξισώσεων, κατασκευής διαγραμμάτων αλλά και animations.



Σχήμα 11: Επιφάνειας εργασίας λογισμικού EES

Το λογισμικό είναι ταυτόχρονα εξειδικευμένο ώστε να διευκολύνει την ανάλυση και επίλυση εξισώσεων που καταστρώνονται σε θερμοδυναμικά συστήματα. Περιέχει εκτεταμένες ενσωματωμένες βιβλιοθήκες συναρτήσεων φυσικών και θερμοδυναμικών ιδιοτήτων των

περισσότερων τεχνικά χρησιμοποιούμενων ουσιών και των περισσότερων θερμοφυσικών και χημικών σταθερών. Δίνει επιπλέον την δυνατότητα διαχωρισμού εξαρτημένων και ανεξάρτητων μεταβλητών του συστήματος και πραγματοποίησης βελτιστοποίησης με βάση μία ή περισσότερες ανεξάρτητες μεταβλητές.

Τα παραπάνω, όπως και η δυνατότητά του να αναγνωρίζει αυτόματα πολλαπλά συστήματα εξισώσεων που πρέπει να επιλυθούν ταυτόχρονα, ανεξάρτητα από την θέση και την διατύπωση των εξισώσεων, το καθιστούν εξαιρετικό εργαλείο στον σχεδιασμό και την ανάλυση θερμοδυναμικών διεργασιών και εγκαταστάσεων.

#### 4.1.2 Δομή συστήματος εξισώσεων

Η δομή του συστήματος εξισώσεων που θα παρουσιαστεί στα επόμενα κεφάλαια και θα επιλυθεί με την χρήση του EES, είναι τέτοια ώστε να μας δίνει την πληρέστερη δυνατή εικόνα του μελετώμενου συστήματος ατμού.

Σε κάθε ένα από τα σημεία αναφοράς στα οποία διακριτοποιείται το σύστημα, πέραν των καταστατικών μεγεθών πίεσης  $p[i]$  (bar) και θερμοκρασίας  $T[i]$  (K), υπολογίζονται η παροχή  $n\_dot[i]$  (kmol /sec), η ροή ενέργειας  $e\_dot[i]$  (kW), η εντροπία  $s\_dot[i]$  (kJ/kmol\*K), η ροή εντροπίας  $s\_dot[i]$  (kJ/kmol\*K), η εξεργία  $ex[i]$  (kJ/kmol) και η ροή εξεργίας  $ex\_dot[i]$  (kW).

Για τον υπολογισμό των τιμών της ειδικής ενθαλπίας και εντροπίας χρησιμοποιούνται οι ενσωματωμένες στους αλγόριθμους του EES συναρτήσεις Enthalpy και Entropy, του εκάστοτε ρευστού διεργασίας, με ιδιαίτερη προσοχή να δίνεται στις συνθήκες αναφοράς των συναρτήσεων.

Κατόπιν, καταστρώνονται το ισοζύγιο μάζας, ενέργειας, εντροπίας και εξεργίας σε κάθε μια από τις συσκευές διεργασίας και τις δεξαμενές του κυκλώματος ατμού. Υπολογίζονται τα μεγέθη της παραγόμενης εντροπίας  $s\_gen[i]$  (kJ/kmol) και της καταστρεφόμενης εξεργίας  $ex\_dest[i]$  (kW). Τέλος υπολογίζονται τα μεγέθη του ενεργειακού και εξεργιακού βαθμού απόδοσης  $\eta\_en$  και  $\eta\_ex$  ανά συσκευή διεργασίας αλλά και για ολόκληρο το σύστημα.

Το σύστημα εξισώσεων λαμβάνει ως βασικά μεγέθη ποσοτικών υπολογισμών τις ενεργειακές ανάγκες των συσκευών κατανάλωσης ατμού, των εναλλακτών δηλαδή, των συσκευών ανάμειξης και των φούρνων ατμού. Με βάση τα μεγέθη αυτά, όπως προκύπτουν από τα χαρακτηριστικά των ρευστών που παραλαμβάνουν ενέργεια, υπολογίζονται όλα τα υπολοιπα ποσοτικά μεγέθη του συστήματος, όπως η ατμοπαραγωγή, η παροχή φυσικού αερίου κλπ. Το σύστημα εξισώσεων λοιπόν “βλεπει” το κύκλωμα ατμού από πλευράς της ζήτησης σε ατμό.

## 4.2 Μεταβλητές απόφασης και παράμετροι συστήματος στις θέσεις μελέτης

### 4.2.1 Συνθήκες αναφοράς

Η πίεση και η θερμοκρασία του περιβάλλοντος αποτελούν τις συνθήκες αναφοράς του συστήματος. Είναι οι παράμετροι **TEMPref** (K) και **PREref** (bar) και παίρνουν σταθερές τιμές.

### 4.2.2 Θέση 1 – είσοδος φυσικού αερίου στον καυστήρα

Σαν θέση 1 χαρακτηρίζεται το σημείο εισόδου του φυσικού αερίου στον θάλαμο καύσης. Παράμετροι της θέσης 1 είναι η πίεση και η θερμοκρασία του φυσικού αερίου, **p[1]** (bar) και **T[1]** (K) καθώς και η καθ'ογκον σύστασή του **x\_NG\_i** (kmol / kmol B). Οι τιμές των παραπάνω λαμβάνονται από την βιβλιογραφία.

### 4.2.3 Θέση 2 -είσοδος αέρα στον καυστήρα

Η θέση 2 αποτελεί την είσοδο του ατμοσφαιρικού αέρα στον θάλαμο καύσης μέσω της αναρρόφησης του ανεμιστήρα. Παράμετροι της θέσης 1 είναι η πίεση **p[2]** (bar), η θερμοκρασία **T[2]** (K), η σχετική υγρασία **HUM** (%) και η καθ'ογκον περιεκτικότητα του αέρα σε καθαρό οξυγόνο **x\_O2\_AIR** (kmol / kmol). Η πίεση και η θερμοκρασία τίθενται ίσες με τις συνθήκες αναφοράς, για την σχετική υγρασία λαμβάνεται μια τυπική τιμή και η περιεκτικότητα σε O<sub>2</sub> δίδεται βιβλιογραφικά.

### 4.2.4 Θέση 3 -έξοδος καυσαερίων στην ατμόσφαιρα

Η έξοδος καυσαερίων στην ατμόσφαιρα πραγματοποιείται μέσω της καμινάδας με φυσικό έλκυσμό. Παράμετροι του σημείου 3 είναι η πίεση **p[3]** (bar), η θερμοκρασία **T[3]** (K), οι περιεκτικότητες των αερίων καύσης στα ξηρά καυσάερια **CD\_i** (Kmol / kmol) και ο συντελεστής απωλειών καυστήρα **C\_burner\_loss** (%).

Η πίεση τίθεται ίση με την πίεση αναφοράς. Η θερμοκρασία καυσαερίων είναι μέγεθος η τιμή του οποίου εξαρτάται από την τιμή πολλών λειτουργικών και κατασκευαστικών παραμέτρων του καυστήρα και του λέβητα. Μεταβάλλεται έντονα σε δυναμικές συνθήκες λειτουργίας, σε σταθερές συνθήκες μπορεί υπό προϋποθέσεις να θεωρηθεί σταθερή. Για την **T[3]**, στα πλαίσια της παρούσας μελέτης, χρησιμοποιείται η μέση τιμή σειράς μετρήσεων θερμοκρασίας καυσαερίων στην καπνοδόχο σε συνθήκες λειτουργίας κοντά στις μελετώμενες ώστε να μπορεί να θεωρηθεί αντιπροσωπευτική. Χρησιμοποιείται ως παράμετρος, της οποίας η ακριβής επίδραση στον βαθμό απόδοσης του συστήματος εξετάζεται μέσω παραμετρικής ανάλυσης.



Ομοίως, οι συγκεντρώσεις των συστατικών των ξηρών καυσαερίων στην καπνοδόχο, μετρούνται με την βοήθεια αναλυτή καυσαερίων και εμφανίζουν τιμές γενικά μεταβαλλόμενες. Οι τιμές που χρησιμοποιούνται στην μελέτη, είναι μέσες τιμές σειράς μετρήσεων, σε φορτία κοντά στην μέγιστη δυναμικότητα του λέβητα, με τον καυστήρα της διάταξης πρόσφατα συντηρημένο και ρυθμισμένο. Μπορούν με αυτήν την έννοια να θεωρηθούν αντιπροσωπευτικές.

Τέλος, ως παράμετρος τίθεται και ο συντελεστής απωλειών του καυστήρα, με την τιμή του να προκύπτει από τις συστάσεις του κατασκευαστή.

#### 4.2.5 Θέση 4 -έξοδος ατμού από λέβητα

Η θέση 4 είναι η έξοδος του ατμού από τον ατμοπαραγωγό και χαρακτηρίζεται από την πίεση **PRE[4]** (bar). Η PRE[4] είναι η πίεση ατμοπαραγωγής και είναι μεταβλητή απόφασης. Είναι το μέγεθος το οποίο παρακολουθεί η μονάδα αυτοματισμού του λέβητα και αναλόγως ρυθμίζει την ισχύ του καυστήρα ώστε να παραμένει σταθερό. Η διακύμανσή της υπό φυσιολογικές συνθήκες λειτουργίας δεν ξεπερνά το +0.3 bar/-0.3 bar και μπορεί στα πλαίσια της μελέτης να θεωρηθεί σταθερή. Η τιμή της ορίζεται στο αρχικό σημείο ρύθμισης της πίεσης του συστήματος ενώ το ευρὸς δυνατότητας ρύθμισης καθορίζεται από τα χαρακτηριστικά του λέβητα ο οποίος έχει μέγιστη πίεση λειτουργίας 11 bar.

#### 4.2.6 Θέση 5 -παροχή ατμού στο συλλέκτη

Η θέση 5 είναι το σημείο του συστήματος όπου το ρευστό μετά την έξοδό του από τον ατμοπαραγωγό φτάνει στον συλλέκτη κατανάλωσης. Το ρευστό είναι μείγμα κορεσμένου ατμού και συμπυκνώματος σε αναλογία που εξαρτάται από τις θερμικές απώλειες του δικτύου. Όλες οι μεταβλητές που χαρακτηρίζουν αυτό το σημείο είναι εξαρτημένες.

#### 4.2.7 Θέση 5c -συμπύκνωμα στον συλλέκτη

Η θέση 5c είναι η θέση διαχωρισμού κορεσμένου συμπυκνώματος από τον κορεσμένο ατμό, μέσω φυγοκεντρικού διαχωριστή. Το συμπύκνωμα οδηγείται μέσω ατμοπαγίδας απευθείας στο δοχείο συμπυκνωμάτων. Όλες οι μεταβλητές που χαρακτηρίζουν αυτό το σημείο είναι εξαρτημένες.

#### 4.2.8 Θέση 5D -ατμός στον συλλέκτη

Η θέση 5D είναι το σημείο εξόδου του φυγοκεντρικού διαχωριστή προς τον συλλέκτη ατμού. Το ρευστό σε αυτό το σημείο είναι ξηρός κορεσμένος ατμός που οδηγείται προς κατανάλωση. Όλες οι μεταβλητές που χαρακτηρίζουν αυτό το σημείο είναι εξαρτημένες.

#### 4.2.9 Θέση 6 -έξοδος ατμού προς καταναλώσεις

Η θέση 6 χαρακτηρίζει την συνολική ροή ατμού προς τις καταναλώσεις στις θέσεις μετά τον συλλέκτη ατμού και τους μειωτές πίεσης των καταναλώσεων. Η μεταβλητή που χαρακτηρίζει αυτό το σημείο είναι η πίεση του ατμού **P[6]** (bar), αφορά την πίεση κατανάλωσης ατμού και είναι παράμετρος. Οι μεταβολές της σε συνθήκες λειτουργίας εξαρτώνται από την απόκριση των μειωτών πίεσης σε μεταβαλλόμενες συνθήκες και για τους σκοπούς της μελέτης θεωρείται σταθερή. Η τιμή της τίθεται ίση με το σημείο ρύθμισης των μειωτών πίεσης.

#### 4.2.10 Θέση 6 phe –παροχή ατμού προς εναλλάκτες

Η θέση 6 phe είναι το σημείο του κυκλώματος όπου ο ατμός, μετά την μείωση πίεσης, ρέει προς τους εναλλάκτες θερμότητας με την κατάλληλη παροχή.

Παράμετροι των εναλλακτών είναι οι παροχές των δύο ρευστών ανακυκλοφορίας **m\_dot\_water[1]** και **m\_dot\_water[2]** (kg/h) καθώς και οι θερμοκρασίες εισόδων και εξόδων **T\_water\_in[1]**, **T\_water\_out[1]**, **T\_water\_in[2]**, **T\_water\_out[2]** (K). Οι τιμές των παραμέτρων καθορίζονται από τις ανάγκες της παραγωγικής διαδικασίας και συγκεκριμένα οι μεν τιμές των θερμοκρασιών παραμένουν σταθερές με μια διακύμανση max +0,5/-0,5 K, οι δε τιμές των παροχών είναι μεγέθη που καθορίζονται από το φορτίο της παραγωγικής διαδικασίας. Οι παροχές στα πλαίσια της μελέτης τίθενται στις μέγιστες δυνατές τιμές τους.

#### 4.2.11 Θέση 6 c -συμπύκνωμα από εναλλάκτες

Στην θέση 6c, το κορεσμένο συμπύκνωμα εξέρχεται από τους εναλλάκτες ατμού-νερού, συλλέγεται στις ατμοπαγίδες και προωθείται μέσω της διαφορικής πίεσης μέχρι το δοχείο επιστροφής συμπυκνωμάτων. Όλες οι μεταβλητές που χαρακτηρίζουν αυτό το σημείο είναι εξαρτημένες

#### 4.2.12 Θέση 6 mix -παροχή ατμού προς μονάδες ανάμειξης

Η θέση 6 mix είναι η παροχή ατμού προς τις μονάδες ανάμειξης, μετά από το σημείο μείωσης πίεσης του ατμού. Παράμετροι των μονάδων ανάμειξης είναι η παροχή νερού ανάμειξης **m\_dot\_water[3]** (kg/h) και οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του νερού **T\_water\_in[3]**, **T\_water\_out[3]** (K).

Η παροχή του νερού ανάμειξης είναι μεταβαλλόμενο μέγεθος που καθορίζει το φορτίο της συσκευής και τίθεται στην μέγιστη τιμή της, ενώ οι θερμοκρασίες νερού εισόδου και εξόδου

προκύπτουν από τις ανάγκες της παραγωγικής διαδικασίας και οι τιμές τους είναι σταθερές με μια διακύμανση  $+0,5/-0,5$  K.

#### 4.2.13 Θέση 6 inj -παροχή ατμού προς μονάδες ψεκασμού

Στην θέση 6 inj , ο ατμός μετά τον μειωτή πίεσης ρέει προς τις μονάδες ψεκασμού στους φούρνους ατμού-αέρα. Παράμετρος του σημείου 6 inj είναι η απαιτούμενη παροχή ατμού **m\_dot\_inj[6]** (kg/h). Όπως έχει προαναφερθεί οι συγκεκριμένες συσκευές λειτουργούν με σταθερή παροχή ατμού που προκαθορίζεται από τον κατασκευαστή τους.

Παράμετροι είναι επίσης η παροχή αέρα στην συσκευή από τον ανεμιστήρα εισόδου **Q\_dot\_air[1]** (m<sup>3</sup>/h) και η θερμοκρασία εισόδου του αέρα **T\_air\_in[1]** (K). Η πρώτη λαμβάνεται από τα στοιχεία του κατασκευαστή και η δεύτερη είναι η θερμοκρασία του αέρα στους χώρους παραγωγής.

#### 4.2.14 Θέση 7 -συμπύκνωμα προς δοχείο συμπυκνωμάτων

Η θέση αυτή αποτελεί το σημείο του κυκλώματος όπου η συνολική προκύπτουσα ποσότητα συμπυκνώματος ρέει στις σωληνώσεις επιστροφής και καταλήγει στο δοχείο επιστροφής συμπυκνωμάτων.

Μεταβλητή απόφασης αυτού του σημείου είναι η πίεση **PRE[7]** (bar). Είναι η πίεση που επικρατεί στο δοχείο συμπυκνωμάτων και η οποία ρυθμίζεται μέσω κατάλληλης ρύθμισης της βαλβίδας σταθερής πίεσης που υπάρχει στην σωλήνα εξαγωγής δευτερογενούς ατμού. Η διακύμανση της πίεσης σε σταθερές συνθήκες φορτίου μπορεί να αμεληθεί και σαν αρχική τιμή λαμβάνεται η υπάρχουσα ρύθμιση. Εύρος ρύθμισης όπως έχει προαναφερθεί είναι το 1,2 – 3 bar abs.

#### 4.2.15 Θέση 7D -δευτ/νης ατμός στο δοχείο συμπυκνωμάτων

Στην θέση 7D ο παραγόμενος από το συμπύκνωμα δευτερογενής ατμός εξέρχεται μέσω της βαλβίδας σταθερής πίεσης του δοχείου στην ατμόσφαιρα. Όλες οι μεταβλητές που χαρακτηρίζουν αυτό το σημείο είναι εξαρτημένες

#### 4.2.16 Θέση 7c -συμπύκνωμα στο δοχείο συμπυκνωμάτων

Η θέση 7c αποτελεί την έξοδο κορεσμένου συμπυκνώματος από το δοχείο συμπυκνωμάτων και την είσοδο του δοχείου συμπλήρωσης νερού. Το συμπύκνωμα ρέει ωθούμενο από την βαρύτητα

και την προκύπτουσα διαφορική πίεση μεταξύ δοχείου συμπυκνωμάτων και συμπλήρωσης. Όλες οι μεταβλητές που χαρακτηρίζουν αυτό το σημείο είναι εξαρτημένες

#### 4.2.17 Θέση 8 -νερό προς δοχείο κορεσμού

Η θέση 8 είναι η έξοδος του δοχείου συμπλήρωσης νερού. Σε αυτό το σημείο το ρευστό είναι μείγμα νερού συμπλήρωσης και επιστρεφόμενου συμπυκνώματος σε θερμοκρασία χαμηλότερη από την θερμοκρασία κορεσμού. Το νερό αναρροφάται από το δοχείο συμπλήρωσης και προωθείται μέσω σωληνώσεων μεγάλου μήκους προς το αντλιοστάσιο μέσω αντλιών συνολικής ισχύος 11 kW. Όλες οι μεταβλητές που χαρακτηρίζουν αυτό το σημείο είναι εξαρτημένες

#### 4.2.18 Θέση 9 -παροχή ατμού δοχείου κορεσμού

Στην θέση 9 βρίσκεται η παροχή ατμού προς το δοχείο κορεσμού συμπυκνώματος. Μεταβλητή του σημείου 9 είναι η πίεση του δοχείου κορεσμού **PRE[9]** (bar), η οποία και είναι μεταβλητή απόφασης. Η πίεση του δοχείου, όπως έχει προαναφερθεί ρυθμίζεται και διατηρείται σταθερή μέσω βαλβίδας σταθερής πίεσης, ενώ η παροχή ατμού είναι μεταβαλλόμενη. Όλες οι υπόλοιπες μεταβλητές που χαρακτηρίζουν αυτό το σημείο είναι εξαρτημένες. Ως τιμή της PRE[9] τίθεται η αρχική ρύθμιση της βαλβίδας σταθερής πίεσης και το εύρος ρύθμισης όπως έχει προαναφερθεί 1,2-4 bar abs .

#### 4.2.19 Θέση 10 -νερό προς απαεριωτή

Η θέση 10 είναι έξοδος του δοχείου κορεσμού συμπυκνώματος και είσοδος του δοχείου απαερίωσης. Το κορεσμένο συμπύκνωμα ρέει μέσω βαρύτητας και προκύπτουσας διαφορικής πίεσης προς το δοχείο απαερίωσης όπου και εκτονώνεται. Όλες οι μεταβλητές που χαρακτηρίζουν αυτό το σημείο είναι εξαρτημένες

#### 4.2.20 Θέση 11 -δευτερογενής ατμός στον απαεριωτή

Η θέση 11 αποτελεί την έξοδο του παραγόμενου δευτερογενούς ατμού και των παραγόμενων αερίων της απαερίωσης από το δοχείο απαερίωσης προς το περιβάλλον. Μεταβλητή απόφασης του σημείου αποτελεί η πίεση του δοχείου απαερίωσης **PRE[11]** (bar) η οποία ρυθμίζεται και διατηρείται σταθερή μέσω της βαλβίδας σταθερής πίεσης. Η τιμή της πίεσης παραμένει πρακτικά σταθερή κατά την διάρκεια της λειτουργίας του συστήματος και λαμβάνεται ίση με την αρχική ρύθμιση της βαλβίδας. Το εύρος ρύθμισης όπως έχει προαναφερθεί είναι :1- 3 bar abs.

#### 4.2.21 Θέση 12 / 12feed- συμπύκνωμα στον απαεριωτή

Η θέση 12 βρίσκεται στην έξοδο κορεσμένου συμπυκνώματος από το δοχείο απαερίωσης προς τον λέβητα. Διαχωρίζεται από την θέση 12 feed λόγω της ύπαρξης αντλίας υψηλής πίεσης, ισχύος 7.5 kW, η οποία καταθλίβει το συμπύκνωμα στην είσοδο του λέβητα. Όλες οι μεταβλητές που χαρακτηρίζουν τα δύο σημεία είναι εξαρτημένες

#### 4.2.22 Θέση 13 -απομάστευση λέβητα

Η θέση 13 είναι η απομάστευση κορεσμένου συμπυκνώματος από δοχείο του λέβητα μέσω αυτόματων βαλβίδων αποχέτευσης (στρατσώνες). Το σημείο χαρακτηρίζεται από την παράμετρο ποσοστού απομάστευσης **C\_bldw**.

Η παράμετρος αυτή εκφράζει το ποσό του συμπυκνώματος, ως ποσοστό της ατμοπαραγωγής, που πρέπει να απορριφθεί από το δοχείο του λέβητα ώστε να διατηρηθούν τα φυσικοχημικά χαρακτηριστικά του νερού στο εσωτερικό του δοχείου στα επιθυμητά επίπεδα. Στην πραγματικότητα αυτή η τιμή καθορίζεται μέσω χημικών αναλύσεων του επιστρεφόμενου συμπυκνώματος, του νερού τροφοδοσίας και του νερού του λέβητα ενώ επιπλέον εξαρτάται από τον λόγο του νερού συμπλήρωσης προς το επιστρεφόμενο συμπύκνωμα.

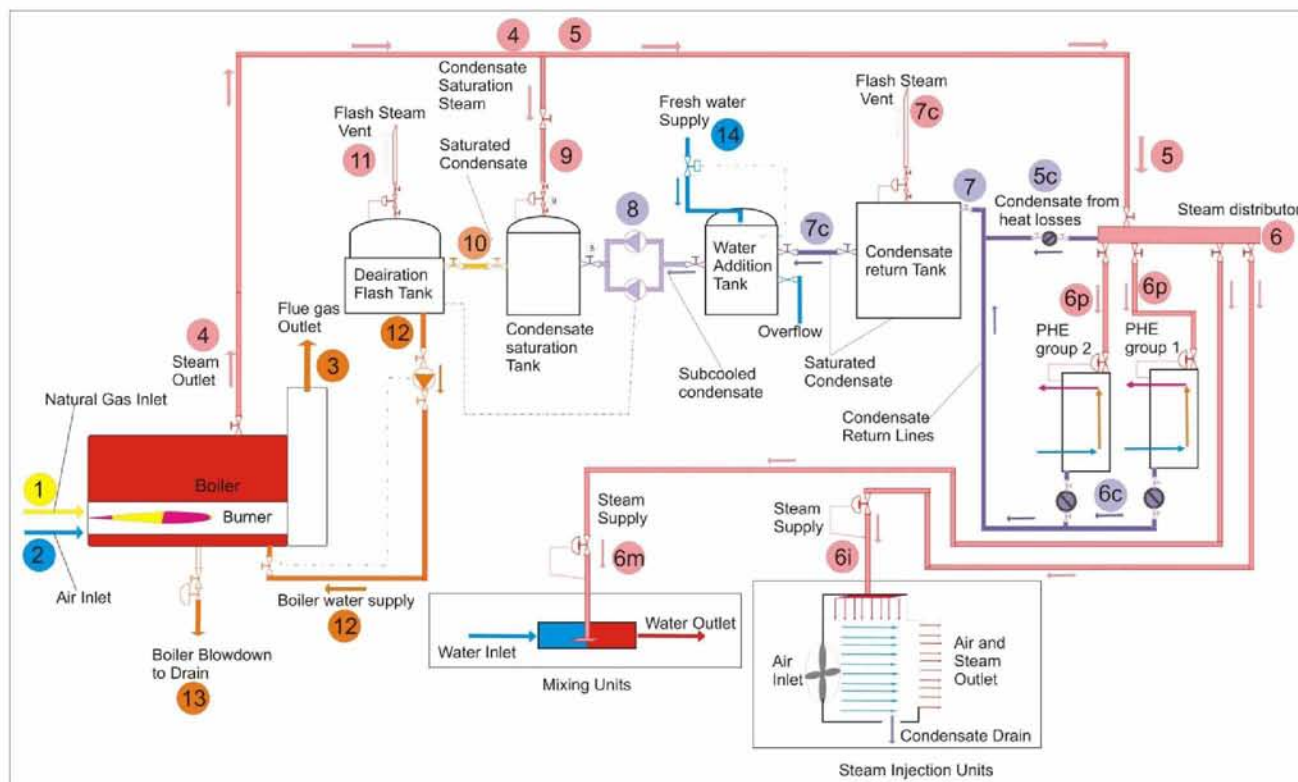
Διακυμάνσεις του λόγου συμπλήρωσης νερού, εξαιτίας της προσθαφαίρεσης φορτίων διαφορετικής φύσης, εξισορροπούνται από αυτοματισμό που μετρά την αγωγιμότητα του νερού στο δοχείο του λέβητα και αναλόγως ρυθμίζει την παροχή της στρατσώνας με αναλογική στραγγαλιστική βαλβίδα.

Η τιμή που χρησιμοποιείται για την παρούσα μελέτη έχει υπολογιστεί για το υπάρχον σύστημα και είναι σταθερή. Οι διακυμάνσεις της αναλογικής στρατσώνας δεν λαμβάνονται υπόψη.

#### 4.2.23 Θέση 14 -προσθήκη νερού συμπλήρωσης

Η θέση 14 είναι η είσοδος επεξεργασμένου νερού στο δοχείο συμπλήρωσης. Το νερό παρέχεται από δίκτυο της βιομηχανικής μονάδας και παράμετρος αυτού είναι μόνο η θερμοκρασία του **TEMP[14]** (K), η οποία τίθεται ίση με την θερμοκρασία περιβάλλοντος.

### 4.3 Συγκεντρωτικοί πίνακες μεταβλητών



Σχήμα 12: Το συνολικό κυκλωμα ατμού με τα αριθμημένα σημεία υπολογισμού

Μεταβλητές Απόφασης	
Παράμετροι(τυπικά-βιβλιογραφικά μεγέθη )	
Παράμετροι (λειτουργικά- μετρούμενα μεγέθη )	
Εξαρτημένες Μεταβλητές	

Σύσταση Φυσικού Αερίου		
xNG_CH4	0,98	Kmol CH4 / Kmol B
xNG_C2H6	0,006	KmolC2H6 / Kmol B
xNG_C3H8	0,002	KmolC3H8 / Kmol B
xNG_C4H10	0,002	KmolC4H10 / Kmol B
xNG_C5H12	0,001	KmolC5H10 / Kmol B
xNG_N2	0,008	Kmol N2 / Kmol B
xNG_CO2	0,001	Kmol CO2 / Kmol B

Υγρασία Αέρα	
HUM=	70%
Περιεχόμενο οξυγόνο	
X_O2_AIR=	0,21
Σταθερά απωλειών καυστήρα	
C_burner_loss=	0,20%

Συσταση ξηρών καυσερίων		
CD_CO2	0,095	Kmol CO2 / Kmol dry V
PPM_CO	2	
PPM_NO	0,1	
CD_O2	0,025	KmolO2 / Kmol dry V

		<i>kg /h</i>	<i>bar</i>	<i>Celcius</i>
<b>Περιγραφή συστήματος</b>	<b>Θέση</b>	<b><i>m [i]</i></b>	<b><i>P [i]</i> (bar)</b>	<b><i>T [i]</i></b>
Εισοδος φ.α. στον καυστήρα	1		1,013	26
Εισοδος αέρα στον καυστήρα	2		1,013	26
Εξοδος καυσαερίων στην ατμοσφαιρα	3		1,013	200
Εξοδος ατμου απο λέβητα	4		8,5	
Παροχή ατμού στο συλλέκτη	5			
Συμπύκνωμα στον συλλέκτη	5c			
Ατμος στον συλλέκτη	5D			
Εξοδος ατμου προς καταναλώσεις	6		4,5	
Παροχή ατμού προς εναλλάκτες	6phe			
Παροχη ατμού προς μονάδες ανάμειξης	6mix			
Παοχή ατμού προς μονάδες ψεκασμού	6inj			
Συμπύκνωμα απο εναλλακτες	6c			
Συμπυκνωμα προς δοχείο συμπυκνωμάτων	7		1,513	
Δευτ/νης ατμός στο δοχείο συμπυκνωματων	7D			
Συμπύκνωμα στο δοχείο συμπυκνωμάτων	7c			
Νερό προς δοχείο κορεσμού	8			
Παροχή ατμού δοχείου κορεσμού	9		1,213	
Νερό προς απαεριωτή	10			
Δευτ/νης ατμός στον απαεριωτή	11		1,013	



Συμπυκνωμα στον απαεριοτή	12			
Συμπυκνωμα τροφοδοσίας λέβητα	12 feed			
Απομάστευση λέβητα	13	341,9		
Προσθήκη νερού συμπλήρωσης	14			20

	<i>kg /h</i>	<i>Celcius</i>
<b><i>Καταναλώσεις εναλλακτών</i></b>	<b><i>m [i]</i></b>	<b><i>T [i]</i></b>
Εισοδος Ροής Νερού 1	35.000	71
Έξοδος Ροής Νερού 1		79
Εισοδος Ροής Νερού 2	120.000	45
Έξοδος Ροής Νερού 2		65
<b><i>Καταναλώσεις μονάδων μειξης</i></b>		
Εισοδος νερού	5.500	20
Εισοδος ατμου		
Εξοδος μειγματος		115
<b><i>Καταναλώσεις μονάδων φουρνων</i></b>		
Εισοδος αέρα	817,2	25
Εισοδος ατμου	600	
Εξοδος συμπυκνωματος		
Εξοδος μειγματος		75

Πίνακας 12 :Συγκεντρωτικός πίνακας παραμέτρων και μεταβλητών συστήματος

Στον πίνακα 12 εμφανίζονται όλες οι μεταβλητές οι οποίες εισάγονται στις εξισώσεις μελέτης του κυκλώματος ατμού. Διευκρινιστικά, γίνεται διαχωρισμός κατ'αρχήν μεταξύ μεταβλητών απόφασης, παραμέτρων και εξαρτημένων μεταβλητών, αλλά και απο το πλήθος των παραμέτρων, μεταξύ αυτών που μετρούνται στο υπάρχον σύστημα και αποτελούν σταθερό λειτουργικό χαρακτηριστικό του και αυτών στις οποίες δίδεται μια κοινή βιβλιογραφική τιμή.

#### 4.4 Εξισώσεις ενεργειακής και εξεργειακής ανάλυσης

Στις θέσεις 1, 2 και 3, λόγω της συσχέτισης ουσιών διαφορετικής σύστασης είναι απαραίτητη η χρήση της συνάρτησης της ειδικής ενθαλπίας σχηματισμού των στοιχείων που εμπλέκονται. Τα εμπλεκόμενα αέρια θεωρούνται ιδανικά και η ενθαλπία τους εξαρτάται μόνο απο την θερμοκρασία τους. Η ενθαλπία σχηματισμού λαμβάνει την τιμή 0 σε συνθήκες ανάφοράς πίεσης 1,013 bar και θερμοκρασίας 298 K για όλα τα φυσικά στοιχεία. Για τις χημικές ενώσεις λαμβάνει θετικές ή αρνητικές τιμές. Για τα σημεία ομογενούς συστασης χρησιμοποιούνται οι συναρτήσεις της ενθαλπίας του EES με κατασταση αναφοράς το κορεσμένο υγρό στους 273 K.

Σε όλα τα σημεία για τον υπολογισμό των τιμών της εντροπίας χρησιμοποιούνται οι συναρτήσεις της απόλυτης ειδικής εντροπίας και τα αέρια θεωρούνται ιδανικά.

##### 4.4.1 Θέση 1-εισοδος φυσικού αερίου στον καυστήρα

Καταστατικά μεγέθη :

$$P[1] = P_{Eref} \quad (1)$$

$$T[1] = T_{EPref} \quad (2)$$

Ενθαλπία :

Ως ενθαλπία στην θέση 1 νοείται η θερμογόνος δύναμη του φυσικού αερίου. Η τιμή της θερμογόνου θα υπολογιστεί με βάση τις ενθαλπίες σχηματισμού του φυσικού αερίου, του αέρα και των καυσαερίων.

Η ενθαλπία σχηματισμού του φυσικού αερίου υπολογίζεται με βάση τις περιεκτικότητες αυτού σε αέρια και των ενθαλπιών σχηματισμού αυτών.

$$h_{form\_NG\_stoix} = \sum (x_{NG\_i} * Enthalpy(i, T=TEMPref)) \quad (kJ / kmol B) \quad (3)$$

οπου i τα αέρια συστατικά του φυσικού αερίου.

Ομοίως υπολογίζεται η ενθαλπία σχηματισμού του αέρα και αναγεται σε kmol καυσίμου μέσω του συντελεστή **ns\_complete** (kmol αέρα/kmol B στοιχειομετρικής καύσης)

$$h_{\text{form\_air\_stoix}} = \sum (x_{\text{air}_i} * \text{Enthalpy}(i, T = \text{TEMPref})) * ns_{\text{complete}} \quad (\text{kJ} / \text{kmol B}) \quad (4)$$

οπου  $i$  τα αέρα που συναποτελούν τον υγρό αέρα ( σχετική υγρασία **HUM=70 %** ).

Τέλος με όμοιο τρόπο υπολογίζεται η ενθαλπία των καυσαερίων που θα προέκυπταν στοιχειομετρικά :

$$\begin{aligned} h_{\text{form\_fluegas\_stoix}} = & \sum (x_{\text{NG}_i} * c_{\text{CO}_2_i} * \text{Enthalpy}(\text{CO}_2; T = \text{TEMPref}) + \\ & \sum (x_{\text{NG}_i} * c_{\text{H}_2\text{O}_i} * \text{Enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T = \text{TEMPref}) + x_L * ns_{\text{complete}}) * \text{Enthalpy}(\text{H}_2\text{O}; T = \text{TEMPref}) + \\ & (x_{\text{NG}_N_2} + (o_{\text{min}} * (1 - x_{\text{O}_2_{\text{AIR}}}) / X_{\text{O}_2_{\text{AIR}}})) * \text{Enthalpy}(\text{N}_2; T = \text{TEMPref}) \end{aligned} \quad (\text{kJ} / \text{kmol B}) \quad (5)$$

Στην εξίσωση 5 οι συντελεστές  $c_{\text{CO}_2_i}$  και  $c_{\text{H}_2\text{O}_i}$  είναι οι ποσοτικοί συντελεστές που προκύπτουν από την στοιχειομετρική καύση του φυσικού αερίου,  $o_{\text{min}}$  η ελάχιστη απαιτούμενη ποσότητα οξυγόνου.

Τελικά η ανώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση :

$$h_{\text{NG}} = h_{\text{form\_NG\_stoix}} + h_{\text{form\_air\_stoix}} - h_{\text{form\_flue\_gas\_stoix}} \quad (\text{kJ} / \text{kmol B}) \quad (6)$$

#### Ροή ενέργειας

$$e_{[1]} = h_{\text{NG}} * n_{\text{dot}} [1] \quad (\text{kW}) \quad (7)$$

#### Εντροπία

Η απόλυτη ειδική εντροπία υπολογίζεται από την σχέση :

$$s_{[1]} = \sum (x_{\text{NG}_i} * \text{Entropy}(i, T = T_{[1]}, P = P_{[1]})) \quad (\text{kJ} / \text{kmol B} * \text{K}) \quad (8)$$

#### Ροή εντροπίας:

$$s_{\text{dot}}[1] = s[1] * n_{\text{dot}}[1] \quad (\text{kJ/sec} \cdot \text{K}) \quad (9)$$

Εξέργεια:

Η εξέργεια στην θέση 1, η εξέργεια του καυσίμου δηλαδή, αποτελείται από την φυσική και την χημική εξέργεια.

$$\begin{aligned} ex_{ph}[1] = & \sum (x_{NG\_i} * ((Enthalpy(i; T=T[1]) - Enthalpy(i; T=TEMPref)) - TEMPref * (Entropy(i; T=T[1]; P=P[1]) - \\ & Entropy(i; T=TEMPref; P=PREref))) \\ & (\text{kJ} / \text{kmol B}) \end{aligned} \quad (10)$$

Για τον υπολογισμό της χημικής εξέργειας θα χρησιμοποιηθούν, για τα αέρια που αποτελούν το φυσικό αέριο, οι τιμές πρότυπης μοριακής χημικής εξέργειας όπως δίδονται στο (9) A-26 ,Model 2.

$$\begin{aligned} ex_{ch}[1] = & \sum (x_{NG\_i} * ex_{ch\_st\_i}) + R * TEMPref * \sum (x_{NG\_i} * \ln(x_{NG\_i})) \\ & (\text{kJ} / \text{kmol B}) \end{aligned} \quad (11)$$

Τελικά :

$$ex[1] = ex_{ph}[1] + ex_{ch}[1] \quad (\text{kJ} / \text{kmol B}) \quad (12)$$

Ροή εξέργειας:

$$ex_{\text{dot}}[1] = ex[1] * n_{\text{dot}}[1] \quad (\text{kW}) \quad (13)$$

#### 4.4.2 Θέση 2-εισοδος αέρα στον καυστήρα

Καταστατικά μεγέθη :

$$P[2] = PREref \quad (14)$$

$$T[2] = TEMPref \quad (15)$$

### Ενθαλπία :

Η ενθαλπία του εισερχόμενου αέρα, θα υπολογιστεί με βάση τις ενθαλπίες σχηματισμού των συστατικών του κατά τα πρότυπα της προηγούμενης παραγράφου.

$$h_{\text{form\_air}} = \sum (x_{\text{air}_i} \cdot \text{Enthalpy}(i; T = \text{TEMPref}) \cdot \dot{n}_s[2]) \quad (\text{kJ} / \text{kmol B}) \quad (16)$$

όπου  $\dot{n}_s[2]$  ο συντελεστής αναγωγής σε kmol καυσίμου (kmol air / kmol B)  
Τελικά η ενθαλπία του εισερχόμενου αέρα υπολογίζεται :

$$h_2 = \sum (x_{\text{air}_i} \cdot \text{Enthalpy}(i; T = T[2]) \cdot \dot{n}_s[2]) - h_{\text{form\_air}} \quad (\text{kJ} / \text{kmol B}) \quad (17)$$

### Ροή ενέργειας

$$\dot{e}_2 = h_2 \cdot \dot{n}_s[2] \quad (\text{kW}) \quad (18)$$

### Εντροπία

Η απόλυτη ειδική εντροπία υπολογίζεται από την σχέση :

$$s_2 = \sum (x_{\text{air}_i} \cdot \text{Entropy}(i, T = T[2], P = P[2])) \quad (\text{kJ} / \text{kmol} \cdot \text{K}) \quad (19)$$

### Ροή εντροπίας:

$$\dot{s}_2 = s_2 \cdot \dot{n}_s[2] \quad (\text{kJ/sec} \cdot \text{K}) \quad (20)$$

### Εξέργεια:

Η εξέργεια στην θέση 2, η εξέργεια του αέρα δηλαδή, αποτελείται από την φυσική και την χημική εξέργεια.

$$\begin{aligned} ex_{ph\_2} = & \sum (x_{\text{air}_i} \cdot ((\text{Enthalpy}(i; T = T[2]) - \text{Enthalpy}(i; T = \text{TEMPref})) - \text{TEMPref} \cdot (\text{Entropy}(i; T = T[2]; P = P[2]) - \\ & \text{Entropy}(i; T = \text{TEMPref}; P = P_{\text{ref}}))) \\ & (\text{kJ} / \text{kmol air}) \end{aligned} \quad (21)$$

Για τον υπολογισμό της χημικής εξέργειας θα χρησιμοποιηθούν, για τα αέρια που αποτελούν τον αέρα, οι τιμές της πρότυπης μοριακής χημικής εξέργειας όπως δίδονται στο (9) A-26 Model 2 .

$$\begin{aligned} ex\_ch\_ [2] = & \sum (x\_air\_i * ex\_ch\_st\_i) + R * TEMPref * \sum (x\_air\_i * \ln (x\_air\_i)) \\ & (kJ / kmol air) \end{aligned} \quad (22)$$

Τελικά :

$$ex\_ [2] = ex\_ph\_ [2] + ex\_ch\_ [2] \quad (kJ / kmol air) \quad (23)$$

Ροή εξέργειας:

$$ex\_dot[2] = ex\_ [2] * n\_dot [2] \quad (kW) \quad (24)$$

#### 4.4.3 Θέση 3-εξοδος καυσαερίων προς την ατμόσφαιρα

Καταστατικά μεγέθη :

$$P[3] = PREref \quad (25)$$

$$T[3] = TEMP[3] \quad (26)$$

Ενθαλπία :

Η ενθαλπία του εξερχόμενου καυσαερίου, θα υπολογιστεί με βάση τις ενθαλπίες σχηματισμού των συστατικών του κατά τα πρότυπα της προηγούμενης παραγράφου.

$$\begin{aligned} h\_form\_flue\_gas = & \sum (CD\_i * Enthalpy(i; T=TEMPref) * ntr) + C\_H2O * Enthalpy(i; T=TEMPref) / n\_bv \\ & (kJ / kmol B) \end{aligned} \quad (27)$$

όπου **ntr** είναι ο συντελεστής αναγωγής kmol ξηρών καυσαερίων/kmol καυσαερίων (kmol dV / kmol V) και **n<sub>bv</sub>** είναι ο συντελεστής αναγωγής kmol καυσαερίων/kmol καυσίμου (kmol V / kmol B).

Τελικά η ενθαλπία του εξερχόμενου καυσαερίου υπολογίζεται :

$$h_{[3]} = \sum (CD_i * Enthalpy(i; T=T[3]) * n_{tr} + C_{H_2O} * Enthalpy(H_2O; T=T[3])) / n_{bv\_form\_flue\_gas} \quad (28)$$

(kJ / kmol B)

Ροή ενέργειας

$$e_{[3]} = h_{[3]} * n_{dot}[3] \quad (kW) \quad (29)$$

Εντροπία

Η απόλυτη ειδική εντροπία υπολογίζεται απο την σχέση :

$$s_{[3]} = \sum (CD_i * Entropy(i; T=T[3], P=P[3]) * n_{tr}) + C_{H_2O} * Entropy(H_2O; T=T[3], P=P[3]) \quad (30)$$

(kJ / kmol V)

Ροή εντροπίας:

$$s_{dot}[3] = s_{[3]} * n_{dot}[3] \quad (kJ/sec * K) \quad (31)$$

Εξέργεια:

Η εξέργεια στην θέση 3 , η εξέργεια των καυσαερίων δηλαδή, αποτελείται απο την φυσική και την χημική εξέργεια.

$$ex_{ph}[3] = C_{H_2O} * (Enthalpy(H_2O; T=T[3]) - Enthalpy(H_2O; T=TEMPref)) - TEMPref * (Entropy(H_2O; T=T[3], P=P[3]) - ENTROPY(H_2O; T=TEMPref, P=PREref)) + \sum (CD_i * n_{tr} * ((ENTHALPY(i; T=T[3]) - ENTHALPY(i; T=TEMPref)) - TEMPref * (Entropy(i; T=T[3], P=P[3]) - Entropy(i; T=TEMPref, P=PREref)))) \quad (32)$$

( kJ / kmol V)

Για τον υπολογισμό της χημικής εξέργειας θα χρησιμοποιηθούν, για τα αέρια που αποτελούν τα καυσάερια, οι τιμές προτυπης μοριακής χημικής εξεργειας όπως δίδονται στο (9) A-26, Model 2.



$$\begin{aligned} \text{ex\_ch}[3] = & \sum (CD\_i * \text{ex\_ch\_st\_i}) + R * \text{TEMPref} * \sum (CD\_i * \ln(CD\_i)) \\ & (\text{kJ} / \text{kmol V}) \end{aligned} \quad (33)$$

Τελικά :

$$\text{ex}[3] = \text{ex\_ph}[3] + \text{ex\_ch}[3] \quad (\text{kJ} / \text{kmol V}) \quad (34)$$

Ροή εξέργειας:

$$\text{ex\_dot}[3] = \text{ex}[3] * \text{n\_dot}[3] \quad (\text{kW}) \quad (35)$$

#### 4.4.4 Εξισώσεις υπολογισμού μεγεθών κορεσμένου ατμού.

Στις θέσεις όπου το ρευστό διεργασίας είναι κορεσμένος ατμός, για τον υπολογισμό της ενθαλπίας και της εντροπίας του κορεσμένου ατμού χρησιμοποιούνται οι ενσωματωμένες συναρτήσεις του EES Enthalpy(Steam) και Entropy (Steam). Οι συναρτήσεις υπολογίζουν τις καταστατικές ιδιοτητες του ατμού ως πραγματικό αέριο και δέχονται δυο ορίσματα για τον υπολογισμό της τιμής που αποδίδουν.

Καταστατικά μεγέθη :

$$P[4] = \text{PRE}[4] \quad (\text{bar}) \quad (36)$$

$$T[4] = T\_sat(\text{Steam}; P=P[4]) \quad (\text{K}) \quad (37)$$

$$P[5] = P[4] \quad (\text{bar}) \quad (38)$$

$$T[5] = T\_sat(\text{Steam}; P=P[5]) \quad (\text{K}) \quad (39)$$

$$P\_D[5] = P[5] \quad (\text{bar}) \quad (40)$$

$$T\_D[5] = T\_sat(\text{Steam}; P=P[5]) \quad (\text{K}) \quad (41)$$

$$P[9] = \text{PRE}[9] \quad (\text{bar}) \quad (42)$$

$$T[9] = T\_sat(\text{Steam}; P=P[9]) \quad (\text{K}) \quad (43)$$

$$P\_D[7]= PRE[7] \quad (\text{bar}) \quad (44)$$

$$T\_D[7]= T\_sat(\text{Steam};P=P\_D[7]) \quad (\text{K}) \quad (45)$$

$$P\_D[11]= PRE[11] \quad (\text{bar}) \quad (46)$$

$$T\_D[11]= T\_sat(\text{Steam};P=P\_D[11]) \quad (\text{K}) \quad (47)$$

#### Ενθαλπία :

Η ενθαλπία του ατμού υπολογίζεται όπως έχει προαναφερθεί μέσω της συνάρτησης Enthalpy,

$$h[i]=\text{Enthalpy}(\text{Steam};P=P[i];x=0,97) \quad (\text{kJ / kmol}) \quad (48)$$

Οι παραπάνω συναρτήσεις αποδίδουν την ειδική ενθαλπία του κορεσμένου ατμού (βαθμός κορεσμού  $x$ ), με συνθήκες αναφοράς, το κορεσμένο υγρό στους 273 K.

#### Ροή ενέργειας

Οι ροές ενέργειας υπολογίζονται ως γινόμενα ενθαλπίας και παροχής

$$e\_ [i]= h\_ [i]*n\_ dot [i] \quad (\text{kW}) \quad (49)$$

#### Εντροπία

Οι τιμές της ειδικής εντροπίας υπολογίζονται απο τις σχέσεις :

$$s\_ [i]=\text{Entropy}(\text{Steam};P=P[i];x=0,97) \quad (\text{kJ/kmol*K}) \quad (50)$$

Η παραπάνω συνάρτηση αποδίδει την ειδική εντροπία του κορεσμένου ατμού (βαθμός κορεσμού  $x$ ), με συνθήκες αναφοράς ,το κορεσμένο υγρό στους 273 K.

#### Ροή εντροπίας:

Οι παρακάτω συναρτήσεις αποδίδουν την ροή εντροπίας σε κάθε σημείο .

$$s\_ dot [i]= s\_ [i]*n\_ dot [i] \quad (\text{kJ/sec*K}) \quad (51)$$

### Εξέργεια:

Η εξέργεια του ατμού στις μελετούμενες θέσεις συνίσταται από την χημική και την φυσική του εξέργεια .

Οι σχέσεις υπολογισμού της φυσικής και χημικής εξέργειας είναι οι παρακάτω :

$$\begin{aligned} ex\_ph[i] = & \text{Enthalpy(Steam;P=P[i];x=0,97)} - \text{Enthalpy(Steam;P=PREf;T=TEMPref)} - \\ & \text{TEMPref} * (\text{Entropy(Steam;P=P[i];x=0,97)} - \text{Entropy(Steam;T=TEMPref;P=PREf)}) \\ & \text{( kJ / kmol )} \end{aligned} \quad (52)$$

Η χημική εξέργεια του ατμού θεωρείται ίση με μηδέν .

$$ex\_ch[i] = 0 \quad (53)$$

Τελικά :

$$ex\_i = ex\_ph\_i + ex\_ch\_i \quad \text{( kJ / kmol )} \quad (54)$$

### Ροή εξέργειας:

Η ροή εξέργειας στις θέσεις αναφοράς υπολογίζεται από τις παρακάτω σχέσεις :

$$ex\_dot[i] = ex\_i * n\_dot [i] \quad \text{(kW)} \quad (55)$$

#### 4.4.5 Εξισώσεις υπολογισμού μεγεθών κορεσμένου συμπυκνώματος και νερού

Στις θέσεις όπου το ρευστό διεργασίας είναι κορεσμένο συμπύκνωμα ή νερό για τον υπολογισμό της ενθαλπίας και της εντροπίας χρησιμοποιούνται οι ενσωματωμένες συναρτήσεις του EES : Enthalpy(Steam) και Entropy (Steam). Οι συναρτήσεις υπολογίζουν τις καταστατικές ιδιοτητες του νερού ως πραγματικό ρευστό και δέχονται δυο ορίσματα για τον υπολογισμό της τιμής που αποδίδουν.

#### Καταστατικά μεγέθη :

$$P\_c[5] = P[5] \quad (\text{bar}) \quad (56)$$

$$T\_c[5] = T\_sat(\text{Steam}; P=P\_c[5]) \quad (\text{K}) \quad (57)$$

$$P\_c[6] = PRE[6] (\text{bar}) \quad (58)$$

$$T\_c[6] = T\_sat(\text{Steam}; P=P\_c[6]) \quad (\text{K}) \quad (59)$$

$$P\_c[7] = PRE[7] (\text{bar}) \quad (60)$$

$$T\_c[7] = T\_sat(\text{Steam}; P=P\_c[7]) \quad (\text{K}) \quad (61)$$

$$P[8] = PRE[9] \quad (\text{bar}) \quad (62)$$

$$P[10] = PRE[9] (\text{bar}) \quad (63)$$

$$T[10] = T\_sat(\text{Steam}; P=P[10]) \quad (\text{K}) \quad (64)$$

$$P[12] = PRE[11] \quad (\text{bar}) \quad (65)$$

$$T[12] = T\_sat(\text{Steam}; P=P[11]) \quad (\text{K}) \quad (66)$$

$$P_{feed}[12] = PRE[4] \quad (\text{bar}) \quad (67)$$

$$T_{feed}[12] = T\_sat(\text{Steam}; P=P_{feed}[12]) \quad (\text{K}) \quad (68)$$

$$P[13] = PRE[4] (\text{bar}) \quad (69)$$

$$T[13] = T\_sat(\text{Steam}; P=P[13]) \quad (\text{K}) \quad (70)$$

#### Ενθαλπία :

Η ενθαλπία του νερού υπολογίζεται όπως έχει προαναφερθεί μέσω της συνάρτησης Enthalpy,

$$h[i] = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=P[i]; x=0) \quad \text{για κορεσμένο νερό} \quad (\text{kJ / kmol}) \quad (71)$$

$$h[i] = \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=P[i]; T=T[i]) \quad \text{για μη κορεσμένο νερό} \quad (\text{kJ / kmol}) \quad (72)$$

Οι παραπάνω συναρτήσεις αποδίδουν την ειδική ενθαλπία του κορεσμένου νερού (βαθμός κορεσμού  $x$ ) ή του μη κορεσμένου νερού, με συνθήκες αναφοράς, το κορεσμένο υγρό στους 273 K.

### Ροή ενέργειας

Οι ροές ενέργειας υπολογίζονται ως γινόμενα ενθαλπίας και παροχής.

$$e_{[i]} = h_{[i]} \cdot \dot{n}_{[i]} \quad (\text{kW}) \quad (73)$$

### Εντροπία

Οι τιμές της ειδικής εντροπίας υπολογίζονται από τις σχέσεις :

$$s_{[i]} = \text{Entropy}(\text{Steam}; P=P_{[i]}; x=0) \quad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \quad (74)$$

$$s_{[i]} = \text{Entropy}(\text{Steam}; P=P_{[i]}; T=T_{[i]}) \quad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \quad (75)$$

Η παραπάνω συνάρτηση αποδίδει την ειδική εντροπία του κορεσμένου νερού (βαθμός κορεσμού  $x$ ) ή του μη κορεσμένου νερού, με συνθήκες αναφοράς, το κορεσμένο υγρό στους 273 K.

### Ροή εντροπίας:

Οι παρακάτω συναρτήσεις αποδίδουν την ροή εντροπίας σε κάθε σημείο .

$$s_{\text{dot}}[i] = s_{[i]} \cdot \dot{n}_{[i]} \quad (\text{kJ/sec} \cdot \text{K}) \quad (76)$$

### Εξέργεια:

Η εξέργεια του νερού στις μελετούμενες θέσεις συνίσταται από την χημική και την φυσική του εξέργεια.

Οι σχέσεις υπολογισμού της φυσικής και χημικής εξέργειας είναι οι παρακάτω :

$$\begin{aligned} ex_{ph}[i] = & \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=P_{[i]}; x=0) - \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=PREf; T=TEMPref) - \\ & TEMPref \cdot (\text{Entropy}(\text{Steam}; P=P_{[i]}; x=0) - \text{Entropy}(\text{Steam}; T=TEMPref; P=PREf)) \end{aligned} \quad (77)$$

$$\begin{aligned} ex_{ph}[i] = & \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=P_{[i]}; T=T_{[i]}) - \text{Enthalpy}(\text{Steam}; P=PREf; T=TEMPref) - TEMPref \cdot (\text{Entropy}(\text{Steam}; P=P_{[i]}; \\ & T=T_{[i]}) - \text{Entropy}(\text{Steam}; T=TEMPref; P=PREf)) \\ & (\text{kJ / kmol}) \end{aligned} \quad (78)$$

Η χημική εξέργεια του νερού θεωρείται ίση με μηδέν .

$$ex_{ch}[i]=0 \quad (79)$$

Τελικά :

$$ex_{[i]}=ex_{ph_{[i]}}+ex_{ch_{[i]}} \quad (kJ / kmol) \quad (80)$$

Ροή εξέργειας:

Η ροή εξέργειας στις θέσεις αναφοράς υπολογίζεται απο τις παρακάτω σχέσεις :

$$ex_{dot}[i]=ex_{[i]}*n_{dot}[i] \quad (kW) \quad (81)$$

#### 4.4.6 Εξισώσεις υπολογισμού μεγεθών αέρα

Στις θέσεις όπου το ρευστό διεργασίας είναι αέρας για τον υπολογισμό της ενθαλπίας και της εντροπίας του αέρα χρησιμοποιούνται οι ενσωματωμένες συναρτήσεις του EES Enthalpy(Air) και Entropy (Air). Οι συναρτήσεις υπολογίζουν τις καταστατικές ιδιοτητες του αέρα ως ιδανικό αέριο και δέχονται ένα όρισμα για τον υπολογισμό της τιμής που αποδίδουν.

Καταστατικά μεγέθη :

$$P_{air}=PRE_{ref} \quad (bar) \quad (82)$$

$$T_{air}=TEMP_{ref} \quad (K) \quad (83)$$

Ενθαλπία :

Η ενθαλπία του αέρα υπολογίζεται όπως έχει προαναφερθεί μέσω της συνάρτησης Enthalpy,

$$h[i]=Enthalpy(Air;T=T_{air}) \quad (kJ / kmol) \quad (84)$$

Ροή ενέργειας

Οι ροές ενέργειας υπολογίζονται ως γινόμενα ενθαλπίας και παροχής

$$e_{[i]} = h_{[i]} \cdot \dot{n}_{[i]} \quad (\text{kW}) \quad (85)$$

### Εντροπία

Οι τιμές της ειδικής εντροπίας υπολογίζονται απο τις σχέσεις :

$$s_{[i]} = \text{Entropy}(\text{Air}; T=T_{\text{air}}) \quad (\text{kJ/kmol} \cdot \text{K}) \quad (86)$$

### Ροή εντροπίας:

Οι παρακάτω συναρτήσεις αποδίδουν την ροή εντροπίας σε κάθε σημείο .

$$s_{\text{dot}}[i] = s_{[i]} \cdot \dot{n}_{[i]} \quad (\text{kJ/sec} \cdot \text{K}) \quad (87)$$

### Εξέργεια:

Η εξέργεια του αέρα στις μελετούμενες θέσεις συνίσταται απο την χημική και την φυσική του εξέργεια .

Οι σχέσεις υπολογισμού της φυσικής και χημικής εξεργειας είναι οι παρακάτω :

$$\begin{aligned} ex_{ph}[i] = & \text{Enthalpy}(\text{Air}; T=T_{\text{air}}) - \text{Enthalpy}(\text{Air}; T=TEMPref) - TEMPref \cdot (\text{Entropy}(\text{Air}; T=T_{\text{air}}) - \\ & \text{Entropy}(\text{Air}; T=TEMPref)) \\ & (\text{kJ / kmol}) \end{aligned} \quad (88)$$

Η χημική εξέργεια του αέρα θεωρείται ίση με μηδέν .

$$ex_{ch}[i] = 0 \quad (89)$$

Τελικά :

$$ex_{[i]} = ex_{ph}[i] + ex_{ch}[i] \quad (\text{kJ / kmol}) \quad (90)$$

### Ροή εξεργειας:

Η ροή εξέργειας στις θέσεις αναφοράς υπολογίζεται απο τις παρακάτω σχέσεις :

$$ex\_dot[i] = ex\_i * n\_dot[i] \text{ (kW)} \quad (91)$$

#### 4.4.7 Υπολογισμός απωλειών θερμότητας

Οι απώλειες θερμότητας του συστήματος υπολογίζονται στις δεξαμενές διεργασίας καθώς και στις κεντρικές σωλήνες προσαγωγής ατμού και επιστροφής συμπυκνώματος.

Ο υπολογισμός απωλειών στα πλαίσια της παρούσας μελέτης ακολουθεί της απλοποιημένες οδηγίες του VDI Richtlinie 2055. Οι συνολικές απώλειες θεωρούνται αθροισμα των απωλειών αγωγής, συναγωγής και ακτινοβολίας διαμέσου της μόνωσης και της επικάλυψης αλουμινίου.

Απαραίτητα στοιχεία είναι τα πάχη των μονώσεων  $S[i]$  (m), οι διατάσεις των σωλήνων και των δοχείων  $D[i]$  (m) και  $L[i]$  (m), η θερμική αγωγιμότητα της μόνωσης  $\lambda[i]$  (W/m<sup>2</sup>\*K) και σταθερές που υπεισέρχονται στον υπολογισμό των συντελεστών συναγωγής και ακτινοβολίας. Όλα τα παραπάνω στοιχεία αποτελούν παραμέτρους που εισάγονται στους τύπους υπολογισμού.

##### Απώλειες Αγωγής για κυλινδρικό τοίχωμα

$$Q\_cond = 2 * \pi * \lambda[i] * (T[i] - T_{surface}) * (1 / \ln((D[i] + 2 * S[i]) / D[i])) \text{ (W)} \quad (92)$$

οπου  $T[i]$  είναι η θερμοκρασία του τοιχώματος που θεωρείται ίση με την θερμοκρασία του ρέοντος ρευστού στο εσωτερικό του και  $T_{surface}$  η θερμοκρασία στην επιφάνεια της μόνωσης.

##### Απώλειες Αγωγής για επίπεδο τοίχωμα

$$Q\_cond = \lambda[i] / S[i] * (T[i] - T_{surface}) * F \text{ (W)} \quad (93)$$

οπου  $T[i]$  είναι η θερμοκρασία του τοιχώματος που θεωρείται ίση με την θερμοκρασία του ρέοντος ρευστού στο εσωτερικό του,  $T_{surface}$  η θερμοκρασία στην επιφάνεια της μόνωσης και  $F$  η επιφάνειά του.

##### Απώλειες Συναγωγής για κυλινδρικό τοίχωμα

Ο συντελεστής συναγωγής για κυλινδρικό τοίχωμα υπολογίζεται απο την σχέση :



$$ak=1.13*( ( T_{surface} -TEMP_{pref} ) / ( D[i]+2*S[i] ) )^{(1/4)} \quad ( W/m^2*K ) \quad (94)$$

και η απώλεια θερμότητας :

$$Q_{conv}= F * ak * ( T_{surface} -TEMP_{pref} ) \quad ( W ) \quad (95)$$

#### Απώλειες Συναγωγής για επίπεδο τοίχωμα

Ο συντελεστής συναγωγής για επίπεδο τοίχωμα υπολογίζεται απο την σχέση :

$$ak=1.18*( ( T_{surface} -TEMP_{pref} ) / H )^{(1/4)} \quad ( W/m^2*K ) \quad (96)$$

οπου H είναι η χαρακτηριστική διάσταση του τοιχώματος και η απώλεια θερμότητας :

$$Q_{conv}= F * ak * ( T_{surface} -TEMP_{pref} ) \quad ( W ) \quad (97)$$

#### Απώλειες ακτινοβολίας για κυλινδρικό και επίπεδο τοίχωμα

Ο συντελεστής ακτινοβολίας για κυλινδρικό και επίπεδο τοίχωμα υπολογίζεται απο την σχέση :

$$as=2.5*( ( T_{surface}/100)^4 -(TEMP_{pref}/100)^4 ) / ( T_{surface} -TEMP_{pref} ) \quad ( W/m^2*K ) \quad (98)$$

και η απώλεια θερμότητας :

$$Q_{rad}= F * as * ( T_{surface} -TEMP_{pref} ) \quad ( W ) \quad (99)$$

Σε κάθε περίπτωση η θερμοροή αγωγής ισούται με το αθροισμα των θερμοροών συναγωγής και ακτινοβολίας .

$$Q_{cond} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad ( W ) \quad (100)$$

#### 4.5 Εξισώσεις οξείδωσης φυσικού αερίου

Με βάση τις εξισώσεις οξείδωσης των συστατικών του φυσικού αερίου καταστρώνονται τα παρακάτω ισοζύγια :

##### Υπολογισμός ελάχιστου απαιτούμενου οξυγόνου

$$\begin{aligned} o_{\min} = & \quad (101) \\ & 2 * x_{NG\_CH4} + 3,5 * x_{NG\_C2H6} + \\ & 5 * x_{NG\_C3H8} + 6,5 * x_{NG\_C4H10} + 8,0 * x_{NG\_C5H12} \\ & \text{( Kmol O2 / Kmol B)} \end{aligned}$$

##### Υπολογισμός χαρακτηριστικών εισερχόμενου αέρα

$$\begin{aligned} p_s &= P\_SAT(\text{Water}; T=T[2]) \quad (\text{bar}) & (102) \\ x_{L1} &= (r_L / r_D) * HUM * p_s / (PRE[2] - HUM * p_s) \quad (\text{kg H2O / kg L}) & (103) \\ x_L &= x_{L1} * m_{w\_L} / m_{w\_H2O} \quad (\text{kmol H2O / Kmol L}) & (104) \\ x_{O2\_L} &= 0,5 * x_L * o_{2v} / X_{O2\_AIR} \quad (\text{kmol O2 / kmol V}) & (105) \\ x_{H2\_L} &= x_L * o_{2v} / X_{O2\_AIR} \quad (\text{kmol H2 / kmol V}) & (106) \end{aligned}$$

##### Υπολογισμός ειδικών μεγεθών αναγωγής

$$\begin{aligned} o_{2v} &= I * o_{\min} * n_{bv} \quad (\text{kmol O2 / kmol V}) & (106) \\ ns\_dot[3] &= 1 / n_{bv} \quad (\text{kmol V / kmol B}) & (107) \\ ns\_complete &= o_{\min} / x_{O2\_wL} \quad (\text{kmol L / kmol B stoichiometrika}) & (108) \\ n_{2v} &= ((1 - X_{O2\_AIR}) / X_{O2\_AIR}) * o_{2v} \quad (\text{kmol N}_{2v} / \text{kmol V}) & (109) \\ ns\_dot[2] &= I * o_{\min} / x_{O2\_wL} \quad (\text{kmol L / kmol B}) & (110) \end{aligned}$$

##### Ισοζύγιο άνθρακα

$$\begin{aligned} x_{NG\_CO2} * n_{bv} + O_{2v} + x_{O2\_L} &= (CD_{CO2} + CD_{NO2} + CD_{O2} + 0,5 * (CD_{CO} + CD_{NO})) * n_{tr} + \\ 0,5 * C_{H2O} & \quad (\text{kmol / kmol B}) & (111) \end{aligned}$$

##### Ισοζύγιο οξυγόνου

$$\begin{aligned} (x_{NG\_CH4} + 2 * x_{NG\_C2H6} + 3 * x_{NG\_C3H8} + 4 * x_{NG\_C4H10} + 5 * x_{NG\_C5H12} + x_{NG\_CO2}) * n_{bv} &= ( \\ CD_{CO2} + CD_{CO}) * n_{tr} & \quad (\text{kmol / kmol V}) & (112) \end{aligned}$$

#### Ισοζύγιο υδρογόνου

$$x_{H2\_L} + (2 * x_{NG\_CH4} + 3 * x_{NG\_C2H6} + 4 * x_{NG\_C3H8} + 5 * x_{NG\_C4H10} + 6 * x_{NG\_C5H12}) * n_{bv} = C_{H2O} \quad (\text{kmol} / \text{kmol V}) \quad (113)$$

#### Ισοζύγιο αζώτου

$$x_{NG\_N2} * n_{bv} + n_{2v} = (0,5 * (CD_{NO} + CD_{NO2}) + CD_{N2}) * n_{tr} \quad (\text{kmol} / \text{kmol V}) \quad (114)$$

#### Υπολογισμός ειδικού μεγεθους ntr

$$ps_o = P_{SAT}(\text{Water}; T = TEMP_{pref}) \quad (\text{bar}) \quad (115)$$

$$CD_{H2O} = ps_o / P[2] \quad (\text{kmol H2O} / \text{kmol V}) \quad (116)$$

$$n_{tr} = (1 - C_{H2O}) / (1 - CD_{H2O}) \quad (\text{kmol dV} / \text{kmol V}) \quad (117)$$

#### Ισοζύγιο περιεκτικότητας

$$CD_{CO2} + CD_{CO} + CD_{NO2} + CD_{NO} + CD_{O2} + CD_{H2O} + CD_{N2} = 1 \quad (118)$$

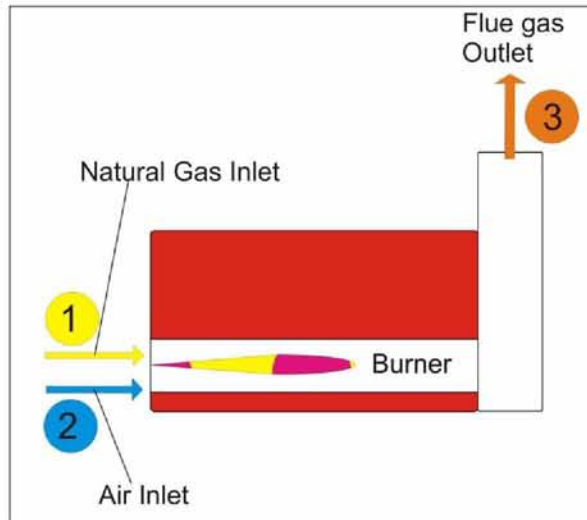
#### Υπολογισμός παροχών αέρα και καυσαερίων

$$n_{dot}[2] = ns_{dot}[2] * n_{dot}[1] \quad (\text{kmol L} / \text{sec}) \quad (119)$$

$$n_{dot}[3] = ns_{dot}[3] * n_{dot}[1] \quad (\text{kmol V} / \text{sec}) \quad (120)$$

### **4.6 Ισοζύγια ενεργειακής και εξεργειακής ανάλυσης**

#### **4.6.1 Ισοζύγια στον καυστήρα**



Σχήμα 13: Διάγραμμα ροών στον καυστήρα

#### Ισοζύγιο ενέργειας

$$q_{\text{dot\_burner}} = q_{\text{burner\_B}} \cdot n_{\text{dot}}[1] \quad (\text{kW}) \quad (121)$$

$$q_{\text{burner\_B}} = (h_{\text{NG}} + dh_{\text{air\_B}} - dh_{\text{flue\_gas\_B}} - q_{\text{burner\_loss\_B}}) \quad (\text{kJ/kmol B}) \quad (122)$$

#### Υπολογισμός ενεργειακού βαθμού απόδοσης καυστήρα

$$n_{\text{energy}}[1] = (h_{\text{NG}} + dh_{\text{air\_B}} - dh_{\text{flue\_gas\_B}} - q_{\text{burner\_loss\_B}}) / (h_{\text{NG}} + dh_{\text{air\_B}}) \quad (123)$$

#### Ισοζύγιο εντροπίας καυστήρα

$$s_{\text{dot}}[1] + s_{\text{dot}}[2] - s_{\text{dot}}[3] - q_{\text{dot\_burner}}/T_{\text{average\_flue\_gas}} - q_{\text{burner\_loss}}/T_{\text{average\_flue\_gas}} = -s_{\text{gen}}[1] \quad (\text{kJ/sec} \cdot \text{K}) \quad (124)$$

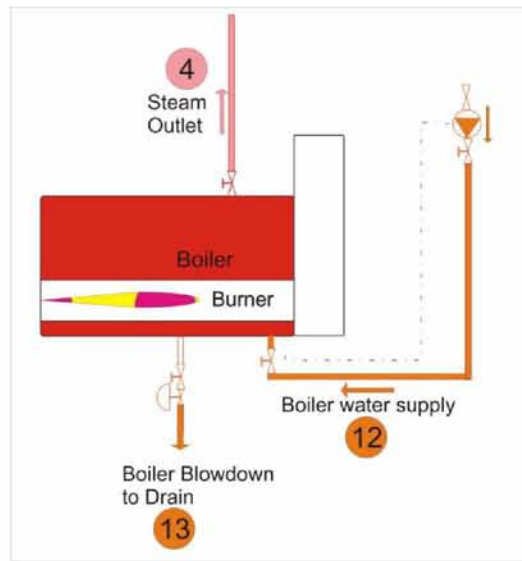
#### Ισοζύγιο εξέργειας καυστήρα

$$ex_{\text{dot}}[1] + ex_{\text{dot}}[2] - ex_{\text{dot}}[3] - (1 - \text{TEMPref}/T_{\text{average\_flue\_gas}}) \cdot q_{\text{dot\_burner}} - (1 - \text{TEMPref}/T_{\text{average\_flue\_gas}}) \cdot q_{\text{burner\_loss}} = ex_{\text{dest}}[1] \quad (\text{kW}) \quad (125)$$

#### Υπολογισμός εξεργειακού βαθμού απόδοσης καυστήρα

$$n_{\text{exergy}}[1] = (1 - \text{TEMPref}/T_{\text{average\_flue\_gas}}) \cdot q_{\text{dot\_burner}} / (ex_{\text{dot}}[1] + ex_{\text{dot}}[2]) \quad (126)$$

#### 4.6.2 Ισοζύγια στον λέβητα



Σχήμα 14: Διάγραμμα ροών στον λέβητα

##### Ισοζύγιο μαζών λέβητα

$$-n_{\text{dot}}[4] + n_{\text{dot\_feed}}[12] - n_{\text{dot}}[13] = 0 \quad (\text{kmol/sec}) \quad (127)$$

$$n_{\text{dot}}[13] = C_{\text{BLDWN}} * (n_{\text{dot\_phe}}[6] + n_{\text{dot\_mix}}[6] + n_{\text{dot\_inj}}[6]) \quad (\text{kmol/sec}) \quad (128)$$

##### Ισοζύγιο ενέργειας λέβητα

$$-e_{\text{dot}}[4] + e_{\text{dot\_feed}}[12] - q_{\text{boiler\_loss}} - e_{\text{dot}}[13] + q_{\text{dot\_burner}} = 0 \quad (\text{kW}) \quad (129)$$

##### Υπολογισμός ενεργειακού βαθμού απόδοσης λέβητα

$$n_{\text{energy}}[2] = e_{\text{dot}}[4] / (e_{\text{dot\_feed}}[12] + q_{\text{dot\_burner}}) \quad (130)$$

##### Ισοζύγιο εντροπίας λέβητα

$$s_{\text{dot\_feed}}[12] + q_{\text{dot\_burner}} / T_{\text{boiler}} - s_{\text{dot}}[4] - s_{\text{dot}}[13] - q_{\text{boiler\_loss}} / T_{\text{boiler}} - s_{\text{gen}}[2] = 0 \quad (\text{kJ/sec} * \text{K}) \quad (131)$$

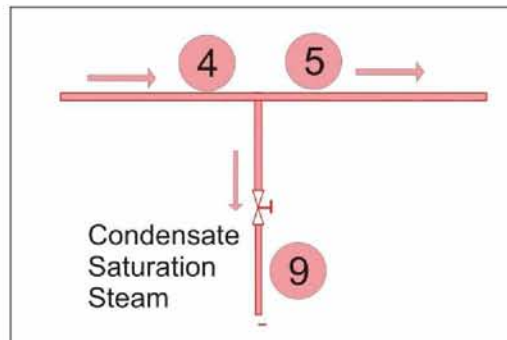
##### Ισοζύγιο εξέργειας λέβητα

$$ex_{\text{dot\_feed}}[12] + (1 - T_{\text{MPref}} / T_{\text{boiler}}) * q_{\text{dot\_burner}} - ex_{\text{dot}}[4] - ex_{\text{dot}}[13] - (1 - T_{\text{MPref}} / T_{\text{boiler}}) * q_{\text{boiler\_loss}} = ex_{\text{dest}}[2] \quad (\text{kW}) \quad (132)$$

#### Υπολογισμός εξεργειακού βαθμού απόδοσης λέβητα

$$n_{\text{exergy}}[2] = \frac{\dot{e}x_{\text{dot}}[4]}{(\dot{e}x_{\text{dot\_feed}}[12] + (1 - T_{\text{EMPref}}/T_{\text{boiler}}) * \dot{q}_{\text{dot\_burner}})} \quad (133)$$

#### 4.6.3 Ισοζύγια διακλάδωσης 4-5-9

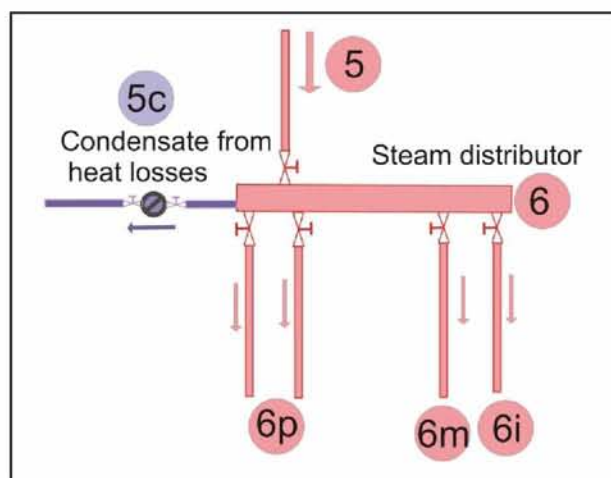


Σχήμα 15: Διάγραμμα ροών στην διακλάδωση

#### Ισοζύγιο μαζών διακλάδωσης

$$\dot{n}_{\text{dot}}[4] - \dot{n}_{\text{dot}}[9] - \dot{n}_{\text{dot}}[5] = 0 \quad (\text{kmol/sec}) \quad (134)$$

#### 4.6.4 Ισοζύγια διανομέα ατμού



Σχήμα 16: Διάγραμμα ροών στον διανομέα

#### Ισοζύγιο μαζών διανομέα

$$n_{\text{dot}}[5]-n_{\text{dot\_D}}[5]-n_{\text{dot\_c}}[5]=0 \quad (\text{kmol/sec}) \quad (135)$$

#### Ισοζύγιο ενεργειακής διανομέα

$$n_{\text{dot}}[5]*h[5]=n_{\text{dot\_D}}[5]*h[5]+n_{\text{dot\_c}}[5]*h_c[5]+q_{\text{pipe\_loss\_4}} \quad (\text{kW}) \quad (136)$$

#### Υπολογισμός ενεργειακού βαθμού απόδοσης διανομέα

$$n_{\text{energy}}[3]=(e_{\text{D}}[5]+e_{\text{c}}[5])/e_{\text{[5]}} \quad (137)$$

#### Ισοζύγιο εντροπίας διανομέα

$$s_{\text{dot}}[5]-s_{\text{dot\_c}}[5]-s_{\text{dot\_D}}[5]-q_{\text{pipe\_loss\_4}}/T_{\text{boiler}}=-s_{\text{gen}}[3] \quad (\text{kJ/kmol}\cdot\text{K}) \quad (138)$$

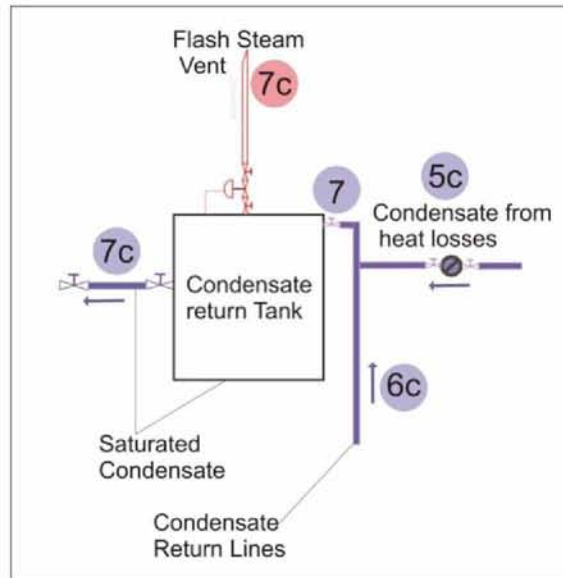
#### Ισοζύγιο εξεργειας διανομέα

$$ex_{\text{dot}}[5]-ex_{\text{dot\_c}}[5]-ex_{\text{dot\_D}}[5]-q_{\text{pipe\_loss\_4}}*(1-TEMP_{\text{ref}}/T[5])=ex_{\text{dest}}[3] \quad (\text{kW}) \quad (139)$$

#### Υπολογισμός εξεργειακού βαθμού απόδοσης διανομέα

$$n_{\text{exergy}}[3]=(ex_{\text{dot\_D}}[5]+ex_{\text{dot\_c}}[5])/(ex_{\text{dot}}[5]) \quad (140)$$

### 4.6.5 Ισοζύγια δεξαμενής επιστροφής συμπυκνώματος



Σχήμα 17: Διάγραμμα ρών δεξαμενής συμπυκνώματος

Ισοζύγιο μαζών δεξαμενής συμπυκνώματος

$$n_{\text{dot}_D[7]} + n_{\text{dot}_c[7]} = n_{\text{dot}_c[6]} + n_{\text{dot}_c[5]} \quad (\text{kmol/sec}) \quad (141)$$

Ισοζύγιο ενέργειας δεξαμενής συμπυκνώματος

$$n_{\text{dot}_c[6]} * h_c[6] + n_{\text{dot}_c[5]} * h_c[5] = q_{\text{cond\_tank\_loss}} + n_{\text{dot}_D[7]} * h_D[7] + n_{\text{dot}_c[7]} * h_c[7] \quad (\text{kW}) \quad (142)$$

Υπολογισμός ενεργειακού βαθμού απόδοσης δεξαμενής συμπυκνώματος

$$n_{\text{energy}[4]} = e_c[7] / (e_c[6] + e_c[5]) \quad (143)$$

Ισοζύγιο εντροπίας δεξαμενής συμπυκνώματος

$$s_{\text{dot}_c[6]} + s_{\text{dot}_c[5]} - q_{\text{cond\_tank\_loss}} / T[7] - s_{\text{dot}_D[7]} - s_{\text{dot}_c[7]} = -s_{\text{gen}[4]} \quad (\text{kJ/sec} * K) \quad (144)$$

Ισοζύγιο εντροπίας δεξαμενής συμπυκνώματος

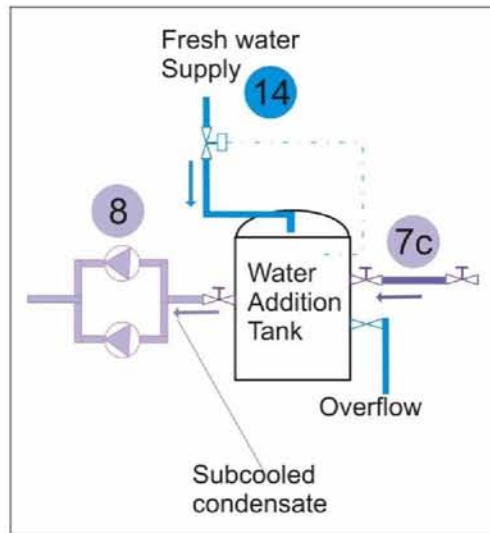
$$ex_{\text{dot}_c[6]} + ex_{\text{dot}_c[5]} - q_{\text{cond\_tank\_loss}} * (1 - \text{TEMPref} / T[7]) - ex_{\text{dot}_D[7]} - ex_{\text{dot}_c[7]} = ex_{\text{dest}[4]} \quad (\text{kJ/sec} * K) \quad (145)$$



#### Υπολογισμός εξεργειακού βαθμού απόδοσης δεξαμενής συμπυκνώματος

$$n_{\text{exergy}}[4] = \frac{\dot{e}x_c[7]}{(\dot{e}x_c[6] + \dot{e}x_c[5])} \quad (146)$$

#### 4.6.6 Ισοζύγια δεξαμενής συμπλήρωσης νερού



Σχήμα 18: Διάγραμμα ροών δεξαμενής συμπλήρωσης

#### Ισοζύγιο μαζών δεξαμενής συμπλήρωσης

$$\dot{n}_c[7] + \dot{n}[14] = \dot{n}[8] \quad (\text{kmol/sec}) \quad (147)$$

#### Ισοζύγιο ενέργειας δεξαμενής συμπλήρωσης

$$\dot{n}_c[7] \cdot h_c[7] + \dot{n}[14] \cdot h[14] = \dot{n}[8] \cdot h[8] + q_{\text{cond\_pipe\_loss}} \quad (\text{kW}) \quad (148)$$

#### Ισοζύγιο εντροπίας δεξαμενής συμπλήρωσης

$$\dot{s}_c[7] + \dot{s}[14] - \dot{s}[8] - q_{\text{cond\_pipe\_loss}}/T[8] = -\dot{s}_{\text{gen}}[5] \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (149)$$

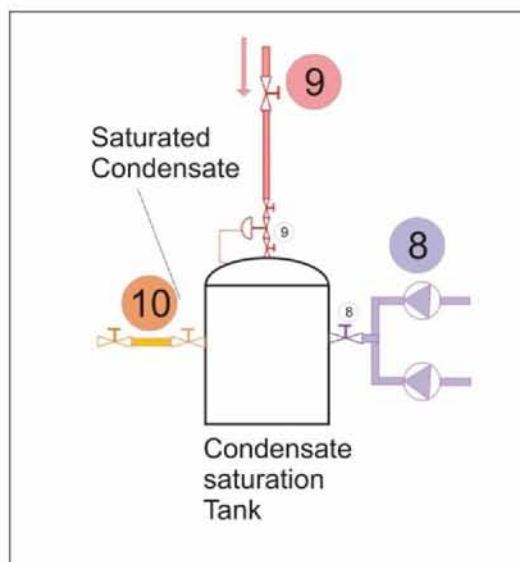
#### Ισοζύγιο εξέργειας δεξαμενής συμπλήρωσης

$$\dot{e}x_c[7] + \dot{e}x[14] - \dot{e}x[8] - q_{\text{cond\_pipe\_loss}} \cdot (1 - \text{TEMPref}/T[8]) = \dot{e}x_{\text{dest}}[5] \quad (\text{kJ/kmol}) \quad (151)$$

Υπολογισμός εξεργειακού βαθμού απόδοσης δεξαμενής συμπλήρωσης

$$\eta_{\text{exergy}}[5] = \frac{\dot{ex}_{\text{dot}}[8]}{(\dot{ex}_{\text{dot}}[7] + \dot{ex}_{\text{dot}}[14])} \quad (152)$$

#### 4.6.7 Ισοζύγια δεξαμενής κορεσμού συμπυκνωματος



Σχήμα 19: Διάγραμμα ροών δεξαμενής κορεσμού

Ισοζύγιο μαζών δεξαμενής συμπλήρωσης

$$\dot{n}_{\text{dot}}[8] + \dot{n}_{\text{dot}}[9] = \dot{n}_{\text{dot}}[10] \quad (\text{kmol / sec}) \quad (153)$$

Ισοζύγιο ενέργειας δεξαμενής συμπλήρωσης

$$\dot{n}_{\text{dot}}[8] \cdot h[8] + \dot{n}_{\text{dot}}[9] \cdot h[9] = \dot{n}_{\text{dot}}[10] \cdot h[10] \quad (\text{kW}) \quad (154)$$

Υπολογισμός θερμοκρασίας εξερχόμενου νερού

$$T[8] = \text{TEMPERATURE}(\text{Steam}; h=h[8]; P=p[8]) \quad (\text{K}) \quad (155)$$

Ισοζύγιο εντροπίας δεξαμενής συμπλήρωσης

$$\dot{s}_{\text{dot}}[8] + \dot{s}_{\text{dot}}[9] - \dot{s}_{\text{dot}}[10] = -\dot{s}_{\text{gen}}[6] \quad (\text{kJ / kmol} \cdot \text{K}) \quad (156)$$

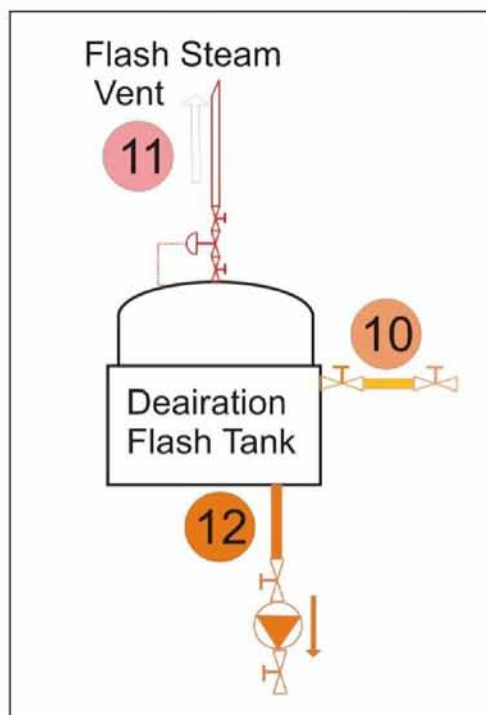
Ισοζύγιο ενέργειας δεξαμενής συμπλήρωσης

$$ex\_dot[8]+ex\_dot[9]-ex\_dot[10]=ex\_dest[6] \quad (kW) \quad (157)$$

Υπολογισμός εξεργειακού βαθμού απόδοσης δεξαμενής συμπλήρωσης

$$n\_exergy[6]=ex\_dot[10]/(ex\_dot[8]+ex\_dot[9]) \quad (158)$$

#### 4.6.8 Ισοζύγια δεξαμενής απαερίωσης



Σχήμα 20: Διάγραμμα ροών δεξαμενής απαερίωσης

Ισοζύγιο μαζών δεξαμενής απαερίωσης

$$n\_dot[10]=n\_dot\_c[10]+n\_dot\_D[10] \quad (kmol/sec) \quad (159)$$

Ισοζύγιο ενέργειας δεξαμενής απαερίωσης

$$n\_dot[10]*h[10]=n\_dot\_c[10]*h\_c[12]+n\_dot\_D[10]*h\_D[11]+q\_deair\_loss \quad (kW) \quad (160)$$

Υπολογισμός ενεργειακού βαθμού απόδοσης δεξαμενής απαερίωσης

$$n\_energy[7]=(e\_feed[12])/(e\_ [10]) \quad (161)$$

Ισοζύγιο εντροπίας δεξαμενής απαερίωσης

$$s\_dot[10]-s\_dot[11]-s\_dot\_c[12]-q\_deair\_loss/T[11]=-s\_gen[7] \quad (kJ/kmol \cdot K) \quad (162)$$

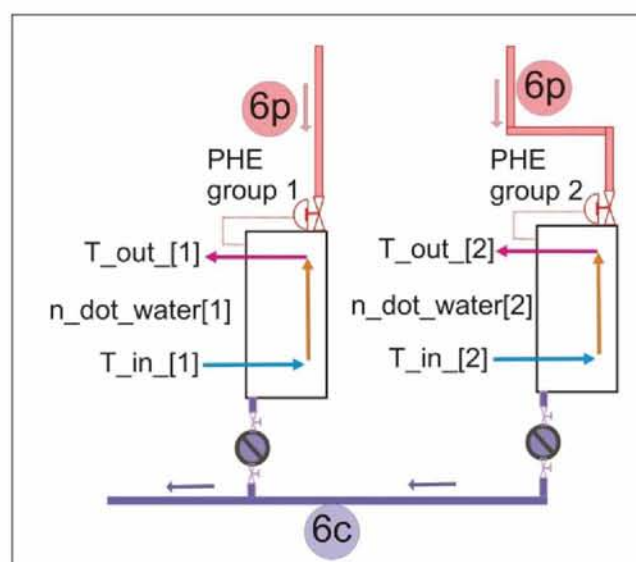
Ισοζύγιο εξέργειας δεξαμενής απαερίωσης

$$ex\_dot[10]-ex\_dot[11]-ex\_dot\_c[12]-q\_deair\_loss*(1-TEMPref/T[11])=ex\_dest[7] \quad (kW) \quad (163)$$

Υπολογισμός εξεργειακού βαθμού απόδοσης δεξαμενής απαερίωσης

$$n\_exergy[7]=ex\_dot\_c[12]/ex\_dot[10] \quad (164)$$

#### 4.6.9 Ισοζύγια πλακοειδών εναλλακτών



Σχήμα 21: Διάγραμμα ροών εναλλακτών θερμότητας

Ισοζύγιο μαζών εναλλακτών θερμότητας

$$n\_dot\_phe[6]-n\_dot\_c[6]=0 \quad (Kmol/sec) \quad (165)$$

#### Ισοζύγιο ενέργειας εναλλακτών θερμότητας

$$\begin{aligned} e_{phe[6]} - e_{c[6]} = & \quad (166) \\ n_{dot\_water[1]} * CP(Wat; T=T_{out[1]}; P=PRE[6]) * (T_{out[1]} - T_{in[1]}) + & \\ n_{dot\_water[2]} * CP(Water; T=T_{out[2]}; P=PRE[6]) * (T_{out[2]} - T_{in[2]}) & \quad (kW) \end{aligned}$$

#### Ισοζύγιο εντροπίας εναλλακτών θερμότητας

$$\begin{aligned} s_{dot\_in[1]} + s_{dot\_in[2]} + s_{dot\_phe[6]} - s_{dot\_out[1]} - s_{dot\_out[2]} - s_{dot\_c[6]} = & \\ -s_{gen[8]} & \quad (kJ/sec * K) \quad (167) \end{aligned}$$

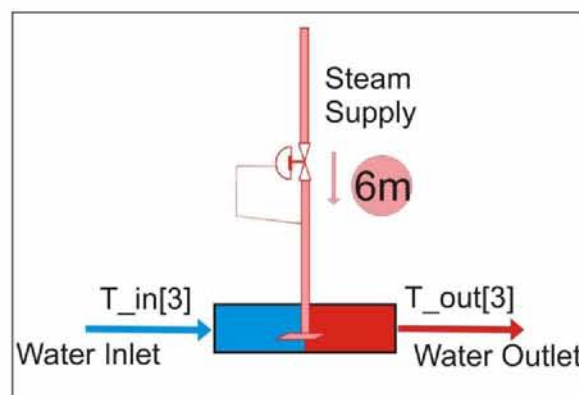
#### Ισοζύγιο εξέργειας εναλλακτών θερμότητας

$$\begin{aligned} ex_{dot\_in[1]} + ex_{dot\_in[2]} + ex_{dot\_phe[6]} - ex_{dot\_out[1]} - ex_{dot\_out[2]} - ex_{dot\_c[6]} = ex_{dest[8]} & \\ (kW) & \quad (168) \end{aligned}$$

#### Υπολογισμός εξεργειακού βαθμού απόδοσης εναλλακτών θερμότητας

$$\begin{aligned} n_{exergy[8]} = (-ex_{dot\_in[1]} - ex_{dot\_in[2]} + ex_{dot\_out[1]} + ex_{dot\_out[2]}) / (ex_{dot\_phe[6]} - ex_{dot\_c[6]}) & \\ & \quad (169) \end{aligned}$$

#### 4.6.10 Ισοζύγια συσκευών ανάμειξης



Σχήμα 22: Διάγραμμα ροών συσκευών ανάμειξης

Ισοζύγιο ενέργειας συσκευών ανάμειξης

$$e\_dot\_mix[6]+h\_in[3]*n\_dot\_water[3]=(n\_dot\_water[3]+n\_dot\_mix[6])*h\_out[3] \quad (170)$$

Ισοζύγιο εντροπίας συσκευών ανάμειξης

$$s\_dot\_water\_in[3]+s\_dot\_mix[6]-s\_dot\_water\_out[3]=-s\_gen[9] \quad (kJ/sec*K) \quad (171)$$

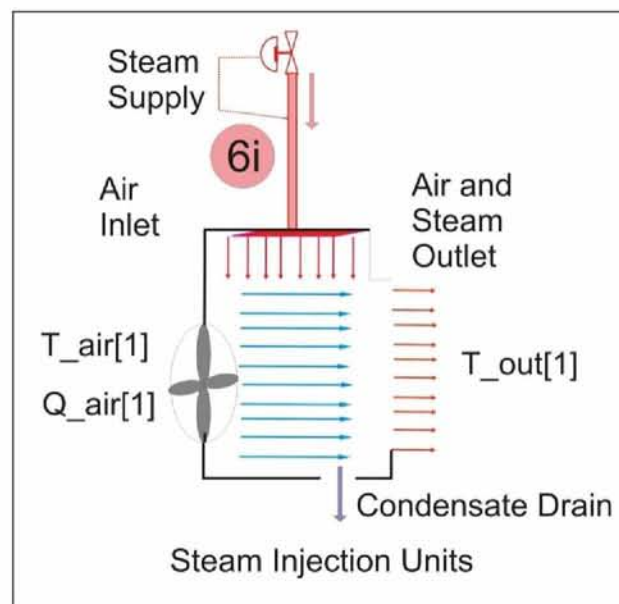
Ισοζύγιο εξέργειας συσκευών ανάμειξης

$$ex\_dot\_water\_in[3]+ex\_dot\_mix[6]-ex\_dot\_water\_out[3]=ex\_dest[9] \quad (kW) \quad (172)$$

Υπολογισμός εξεργειακού βαθμού απόδοσης συσκευών ανάμειξης

$$n\_exergy[9]= \frac{n\_dot\_water[3]*(ex\_water\_out[3]-ex\_water\_in[3])}{(n\_dot\_mix[6]*(ex[6]-ex\_water\_out[3]))} \quad (173)$$

#### 4.6.11 Ισοζύγια φούρνων ατμού



Σχήμα 23: Διάγραμμα ροών φούρνων ατμού

#### Ισοζύγιο ενέργειας φούρνων ατμού

$$n_{\text{dot\_inj}}[6] \cdot h[6] + h_{\text{air\_in}}[1] \cdot n_{\text{dot\_air}}[1] = n_{\text{dot\_inj\_c}}[6] \cdot h_{\text{inj\_c}}[6] + n_{\text{dot\_air}}[1] \cdot h_{\text{air\_out}}[1] + n_{\text{dot\_out\_inj\_D}}[6] \cdot h_{\text{inj\_D}}[6] \quad (\text{kW}) \quad (174)$$

#### Ισοζύγιο εντροπίας φούρνων ατμού

$$s_{\text{dot\_in}}[1] + s_{\text{dot\_inj}}[6] - s_{\text{dot\_out}}[1] - s_{\text{dot\_inj\_c}}[6] = -s_{\text{gen}}[10] \quad (\text{kJ/sec} \cdot \text{K}) \quad (175)$$

#### Ισοζύγιο εξέργειας φούρνων ατμού

$$ex_{\text{dot\_in}}[1] + ex_{\text{dot\_inj}}[6] - ex_{\text{dot\_out}}[1] - ex_{\text{dot\_inj\_c}}[6] = ex_{\text{dest}}[10] \quad (\text{kW}) \quad (176)$$

#### Υπολογισμός εξεργειακού βαθμού απόδοσης φούρνων ατμού

$$n_{\text{exergy}}[10] = (ex_{\text{dot\_out}}[1] - ex_{\text{dot\_inj\_c}}[6]) / (ex_{\text{dot\_in}}[1] + ex_{\text{dot\_inj}}[6]) \quad (177)$$

#### 4.6.12 Συνολικοί βαθμοί απόδοσης συστήματος

Εξετάζοντας τώρα το συνολικό σύστημα ατμοπαραγωγής, υπολογίζονται ο συνολικός ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης του συστήματος.

#### Υπολογισμός ενεργειακού βαθμού απόδοσης συστήματος

$$n_{\text{energy\_tot}} = (e[6] - e_c[6]) / (e[1] + e[2] + e[14]) \quad (178)$$

#### Υπολογισμός εξεργειακού βαθμού απόδοσης συστήματος

$$n_{\text{exergy\_total}} = (ex_{\text{dot}}[6] - ex_{\text{dot\_c}}[6]) / (ex_{\text{dot}}[1] + ex_{\text{dot}}[2] + ex_{\text{dot}}[14]) \quad (179)$$

## 5 ΘΕΡΜΟΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

### 5.1 Τρόπος μελέτης

Στο παρόν κεφάλαιο το σύστημα θα μελετηθεί απο πλευράς κόστους. Το σύστημα εξισώσεων προσομοιώνει μια εγκατάσταση ήδη υπάρχουσα, η οποία μάλιστα περιέχει εξοπλισμό διαφορετικής παλαιότητας και έχει υποστεί αρκετές μετατροπές και προσθήκες στο παρελθόν. Θεωρείται σκόπιμο λοιπόν η εγκατάσταση να μελετηθεί καθαρά απο πλευράς κόστους λειτουργίας .

Η θερμοοικονομική αξιολόγηση κατα κανόνα, αποτυπώνει τις οικονομικές παραμέτρους ενός συστήματος, αξιολογούμενες με παράγοντα αξιολόγησης την εξέργεια και την καταστροφή της.

Δεδομένου όμως, οτι οι ενεργειακές ανάγκες της βιομηχανικής εγκατάστασης, απο πλευράς τελικού προϊόντος, δεν περιλαμβάνουν την παραγωγή έργου αλλά μόνο την μετάδοση θερμότητας, και λαμβάνοντας υπόψη οτι σκοπός του παρόντος κεφαλαίου είναι περισσότερο η αποτύπωση του τρόπου λειτουργίας του κυκλώματος ατμού στο τελικό προϊόν σαν κόστος, στα πλαίσια της παρούσας μελέτης η κοστολόγηση θα πραγματοποιηθεί με βάση την ενέργεια.

Ειδικότερα, στόχος είναι, όχι τόσο η αξιολόγηση του κυκλώματος ατμου σαν μέσο παραγωγής και απόδοσης θερμότητας στα τελικά προϊόντα με σκοπό την διερεύνηση εναλλακτικών δυνατοτήτων , γιατί κάτι τέτοιο υπόκειται σε περιορισμούς απο πλευράς παραγωγικής διαδικασίας και δεν μελετάται στην παρούσα μελέτη. Το κύκλωμα ατμού θεωρείται δεδομένο και έχει αξιολογηθεί εξεργειακά με τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

Περισσότερο ενδιαφέρει η αριθμητική αποτύπωση, της επιρροής των μεταβολών των παραμέτρων λειτουργίας του συστήματος στο κόστος του τελικού προϊόντος, όπως αυτό υπολογίζεται σαν με βάση τις ενεργειακές ανάγκες παραγωγής.

### 5.2 Υπολογισμοί κόστους λειτουργίας

#### 5.2.1 Κόστος καυσίμου

Το κόστος καυσίμου υπολογίζεται με βάση την μέση τιμή χρέωσης παροχής του φυσικού αερίου σε  $\text{€} / \text{m}^3$  και την θερμογόνο δύναμη.

$c[1]=\text{cost}[1]*(1/\text{dens\_NG})*\text{mw\_NG}*n\_dot[1]$	$(\text{€} / \text{sec})$	<u>(180)</u>
$c\_en[1]=c[1]/e\_1[1]$	$(\text{€} / \text{kJ})$	<u>(181)</u>



### 5.2.2 Κόστος παροχής αέρα

Το κόστος του αέρα σαν μέσο διεργασίας, εφόσον λαμβάνεται απο το περιβάλλον θεωρείται μηδενικό. Το κόστος παροχής του ισούται με το κόστος λειτουργίας των ανεμιστήρων που τον παρέχουν.

$c[i]=mot[i]*cost\_electric[i]*(1/3600)$	$(\text{€} / sec)$	$(182)$
$c\_en[i]=c[i]/e\_ [i]$	$(\text{€} / kJ )$	$(183)$

### 5.2.3 Κόστος παροχής νερού

Το κόστος νερού είναι το κόστος άντλησης, επεξεργασίας και παροχής νερού στην βιομηχανική μονάδα όπως αυτό έχει υπολογιστεί σε € / 1000 kg .

Επομένως :

$c[i]=cost[i]*mw\_H2O*n\_dot[i]$	$(\text{€} / sec)$	$(184)$
$c\_en[i]=c[i]/e\_ [i]$	$(\text{€} / kJ )$	$(185)$

### 5.2.4 Κόστος ανακυκλοφορίας νερού

Το κόστος ανακυκλοφορίας του νερού σε κλειστά κυκλώματα υπολογίζεται ως κόστος λειτουργίας των κυκλοφορητών τους.

$c[i]=mot[i]*cost\_electric[i]*(1/3600)$	$(\text{€} / sec)$	$(186)$
$c\_en[i]=c[i]/e\_ [i]$	$(\text{€} / kJ )$	$(187)$

### 5.2.5 Κόστος ατμού και συμπυκνώματος

Το κόστος ατμού είναι υπολογιζόμενο μέγεθος απο τα ισοζύγια κόστους ενώ το κόστος του συμπυκνώματος θεωρείται μηδενικό. Το κόστος απόρριψης του συμπυκνώματος ή του ατμού στο περιβάλλον είναι επίσης μηδενικό.

### 5.3 Ισοζύγια κόστους

Κατα τα πρότυπα των εξισώσεων ροής ενέργειας καταστρώνονται , ανα συσκευή τα ισοζύγια κόστους.

#### 5.3.1 Ροές κόστους στον καυστήρα

Ροή κόστους στον καυστήρα

$$c_{en}[1]*e_{[1]}+c_{en}[2]*e_{[2]}=c_{en}[3]*e_{[3]}+c_{en\_q\_burner} \quad (\text{€ / sec}) \quad (188)$$

Κόστος παραγωγής θεμότητας

$$c_{en\_q\_dot\_burner}=c_{en\_q\_burner}/q_{dot\_burner} \quad (\text{€ / kJ}) \quad (189)$$

#### 5.3.2 Ροές κόστους στον λέβητα

Ροή κόστους στον λέβητα

$$c_{en}[4]*e_{[4]}+c_{en}[13]*e_{[13]}+c_{en\_q\_dot\_burner}*q_{boiler\_loss}=c_{en}[12]*e_{feed[12]}+c_{en\_q\_dot\_burner}*q_{dot\_burner} \quad (\text{€ / sec}) \quad (190)$$

$$c_{en}[13]=0 \quad (\text{€ / sec}) \quad (191)$$

#### 5.3.3 Ροές κόστους στο δοχείο συμπυκνωμάτων

Ροή κόστους στο δοχείο συμπυκνωμάτων

$$c_{en}[12]*e_{feed[12]}+c_{en}[11]*e_{[11]}+c_{en\_D}[7]*e_{D[7]}+c_{en\_q\_dot\_burner}*q_{cond\_tank\_loss}+c_{en\_q\_dot\_burner}*q_{deair\_loss}=mot[12]*cost[2]*(1/3600)+c_{en}[9]*e_{[9]}+c_{en}[14]*e_{[14]}+c_{en\_c}[6]*e_{c[6]}+c_{en\_c}[5]*e_{c[5]} \quad (\text{€ / sec}) \quad (190)$$

$$c_{en}[11]=0 \quad (\text{€ / sec}) \quad (191)$$

$$c_{en\_D}[7]=0 \quad (\text{€ / sec}) \quad (192)$$

$$c_{en\_c}[6]=0 \quad (\text{€ / sec}) \quad (193)$$

$$c_{en\_c}[5]=0 \quad (\text{€ / sec}) \quad (194)$$

## 6 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΑΝΑΛΥΣΗΣ

### 6.1 Συγκεντρωτικοί πίνακες αποτελεσμάτων

		<i>kg /h</i>	<i>bar</i>	<i>Celcius</i>	<i>kJ / kmol</i>
<i>Περιγραφή συστήματος</i>	<i>Θέση</i>	<i>m [i]</i>	<i>P [i] (bar)</i>	<i>T [i]</i>	<i>H [i]</i>
Είσοδος φ.α. στον καυστήρα	1	377,2	1,013	26	807.632
Είσοδος αέρα στον καυστήρα	2	7.690	1,013	26	51,18
Έξοδος καυσαερίων στην ατμοσφαιρα	3	8.140	1,013	200	68.586
Έξοδος ατμου απο λέβητα	4	7.331	8,5	172,9	48.824
Παροχή ατμού στο συλλέκτη	5	7.062	8,5	172,9	48.824
Συμπύκνωμα στον συλλέκτη	5c	11,96	8,5	172,9	13.191
Ατμός στον συλλέκτη	5D	7.050	8,5	172,9	48.824
Έξοδος ατμού προς καταναλώσεις	6	7.050	4,5	147,9	48.285
Παροχή ατμού προς εναλλάκτες	6phe	5.452	4,5	147,9	48.285
Παροχη ατμού προς μονάδες ανάμειξης	6mix	997,4	4,5	147,9	48.285
Παροχή ατμού προς μονάδες ψεκασμού	6inj	600	4,5	147,9	48.285

Συμπύκνωμα απο εναλλακτες	6c	5.452	4,5	147,9	11.229
Συμπυκνωμα προς δοχείο συμπυκνωμάτων	7	5.463,6	1,813	117,1	47.483
Δευτ/νης ατμός στο δοχείο συμπυκνωματων	7D	322,6	1,813	117,1	47.483
Συμπύκνωμα στο δοχείο συμπυκνωμάτων	7c	5.141	1,813	117,1	8.857
Νερό προς δοχείο κορεσμού	8	7.476	1,813	86,15	6.514
Παροχή ατμού δοχείου κορεσμού	9	269,5	1,213	105	47.136
Νερό προς απαεριωτή	10	7.745	1,213	105	7.937
Δευτ/νης ατμός στον απαεριωτή	11	72,25	1,013	99,9	47.136
Συμπυκνωμα στον απαεριωτή	12	7.673	1,013	99,9	7.547
Συμπυκνωμα τροφοδοσίας λέβητα	12 feed	7.673	8,5	99,9	7.557
Απομάστευση λέβητα	13	341,9	8,5	172,9	13.191
Προσθήκη νερού συμπλήρωσης	14	2.334	1,813	20	1.513

Πίνακας 13 :Συγκεντρωτικός πίνακας καταστατικών μεγεθών θέσεων μελέτης συστήματος

		$\text{kJ/sec}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{kmol}} \cdot \text{K}$	$\frac{\text{kJ}}{\text{sec}} \cdot \text{K}$	$\text{kJ/kmol}$	$\text{kJ/sec}$	$\text{€ / h}$	$\text{€ / GJ}$
Περιγραφή συστήματος	Θέση	$e [i]$	$s [i]$	$s_{\text{dot}} [i]$	$ex [i]$	$ex_{\text{dot}} [i]$	$C_{\text{en\_dot}}$	$c_{\text{en}}$
Εισοδος φ.α. στον καυστήρα	1	5.146	186,8	1,19	837.084	5.379	<u>176,8</u>	<u>9,543</u>
Εισοδος αέρα στον καυστήρα	2	0,3261	194,3	14,38	74,54	5,521	<u>0,783</u>	<u>667</u>
Εξοδος καυσαερίων στην ατμοσφαιρα	3	437	207,7	16,65	2.340	187,5	<u>0</u>	<u>0</u>
Εξοδος ατμου απο λέβητα	4	5.520	117,2	13,25	13.984	1.581	<u>184,6</u>	<u>9,291</u>
Παροχή ατμού στο συλλέκτη	5	5.316	117,2	12,76	13.984	1.523	<u>177,8</u>	<u>9,291</u>
Συμπύκνωμα στον συλλέκτη	5c	2,432	37,31	0,0069	2.154	0,397	<u>0</u>	<u>0</u>
Ατμος στον συλλέκτη	5D	5.307	117,2	12,76	13.984	1.520	<u>177,5</u>	<u>9,291</u>
Εξοδος ατμου προς καταναλώσεις	6	5.248	120,8	13,136	12.366	1.344	<u>175,5</u>	<u>9,291</u>
Παροχή ατμού προς εναλλάκτες	6phe	4.059	120,8	10,16	12.366	1.040	<u>135,8</u>	<u>9,291</u>
Παροχη ατμού προς μονάδες ανάμειξης	6mix	742,6	120,8	1,858	12.366	190,2	<u>24,84</u>	<u>9,291</u>
Παροχή ατμού προς μονάδες ψεκασμού	6inj	446,7	120,8	1,118	12.366	114,4	<u>14,94</u>	<u>9,291</u>
Συμπύκνωμα απο εναλλακτες	6c	944	32,8	2,758	1.535	129,1	<u>0</u>	<u>0</u>

Συμπυκνωμα προς δοχείο συμπυκνωμάτων	7	946,432	129	2,7916	10.318	124,3	<u>0</u>	<u>0</u>
Δευτ/νης ατμός στο δοχείο συμπυκνωμάτων	7D	243,5	129	0,7646	10.318	52,92	<u>0</u>	<u>0</u>
Συμπύκνωμα στο δοχείο συμπυκνωμάτων	7c	700,8	26,96	2,027	902,3	71,39	<u>0</u>	<u>0</u>
Νερό προς δοχείο κορεσμού	8	750,9	20,72	2,388	421,9	48,63	<u>0</u>	<u>0</u>
Παροχή ατμού δοχείου κορεσμού	9	197,3	128,2	0,5365	9.011	37,71	<u>6,598</u>	<u>9,291</u>
Νερό προς απαεριωτή	10	948,1	24,58	2,936	695	83,03	<u>0</u>	<u>0</u>
Δευτ/νης ατμός στον απαεριωτή	11	53,71	132,5	0,208	8.799	9,804	<u>0</u>	<u>0</u>
Συμπυκνωμα στον απαεριωτή	12	893,1	23,54	2,785	614,1	72,67	<u>7,025</u>	<u>2,238</u>
Συμπυκνωμα τροφοδοσίας λέβητα	12 feed	902	23,54	2,784	613,9	74,24	<u>7,205</u>	<u>2,238</u>
Απομάστευση λέβητα	13	69,54	37,31	0,1967	2154	11,36	<u>0</u>	<u>0</u>
Προσθήκη νερού συμπλήρωσης	14	54,7	5,336	0,1929	4,452	0,161	<u>0,445</u>	<u>2,262</u>

Πίνακας 14 :Συγκεντρωτικός πίνακας καταστατικών μεγεθών θέσεων μελέτης συστήματος



	kg /h	Celcius	kJ / kmol	kJ / sec	kJ / kmol *K	kJ / sec *K	kJ / kmol	kJ / sec	€ / h	€ / GJ
Καταναλώσεις εναλλακτών	m [i]	T [i]	H [i]	e [i]	s [i]	s_dot [i]	ex [i]	ex_dot [i]	C_en_dot	c_en
Εισοδος Ροής Νερού 1	35.000	71	5.364	2.895	17,43	9,406	249,5	134,6	-	-
Έξοδος Ροής Νερού 1	35000	79	5.968	3.221	19,16	10,34	336,3	181,5	36,08	3,112
Εισοδος Ροής Νερού 2	120.000	45	3.405	6.300	11,51	21,3	54,92	101,6	-	-
Έξοδος Ροής Νερού 2	120.000	65	4.912	9.088	16,1	29,8	192,4	356,1	101,8	3,112

Πίνακας 15 :Συγκεντρωτικός πίνακας μεγεθών πλακοειδών εναλλακτών

	kg /h	Celcius	kJ / kmol	kJ / sec	kJ / kmol *K	kJ / sec *K	kJ / kmol	kJ / sec	Euro / h	Euro / GJ
Μονάδες ανάμειξης	m [i]	T [i]	H [i]	e [i]	s [i]	s_dot [i]	ex [i]	ex_dot [i]	C_en_dot	c_en
Εισοδος νερού	5.500	20	1.522	152,4	5,347	0,454	9,43	0,7997	-	-
Εισοδος ατμού	997,4	148	48.285	742,6	120,8	1,858	12348	189,9	-	-
Εξοδος μειγματος	6.497,4	115	8.700	871,6	26,55	2,66	866,6	86,82	25,91	8,256

Πίνακας 16 :Συγκεντρωτικός πίνακας μεγεθών συσκευών ανάμειξης

	<i>kg /h</i>	<i>Celcius</i>	<i>kJ / kmol</i>	<i>kJ / sec</i>	<i>kJ / kmol *K</i>	<i>kJ / sec *K</i>	<i>kJ / kmol</i>	<i>kJ / sec</i>	<i>Euro / h</i>	<i>Euro / GJ</i>
<b>Φουρνοι</b>	<i>m [i]</i>	<i>T [i]</i>	<i>H [i]</i>	<i>e [i]</i>	<i>s [i]</i>	<i>s_dot [i]</i>	<i>ex [i]</i>	<i>ex_dot [i]</i>	<i>C_en_dot</i>	<i>c_en</i>
Εισοδος αέρα	817,2	25	8.650	68,06	165	1,298	1E- 04	0	-	-
Εισοδος ατμου	600	99,9	48.203	446,7	132,25	1,118	8.780	114,2	-	-
Εξοδος συμ/ματος	26,23	99,9	7.547	3,052	23,54	0,01	611,5	0,2473	-	-
Εξοδος μειγματος	1.391	99	-	511,7	-	2,522	-	79,54	<u>15,25</u>	<u>8,279</u>

Πίνακας 17 :Συγκεντρωτικός πίνακας μεγεθών φούρνων ατμού

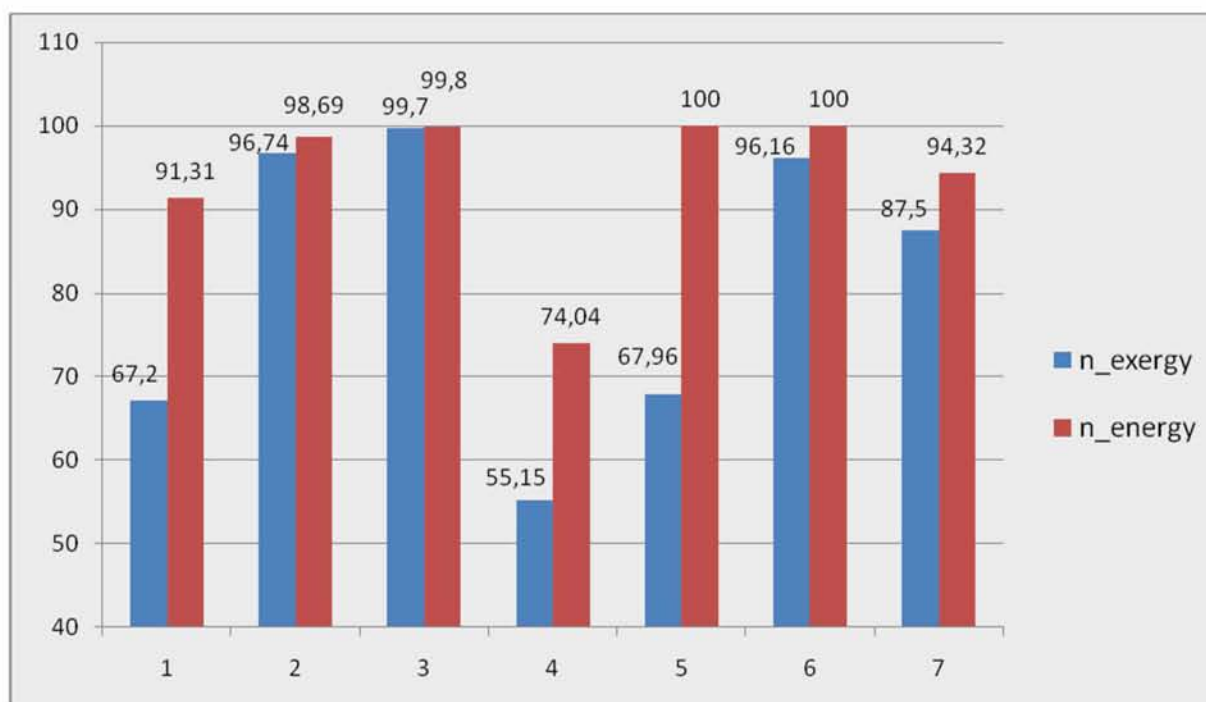


Efficiencies	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Burner	Boiler	Distributor	Cond tank	Add tank	Satur tank	Deair tank	PHEs	Mix	Inj
n_energy %	91,31	98,69	99,8	74,04	100	100	94,32	100	100	100
energy loss (kW)	447,3	73,02	6,569	245,7	0	0	53,83	0	0	0
energy loss %	54	9	1	30	0	0	7	0	0	0
n_exergy %	67,2	96,74	99,7	55,15	67,96	96,16	87,5	33,3	0,413	0,69
exergy destroyed (kW)	1.556	40,7	0,0	4,63	22,14	3,31	0,29	607,8	103,8	34,44
exergy destroyed %	65,57	1,715	0,0	0,195	0,933	0,140	0,012	25,612	4,374	1,451
exergy lost (kW)	195,4	53,21	2,18	53,43	0	0	10,07	0	0	0
exergy lost %	62,17	16,93	0,69	17,0	0,0	0,0	3,2	0,0	0,0	0,0

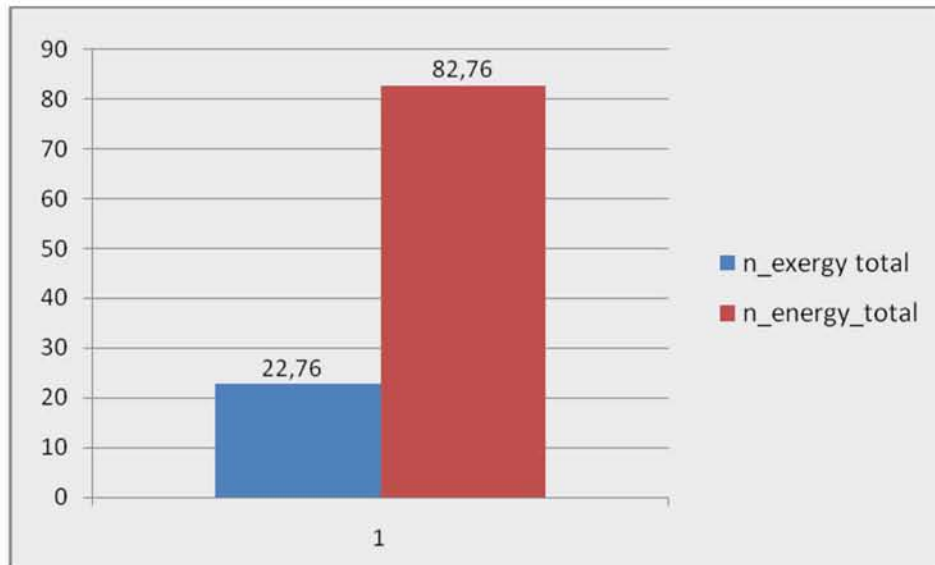
Πίνακας 18 :Συγκεντρωτικός πίνακας απωλειών και βαθμών αποδοσης κατά συσκευή

n_energy total system %	82,76
n_exergy total system %	22,76
energy lost total (kW)	826,419
Exergy destroyed total (kW)	2.373,1
Exergy lost total (kW)	314,29
Total Product cost Euro / h	<u>186.25</u>

Πίνακας 19 :Συγκεντρωτικός πίνακας συνολικών απωλειών και βαθμών απόδοσης



Σχήμα 24:Διάγραμμα ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης συσκευών συστήματος

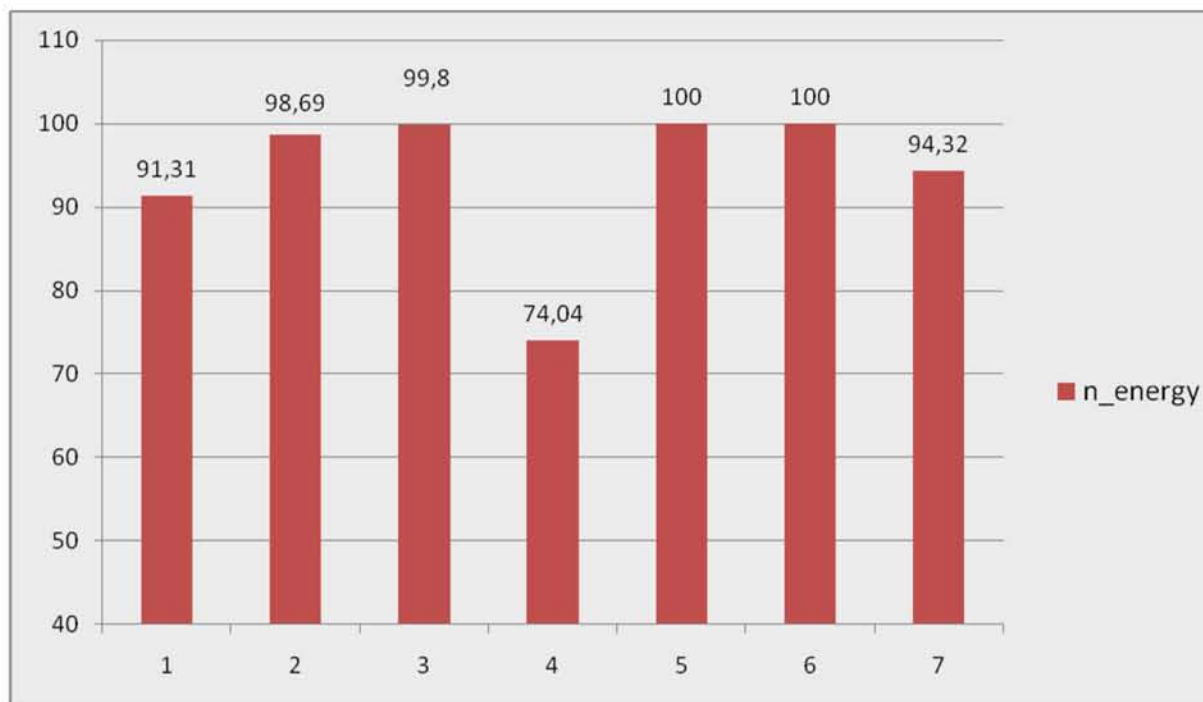


Σχήμα 25: Διάγραμμα συνολικού ενεργειακού και εξεργειακού βαθμού απόδοσης

## 6.2 Πορίσματα ενεργειακής ανάλυσης

Με βάση τα αποτελέσματα της ενεργειακής ανάλυσης του συστήματος μπορούν να εξαχθούν χρήσιμα συμπεράσματα για την ενεργειακή απόδοσή του ως σύνολο αλλά και για τις επιμέρους συσκευές που το αποτελούν.

Σκοπός είναι ο εντοπισμός των απωλειών του συστήματος μέσω των οποίων διαμορφώνεται ο τελικός βαθμός απόδοσής του, η ποσοτική και ποιοτική αξιολόγησή τους και η διερεύνηση των παραγόντων που τις προκαλούν.



Σχήμα 26: Διάγραμμα διακύμανσης ενεργειακών βαθμών απόδοσης συσκευών

Στο σχήμα 26 σχεδιάστηκε η διακύμανση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης των συσκευών που απαρτίζουν το κυκλώμα ατμού. Χαμηλότερος όλων των συντελεστών είναι ο βαθμός απόδοσης του δοχείου συμπυκνωμάτων που κυμαίνεται στο 74 %.

Η αιτία εμφάνισης υψηλού ποσοστού απωλειών στο δοχείο συμπυκνωμάτων είναι ότι σε αυτό εντοπίζεται, πέραν των απωλειών θερμότητας στο περιβάλλον, σημαντική ποσότητα δευτερογενούς ατμού που αποβάλλεται στο περιβάλλον μέσω της βαλβίδας σταθερής πίεσης με σκοπό την διατήρηση σταθερής πίεσης μέσα στην δεξαμενή.

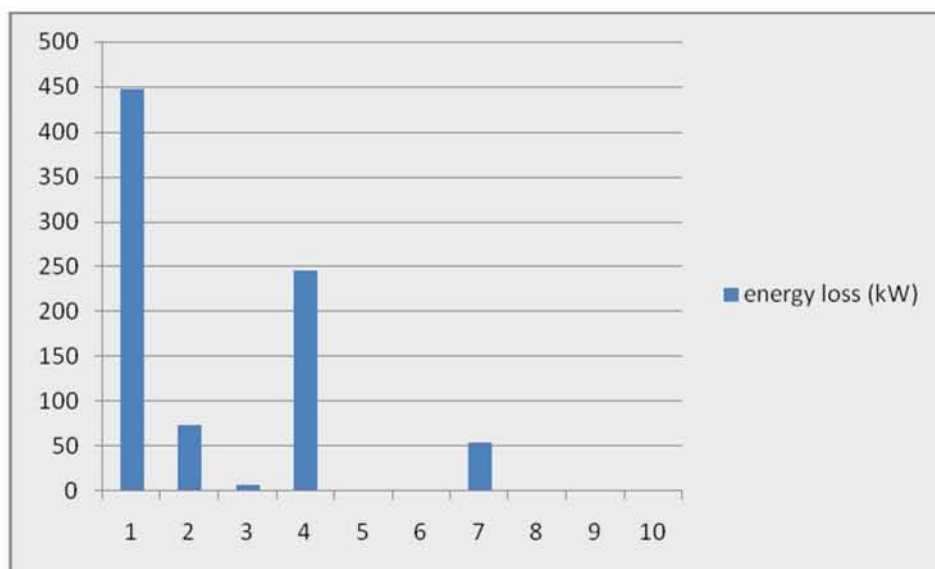
Μια τέτοια απώλεια είναι αναπόφευκτη σε κυκλώματα ατμού που λειτουργούν με φυσική ανύψωση και επιστροφή των συμπυκνωμάτων. Η πίεση στο δοχείο επιστροφής πρέπει να παραμένει σταθερή και έχει πολύ συγκεκριμένο εύρος διακύμανσης, διότι η τιμή της είναι το μέγεθος που καθορίζει την αντίθλιψη στις σωλήνες επιστροφής συμπυκνώματος και κατ'έπекταση την δυνατότητα παροχής ατμού σε κλειστές συσκευές με επιστροφή συμπυκνωμάτων όπως οι εναλλάκτες.

Η επίδραση της τιμής της πίεσης του δοχείου στον βαθμό απόδοσης της συσκευής και ολόκληρου του κυκλώματος ατμού θα διερευνηθεί στο κεφάλαιο της παραμετρικής ανάλυσης.

Χαρακτηριστικά χαμηλός είναι επίσης ο βαθμός απόδοσης της συσκευής του απαεριωτή. Ο βαθμός αυτός κυμαίνεται στο 94%. Στο δοχείο του απαεριωτή, κατ'αναλογία με το δοχείο συμπυκνωμάτων, εντοπίζεται αξιόλογη απώλεια δευτερογενούς ατμού στην ατμόσφαιρα. Η απελευθέρωση του δευτερογενούς ατμού στο περιβάλλον πραγματοποιείται μέσω βαλβίδας σταθερής πίεσης με σκοπό την διατήρηση της πίεσης του δοχείου σε σταθερή τιμή.

Το δοχείο απαερίωσης αποτελεί το τελικό στάδιο επεξεργασίας του νερού τροφοδοσίας του λέβητα. Όπως έχει προαναφερθεί στο στάδιο αυτό, μέσω της εκτόνωσης του κορεσμένου συμπυκνώματος, πραγματοποιείται η διεργασία της απομάκρυνσης του οξυγόνου και διοξειδίου του άνθρακα του νερού ως αέρια προς το περιβάλλον.

Η πίεση του δοχείου πρέπει να παραμένει σταθερή και σε τιμή μικρότερη αυτής του δοχείου κορεσμού συμπυκνώματος ώστε να εξασφαλίζεται η πραγματοποίηση της εκτόνωσης του συμπυκνώματος. Πρακτικά παραμένει πολύ κοντά στην πίεση του περιβάλλοντος. Η απομάκρυνση του δευτερογενούς ατμού είναι λοιπόν μια αναπόφευκτη απώλεια. Παράγοντας υπο διερεύνηση είναι η επίδραση της τιμής της πίεσης κορεσμού του συμπυκνώματος στο βαθμό απόδοσης του δοχείου απαερίωσης αλλά και ολόκληρου του συστήματος.



Σχήμα 27: Διάγραμμα ποσοτικών απωλειών ενέργειας ανά συσκευή

Στο σχήμα 27 αποτυπώνονται ποσοτικά οι ενεργειακές απώλειες των συσκευών του κυκλώματος ατμού.

Χαρακτηριστικά υψηλή είναι η απώλεια ενέργειας που εμφανίζεται στον καυστήρα. Ο βαθμός απόδοσης του θαλάμου καύσης έχει υπολογιστεί στο 91,3%. Σαν απώλειες στον καυστήρα θεωρούνται η απώλεια θερμότητας από τις εκτεθειμένες στο περιβάλλον επιφάνειές του, η οποία έχει υπολογιστεί μέσω ποσοστιαίας σταθεράς σύμφωνα με τις συστάσεις του κατασκευαστή, και κυρίως οι απώλειες των καυσαερίων.

Οι απώλειες καυσαερίων του θαλάμου καύσης είναι συνάρτηση πολλών και σύνθετων παραγόντων. Οι κυριότεροι από αυτούς είναι η σύσταση του καυσίμου, η αναλογία αέρα λ και η θερμοκρασία καυσαερίων.

Στην παρούσα μελέτη η σύσταση του φυσικού αερίου θεωρείται αμετάβλητη, παραδοχή που δεν αποκλίνει ιδιαίτερα από την πραγματικότητα. Ο συντελεστής λόγου αέρα λ είναι εξαρτημένη μεταβλητή που υπολογίζεται μέσω των εξισώσεων οξείδωσης και τις περιεκτικότητες των αερίων καύσης στα ξηρά καυσαέρια, οι οποίες είναι παράμετροι και οι τιμές τους μετρούνται σε σειρά μετρήσεων με αναλυτή καυσαερίων στην καπνοδόχο.

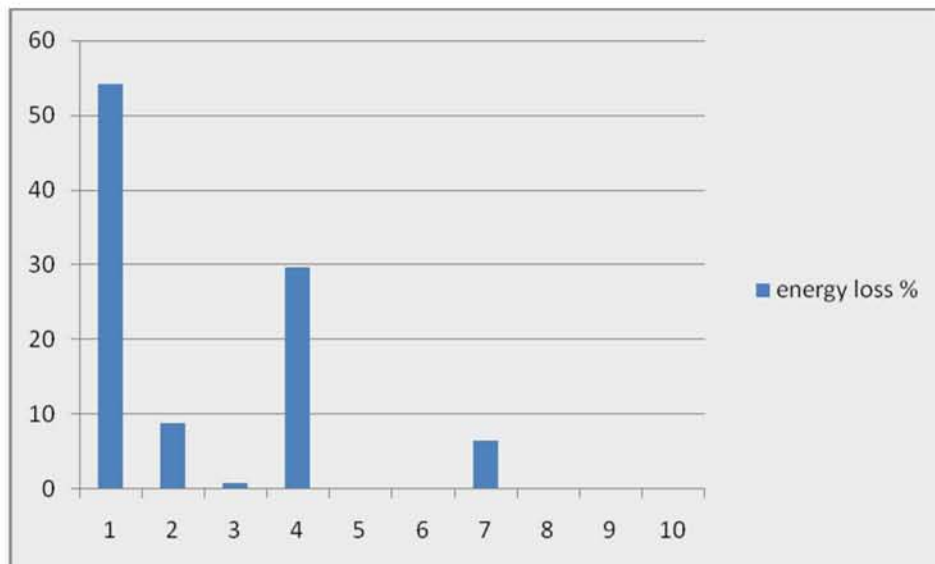
Η θερμοκρασία καυσαερίων είναι γενικά μεταβαλλομένη, αλλά στα πλαίσια της παρούσας μελέτης έχει ληφθεί σαν παράμετρος. Μεταβάλλεται έντονα σε δυναμικές συνθήκες λειτουργίας, σε σταθερές συνθήκες φορτίου μπορεί υπό προϋποθέσεις να θεωρηθεί σταθερή, και η τιμή της είναι η μέση τιμή σειράς μετρήσεων θερμοκρασίας καυσαερίων στην καπνοδόχο.

Η απώλεια ενέργειας στα καυσαέρια είναι φυσικά αναπόφευκτη. Σκοπός είναι ο κατά το δυνατό περιορισμός της. Ο βαθμός απόδοσης που έχει υπολογιστεί για τον καυστήρα θεωρείται ικανοποιητικός με βάση στοιχεία για βιομηχανικούς καυστήρες ίδιου τύπου. Παραμετρικά θα εξεταστεί μόνο η επίδραση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στον βαθμό απόδοσης.

Στο σχήμα 27 εμφανίζονται επίσης σημαντικές ποσοτικές απώλειες στον λέβητα. Σαν απώλειες του λέβητα έχουν θεωρηθεί η απώλεια θερμότητας στο περιβάλλον από την κυλινδρική μονωμένη επιφάνειά του και κυρίως η απώλεια κορεσμένου συμπυκνώματος από το εσωτερικό του μέσω των βαλβίδων απομάστευσης.

Η απομάστευση του λέβητα με απόρριψη κορεσμένου συμπυκνώματος στο περιβάλλον είναι, όπως έχει προαναφερθεί, απώλεια που γίνεται αποδεκτή ως μέσο προστασίας του δοχείου από την διάβρωση και τις επικαθήσεις αλάτων. Ο ποσοτικός προσδιορισμός της απομάστευσης εξαρτάται από παράγοντες που δεν μελετώνται στην παρούσα εργασία και έχουν να κάνουν με την ποιότητα του προστιθέμενου νερού, την διάβρωση του δικτύου ατμού και του λέβητα και την ποιότητα του επιστρεφόμενου συμπυκνώματος. Με αυτό το σκεπτικό δεν διερευνάται περαιτέρω.





Σχήμα 28:Διάγραμμα ποσοστιαίων απωλειών ενέργειας ανα συσκευή επι των συνολικών απωλειών.

Το σχήμα 28 παρουσιάζει την ποσοστιαία κατανομή των συνολικών απωλειών του κυκλώματος ατμού στις επιμέρους συσκευές του. Αποδεικνύεται η πολύ σημαντική επίδραση του βαθμού απόδοσης του καυστήρα στις συνολικές απώλειες του συστήματος, αφού σε αυτόν αναλογεί ποσοστό απωλειών άνω του 50% του συνόλου.

Στην δεξαμενή του δοχείου συμπυκνωμάτων αντιστοιχεί ποσοστό απωλειών της τάξης του 30% επι του συνόλου, ενώ οι απώλειες λέβητα και δεξαμενής απαερίωσης κυμαίνονται σε ποσοστά 6 έως 8 %.

Συμπερασματικά, μέσω της ενεργειακής ανάλυσης του κυκλώματος ατμού και του καθορισμού των βαθμών απόδοσης των επιμέρους συσκευών του αλλά και ολόκληρου του συστήματος, εντοπίστηκαν σαν σημεία που χρίζουν ιδιαίτερης προσοχής, το δοχείο επιστροφής συμπυκνώματος λόγω του ιδιαίτερα χαμηλού βαθμού απόδοσής του και της συμμετοχής του στις συνολικές απώλειες σε ποσοστό 30% και η δεξαμενή απαερίωσης με βαθμό απόδοσης 94% και συμμετοχή στις απώλειες της τάξης του 7%.

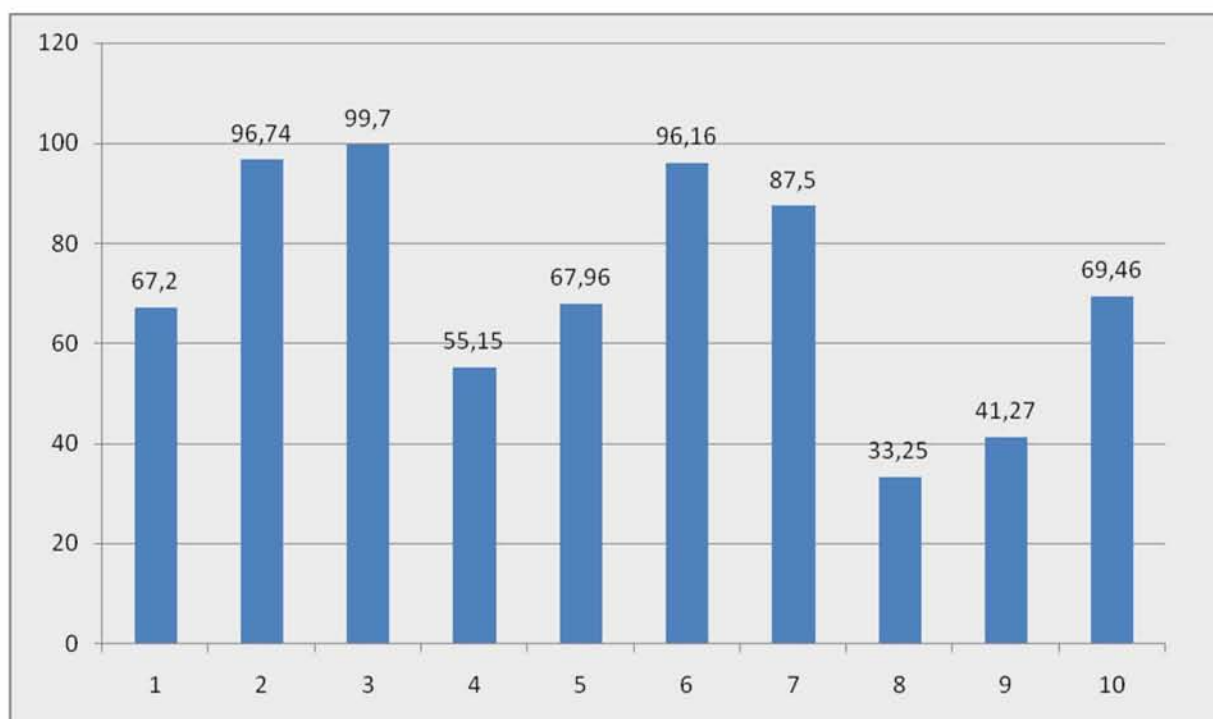
Επίσης οι διατάξεις του λέβητα και του καυστήρα, αν και οι βαθμοί απόδοσής του είναι σχετικά υψηλοί προκαλούν ποσοτικά ιδιαίτερα υψηλή απώλεια ενέργειας επηρεάζοντας σημαντικά τον συνολικό βαθμό απόδοσης του συστήματος. Απο πλευράς μελέτης είναι δυνατή η περαιτέρω διερεύνηση του περιορισμού των απωλειών του μεν λέβητα μέσω της μεταβολής της πίεσης λειτουργίας του, του δε καυστήρα μέσω του ποσοτικού περιορισμού των απωλειών καυσεριών. Στα πλαίσια της παρούσας μελέτης μια τέτοια μείωση είναι δυνατή με τον περιορισμό του φορτίου του καυστήρα μέσω της βελτίωσης του συνολικού βαθμού απόδοσης του συστήματος.

### 6.3 Πορίσματα εξεργειακής ανάλυσης

Τα αποτελέσματα της εξεργειακής ανάλυσης του συστήματος, χρησιμοποιώντας αντιστοιχο τρόπο σκέψης με αυτό της ενεργειακής ανάλυσης, μπορούν να μας οδηγήσουν σε χρησιμα συμπεράσματα για την εξεργειακή απόδοση του κυκλώματος ατμού και των συσκευών που το αποτελούν.

Στο σχήμα 29 παρουσιάζεται η διακύμανση των εξεργειακών βαθμών απόδοσης των συσκευών που συναποτελούν το σύστημα, συμπεριλαμβανομένων και συσκευών κατανάλωσης ατμού.

Εντύπωση προκαλεί το ότι οι εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης των συσκευών κατανάλωσης ατμού είναι χαρακτηριστικά χαμηλοί. Το γεγονός αυτό είναι αναμενόμενο, δεδομένου ότι οι τρεις συσκευές κατανάλωσης, οι εναλλάκτες, οι αναμείκτες και οι φούρνοι ατμού δηλαδή, είναι συσκευές μετάδοσης θερμότητας.



Σχήμα 29: Διάγραμμα διακύμανσης εξεργειακών βαθμών απόδοσης συσκευών

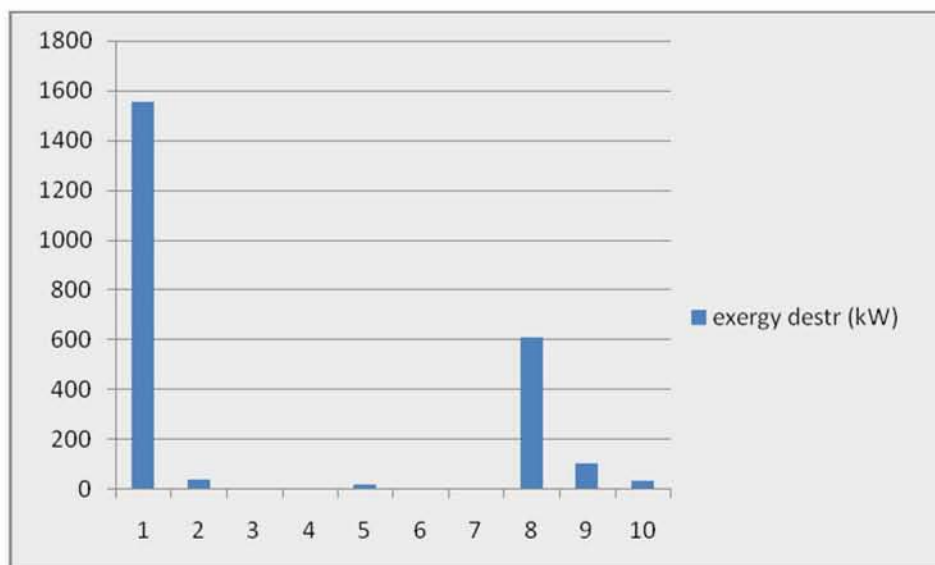


Τα ρευστά που παραλαμβάνουν θερμότητα στις συσκευές κατανάλωσης ατμού έχουν σημαντική διαφορά θερμοκρασίας, της τάξης των 70 ως και 100 βαθμών κελσίου, απο το μέσο που παραδίδει θερμότητα, και αυτό έχει σαν αποτέλεσμα σημαντική παραγωγή εντροπίας και καταστροφή εξέργειας. Έτσι είναι χαρακτηριστικό ότι, ενώ ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης αυτών των συσκευών έχει θεωρηθεί μονάδα, έχουν θεωρηθεί δηλαδή αδιαβατικές ως προς το περιβάλλον, κατα την λειτουργία τους έχουμε σημαντική καταστροφή εξέργειας ενώ παράλληλα το εξεργειακό περιεχόμενο των προϊόντων τους είναι αρκετά χαμηλό.

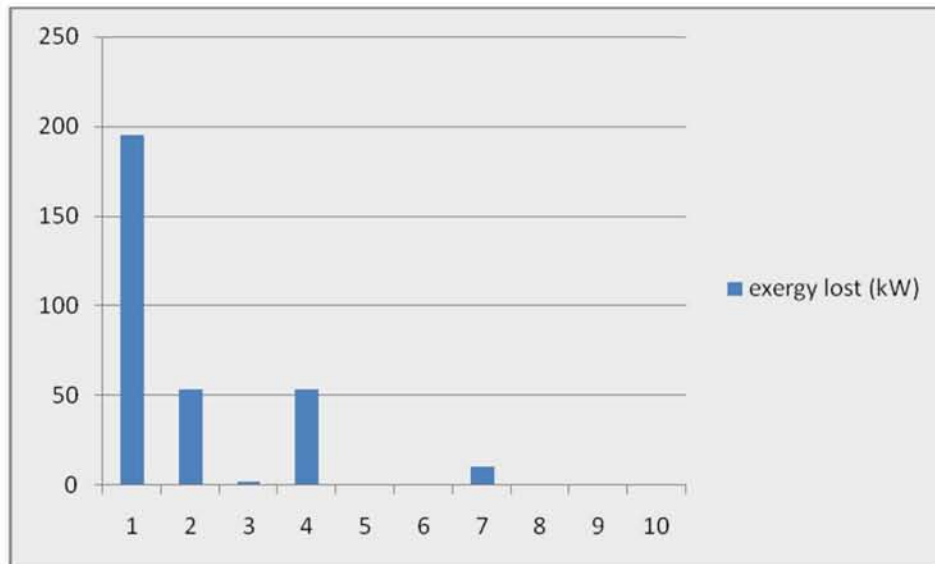
Σημαντικά διαφοροποιούνται από πλευράς εξεργειακής απόδοσης μόνο οι φούρνοι ατμού, γεγονός το οποίο οφείλεται στο ότι, το τελικό προϊόν που εξέρχεται απο αυτούς περιέχει σημαντική ποσότητα κορεσμένου ατμού που δεν έχει συμπυκνωθεί κατα την θέρμανση του αέρα, και είναι φορέας ποσοτήτων εξέργειας.

Ιδιαίτερα χαμηλός εμφανίζεται να είναι επίσης ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του δοχείου συμπυκνωμάτων. Ο συνλεσστής εξεργειακού βαθμού απόδοσης διαμορφώνεται σε αυτήν την περίπτωση απο τους ίδιους παράγοντες που διαμορφώνουν τον αντίστοιχο ενεργειακό. Ο δευτερογενής ατμός απορρίπτεται ενώ το χαμηλού εξεργειακού περιεχομένου συμπύκνωμα θεωρείται προϊόν της συσκευής.

Χαμηλό εξεργειακό βαθμό απόδοσης παρουσιάζει μεταξύ άλλων και η δεξαμενή ανάμειξης, παρόλου που έχει πρακτικά θεωρηθεί αδιαβατική. Αιτία αυτού είναι η ανάμειξη σε σημαντική αναλογία νερού θερμοκρασίας περιβάλλοντος, που δεν είναι φορέας εξέργειας, με το επιστρεφόμενο συμπύκνωμα του κυκλώματος.



Σχήμα 30: Διάγραμμα ποσοτικής καταστροφής εξέργειας ανα συσκευή



Σχήμα 31: Διάγραμμα ποσοτικών απωλειών εξέργειας ανα συσκευή

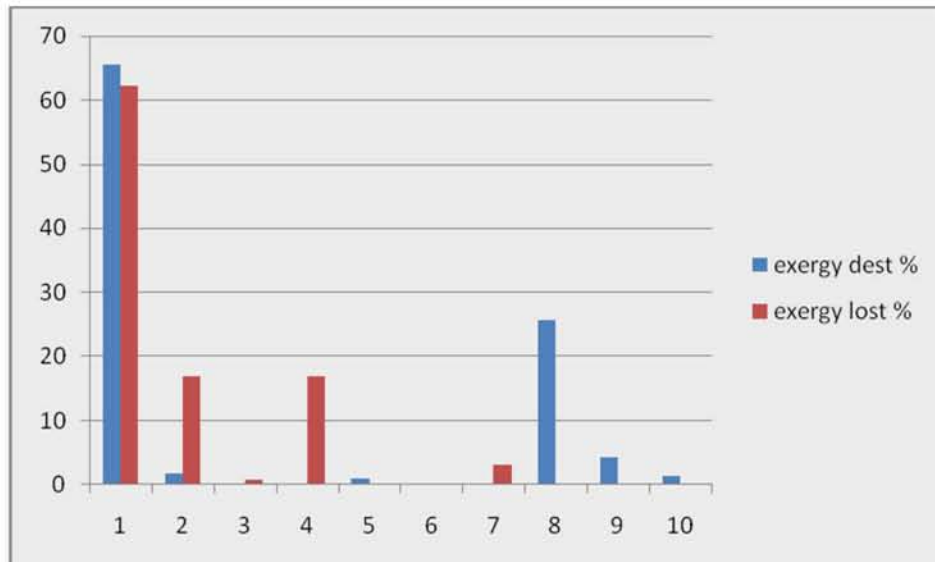
Στα σχήματα 30 και 31, παρουσιάζονται ποσοτικά τόσο η καταστροφή εξέργειας όσο και η απώλεια εξέργειας στις επιμέρους συσκευές του συστήματος.

Χαρακτηριστικά υψηλή ποσοτικά είναι η καταστροφή εξέργειας στον καυστήρα. Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του καυστήρα είναι από τους χαμηλότερους στο σύστημα και αυτό έχει σαν αποτέλεσμα η εξέργεια που καταστρέφεται να είναι ποσοτικά μια τάξη μεγέθους μεγαλύτερη από την εξέργεια που καταστρέφεται στις υπόλοιπες συσκευές, με εξαίρεση ίσως τους εναλλάκτες θερμότητας.

Το εισερχόμενο καυσίμο έχει πρακτικά μηδενική φυσική εξέργεια, αλλά πολύ υψηλή χημική εξέργεια. Με την καύση, η αποθηκευμένη στους χημικούς δεσμούς των συστατικών του καυσίμου ενέργεια και εξέργεια, απελευθερώνεται και μετατρέπεται σχεδόν εξολοκλήρου σε θερμότητα. Η μετατροπή αυτή έχει σαν αποτέλεσμα, σύμφωνα με τους νόμους της θερμοδυναμικής, την σημαντική καταστροφή εξέργειας.

Επιπλέον, στον καυστήρα, εμφανίζεται και η υψηλότερη ποσοτικά απώλεια εξέργειας του συστήματος. Η απώλεια αυτή αντιστοιχεί στην φυσική και χημική εξέργεια των απορριπτόμενων στο περιβάλλον καυσαερίων και είναι, όπως έχει προαναφερθεί αναπόφευκτη.

Αξιοσημείωτη είναι τέλος, η ποσότητα εξέργειας που χάνεται σαν απώλεια στον λέβητα, την στιγμή που ο εξεργειακός του βαθμός μπορεί να θεωρηθεί αρκετά υψηλός. Η απώλεια εξέργειας, όπως αναφέρθηκε και στην ενεργειακή ανάλυση, οφείλεται στην απομάστευση συμπυκνώματος, διαδικασία που αποτελεί καθαρά ενεργειακή και εξεργειακή απώλεια.



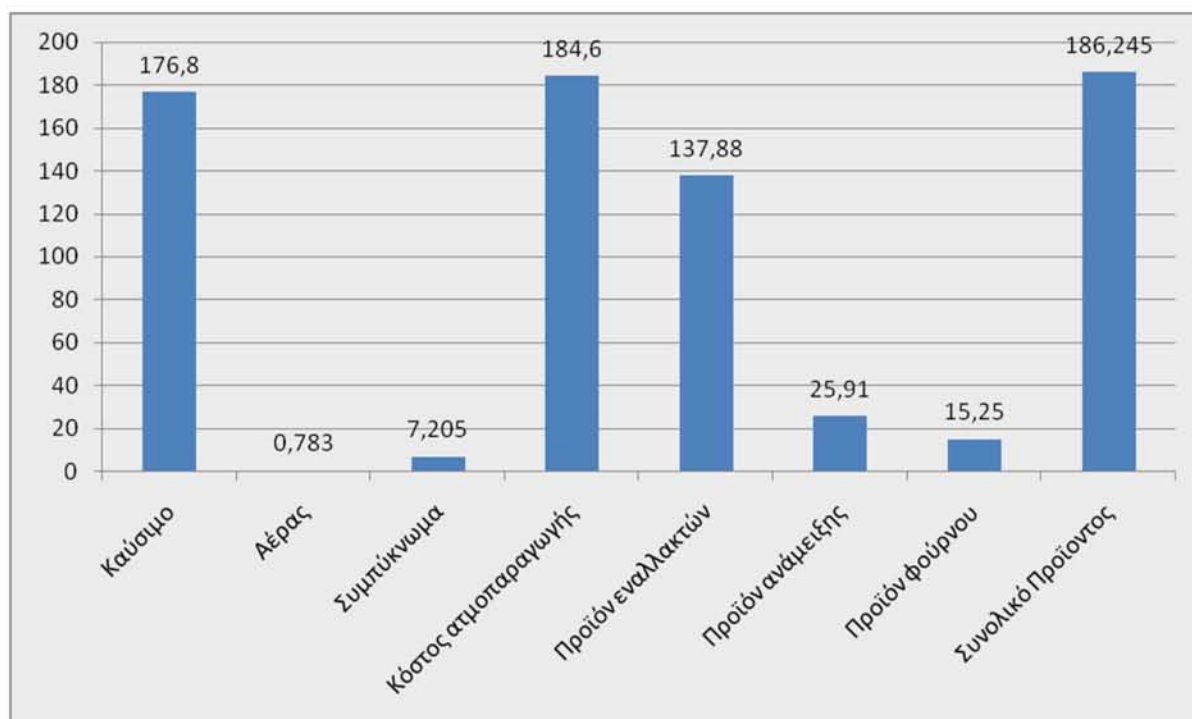
Σχήμα 32:Διάγραμμα ποσοστιαίας καταστροφής και ποσοστιαίων απωλειών εξέργειας ανα συσκευή επι των συνολικών.

Συμπερασματικά, παρατηρώντας το σχήμα 32, όπου εμφανίζεται η ποσοστιαία καταστροφή και απώλεια εξέργειας στις συσκευές του κυκλώματος, επιβεβαιώνεται καταρχήν ότι, το μεγαλύτερο ποσοστό τόσο της καταστροφής όσο και της απώλειας εξέργειας πραγματοποιείται στον καυστήρα. Μεταξύ των υπολοίπων συσκευών, στον λέβητα και στο δοχείο απαερίωσης παρατηρείται σημαντική ποσοστιαία απώλεια εξέργειας, που ξεπερνάει αθροιστικά το 30% της συνολικής του συστήματος. Απο πλευράς καταστροφής εξέργειας, πέραν του καυστήρα, η υψηλότερη καταστροφή πραγματοποιείται στου πλακοειδείς εναλλάκτες. Παράλληλα , οι εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης του καυστήρα, του δοχείου συμπυκνωμάτων , του δοχείου συμπλήρωσης και του απαεριωτή είναι χαμηλοί, διαμορφώνοντας το τελικό εξεργειακό βαθμό απόδοσης στο 22,8%.

#### 6.4 Πορίσματα θερμοοικονομικής ανάλυσης

Με βάση τα αποτελέσματα της οικονομικής ανάλυσης μπορούμε να αποτυπώσουμε το κόστος του καυσίμου, του αέρα τροφοδοσίας καυστήρα, του νερού τροφοδοσίας, του παραγόμενου ατμού κατανάλωσης και των τριών ρευστών διεργασίας που χειριζόμαστε ως προϊόντα, σε μονάδες κόστους ανα ώρα λειτουργίας .



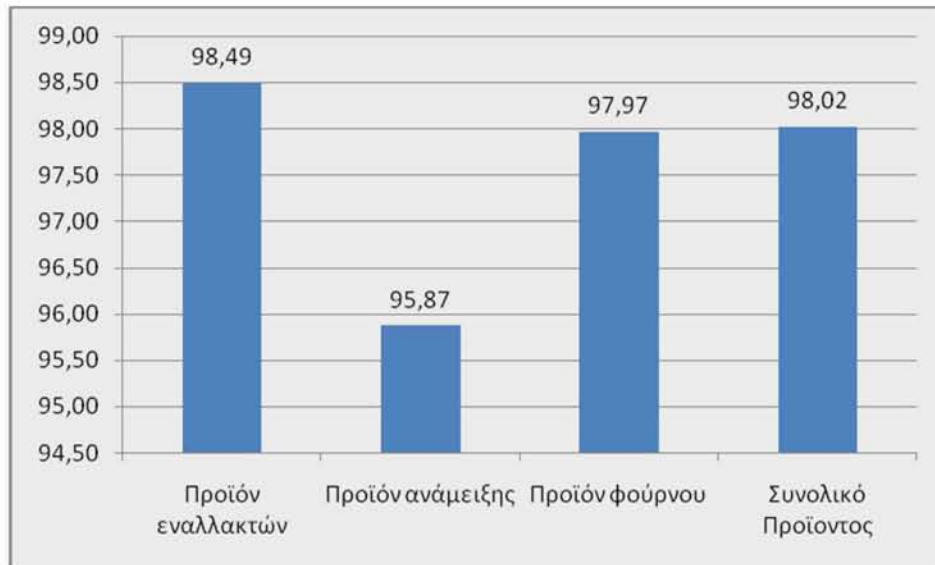


Σχήμα 33: Διάγραμμα κόστους ανα ώρα λειτουργίας για τα επιμέρους στοιχεία του κυκλώματος ατμού και των συσκευών κατανάλωσης σε ευρώ ανα ώρα λειτουργίας.

Πρέπει να αναφερθεί ότι στο τελικό κόστος των προϊόντων έχει ενσωματωθεί απο πλευράς κόστους ατμού μόνο το κόστος του ατμού που καταναλώνουν, όπως αυτό έχει υπολογιστεί σε €/ GJ. Με αυτήν την έννοια το επιστρεφόμενο συμπύκνωμα θεωρείται τελικό προϊόν το οποίο καταναλώνεται παράλληλα από τον λέβητα.

Απο το σχήμα 33, όπου αποτυπώνονται τα επιμέρους κόστη λειτουργίας ανα ώρα, μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι, το κόστος παροχής του καυσίμου είναι 176,8 €/h, το κόστος παροχής αέρα στον καυστήρα 0,783 €/h και το κόστος συνολικής ατμοπαραγωγής διαμορφώνεται στα 184,6 €/h. Το υψηλότερο κόστος εμφανίζεται στα προϊόντα των εναλλακτών, με τα κόστη των προϊόντων ανάμειξης και των φούρνων να ακολουθούν. Το συνολικό κόστος των προϊόντων φτάνει τα 186,3 €/h.

Όπως είναι αναμενόμενο, ο βασικότερος παράγοντας κόστους στο κύκλωμα ατμού είναι το κόστος της πρώτης ύλης που είναι το κάυσιμο. Τα τελικά κόστη των προϊόντων διαμορφώνονται απο το κόστος ατμού και τα κόστη των παρελκόμενων διαταξεων λειτουργίας τους όπως αντλίες, κυκλοφορητές κλπ.



Σχήμα 34: Ποσοστό κόστους ατμού στο συνολικό κόστος τελικών προϊόντων.

Χρήσιμο είναι επίσης να δούμε , μέσω του διαγράμματος 34 , ότι το συντριπτικό ποσοστό του κόστους του τελικού προϊόντος είναι το κόστος του ατμού που περιέχεται για την παρασκευή του .

## 7 ΠΑΡΑΜΕΤΡΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

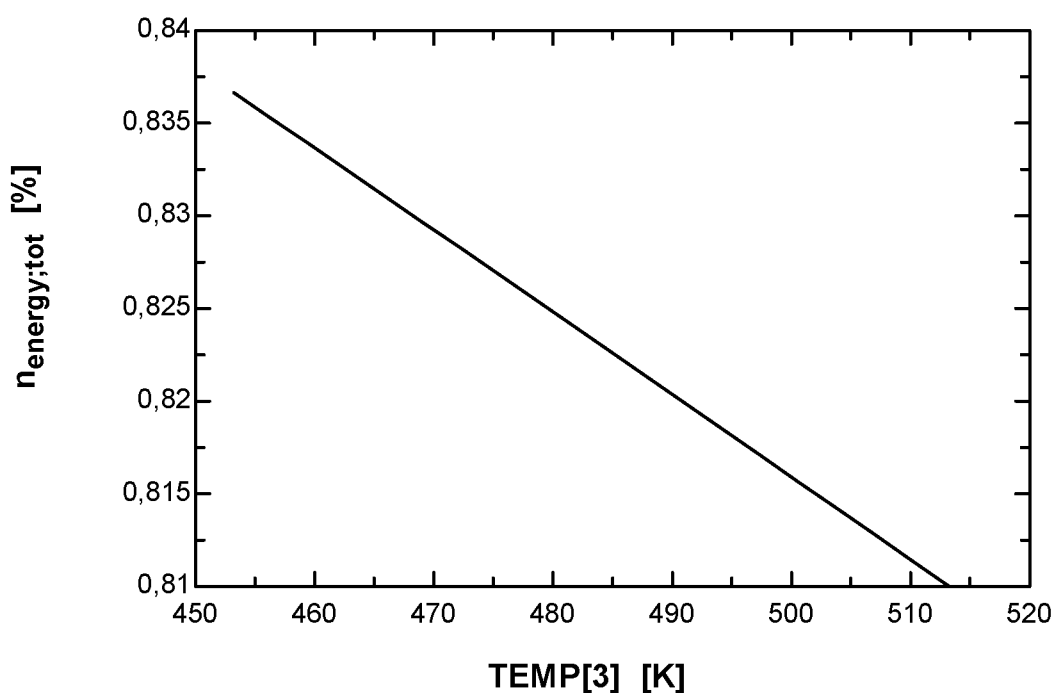
### 7.1 Ανάλυση επιρροής της θερμοκρασίας καυσαερίων

Ο πρώτος παράγοντας του οποίου η επίδραση στον ενεργειακό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης θα αναλυθεί παραμετρικά είναι η θερμοκρασία καυσαερίων TEMP[3]. Υπενθυμίζεται ότι η θερμοκρασία καυσαερίων είχε αρχικά τεθεί στην μέση τιμή σειράς μετρήσεων υπο σταθερό φορτίο στον καυστήρα.

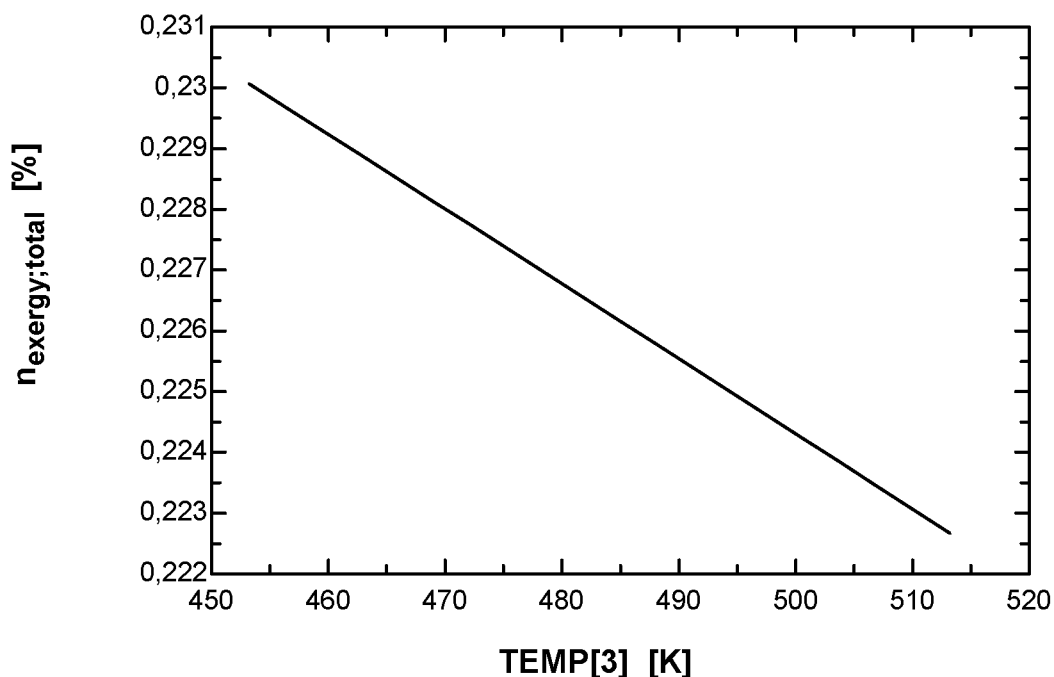
Η παραμετρική ανάλυση θα πραγματοποιηθεί σε ένα ευρος θερμοκρασιών από 180 βαθμούς ως 240 βαθμού κελσίου, διακύμανση αρκετά ρεαλιστική υπο συνθήκες μεταβαλλόμενου φορτίου.

Η θερμοκρασία των καυσαερίων σχετίζεται άμεσα με την ενθαλπία των απορριπτόμενων καυσαερίων η οποία όμως παράλληλα εξαρτάται και από την σύνθεσή τους. Η παρακάτω παραμετρική ανάλυση πραγματοποιείται υπό την αίρεση ότι η σύσταση των καυσαερίων παραμένει σταθερή.

Η ανάλυση πραγματοποιείται μέσω του EES και τα αποτελέσματα παρουσιάζονται με την μορφή διαγραμμάτων.



Σχήμα 35: Διάγραμμα θερμοκρασίας καυσαερίων-ενεργειακού βαθμού απόδοσης.



Σχήμα 36: Διάγραμμα θερμοκρασίας καυσαερίων-εξεργειακού βαθμού απόδοσης.

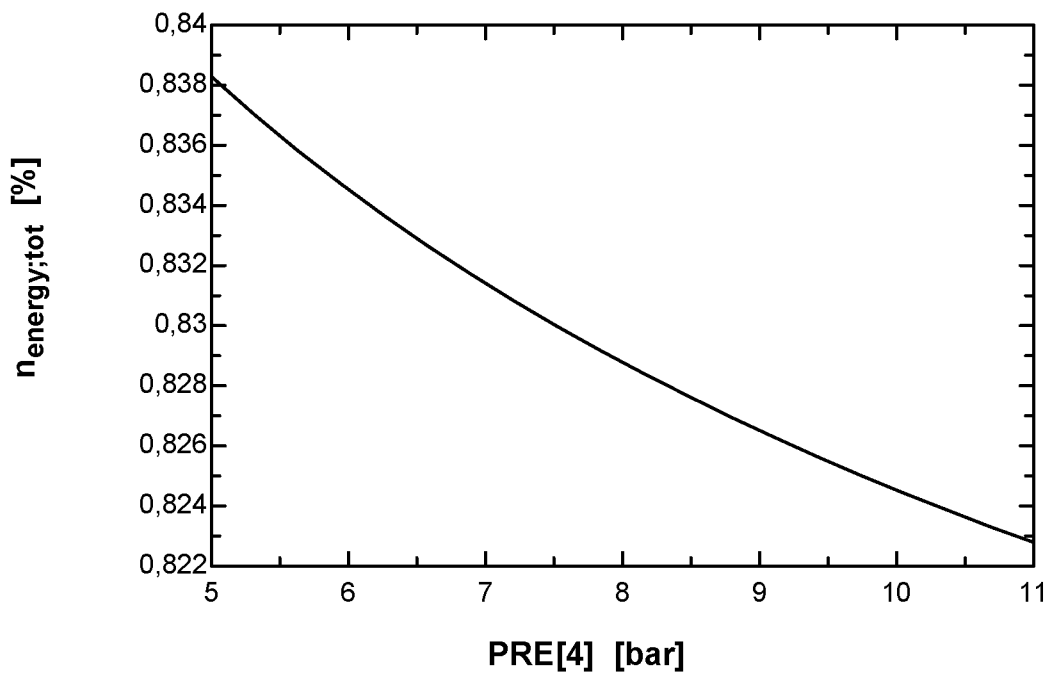
Απο τα σχήματα 35 και 36 γίνεται εμφανές πως η θερμοκρασία των καυσαερίων έχει γραμμική σχέση τόσο με τον ενεργειακό όσο και με και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης του συστήματος.

Το εύρος των 60 βαθμών κελσίου μας δίνει μια μεταβολή σχεδόν 2,5 ποσοστιαίων μονάδων του ενεργειακού βαθμού απόδοσης. Στην περίπτωση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης το εύρος διακύμανσης είναι μικρότερο, της τάξης της μιας ποσοστιαίας μονάδας.

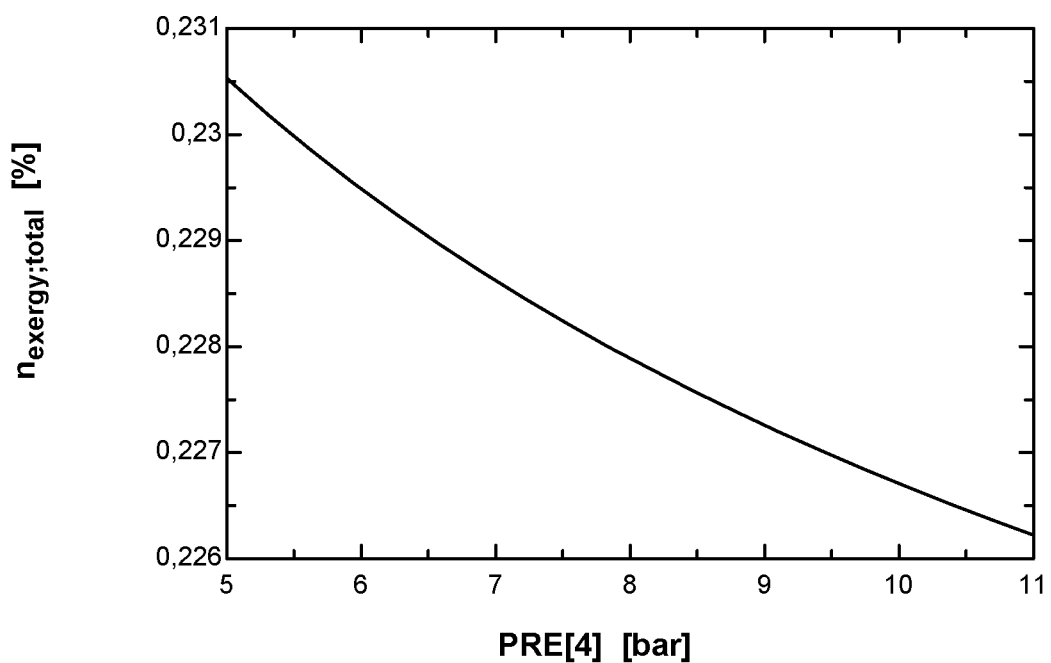
Η θερμοκρασία των καυσαερίων, αναδεικνύεται λοιπόν, σε σημαντικό παράγοντα διαμόρφωσης των βαθμών απόδοσης του συστήματος και καθιστά απαραίτητη την σωστή ρύθμιση του λόγου αέρα λ του καυστήρα, και από πλευράς λειτουργίας, την αποφυγή κατά το δυνατόν των εντονων διακυμάνσεων του φορτίου.

## 7.2 Ανάλυση επιρροής της πίεσης λειτουργίας λέβητα PRE[4]

Σημαντικό στοιχείο λειτουργίας του λέβητα αποτελεί η πίεση λειτουργίας του. Η αρχική τιμή του συστήματος έχει τεθεί στα 8.5 bar abs και στο παρόν κεφάλαιο θα διερευνηθεί παραμετρικά η επιδραση της μεταβολής της σε ένα εύρος 5 έως 11 bar abs, που αποτελούν και τα όρια των πιέσεων λειτουργίας του λέβητα.

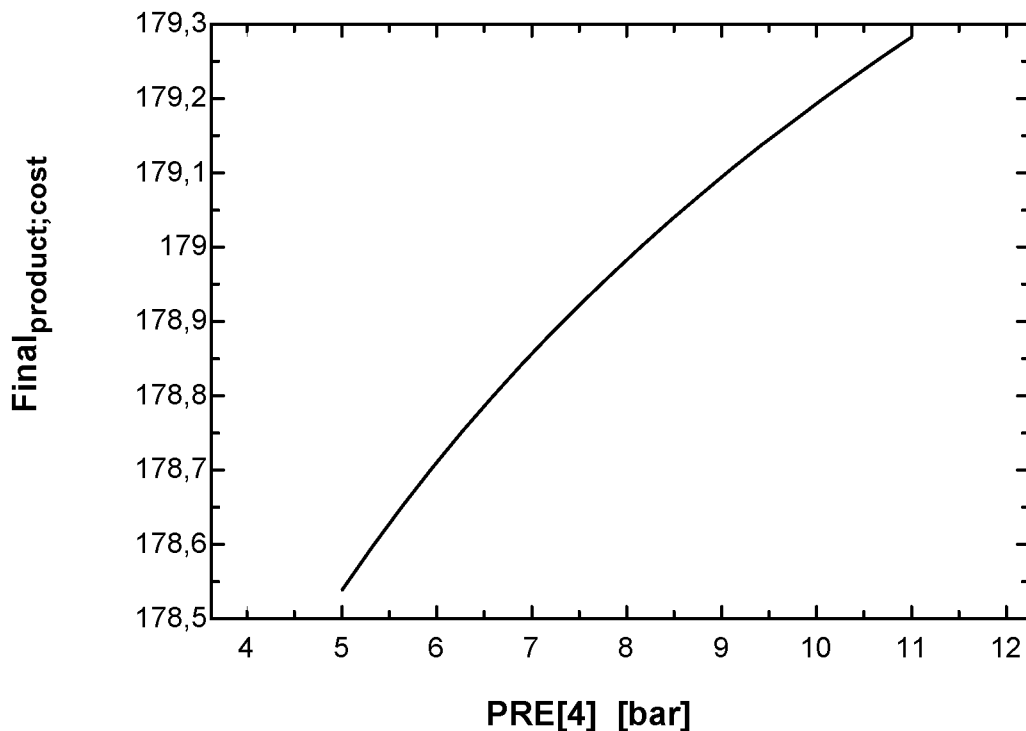


Σχήμα 37:Διάγραμμα πίεσης ατμοπαραγωγής- ενεργειακού βαθμού απόδοσης.



Σχήμα 38:Διάγραμμα πίεσης ατμοπαραγωγής- εξεργειακού βαθμού απόδοσης.





Σχήμα 39: Διάγραμμα πίεσης ατμοπαραγωγής- τελικού κόστους προϊόντος

Απο τα αποτελέσματα της παραμετρικής ανάλυσης, όπως αυτά φαίνονται στα σχήματα 37,38 και 39, γίνεται εμφανές ότι η αύξηση της πίεσης λειτουργίας του λέβητα έχει αρνητική επίδραση και στις τρεις παραμετρους αξιολόγησης της απόδοσης του συστήματος που χρησιμοποιούμε. Συγκεκριμένα, στο ευρος διακύμανσης της πίεσης, ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης μειώνεται 1,5 ποσοστιαία μονάδα, ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης 0.6 μονάδες και το κόστος προϊόντος αυξάνει κατά 0,8 μονάδες κόστους.

Η μεταβολή της πίεσης λειτουργίας αφορά κατά κύριο λόγο το δίκτυο διανομής του ατμού, εφόσον οι καταναλώσεις λειτουργούν στην σταθερή πίεση των 4,5 bar. Αυξάνοντας την πίεση της ατμοπαραγωγής, αυξάνονται οι θερμικές απώλειες του λέβητα και των σωληνώσεων μεταφοράς ατμού. Επιπλέον, η λανθάνουσα θερμότητα του ατμού ελλατώνεται με την αύξηση της πίεσης και αυτό έχει σαν συνέπεια την παραγωγή μεγαλύτερων ποσοτήτων συμπυκνώματος στις σωληνώσεις που πρέπει να επιστραφεί στο δοχείο συμπυκνωμάτων. Ταυτόχρονα, πρέπει να αυξηθεί ελαφρά η ποσότητα ατμοπαραγωγής για να αντισταθμίσει τις αυξημένες απώλειες.

Το συμπύκνωμα το οποίο επιστρέφει στο δοχείο συμπυκνωμάτων, είναι μεγαλύτερο ποσοτικά και εκτονώνεται από υψηλότερη πίεση, γεγονός το οποίο έχει σαν αποτέλεσμα την μεγαλύτερη παραγωγή δευτερογενούς ατμού που αποβάλλεται στην ατμόσφαιρα. Σημαντική είναι και η αύξηση

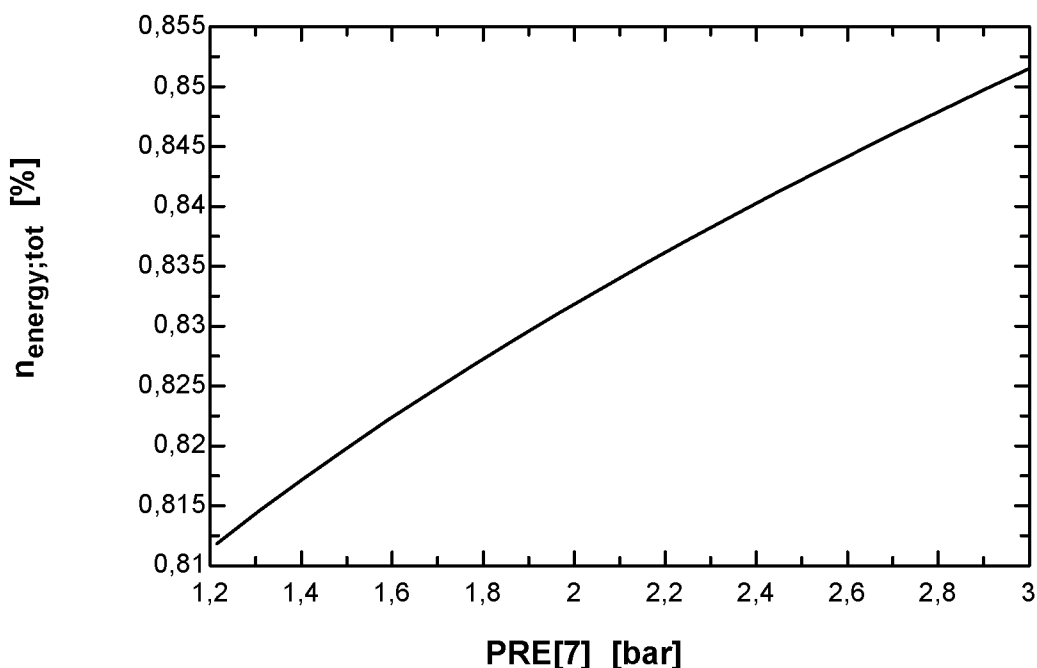
των απωλειών απο την απομάστευση του λέβητα, λογω του οτι το απορριπτόμενο συμπύκνωμα εχει μεγαλύτερη ενθαλπία σε υψηλότερες πιέσεις.

Αποτέλεσμα ειναι λοιπόν, η πτώση των βαθμών απόδοσης του λέβητα, του διανομέα και του δοχείου συμπυκνωμάτων, με παράλληλη αυξηση των απωλειών σε αυτές τις συσκευές, καθώς και των ποσοτικών απωλειών καυσαερίων στων καυστήρα. Σαν συνέπεια , συμπαρασυρεται προς μικρότερες τιμές ο ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης και το κόστος παραγωγής του προϊόντος αυξάνει.

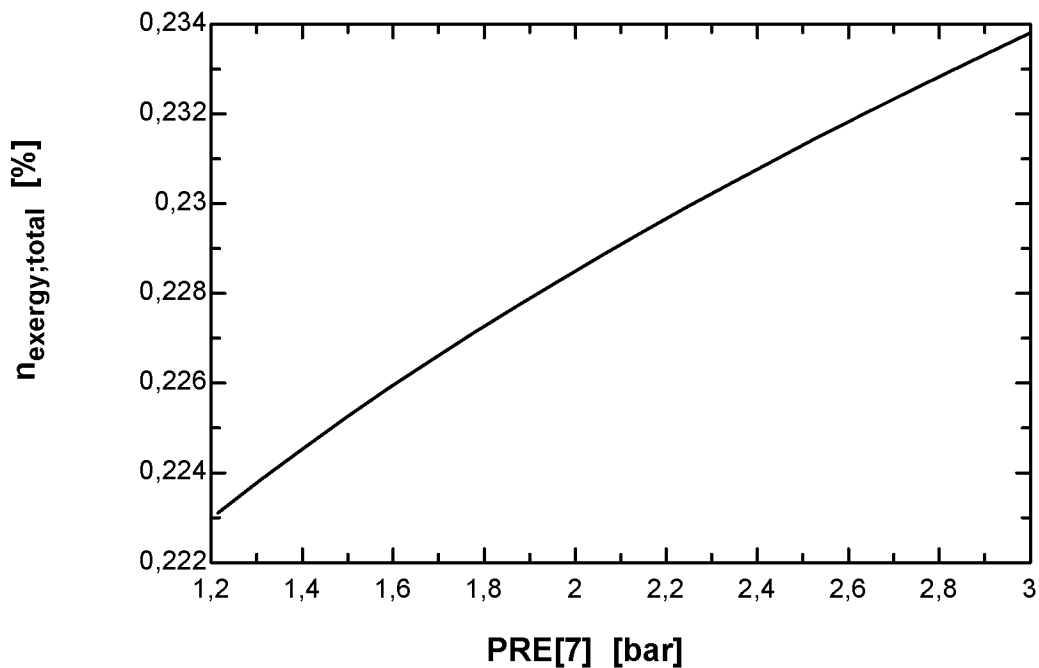
### 7.3 Ανάλυση επιρροής της πίεσης του δοχείου συμπυκνωμάτων PRE[7]

Η πίεση του δοχείου συμπυκνωμάτων αποτελεί σημαντική μεταβλητή του κυκλώματος ατμού. Η αρχική τιμή του συστήματος έχει τεθεί στα 1,8 bar abs και στο παρόν κεφάλαιο θα διερευνηθεί παραμετρικά η επιδραση της μεταβολής της, σε ενα ευρος 1,2 εως 3 bar abs, που αποτελουν και τα όρια των πιέσεων λειτουργίας του.

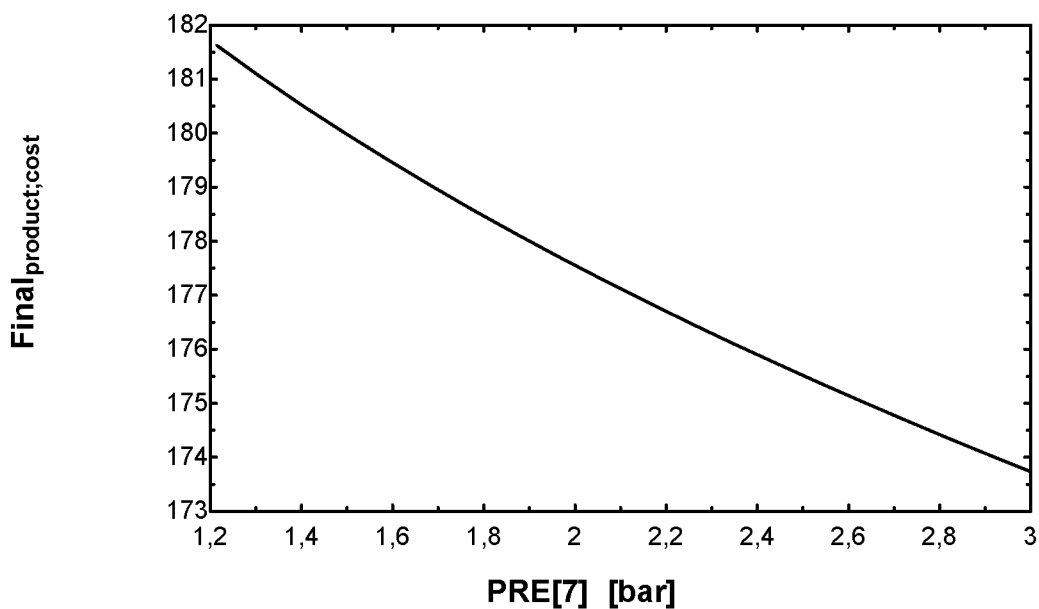
Το παραπάνω εύρος διακύμανσης διαμορφώνεται, όπως έχει προαναφερθεί, απο κατασκευαστικούς περιορισμούς του ίδιου του δοχείου συμπυκνωμάτων, και από την ανάγκη ύπαρξης μικρής τιμής πίεσης αντίθλιψης στις γραμμές επιστροφής συμπυκνώματος, ωστε να ειναι δυνατή η ομαλή ροή του προς την δεξαμενή.



Σχήμα 40:Διάγραμμα πίεσης δοχείου συμπυκνωμάτων- ενεργειακού βαθμού απόδοσης



Σχήμα 41:Διάγραμμα πίεσης δοχείου συμπυκνωμάτων- εξεργειακού βαθμού απόδοσης



Σχήμα 42:Διάγραμμα πίεσης δοχείου συμπυκνωμάτων- τελικού κόστους προϊόντος

Απο τα σχήματα 40 και 41 γίνεται αντιληπτό ότι η μεταβολή της πίεσης του δοχείου συμπυκνωμάτων έχει σημαντική επίδραση στην συνολική απόδοση του συστήματος.

Συγκεκριμένα, η μεταβολή της πίεσης του δοχείου από τα 1,2 στα 3 bar abs, έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος κατά 4 ποσοστιαίες μονάδες και του εξεργειακού βαθμού απόδοσης κατά 1 ποσοστιαία μονάδα. Συνεπακόλουθα, όπως παρουσιάζεται στο σχήμα 42, το τελικό κόστος προϊόντος μειώνεται κατά 9 μονάδες κόστους.

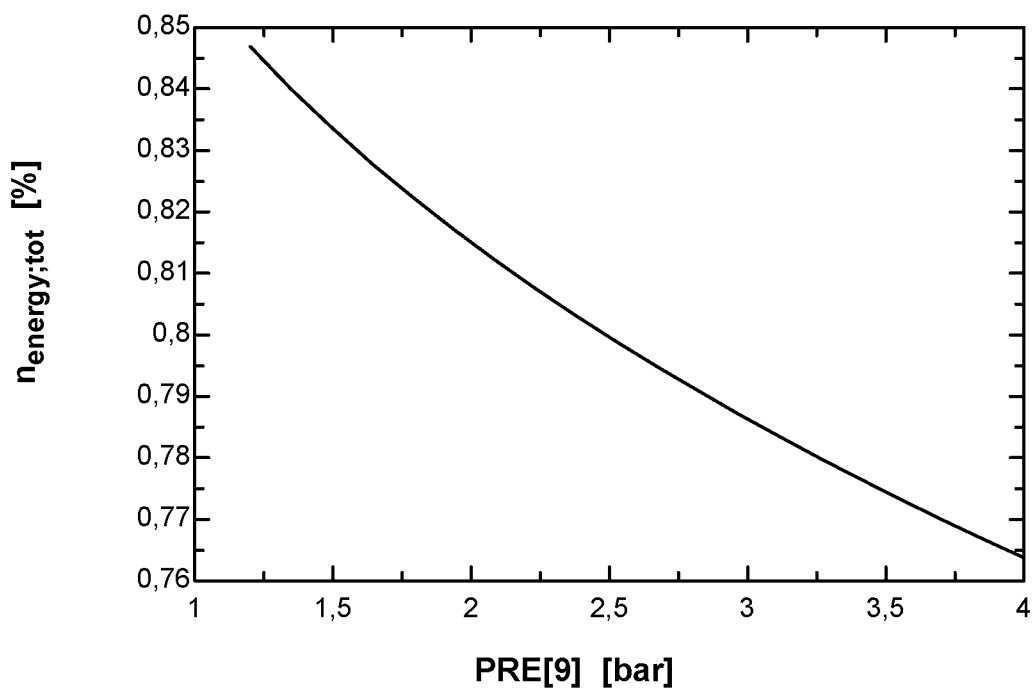
Όπως έχει προαναφερθεί στην παρουσίαση των αποτελεσμάτων της ενεργειακής ανάλυσης, οι απώλειες στο δοχείο συμπυκνωμάτων αποτελούν το 30% συνολικών απωλειών του συστήματος. Με την αύξηση της πίεσης του δοχείου, αυξάνονται μεν οι θερμικές του απώλειες προς το περιβάλλον, αλλά περιορίζεται σημαντικά η απώλεια δευτερογενούς ατμού προς την ατμοσφαιρα που αποτελεί και τον κύριο παράγοντα διαμόρφωσης του βαθμού απόδοσης της συγκεκριμένης συσκευής.

Ο δευτερογενής ατμός περιορίζεται ποσοτικά λόγω της υψηλότερης πίεσης επιστροφής, η ποσότητα του συμπυκνώματος στην δεξαμενή αυξάνει και παραλληλα το επιστρεφόμενο συμπύκνωμα έχει υψηλότερη ενθαλπία, περιορίζοντας την ανάγκη παροχής ατμού για τον κορεσμό του στο δοχείο κορεσμού. Η συμπλήρωση νερού στο δοχείο συμπλήρωσης επίσης μειώνεται.

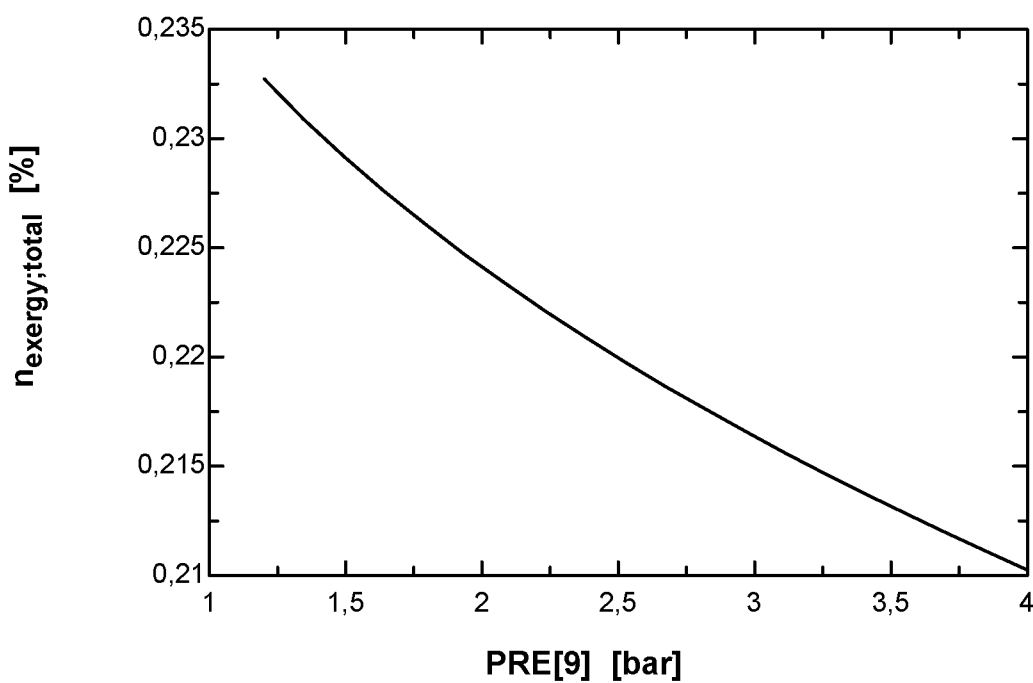
Αποτέλεσμα των παραπάνω είναι, ότι ο ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης όλων των συσκευών που εμπλέκονται στο κυκλώμα επιστροφής συμπυκνώματος αυξάνει σημαντικά και οι συνολικές απώλειες περιορίζονται, διαμορφώνοντας με αυτόν τον τρόπο αρκετά υψηλότερο ενεργειακό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης και χαμηλότερο κόστος λειτουργίας.

#### **7.4 Ανάλυση επιρροής της πίεσης κορεσμού συμπυκνωμάτων PRE[9]**

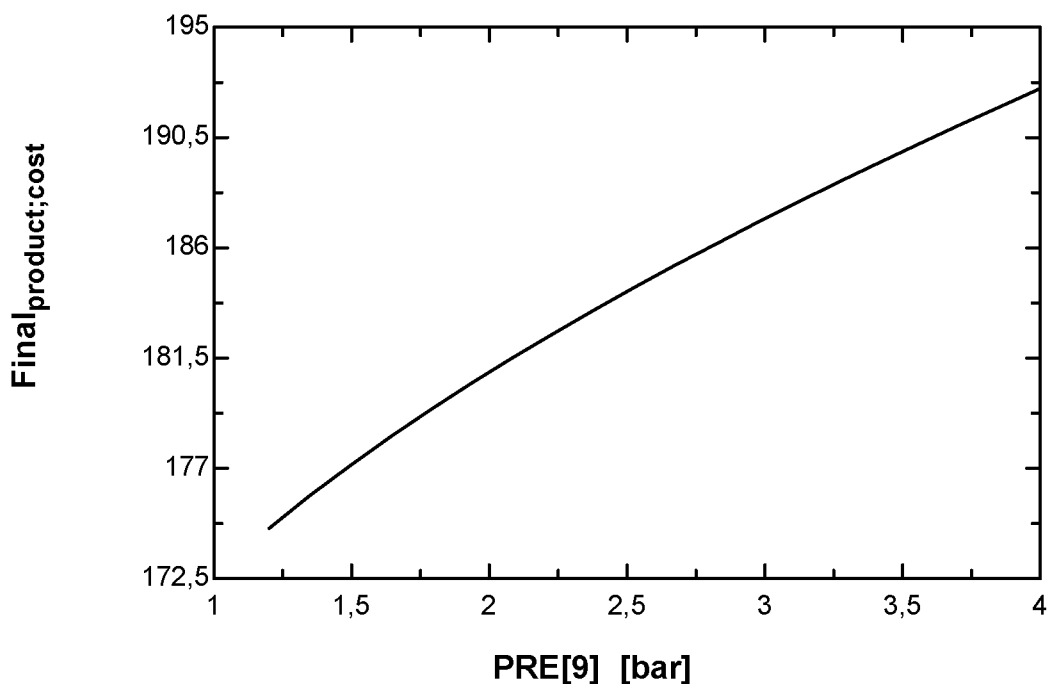
Η ανάλυση της επίδρασης της πίεσης του δοχείου κορεσμού συμπυκνώματος στην ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση του συστήματος θα πραγματοποιηθεί σε όλο το εύρος δυνατότητας ρύθμισής του, το οποίο όπως έχει προαναφερθεί είναι από 1,2 bar abs ως 4 bar abs.



Σχήμα 43: Διάγραμμα πίεσης δοχείου κορεσμού- ενεργειακού βαθμού απόδοσης



Σχήμα 44: Διάγραμμα πίεσης δοχείου κορεσμού- εξεργειακού βαθμού απόδοσης



Σχήμα 45:Διάγραμμα πίεσης δοχείου κορεσμού- τελικού κόστους προϊόντος

Απο τα σχήματα 43 και 44, γίνεται εμφανής μια ισχυρή επίδραση της πίεσης κορεσμού του συμπυκνώματος στα ενεργειακά και εξεργειακά χαρακτηριστικά του συστήματος. Η επίδραση αυτή μπορεί να εξηγηθεί, όχι λόγω της μεταβολής της απόδοσης του ίδιου του δοχείου κορεσμού, αλλά λόγω της μεταβολής της απόδοσης του δοχείου απαερίωσης.

Ο λόγος για τον οποίο το συμπύκνωμα θερμαίνεται μέχρι την θερμοκρασία κορεσμού σε αυτό το σημείο του κυκλώματος ατμού, είναι η πραγματοποίηση της απαερίωσης στο δοχείο του απαεριωτή. Η απαερίωση, όπως έχει προαναφερθεί, πραγματοποιείται με εκτόνωση του κορεσμένου συμπυκνώματος και αποβολή σημαντικού τμήματος δευτερογενούς ατμού που παράγεται, στο περιβάλλον. Το γεγονός αυτό ισοδυναμεί με καθαρή απόρριψη ενέργειας και εξέργειας.

Η αύξηση της πίεσης κορεσμού δρα πολλαπλασιαστικά στην ποσότητα του ατμού που παράγεται λόγω της εκτόνωσης στο δοχείο απαερίωσης και χάνεται στο περιβάλλον, περιορίζοντας με αυτόν το τρόπο τις αποδόσεις της συσκευής και κατ'επέκταση όλου του συστήματος. Εφόσον, η δεξαμενή απαερίωσης διατηρείται σε σταθερή πίεση κοντά στην ατμοσφαιρική, κάθε επιπλέον ποσο ενέργειας που αποδίδεται για τον κορεσμο του συμπυκνώματος σε υψηλότερη πίεση, ισοδυναμεί πρακτικά με απώλεια.

## **8      ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ**

### **8.1      Βελτιστοποίηση με τρεις ανεξάρτητες μεταβλητές.**

Οι μεταβλητές απόφασης του συστήματος, η επίδραση των οποίων στα χαρακτηριστικά του συστήματος μελετήθηκε στα πλαίσια της παραμετρικής ανάλυσης, θα χρησιμοποιηθούν ως ανεξάρτητες μεταβλητές στο λογισμικό του EES με σκοπό τον υπολογισμό των τιμών τους που βελτιστοποιούν των ενεργειακό και εξεργειακό βαθμό απόδοσης και ελαχιστοποιούν το κόστος παραγωγής των προϊόντων.

Στα πλαίσια των δοκιμών βελτιστοποίησης, επιλέχθηκε σε πρώτη φάση η μεγιστοποίηση του ενεργειακού βαθμού απόδοσης του συστήματος με τρεις ανεξάρτητες μεταβλητές βελτιστοποίησης ταυτόχρονα ,τις πιέσεις PRE [4] , PRE [7] και PRE[9].

Το λογισμικό σε αυτήν την περίπτωση δεν κατάφερνει να καταλήξει σε βέλτιστες τιμές για τις παραμέτρους και μετά απο εναν μεγάλο αριθμο επαναλήψεων της υπολογιστικής διαδικασίας , σταματάει τον υπολογισμό και αναφέρει αδυναμία σύγκλησης.

### **8.2      Βελτιστοποίηση με δύο ανεξάρτητες μεταβλητές.**

Δεδομένης της αδυναμίας του λογισμικού να συγκλίνει σε βέλτιστες τιμές για τρεις ταυτόχρονα ανεξάρτητες μεταβλητές, σε επόμενη προσπάθεια βελτιστοποίησης επιλέχθηκαν οι μεταβλητές PRE [7] και PRE[9] για την παράλληλη βελτιστοποίηση ενώ στην πίεση PRE[4] δόθηκε η αρχική τιμή της .

Τα εύρη διακύμανσης των τιμών των μεταβλητών PRE [7] και PRE[9] επιλέχθηκαν 1,213 εως 3 και 1,013 ως 1,213 bar abs αντίστοιχα.

Το λογισμικό, μετά απο ενα σχετικά μικρό αριθμό επαναλήψεων, κατέληξε στις ακραίες τιμές του ευρους διακύμανσης των πιέσεων δίνοντας στην PRE[7] την μέγιστη δυνατή τιμή των 3 bar και στην PRE[9] την ελάχιστη δυνατή των 1,213 bar. Η εξαρτημένες μεταβλητές που προσδιορίζουν τα χαρακτηριστικά του συστήματος παρουσιάζουν όλες βελτιωμένες τιμές και οι βαθμοί απόδοσης του συστήματος αυξάνουν.

Σαν τελικό βημα βελτιστοποίησης, οι παραπάνω βέλτιστες τιμές τοποθετήθηκαν ως παράμετροι στο πρόγραμμα υπολογισμού, και η πίεση PRE[4] η οποία έχει μελετηθεί μέσω της παραμετρικής ανάλυσης, εισήχθη στην τιμή των 6 bar. Τα τελικά αποτελέσματα παρουσιάζονται στους πίνακες που ακολουθούν.

Στον πίνακα 20 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά οι βαθμοί απόδοσης και οι απώλειες του συστήματος ανα συσκευή. Ο πίνακας περιέχει πέραν των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από τις βέλτιστες τιμές των παραμέτρων της πίεσης, τα αρχικά αποτελέσματα τα οποία εμφανίζονται με κόκκινη γραμματοσειρά. Έτσι είναι δυνατή η απευθείας σύγκριση των μεταβολών που υφίσταται το σύστημα.

Στον πίνακα 21 παρουσιάζονται συγκεντρωτικά τα συνολικά μεγέθη αξιολόγησης της απόδοσης του συστήματος. Με κόκκινη γραμματοσειρά, εμφανίζονται τα αποτελέσματα που εξείχθησαν με τις αρχικές τιμές των πιέσεων, ενώ με μαύρη γραμματοσειρά τα αποτελέσματα με βάση τις υπολογισμένες βέλτιστες τιμές αυτών.

### 8.3 Αποτελέσματα βελτιστοποίησης.

Efficiencies	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	Burner	Boiler	Distributor	Cond tank	Mixing tank	Saturation tank	Deairation tank	PHEs	Mix	Inj
n_energy %	91,3	98,7	99,89	87,4	100	100	94,28	100	100	100
n_energy %	91,3	98,6	99,8	74	100	100	94,32	100	100	100
energy loss (kW)	431	66,8	5,94	118	0	0	52,78	0	0	0
energy loss (kW)	447	73,0	6,56	246	0	0	53,83	0	0	0
energy loss %	64	10	1	18	0	0	8	0	0	0
energy loss %	54	9	1	30	0	0	7	0	0	0
n_exergy %	67,2	97,4	99,87	77,2	71,28	99,74	87,52	33,2	41,2	69,4
n_exergy %	67,2	96,7	99,7	55,2	67,96	96,16	87,5	33,3	0,41	0,69
exergy destroyed (kW)	1500	26,8	0	0,61	27,62	0,212	0,2816	607,	103,	34,4
exergy destroyed (kW)	1.550	40,7	0	4,63	22,14	3,31	0,29	607	104	34,4
exergy destroyed %	65	1	0	0	1	0	0	26	5	1



exergy destroyed %	65,5	1,71	0	0,2	0,933	0,14	0,012	25,6	4,37	1,45
exergy lost (kW)	188	37,3	1,84	28,8	0	0	9,8	0	0	0
exergy lost (kW)	195	53,2	2,18	53,4	0	0	10,07	0	0	0
exergy lost %	71	14	1	11	0	0	4	0	0	0
exergy lost %	62,1	16,9	0,69	17	0	0	3,2	0	0	0

Πίνακας 20 : Συγκεντρωτικός συγκριτικός πίνακας απωλειών και βαθμών αποδοσης κατά συσκευή

n_energy total system %	85,84	82,76
n_exergy total system %	23,59	22,76
energy lost total (kW)	675,454	826,419
Exergy destroyed total (kW)	2.301,6355	2.373,10
Exergy lost total (kW)	266,176	314,29
Total Product cost €/h	176,4	186,25

Πίνακας 21: Συγκεντρωτικός συγκριτικός πίνακας συνολικών απωλειών και βαθμών αποδοσης

Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα που προέκυψαν με τις αρχικές και με τις τελικές τιμές των πιέσεων του συστήματος μπορούμε να παρατηρήσουμε τα εξής :

Ο ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης του καυστήρα δεν μεταβάλλονται, γεγονός αναμενόμενο, αφού η μεταβολή των πιέσεων λειτουργίας δεν έχει καμία επίδραση στην λειτουργία του. Η ποσοτική απώλεια ενέργειας, η καταστροφή και η απώλεια εξέργειας περιορίζονται, γεγονός που οφείλεται στην μικρότερη καταναλισκόμενη ισχύ στον καυστήρα λόγω του βελτιωμένου συνολικού βαθμού απόδοσης του συστήματος. Τα ποσοστά απωλειών επι των συνολικών στον καυστήρα αυξάνουν, λόγω του περιορισμού των απωλειών των υπολοίπων συσκευών του κυκλώματος ατμού.

Στον λέβητα, οι βαθμοί απόδοσης αυξάνουν ελαφρά, με τις τοπικές απώλειες όμως, κυρίως την απώλεια ενέργειας και εξέργειας να περιορίζονται σημαντικά λόγω της χαμηλότερης πίεσης ατμοπαραγωγής. Ποσοσιαία, η συμμετοχή του λέβητα στις συνολικές απώλειες μειώνεται κυρίως στο κομμάτι των απωλειών εξέργειας.

Στον διανομέα οι μεταβολές δεν είναι αξιόλογες, οι μικρές βελτιώσεις των βαθμών απόδοσης οφείλονται στον περιορισμό των θερμικών απωλειών λόγω της χαμηλότερης πίεσης λειτουργίας ατμοπαραγωγής.

Σημαντικές διαφοροποιήσεις παρατηρούνται στην περίπτωση του δοχείου συμπυκνωμάτων. Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνει κατά 13 %, ο εξεργειακός κατά 22%. Τα μεγέθη της απώλειας ενέργειας και εξέργειας μειώνονται σημαντικά, όπως και η ποσοστιαία συμμετοχή της συσκευής στις απώλειες του συστήματος. Όλα τα παραπάνω, όπως έχει προαναφερθεί, είναι απόρροια της αύξησης της πίεσης του δοχείου συμπυκνωμάτων στα 3 bar abs, με την συνεπακόλουθη μείωση του αποβαλλόμενου προς το περιβάλλον δευτερογενούς ατμού.

Η επίδραση των μεταβολών των παραμέτρων στον εξεργειακό βαθμό απόδοσης της δεξαμενής ανάμειξης είναι θετική. Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνει σημαντικά. Αντίθετα η καταστροφή της εξέργειας αυξάνει ελαφρά ποσοτικά και ποσοστιαία. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η ποσότητα του επιστρεφόμενου συμπυκνώματος που εισέρχεται στην δεξαμενή ανάμειξης αυξάνει, ενώ είναι φορέας υψηλότερης εξέργειας λόγω της υψηλότερης πίεσής του, και προκαλεί την αντίστοιχη αύξηση καταστροφής εξέργειας. Η ποσότητα όμως του νερού συμπλήρωσης που εισέρχεται στην δεξαμενή, περιορίζεται σε αντίστοιχο ποσό με την αύξηση της ποσότητας του συμπυκνώματος και αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσής του.

Στην δεξαμενή κορεσμού συμπυκνώματος παρατηρούμε σημαντική αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης της συσκευής. Αυτό οφείλεται στο ότι το επιστρεφόμενο μείγμα νερού και συμπυκνώματος έχει υψηλότερη θερμοκρασία εξόδου από την δεξαμενή ανάμειξης, σε σχέση με αυτή που προέκυπτε με τις αρχικές συνθήκες λειτουργίας. Έτσι απαιτεί λιγότερο ατμό για να θερμανθεί μέχρι την θερμοκρασία κορεσμού του και η καταστροφή εξέργειας περιορίζεται σημαντικά.

Τέλος, στην δεξαμενή απερίωσης δεν παρατηρείται αξιοσημείωτη μεταβολή των χαρακτηριστικών λειτουργίας, πέραν από μια ελαφρά τάση βελτίωσης. Στις συσκευές καταναλώσεως δεν παρατηρείται μεταβολή των μεταβλητών αξιολόγησης.

Στον πίνακα 21, μπορούμε να παρατηρήσουμε την αποτελέσματα της βελτιστοποίησης στις μεταβλητές του συνολικού συστήματος. Ο ενεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνει από την αρχική τιμή του 82,76%, στο 85,84%, με εξοικονόμηση 151 kW ισχύος. Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξάνει από το 22,76%, στο 23,59%, με την καταστροφή εξέργειας να περιορίζεται κατά 72 kW και την απώλεια εξέργειας κατά 48 kW. Αποτέλεσμα αυτών είναι ο περιορισμός του κόστους λειτουργίας κατά 9,8 μονάδες κόστους την ώρα.

## 9 ΣΥΝΟΨΗ ΚΑΙ ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας έγινε προσπάθεια τεχνικής και λειτουργικής μοντελοποίησης υφιστάμενης εγκατάστασης κυκλώματος ατμού. Η εγκατάσταση, η οποία λειτουργεί με σκοπό την εξυπηρέτηση των παραγωγικών ενεργειακών αναγκών βιομηχανικής μονάδας, μοντελοποιήθηκε και μελετήθηκε ενεργειακά, εξεργειακά και θερμοοικονομικά με την χρήση του ολοκληρωμένου λογισμικού αριθμητικής επίλυσης συστημάτων αλγεβρικών εξισώσεων και θερμοδυναμικής προσομοίωσης, Engineering Equations Solver (EES).

Η διακριτοποίηση των τμημάτων του κυκλώματος σε σημεία μελέτης και συσκευές διεργασίας πραγματοποιήθηκε με κριτήρια τις ολοκληρωμένες θερμοδυναμικές διεργασίες που υφίστανται τα ρευστά σε συσκευές του κυκλώματος, τα σημεία εξόδου και εισόδου των ρευστών στις συσκευές αλλά και σημεία των σωληνογραμμών όπου διαφοροποιούνται τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των ρευστών λόγω διακλάδωσης ή απωλειών ενέργειας. Οι μεταβλητές του συστήματος διαχωρίστηκαν σε παραμέτρους, μεταβλητές απόφασης και εξαρτημένες μεταβλητές.

Η δομή των εξισώσεων περιλάμβανε των υπολογισμό των όλων καταστατικών μεγεθών των ρευστών στα σημεία υπολογισμού με χρήση των ενσωματωμένων συναρτήσεων ιδιοτήτων του λογισμικού EES, όπως και των μεγεθών ροής τους. Υπολογίστηκαν επίσης τα ειδικά μεγέθη κόστους παροχής για τα επιμέρους ρευστά, και λειτουργίας για τις διακεκριμένες συσκευές.

Το σύστημα εξισώσεων ολοκληρώθηκε με την κατάστρωση των ισοζυγίων μάζας, ενέργειας, εντροπίας και εξέργειας στις συσκευές του συστήματος, όπως και των αντίστοιχων ισοζυγίων ροών κόστους. Το τελικό σύστημα περιλάμβανε 680 εξισώσεις με 680 αγνώστους, και από την επίλυσή του προέκυψαν τα μεγέθη αξιολόγησης της απόδοσης του συστήματος.

Τα αποτελέσματα της ενεργειακής και εξεργειακής ανάλυσης του κυκλώματος ατμού μέσω του καθορισμού των βαθμών απόδοσης των επιμέρους συσκευών του και των απωλειών τους, αλλά και των αντίστοιχων μεγεθών ολόκληρου του συστήματος, έδωσαν την δυνατότητα αποτύπωσης της αποδοτικότητας του συστήματος και εντοπισμού των σημείων που χρίζουν ιδιαίτερης προσοχής.

Ο συνολικός ενεργειακός βαθμός απόδοσης υπολογίστηκε 82,76%, ο αντίστοιχος εξεργειακός 22,76% και το τελικό κόστος παραγωγής των προϊόντων 186,25 €/h.

Οι υψηλότερες απώλειες ενέργειας και εξέργειας, και η μεγαλύτερη καταστροφή εξέργειας, εντοπίστηκαν στον καυστήρα της διάταξης σε ποσοστά ανω του 50 % των συνολικών. Ο ενεργειακός

βαθμός απόδοσης του καυστήρα κρίνεται ικανοποιητικός, ο εξεργειακός βαθμός του είναι σχετικά χαμηλός αλλά και τα δύο μεγέθη εξαρτώνται από μεταβλητές που δεν εξετάζονται στα πλαίσια της παρούσας εργασίας.

Ο ενεργειακός και εξεργειακός βαθμός απόδοσης του λέβητα έλαβαν υψηλές τιμές, αλλά οι ποσοτικές απώλειες ενέργειας και εξέργειας που προκύπτουν από την απομάστευση συμπυκνώματος κατά την λειτουργία του είναι αξιολογικές. Παράγοντες μείωσης των παραπάνω απωλειών διερευνήθηκαν μέσω παραμετρικής ανάλυσης και προέκυψε σαν αποτέλεσμα η δυνατότητα περιορισμού τους μέσω της ελάττωσης της πίεσης ατμοπαραγωγής.

Σημείο έντονου προβληματισμού εντοπίστηκε στην λειτουργία του δοχείου επιστροφής συμπυκνωμάτων, αφού ο ενεργειακός βαθμός απόδοσής του υπολογίστηκε στο 74% και ο αντίστοιχος εξεργειακός στο 55%. Οι απώλειες δημιουργούνται από την αποβολή του δευτερογενούς ατμού στο περιβάλλον και προσεγγίζουν το 30% των συνολικών ενεργειακών απωλειών και το 20% συνολικών εξεργειακών. Διερευνήθηκε παραμετρικά η δυνατότητα βελτίωσης της απόδοσης του δοχείου, μέσω της μεταβολής της πίεσης λειτουργίας του, και τα αποτελέσματα ήταν θετικά.

Χαμηλοί ενεργειακοί και εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης παρατηρήθηκαν επίσης στο δοχείο προσθήκης νερού και στην δεξαμενή απαερίωσης. Το χαρακτηριστικό αυτό δικαιολογείται για την μεν δεξαμενή προσθήκης νερού λόγω της φύσης της διεργασίας, για τον δε απαεριωτή λόγω της επιπλέον απώλειας δευτερογενούς ατμού. Η παραμετρική ανάλυση έδειξε βελτίωση των αποδόσεων των δύο διατάξεων με την αύξηση της πίεσης του δοχείου συμπυκνωμάτων, και την μείωση της πίεσης στο δοχείο κορεσμού.

Τέλος, οι εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης των συσκευών κατανάλωσης έλαβαν ιδιαίτερα χαμηλές τιμές, γεγονός που οφείλεται στην κατασκευή τους και τον τρόπο λειτουργίας τους. Οι συνθήκες λειτουργίας τους επιβάλλονται από τα χαρακτηριστικά των παραγωγικών διαδικασιών και δεν μελετώνται στην παρούσα εργασία.

Με βάση τις παραπάνω παρατηρήσεις, επιχειρήθηκε η βελτιστοποίηση της απόδοσης του συστήματος, μέσω της μεταβολής της πίεσης ατμοπαραγωγής, της πίεσης επιστροφής συμπυκνωμάτων και της πίεσης κορεσμού συμπυκνώματος. Οι τιμές στις οποίες κατέληξαν οι υπολογισμοί βελτιστοποίησης του EES ήταν για την πίεση επιστροφής συμπυκνώματος η μέγιστη τιμή των 3 bar, για την πίεση κορεσμού συμπυκνώματος η ελάχιστη δυνατή τιμή των 1,213 bar. Στο λογισμικό εισήχθη και η βελτιωμένη τιμή της πίεσης ατμοπαραγωγής 6 bar, και όλες οι μεταβλητές του συστήματος υπολογίστηκαν πάλι.

Τα νέα αποτελέσματα ήταν θετικά, οι βαθμοί απόδοσης των συσκευών παρουσίασαν βελτίωση και οι απώλειες περιορίστηκαν. Ο συνολικός ενεργειακός βαθμός απόδοσης αυξήθηκε από την αρχική τιμή του 82,76% , στο 85,84%, με εξοικονόμηση 151 kW ισχύος. Ο συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης αυξήθηκε από το 22,76 %, στο 23,59% , με την καταστροφή εξέργειας να περιορίζεται κατά 72 kW και την απώλεια εξέργειας κατά 48 kW. Τελικά, το κόστος παραγωγής των τελικών προϊόντων ελαττώθηκε κατά 9,8 μονάδες κόστους την ώρα.

Σαν στόχος της παρούσας διπλωματικής εργασίας είχε τεθεί, η μοντελοποίηση και ανάλυση της λειτουργίας του μελετούμενου κυκλώματος ατμού, η εκτίμηση της απόδοσής του και του τρόπου με τον οποίο αυτή επηρεάζει το κόστος λειτουργίας του και το κόστος στα τελικά προϊόντα των διεργασιών. Βαρύτητα δόθηκε κυρίως στις λειτουργικές παραμέτρους των συσκευών που απαρτίζουν το κύκλωμα ατμού ενώ τα χαρακτηριστικά των συσκευών κατανάλωσης θεωρήθηκαν δεδομένα. Στα πλαίσια των αναλύσεων προέκυψαν χρήσιμα συμπεράσματα και προτάσεις για την βελτιστοποίηση της λειτουργίας του.

Πεδίο επιπλέον προβληματισμού και μελέτης, μπορεί να εντοπιστεί στην διερεύνηση της διακύμανσης της θερμοκρασίας καυσαερίων με την μεταβολή της πίεσης της ατμοπαραγωγής, δεδομένο που θα διαφοροποιούσε πιθανόν σημαντικά τον βαθμό απόδοσης του καυστήρα. Επίσης, το ποσοστό της απομάστευσης κορεσμένου συμπυκνώματος από το δοχείο του λέβητα, είναι δυνατόν να προσδιοριστεί ως συνάρτηση του βαθμού προσθήκης συμπληρωματικού νερού στο κύκλωμα και όχι ως ποσοστό της ατμοπαραγωγής όπως έχει εισαχθεί στην παρούσα εργασία.

Τέλος , εξαιρετικό πεδίο μελέτης θα ήταν η διερεύνηση της μεταβολής της απόδοσης του κυκλώματος που θα προέκυπτε με την προσθήκη ενός εξοικονομητή ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων ή ανάκτησης της θερμότητας του δευτερογενούς ατμού με σκοπό είτε την αναθέρμανση του επιστρεφόμενου συμπυκνώματος είτε την απευθείας χρήση της ανακτώμενης ενέργειας σε κάποιο τελικό προϊόν.

## 10 ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

<u>Συμβολο</u>	<u>Μέγεθος</u>	<u>Μονάδες</u>
_B	Μέγεθος καυσίμου	-
_L	Μέγεθος αέρα	-
_dV	Μέγεθος ξηρών καυσαερίων	-
_V	Μέγεθος καυσαερίων	-
_D	Μέγεθος ατμού	-
_c	Μέγεθος συμπυκνώματος	-
TEMPref	Θερμοκρασία περιβάλλοντος	Kelvin
PREref	Πίεση περιβάλλοντος	Bar
P [i]	Πίεση σε θέση ή δοχείο	Bar
T [i]	Θερμοκρασία σε θέση ή δοχείο	Kelvin
x_NG_[i]	Περιεκτικότητα φυσικού αερίου σε αέριο i	kmol / kmol B
HUM	Σχετική υγρασία αέρα	%
X_O2_AIR	Περιεκτικότητα αέρα σε οξυγόνο	kmol / kmol L
x_N2_AIR	Περιεκτικότητα αέρα σε άζωτο	kmol/kmol L
CD_[i]	Περιεκτικότητα αερίου i στα ξηρά καυσαέρια	Kmol / kmol dV
PPM_[i]	Περιεκτικότητα αερίου i στα ξηρά καυσαέρια	-
C_burner_loss	Συντελεστής απωλειών καυστήρα	-
m_dot_[i]	Παροχή μάζας στοιχείου i	kg / h
n_dot[i]	Παροχή μάζας στοιχείου i	kmol / sec
Q [i]	Παροχή όγκου στοιχείου i	m <sup>3</sup> / h
h_form_i	Ενθαλπία σχηματισμού στοιχείου i	kJ / kmol i
dh_i	Μεταβολή ενθαλπίας του i	kJ / kmol i
h_form_i stoix	Ενθαλπία σχηματισμού στοιχείου i στοιχειομετρικά	kJ / kmol i
h_NG	Ανώτερη θερμογόνο δύναμη φυσικού αερίου	kJ/ kmol B
h[i]	Ειδική ενθαλπία ρευστού i	kJ/kmol i
e [i]	Ροή ενέργειας (Ισχύς) στη θέση i	kW
s [i]	Ειδική απόλυτη εντροπία στη θέση i	kJ / kmol*K
s_dot[i]	Ροή εντροπίας στη θέση i	kJ /sec *K
ex[i]	Εξέργεια ανά μονάδα μάζας στη θέση i	kJ/ kmol
ex_dot_[i]	Ροή εξέργειας στη θέση i	kW
ex_ph_[i]	Φυσική εξέργεια του i	kJ/kmol

ex_ch[i]	Χημική εξέργεια του i	kJ/kmol
n_energy [i]	Ενεργειακός βαθμός απόδοσης συσκευής i	-
n_exergy [i]	Εξεργειακός βαθμός απόδοσης συσκευής i	-
energy_loss[i]	Απώλεια ενέργειας συσκευής i	kW
s_gen[i]	Παραγωγή εντροπίας στην συσκευή i	kJ / kmol *K
ex_dest[i]	Καταστροφή εξέργεια στην συσκευή i	kW
exergy_loss[i]	Απώλεια εξέργεια στην συσκευή i	kW
n_energy_tot	Συνολικός ενεργειακός βαθμός απόδοσης	-
n_exergy_tot	Συνολικός εξεργειακός βαθμός απόδοσης	-
r_i	Σταθερά αερίου i	kJ/kg*K
mw_i	Μοριακό βάρος i	kg/kmol
R#	Παγκόσμια σταθερά αερίων	kJ/kg*K
o_min	Στοιχειομετρικά απαιτούμενη ποσότητα O2	Kmol / Kmole B
o2v	Παρεχόμενη ποσότητα O2 στον καυστήρα	Kmol / Kmole B
n_bv	Συντελεστής αναγωγής	kmole B/ kmole V
ns_complete	Στοιχειομετρικός συντελεστής αναγωγής	Kmole L / Kmole B
ns_dot[i]	Συντελεστής αναγωγής του i	Kmole i / kmole B
n2v	Περιεκτικότητα N2 στα καυσαέρια	kmole N2 / Kmole V
ps	Πίεση κορεσμού υδρατμού	bar
x_L1	Απόλυτη υγρασία	kg H2O / Kg L
x_L	Απόλυτη υγρασία	kmole H2O / Kmole L
x_O2_L	Ποσότητα O2 αέρα στα καυσαέρια	Kmole O2 / Kmole V
x_H2_L	Ποσότητα H2 αέρα στα καυσαέρια	kmole H2 / kmole V
ntr	Συντελεστής αναγωγής	Kmole dV / kmole V
L_i	Μήκος συσκευής i	m
D_i	Διάμετρος συσκευής i	m
S_i	Πάχος μόνωσης συσκευής i	m
lam_i	Συντελεστής αγωγής μόνωσης i	W/m <sup>2</sup> *K
C_convection	Σταθερά συντελεστή συναγωγής	-
C_radiation	Σταθερά συντελεστή ακτινοβολίας	-
q_i_loss	Απώλειες θερμότητας συσκευής i	kW
T_average_flue_gas	Μέση θερμοκρασία μετάδοσης θερμότητας καυσαερίων	K
C_BLDWN	Συντελεστής στρατωνισμού λέβητα	-
T_boiler	Θερμοκρασία μετάδοσης θερμότητας λέβητα	K
mot[i]	Ισχύς κινητήρα αντλίας ή κινητήρα i	kW
cost[1]	Κόστος αγοράς Φυσικού Αερίου	€/ Nm <sup>3</sup>

cost[14]	Κόστος παροχής νερού	€/kg
c[i]	Ροή κόστους i	€/sec
c_en[i]	Ειδικό κόστος του i	€/kJ
Final product cost	Συνολικό κόστος προϊόντων	€/h



## 11 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. **A.A Αντωνιάδης**, Βιομηχανικές Εγκαταστάσεις Ατμού, Εκδόσεις Τεχνικού Επιμελητηρίου Ελλάδος/Τμήμα Κ. Μακεδονίας,Θεσσαλονίκη 1994.
2. **Κ.Γ.Πασπαλάς**, Καυστήρες-Λέβητες, Εκδόσεις Τεχνικού Επιμελητηρίου Ελλάδος/Τμήμα Κ. Μακεδονίας,Θεσσαλονίκη 2001.
3. **Κ.Χ.Λέφας**, Θεωρία και τεχνική του υδρατμού, Τομος Α – Έννοιες και Σχεδιασμοί , Εκδόσεις Τεχνικού Επιμελητηρίου Ελλάδος, Αθήνα 1994.
4. **Κ.Χ.Λέφας**, Θεωρία και τεχνική του υδρατμού, Τομος Β Υπολογισμοί, Εκδόσεις Τεχνικού Επιμελητηρίου Ελλάδος, Αθήνα 1994.
5. **Κ.Χ.Λέφας**, Εισαγωγή στην τεχνολογία του φυσικού αερίου, Εκδόσεις ΣΕΛΚΑ-4Μ ΕΠΕ, Αθήνα 2004.
6. **Hans Dieter Baehr-K.N.Πάττας**, Θερμοδυναμική –Εισαγωγή στα θεμελιώδη και στις τεχνικές εφαρμογές, Εκδόσεις Γιαχούδη-Γιαπούλη,Θεσσαλονίκη 2001.
7. **Κ.Ζ.Παγωνάρη**, Εφαρμοσμένη θερμοδυναμική, Εκδόσεις Ιδρύματος Ευγενίδου-Βιβλιοθήκη Ναυτικού, Αθήνα 2007.
8. **Ζ.Σαμαράς, Γ.Κιτσοπανίδης**, Συνοπτικές σημειώσεις στην καύση για την υποστήριξη εργαστηριακών ασκήσεων, Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής, Τμήμα Μηχανολογών Μηχανικών , Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης, Θεσσαλονίκη 1998.
9. **Michael J. Moran , Howard N. Shapiro** , Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 5<sup>th</sup> Edition, John Wiley and Sons LTD.
10. **V.Ganapathy**, Industrial Boilers and heat recovery steam generators-Design applications and calculations, Marcel and Decker Inc, New York 2003
11. **Charles E. Baukal,Jr**, Industrial Burners Handbook, CRC Press LLC, 2003
12. **John H. Lienhard IV, John H. Lienhard V**, A Heat transfer Textbook 3<sup>rd</sup> Edition, Phlogiston Press, 2008.
13. **Michel Haller, Lars Konersmann, Robert Haberl, Angela Dröscher, Elimar Frank**, COMPARISON OF DIFFERENT APPROACHES FOR THE SIMULATION OF BOILERS USING OIL, GAS, PELLETS OR WOOD CHIPS ,Institute of Thermal Engineering, Graz University of Technology, Austria, 2009.
14. **Susana Pelayo Díaz**, MODELLING AND SIMULATION OF AN INDUSTRIAL STEAM BOILER WITH ECOSIMPRO, Centro de Tecnología Azucarera, Universidad deValladolid, 1<sup>st</sup> Meeting of EcosimPro Users, UNED, Madrid, 2001
15. **Brian Elmegaard**, SIMULATION OF BOILER DYNAMICS—Development, Evaluation and Applicationof a General Energy System Simulation Tool, Ph.D. Thesis, Technical University of Denmark,1999.

- 16. Kim Sørensen, Claus M. S. Karstensen, Thomas Condra, Niels Houbak, Modelling and simulating fire tube boiler performance, Aalborg University, Institute of Energy Technology, Technical University of Denmark, MEK - Energy Engineering Section, 2004**