



**ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΣΤΡΟΒΙΛΟΜΗΧΑΝΩΝ
ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**ΕΜΒΑΘΥΝΣΗ ΣΤΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΛΕΒΗΤΑ
ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΕΦΑΡΜΟΓΗ
ΣΕ ΣΥΝΔΥΑΣΜΕΝΟ ΚΥΚΛΟ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ
ΜΑΡΙΑ ΚΑΤΣΟΥΛΗ**

**Επίβλεψη:
Επ. Καθηγητής Ν. Αρετάκης**

**ΑΘΗΝΑ
ΙΟΥΛΙΟΣ 2016**

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Αντικείμενο της παρούσας εργασίας είναι η μοντελοποίηση των συνιστωσών ενός Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας (ΛΑΘ) λαμβάνοντας υπόψη τη γεωμετρία, την φάση του εργαζόμενου μέσου και την κατάσταση υγείας τους, με στόχο την ακριβέστερη μοντελοποίηση μονάδων συνδυασμένου κύκλου.

Αρχικά, αναπτύχθηκε ένα απλοϊκό μοντέλο προσομοίωσης όπου ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, υπολογίζεται με βάση μια τιμή αναφοράς και την παροχή του καυσαερίου. Η απαίτηση της γνώσης του συντελεστή στις συνθήκες αναφοράς καθώς και οι βαθμιαία αυξανόμενες αποκλίσεις του απλοϊκού μοντέλου μακριά από το σημείο σχεδίασης, δημιούργησαν την ανάγκη ανάπτυξης ενός αναλυτικότερου μοντέλου.

Για το σκοπό αυτό, πραγματοποιήθηκε αρχικά εκτενής βιβλιογραφική ανασκόπηση με έμφαση στις σχέσεις υπολογισμού του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, λαμβάνοντας υπ' όψιν τη γεωμετρία των εναλλακτών, τα φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας που λαμβάνουν χώρα σε κάθε συνιστώσα και την κατάσταση υγείας του ΛΑΘ. Στη συνέχεια, πραγματοποιήθηκε η μοντελοποίηση των συνιστωσών στο υπολογιστικό πρόγραμμα PROOSIS.

Για την πιστοποίηση της ορθής λειτουργίας του μοντέλου, αρχικά πραγματοποιήθηκαν παραμετρικές μελέτες, μεταβάλλοντας τις βασικές παραμέτρους εισόδου του μοντέλου. Παράλληλα, έγιναν συγκρίσεις των αποτελεσμάτων του μοντέλου με διαθέσιμα δεδομένα από εγχειρίδιο κατασκευαστή σύγχρονης μονάδας συνδυασμένου κύκλου.

Στη συνέχεια, δημιουργήθηκε λέβητας μιας πίεσης με σκοπό την σύγκριση των αποτελεσμάτων του αναλυτικού και του απλοϊκού μοντέλου. Χρησιμοποιήθηκαν και σε αυτή την περίπτωση δεδομένα από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή για δυο περιπτώσεις λειτουργίας, στο 80% και στο 50% του συνολικού φορτίου της μονάδας.

Στη συνέχεια αναπτύχθηκε το συνολικό μοντέλο του ΛΑΘ τριών πιέσεων της μονάδας χρησιμοποιώντας τόσο το αναλυτικό όσο και το απλοϊκό μοντέλο, τα οποία βαθμονομήθηκαν χρησιμοποιώντας πραγματικές μετρήσεις, μέσω διαδικασίας βελτιστοποίησης. Για την πιστοποίηση του μοντέλου πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις για ένα εύρος λειτουργίας από το 100% μέχρι το 60% του φορτίου.

Τέλος, πραγματοποιήθηκαν μελέτες για την επίδραση των επικαθίσεων εσωτερικά και εξωτερικά των σωλήνων του ΛΑΘ στον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για κάθε συνιστώσα αλλά και στις συνολικές επιδόσεις του ΛΑΘ.

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Από τη θέση αυτή θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή μου κ. Αρετάκη Νίκο, που μου ανέθεσε ένα τόσο ενδιαφέρον θέμα και η συμβολή του οποίου ήταν καθοριστική για την εκπόνηση της παρούσας εργασίας. Επίσης, θέλω να ευχαριστήσω θερμά τον κ. Αλεξίου Αλέξη του οποίου οι συμβουλές και η καθοδήγηση ήταν πολύτιμη σε όλη τη διαδικασία της μελέτης, καθώς και τον υποψήφιο διδάκτορα Καλαθάκη Χρήστο για την υπομονή του και τις χρήσιμες συμβουλές του μέχρι το τέλος της διπλωματικής μου εργασίας.

Στους γονείς μου Παναγιώτη και Αθανασία, χωρίς τους
οποίους δεν θα ήμουν εδώ, στον αδερφό μου Βασίλη και στους
φίλους μου που ήταν σε κάθε βήμα παρόντες

ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

Σύμβολο	Μονάδες SI	Περιγραφή
A	m^2	Συνολική Επιφάνεια συναλλαγής
A_{ff}	m^2	Ελεύθερη επιφάνεια ροής καυσαερίου
A_g	m^2	Συνολική επιφάνεια συναλλαγής καυσαερίων
$A_{g,fin}$	m^2	Επιφάνεια συναλλαγής των πτερυγίων
$A_{m,bare}$	m^2	Μέση επιφάνεια συναλλαγής καυσαερίου-εργαζόμενου μέσου
Ang	$^\circ$	Γωνία εισόδου του καυσαερίου
$A_{t,i,bare}$	m^2	Επιφάνεια συναλλαγής νερού
$A_{t,o}$	m^2	Εξωτερική επιφάνεια συναλλαγής νερού για ένα σωλήνα
$A_{t,o,bare}$	m^2	Εξωτερική επιφάνεια συναλλαγής χωρίς πτερύγια
$A_{t,xsec}$	m^2	Επιφάνεια συναλλαγής του νερού για ένα σωλήνα
A_w	m^2	Συνολική επιφάνεια συναλλαγής του νερού
C_{pg}	$J/kg \cdot K$	Θερμοχωρητικότητα του καυσαερίου
C_{pw}	$J/kg \cdot K$	Θερμοχωρητικότητα του νερού
CR	-	Ρυθμός ανακυκλοφορίας
d_i	m	Εσωτερική διάμετρος σωλήνα
d_{fi}	m	Επαυξημένη εσωτερική διάμετρος λόγω επικαθίσεων
d_{fo}	m	Επαυξημένη εξωτερική διάμετρος λόγω επικαθίσεων
d_o	m	Εξωτερική διάμετρος
DT_APPR	K	Approach
DT_PNCH	K	Pinch Point
$FARB$	-	Λόγος καιόμενου καυσίμου αέρα
$FARU$	-	Λόγος άκαυστου καυσίμου αέρα
f_{Darcy}	-	Συντελεστής τριβής
ff_i	$m^2 K/W$	Συντελεστής εσωτερικών επικαθίσεων
ff_o	$m^2 K/W$	Συντελεστής εξωτερικών επικαθίσεων
F_g		Συντελεστής ιδιοτήτων του καυσαερίου
F_{gref}		Συντελεστής ιδιοτήτων καυσαερίου στο σημείο σχεδίασης.
F_M	-	Διορθωτικός συντελεστής

Σύμβολο	Μονάδες SI	Περιγραφή
F_{NcB}	-	Διορθωτικός συντελεστής για τον όρο nucleate boiling
F_{PF}	-	Παράγοντας πίεσης
F_{TP}	-	Συντελεστής διφασικού μίγματος
h_{fo}	W/m^2K	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για τον όρο convective boiling
h_g	W/m^2K	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του καυσαερίου
$h_{g,in}$	J/kg	Ενθαλπία εισόδου του καυσαερίου
$h_{g,o}$	W/m^2K	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας καυσαερίου χωρίς τον συνυπολογισμό της απόδοσης των πτερυγίων
$h_{g,out}$	J/kg	Ενθαλπία εξόδου του καυσαερίου
$h_{mixt, evap}$	J/kg	Ενθαλπία του μίγματος εξόδου στον ατμοποιητή
h_{NcBo}	W/m^2K	Τοπικός συντελεστής για τον όρο nucleate boiling
$h_{vap, sup}$	J/kg	Ενθαλπία εισόδου του ατμού στον υπερθερμαντή
h_w	W/m^2K	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του νερού
$h_{wast_in_satV}$	W/m^2K	Ενθαλπία κορεσμένου ατμού
$h_{wast_out_satV}$	W/m^2K	Ενθαλπία κορεσμένου ατμού
$h_{wast_in_satW}$	W/m^2K	Ενθαλπία κορεσμένου νερού
$h_{wast_out_satW}$	W/m^2K	Ενθαλπία κορεσμένου νερού
$h_{w,eco}$	J/kg	Ενθαλπία εξόδου του νερού από τον οικονομητήρα
$h_{w, evap}$	J/kg	Ενθαλπία εισόδου του νερού στον ατμοποιητή
$h_{w, in}$	J/kg	Ενθαλπία εισόδου του νερού
$h_{w, out}$	J/kg	Ενθαλπία εξόδου του νερού
j	-	Συντελεστής του Colburn
k_{fi}	$W/m \cdot K$	Θερμική αγωγιμότητα των εσωτερικών επικαθίσεων
k_{fo}	$W/m \cdot K$	Θερμική αγωγιμότητα των εξωτερικών επικαθίσεων
k_g	$W/m \cdot K$	Θερμική αγωγιμότητα του καυσαερίου
$k_{l, w}$	$W/m \cdot K$	Θερμική αγωγιμότητα του νερού
$k_{v, w}$	$W/m \cdot K$	Θερμική αγωγιμότητα του ατμού

Σύμβολο	Μονάδες SI	Περιγραφή
k_w	$W/m \cdot K$	Θερμική αγωγιμότητα του νερού
k_{wall}	$W/m \cdot K$	Θερμική αγωγιμότητα του υλικού του τοιχώματος
l_{fin}	m	Μήκος πτερυγίων
L_{tube}	m	Ύψος σωλήνων
\dot{m}_g	kg/sec	Παροχή καυσαερίων
\dot{m}_{gref}	kg/sec	Παροχή καυσαερίων στο σημείο σχεδίασης
$\dot{m}_{mixt, evap}$	kg/sec	Παροχή μίγματος εξόδου από τον ατμοποιητή
$\dot{m}_{vap, sup}$	kg/sec	Παροχή ατμού στην είσοδο του υπερθερμαντή
\dot{m}_w	kg/sec	Παροχή του τροφοδοτικού νερού
$\dot{m}_{w, eco}$	kg/sec	Παροχή του νερού στην έξοδο του οικονομητήρα
$\dot{m}_{w, evap}$	kg/sec	Παροχή νερού στην είσοδο του ατμοποιητή
\dot{m}_{wref}	kg/sec	Παροχή νερού στο σημείο σχεδίασης
$\dot{m}_{w, tube}$	kg/sec	Παροχή νερού ανά σωλήνα
nf	-	Εκθέτης της ροής θερμότητας
n_{fin}	-	Αριθμός των πτερυγίων ανά μέτρο σωλήνα
n_{fins}	-	Αριθμός πτερυγίων ανά σωλήνα
n_{rows}	-	Αριθμός σειρών των σωλήνων
$n_{streams}$	-	Αριθμός των ρευμάτων
$n_{t, rows}$	-	Αριθμός σωλήνων ανά σειρά
n_{tube}	-	Συνολικός αριθμός σωλήνων
NTU		Αριθμός μονάδων μεταφοράς
Nu_w	-	Αριθμός Nusselt του νερού
Nu_g	-	Αριθμός Nusselt του καυσαερίου
P_{crit}	bar	Κρίσιμη πίεση
p_r	-	Λόγος πίεσης
Pr_g	-	Αριθμός Prandtl του καυσαερίου
Pr_w	-	Αριθμός Prandtl του νερού
$P_{g, in}$	bar	Πίεση εισόδου του καυσαερίου

Σύμβολο	Μονάδες SI	Περιγραφή
$P_{w,in}$	<i>bar</i>	Πίεση εισόδου του νερού
Q	<i>W</i>	Συνολική Θερμότητα
Q_{actual}	<i>W</i>	Πραγματική Θερμότητα που τελικά μεταδίδεται
Q_{max}	<i>W</i>	Μέγιστη Θερμότητα
R_{cond}	$m^2 K/W$	Θερμική Αντίσταση του τοιχώματος
Re_g	-	Αριθμός Reynolds του καυσαερίου
Re_w	-	Αριθμός Reynolds του νερού
R_p	-	Τραχύτητα του τοιχώματος
R_{po}	-	Τραχύτητα αναφοράς
s_{fin}	<i>m</i>	Διαστήματα των πτερυγίων
s_{ff}	<i>m</i>	Κενό ανάμεσα στα πτερύγια
s_U	-	Συντελεστής κλίμακας
t_{fin}	<i>m</i>	Πάχος των πτερυγίων
$T_{g,in}$	<i>K</i>	Θερμοκρασία εισόδου του καυσαερίου
$T_{g,out}$	<i>K</i>	Θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου
t_w	<i>m</i>	Πάχος του υλικού του σωλήνα
$T_{w,in}$	<i>K</i>	Θερμοκρασία εισόδου του νερού
$T_{w,out}$	<i>K</i>	Θερμοκρασία εξόδου του νερού
U	$W/m^2 K$	Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας
U_{ref}	$W/m^2 K$	Συντελεστής Μεταφοράς Θερμότητας στο σημείο σχεδίασης
v_g	m/sec	Ταχύτητα του καυσαερίου
v_w	m/sec	Ταχύτητα του νερού ανά σωλήνα
WAR	-	Ποσοστό υγρασίας
W_{HRSG}	<i>m</i>	Πλάτος του λέβητα
x	-	Ξηρότητα

ΠΙΝΑΚΑΣ ΕΛΛΗΝΙΚΩΝ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

Σύμβολο	Μονάδες SI	Περιγραφή
$\Delta h_{w, \text{evap}}$		Διαφορά ενθαλπιών ανάμεσα στην είσοδο και στην έξοδο του ατμοποιητή
ΔT_{lm}	-	Μέση Λογαριθμική Θερμοκρασιακή Διαφορά
ε	-	Αποδοτικότητα του Εναλλάκτη
$\varepsilon_{\text{counterflow}}$	-	Αποδοτικότητα Εναλλάκτη Αντιρροής
$\varepsilon_{\text{parallel_flow}}$	-	Αποδοτικότητα Εναλλάκτη Παράλληλης ροής
μ_g	$\frac{kg}{m \cdot sec}$	Δυναμική Συνεκτικότητα του καυσαερίου
μ_v	$\frac{kg}{m \cdot sec}$	Δυναμική Συνεκτικότητα του ατμού
μ_w	$\frac{kg}{m \cdot sec}$	Δυναμική Συνεκτικότητα του νερού
ρ_g	$\frac{kg}{m^3}$	Πυκνότητα καυσαερίου
ρ_v	$\frac{kg}{m^3}$	Πυκνότητα ατμού
ρ_w	$\frac{kg}{m^3}$	Πυκνότητα νερού
φ	$\frac{W}{m^2}$	Ροή Θερμότητας
φ_o	$\frac{W}{m^2}$	Ροή Θερμότητας Αναφοράς

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1.1
1.1	Σκοπός της εργασίας.....	1.2
1.2	Δομή της εργασίας	1.2
2	Λέβητας Ανάκτησης Θερμότητας	2.1
2.1	Περιγραφή	2.1
2.1.1	Οικονομητήρας.....	2.8
2.1.2	Ατμοποιητής	2.8
2.1.3	Υπερθερμαντής.....	2.10
2.1.4	Τύμπανο.....	2.10
2.2	Θερμοδυναμικοί Υπολογισμοί.....	2.11
2.3	Γεωμετρικά χαρακτηριστικά.	2.14
2.4	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας.....	2.16
2.4.1	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας νερού – ατμού.....	2.20
2.4.2	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας καυσαερίου.....	2.25
2.5	Τύμπανο	2.29
3	Μοντελοποίηση του Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας στο PROOSIS 3.1	
3.1	Υπολογιστικό πρόγραμμα PROOSIS	3.1
3.2	Μοντελοποίηση και προσομοίωση συνιστώσας στο PROOSIS.....	3.2
3.2.1	Μοντελοποίηση συνιστώσας – Δημιουργία Component.....	3.2
3.2.2	Καθορισμός μαθηματικού μοντέλου – Δημιουργία Partition.....	3.3
3.2.3	Προσομοίωση συνιστώσας – Δημιουργία Experiment.....	3.3
3.3	Μοντελοποίηση συνιστωσών ΛΑΘ.....	3.4
3.3.1	Οικονομητήρας.....	3.5
3.3.2	Ατμοποιητής	3.8
3.3.3	Υπερθερμαντής.....	3.11
3.4	Συντελεστές κλίμακας και επικαθίσεων	3.12
4	Παραμετρικές Μελέτες-Πιστοποίηση Μοντέλων.....	4.1

4.1	Παραμετρική μελέτη	4.1
4.1.1	Οικονομητήρας	4.1
4.1.2	Ατμοποιητής	4.4
4.1.3	Υπερθερμαντής.....	4.7
4.2	Πιστοποίηση των μοντέλων των συνιστωσών	4.9
4.2.1	Οικονομητήρας.....	4.9
4.2.2	Ατμοποιητής	4.11
4.2.3	Υπερθερμαντής.....	4.13
4.3	Σύγκριση αναλυτικού και απλοϊκού μοντέλου	4.15
5	Δημιουργία Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας Μίας Πίεσης	5.1
5.1	Μοντελοποίηση στο PROOSIS	5.1
5.2	Παραμετρικές μελέτες – Σύγκριση μοντέλων	5.4
5.3	Εφαρμογή με δεδομένα κατασκευαστή	5.12
6	Δημιουργία Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας Τριών Πιέσεων	6.1
6.1	Διαδικασία μοντελοποίησης	6.6
6.2	Βαθμονόμηση των δυο μοντέλων	6.11
6.3	Επίδραση των επικαθίσεων στους σωλήνες του ΛΑΘ	6.18
6.3.1	Εξωτερικές επικαθίσεις	6.19
6.3.2	Εσωτερικές επικαθίσεις	6.20
6.4	Παραμετρική μελέτη επικαθίσεων σωλήνων ΛΑΘ	6.21
6.4.1	Εξωτερικές επικαθίσεις	6.22
6.4.2	Εσωτερικές επικαθίσεις	6.23
6.4.3	Συνδυασμός εσωτερικών και εξωτερικών επικαθίσεων	6.24
7	Ανακεφαλαίωση-Συμπεράσματα-Προτάσεις	7.1
7.1	Ανακεφαλαίωση	7.1
7.2	Συμπεράσματα	7.2
7.3	Προτάσεις	7.3
8	Βιβλιογραφία	8.1

1

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Μια από τις πιο κρίσιμες και σημαντικές συνιστώσες ενός συνδυασμένου κύκλου είναι ο Λέβητας Ανάκτησης Θερμότητας (ΛΑΘ), καθώς αποτελεί τον συνδετικό κρίκο ανάμεσα στον αεριοστρόβιλο και στον ατμοστρόβιλο, αφού χρησιμοποιεί την απορριπτόμενη θερμότητα του πρώτου για την παραγωγή ατμού και την τροφοδότηση του στον δεύτερο. Συνεπώς, η εις βάθος κατανόηση της λειτουργίας του και η όσο το δυνατόν ακριβέστερη μοντελοποίηση του είναι καίριας σημασίας.

Η ύπαρξη μοντέλων προσομοίωσης της λειτουργίας των τριών βασικών συνιστωσών ενός συνδυασμένου κύκλου (αεριοστρόβιλος, ΛΑΘ, ατμοστρόβιλος) δίνει δυνατότητες τόσο λειτουργικές όσο και διαγνωστικές. Συγκεκριμένα, μέσω της μοντελοποίησης όλης της εγκατάστασης είναι δυνατός ο προσδιορισμός των βέλτιστων παραμέτρων λειτουργίας της, για οποιοδήποτε σενάριο λειτουργίας. Ενώ, είναι επίσης δυνατή η προσομοίωση της λειτουργίας της εγκατάστασης με ύπαρξη βλάβης σε κάποια συνιστώσα, για την εξαγωγή πληροφορίας που μετέπειτα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για διαγνωστικούς σκοπούς.

Η μοντελοποίηση του λέβητα μπορεί να πραγματοποιείται, χρησιμοποιώντας από απλές σχέσεις θερμικού ισολογισμού μέχρι εργαλεία υπολογιστικής ρευστομηχανικής, αναλόγως της απαιτούμενης ακρίβειας. Οι πιο συχνές μέθοδοι μοντελοποίησης των εναλλακτών είναι η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά (LMTD) και ε -NTU effectiveness.

Η χρήση της LMTD προκύπτει από την ανάλυση ενός εναλλάκτη θερμότητας, θεωρώντας σταθερή παροχή και σταθερές θερμοδυναμικές ιδιότητες των ρευμάτων, ενώ ο υπολογισμός της απαιτεί τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου κάθε ρεύματος. Με δεδομένη την επιφάνεια συναλλαγής, μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό της συνολικής συναλασσόμενης θερμότητας. Επιπλέον, κατά τη διαδικασία προκαταρκτικής σχεδίασης, μπορεί να γίνει ένας πρώτος υπολογισμός των επιφανειών συναλλαγής, δεδομένου ότι είναι γνωστή μια πρώτη εκτίμηση της θερμότητας σε κάθε συνιστώσα.

Η μέθοδος ε -NTU υπολογίζει τη θερμότητα, λαμβάνοντας υπόψη τον τύπο του εναλλάκτη και τη θερμοχωρητικότητα των ρευμάτων. Οι θερμοδυναμικές ιδιότητες των δύο ρευμάτων μπορούν να υπολογιστούν στη μέση τιμή εισόδου και εξόδου σε όλες τις επιμέρους συνιστώσες, μέσω επαναληπτικής διαδικασίας.

1.1 Σκοπός της εργασίας

Στο Εργαστήριο Θερμικών Στροβιλομηχανών (ΕΘΣ) στα πλαίσια της προσπάθειας μοντελοποίησης ΛΑΘ, αναπτύχθηκε στο παρελθόν, ένα απλοϊκό μοντέλο υπολογισμού του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, το οποίο εξαρτάται μόνο από την διερχόμενη παροχή των καυσαερίων. Ταυτόχρονα, δεν λαμβάνει υπ' όψιν ούτε τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των επιμέρους συνιστωσών, ούτε τη μεταβολή των θερμοδυναμικών μεγεθών καυσαερίου και νερού.

Η λειτουργία του συγκεκριμένου μοντέλου βασίζεται σε μια εκτίμηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στο σημείο σχεδίασης, η οποία γίνεται είτε αυθαίρετα από αντίστοιχες τιμές στη βιβλιογραφία, είτε υπολογίζεται εάν υπάρχουν διαθέσιμα στοιχεία από εγχειρίδια κατασκευαστών για τα μεγέθη εισόδου και εξόδου κάθε συνιστώσας. Στην περίπτωση, που η διαδικασία της εύρεσης των συγκεκριμένων συντελεστών πραγματοποιείται βάση μετρήσεων από εγκαταστάσεις συνδυασμένου κύκλου οι τιμές που προκύπτουν για τους συντελεστές αυτούς, δεν θα είναι τόσο ακριβείς, λόγω του ότι συνήθως οι διαθέσιμες μετρήσεις δεν καλύπτουν όλες τις επιμέρους θέσεις. Από την άλλη, αναμένεται βαθμιαία μείωση της ακρίβειας προσομοίωσης αποκρινόμενοι από το σημείο σχεδίασης, καθώς ο υπολογισμός των ολικών συντελεστών μεταφοράς θερμότητας γίνεται μόνο με βάση την διερχόμενη παροχή των καυσαερίων.

Με βάση τα παραπάνω, κρίθηκε αναγκαία η ανάπτυξη ενός νέου αναλυτικότερου μοντέλου, το οποίο θα λαμβάνει υπόψη του, τόσο τις μεταβολές των θερμοδυναμικών μεγεθών σε κάθε συνιστώσα, όσο και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της, ώστε να μην απαιτείται αυθαίρετη θεώρηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στο σημείο σχεδίασης και παράλληλα να επιτυγχάνεται ακριβέστερη συμπεριφορά σε όλο το εύρος λειτουργίας της.

Για το σκοπό αυτό, δημιουργήθηκε, στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας, κατάλληλο μοντέλο το οποίο κάνει χρήση ημι – εμπειρικών σχέσεων λαμβάνοντας υπόψη όλα εκείνα τα στοιχεία τα οποία επιδρούν στην μεταφορά θερμότητας που συντελείται στις συνιστώσες του ΛΑΘ. Για την εφαρμογή του συγκεκριμένου μοντέλου είναι απαραίτητη η γνώση των γεωμετρικών στοιχείων των συνιστωσών του ΛΑΘ.

1.2 Δομή της εργασίας

Η δομή της εργασίας έχει ως εξής:

Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στην αναγκαιότητα για υπολογιστική μοντελοποίηση όλων των συνιστωσών του ΛΑΘ, αλλά και των υπόλοιπων συνιστωσών

μιας εγκατάστασης συνδυασμένου κύκλου, ώστε να είναι εφικτή η αποτελεσματική προσομοίωση της λειτουργίας της. Ταυτόχρονα, γίνεται αναφορά στο ήδη υπάρχον απλοϊκό μοντέλο, που έχει αναπτυχθεί στο ΕΘΣ και τονίζεται η ανάγκη ανάπτυξης ενός νέου αναλυτικότερου μοντέλου για την καλύτερη προσομοίωση της λειτουργίας του ΛΑΘ σε όλο το εύρος λειτουργίας του.

Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται γενική περιγραφή των λεβήτων και αναφέρονται όλοι οι τρόποι κατηγοριοποίησής τους, ανάλογα με τον τύπο της ροής καυσαερίου και του εργαζόμενου μέσου. Στη συνέχεια, αναλύονται διεξοδικά οι βασικές συνιστώσες του λέβητα (οικονομητήρας, ατμοποιητής, υπερθερμαντής και τύμπανο), περιγράφεται η λειτουργία τους ανάλογα με τη φάση που βρίσκεται το εργαζόμενο μέσο και παρουσιάζονται οι εξισώσεις και ο τρόπος μοντελοποίησής τους. Η μοντελοποίηση εστιάζει στον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, ο οποίος εξαρτάται από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εκάστοτε εναλλάκτη, αλλά και τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά εισόδου και εξόδου.

Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται μια σύντομη περιγραφή του υπολογιστικού προγράμματος PROOSIS, με τη βοήθεια του οποίου πραγματοποιήθηκε η μοντελοποίηση. Παρουσιάζεται αναλυτικά, ο τρόπος δημιουργίας του μαθηματικού μοντέλου κάθε συνιστώσας, μέσω συναρτήσεων οι οποίες υπολογίζουν τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Ακολουθεί η μοντελοποίηση όλων των συνιστωσών στο PROOSIS.

Στο τέταρτο κεφάλαιο παρουσιάζεται η πιστοποίηση της ορθής λειτουργίας του μοντέλου αρχικά με παραμετρικές μελέτες, μεταβάλλοντας τόσο τα γεωμετρικά στοιχεία των συνιστωσών, όσο και τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά εισόδου του καυσαερίου. Στη συνέχεια πραγματοποιείται σύγκριση των αποτελεσμάτων του μοντέλου, με διαθέσιμα δεδομένα από εγχειρίδια κατασκευαστών και αντίστοιχα παραδείγματα από τη βιβλιογραφία.

Στο πέμπτο κεφάλαιο παρουσιάζεται η μελέτη ΛΑΘ μίας πίεσης στον οποίο πραγματοποιήθηκαν παραμετρικές μελέτες, μεταβάλλοντας τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του καυσαερίου. Στη συνέχεια, πραγματοποιούνται προσομοιώσεις και συγκρίνονται τα αποτελέσματα του μοντέλου με διαθέσιμα δεδομένα από εγχειρίδιο κατασκευαστή.

Στο έκτο κεφάλαιο παρουσιάζεται η δημιουργία του συνολικού μοντέλου του ΛΑΘ τριών πιέσεων της μονάδας συνδυασμένου κύκλου Λαυρίο V. Αρχικά, περιγράφεται η διαδικασία που ακολουθήθηκε για την δημιουργία του μαθηματικού μοντέλου και του πειράματος με τους αντίστοιχους περιορισμούς για την προσομοίωση του συστήματος ελέγχου της μονάδας. Σε δεύτερο βήμα, περιγράφεται η διαδικασία της βαθμονόμησης του μοντέλου με στόχο τη μείωση των αποκλίσεων από τις μετρήσεις. Στο τέλος του κεφαλαίου παρουσιάζονται παραμετρικές μελέτες για την επίδραση των επικαθίσεων στην συνολική λειτουργία του Λέβητα, δηλαδή στην παραγόμενη θερμότητα και στον συνολικό βαθμό απόδοσής του.

Στο έβδομο και τελευταίο κεφάλαιο παρουσιάζεται η ανακεφαλαίωση της παρούσας διπλωματικής εργασίας και αναφέρονται τα σημαντικότερα συμπεράσματα που προέκυψαν καθώς και προτάσεις για μελλοντικές μελέτες.

2

Λέβητας Ανάκτησης Θερμότητας

Στο παρόν κεφάλαιο γίνεται η περιγραφή του λέβητα ανάκτησης θερμότητας (ΛΑΘ). Συγκεκριμένα, αναφέρονται όλες οι συνιστώσες από τις οποίες απαρτίζεται και παρατίθεται αναλυτική περιγραφή τους. Επιπλέον, περιγράφεται αναλυτικά ο τρόπος υπολογισμού των θερμοδυναμικών μεγεθών και του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κάθε μίας συνιστώσας.

2.1 Περιγραφή

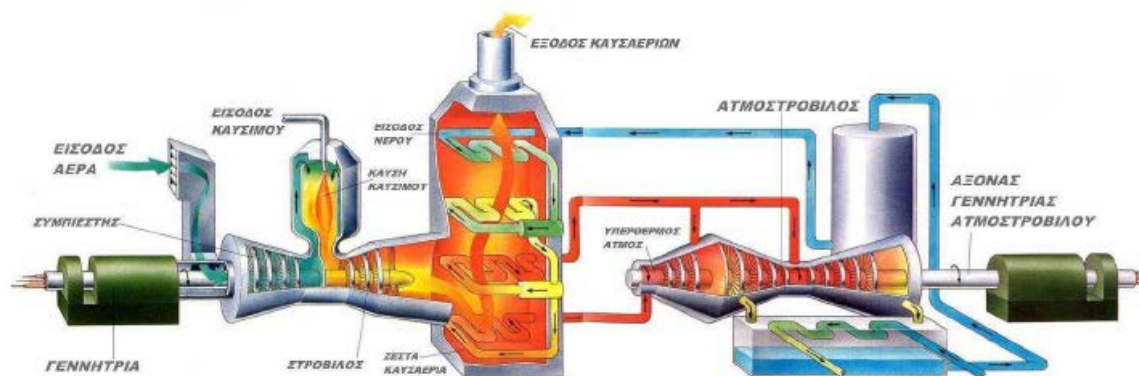
Ο ΛΑΘ είναι ένα σύστημα παραγωγής ατμού, με ορισμένα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά και καθορισμένη παροχή. Στην ουσία, αποτελεί έναν εναλλάκτη θερμότητας, μεταξύ ενός ρεύματος θερμού καυσαερίου και ενός ρεύματος νερού, που καθώς διαρρέει τον λέβητα, μετασχηματίζεται βαθμιαία σε κορεσμένο και υπέρθερμο ατμό, παίρνοντας θερμότητα από το καυσαέριο.

Το ρεύμα του θερμού καυσαερίου, που αποτελεί τον φορέα της συναλλασσόμενης θερμότητας, προέρχεται συνήθως από έναν αεριοστρόβιλο και εισέρχεται στον λέβητα απευθείας ή μετά από επιπλέον μετάκαυση. Τόσο το εργαζόμενο μέσο (νερό ή ατμός), όσο και ο φορέας της θερμότητας (καυσαέριο), κυκλοφορούν σε συστήματα αγωγών, από τα τοιχώματα των οποίων γίνεται η συναλλαγή θερμότητας από τα καυσαέρια στο εργαζόμενο μέσο. Η επιφάνεια των τοιχωμάτων των αγωγών νερού ή ατμού, που έρχεται σε επαφή με το καυσαέριο, ονομάζεται θερμαινόμενη επιφάνεια ή επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας.

Σε μεγάλους λέβητες, το σύστημα των αγωγών, μέσα στους οποίους κυκλοφορεί το εργαζόμενο μέσο, αποτελείται από πολλούς παράλληλους σωλήνες, μικρής σχετικής διαμέτρου. Οι θερμαινόμενες επιφάνειες του λέβητα, χωρίζονται ανάλογα με τον προορισμό τους, σε προθερμαντήρες νερού (οικονομητήρας), επιφάνειες ατμοποίησης (ατμοποιητής) και επιφάνειες υπερθέρμανσης (υπερθερμαντής). Ανάμεσα στις συνιστώσες που προαναφέρθηκαν, τοποθετείται το τύμπανο, το οποίο στην ουσία αποτελεί έναν διαχωριστή του κορεσμένου νερού και του κορεσμένου ατμού. Το

μέγεθος του λέβητα, προσδιορίζεται από την ποσότητα του εργαζόμενου μέσου που τον διαρρέει και τις απαιτούμενες για την συναλλαγή της θερμότητας, επιφάνειες. [1]

Γενικά, ο ΛΑΘ αποτελεί μέρος του συστήματος ατμού σε μονάδες συνδυασμένου κύκλου και όχι μόνο. Λαμβάνει τα καυσαέρια όπως προαναφέρθηκε, τα οποία τον διαρρέουν, περνώντας από σωλήνες, διαμέσου των οποίων ρέει νερό σε διάφορες φάσεις. Η υψηλή θερμική ενέργεια των καυσαερίων μεταφέρεται στο νερό, μέσω συναγωγής και ακτινοβολίας με τελικό σκοπό την ατμοποίηση του και στη συνέχεια την εκτόνωση του υπέρθερμου ατμού σε ατμοστρόβιλο και την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Μια τυπική μονάδα συνδυασμένου κύκλου φαίνεται στο Σχήμα 2.1.

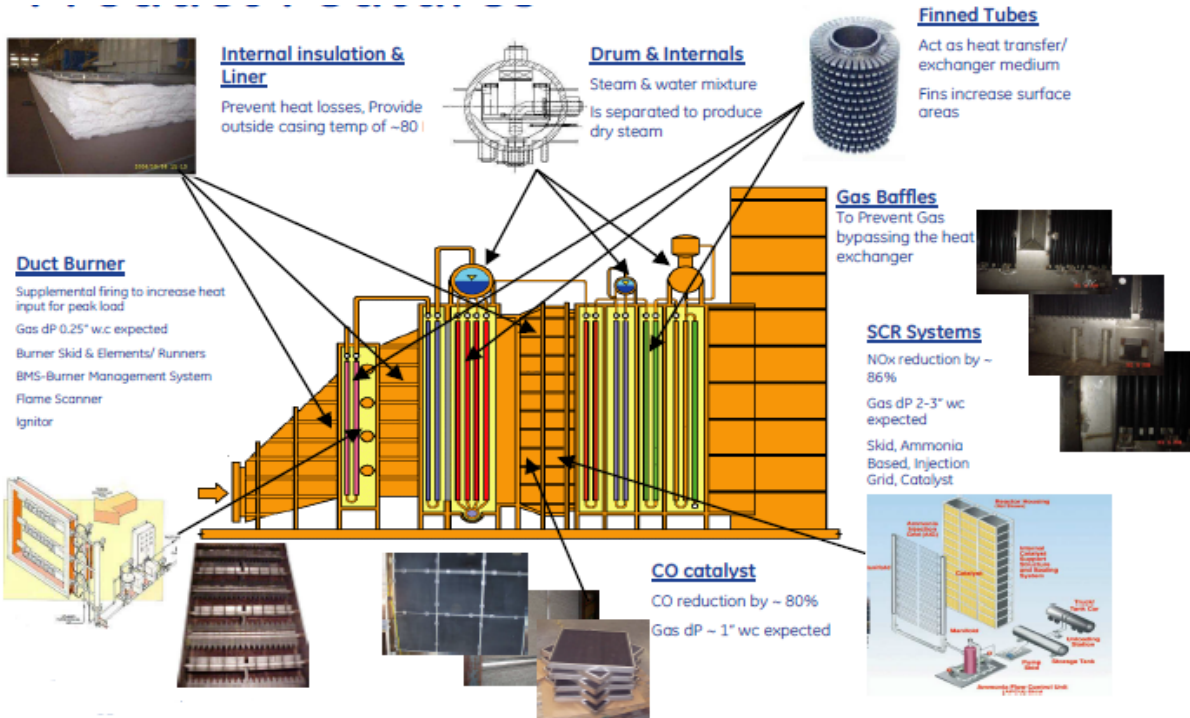
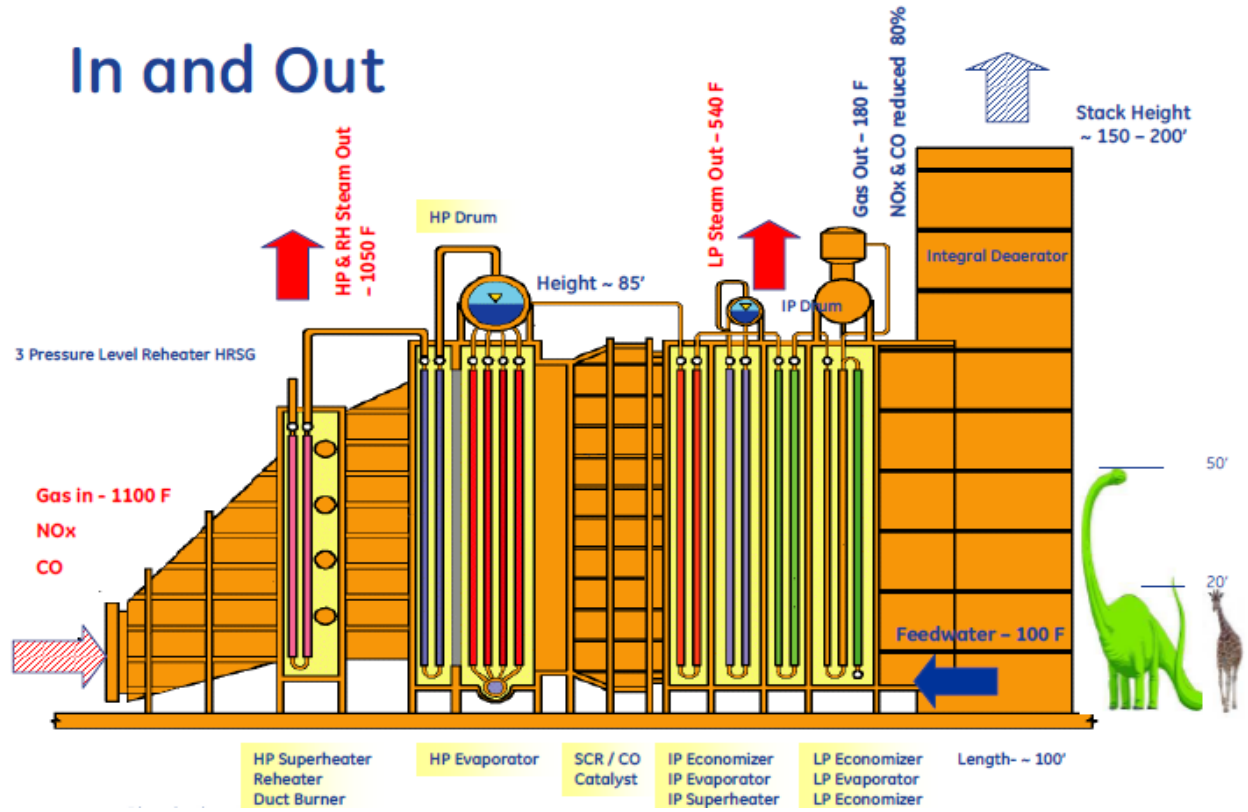


Σχήμα 2.1: Τυπική μονάδα συνδυασμένου κύκλου.

Οι συνιστώσες που προαναφέρθηκαν συνιστούν ΛΑΘ μιας πίεσης, ωστόσο σε πολλές βιομηχανικές εφαρμογές συναντώνται λέβητες πολλαπλών πιέσεων. Ένας τυπικός ΛΑΘ τριών πιέσεων παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.2.

Εκτός από τις βασικές συνιστώσες από τις οποίες αποτελείται ένας λέβητας, στην έξοδο του (καμινάδα), αλλά και ανάμεσα στις σωληνώσεις, υπάρχουν καταλύτες CO και SCR με στόχο τη μείωση των ρύπων. Συγκεκριμένα, ο καταλύτης SCR (Selective Catalytic Reduction), εκλεκτικής καταλυτικής αναγωγής, επιτρέπει την πραγματοποίηση κάποιων ανεπιθύμητων παράπλευρων αντιδράσεων, τα παράγωγα των οποίων προκαλούν διαβρώσεις στα τοιχώματα του λέβητα, αλλά και στις σωληνώσεις, ενώ μπορεί να γίνουν αιτία εμφάνισης επικαθίσεων σε όλο τον εξοπλισμό. [2].

In and Out



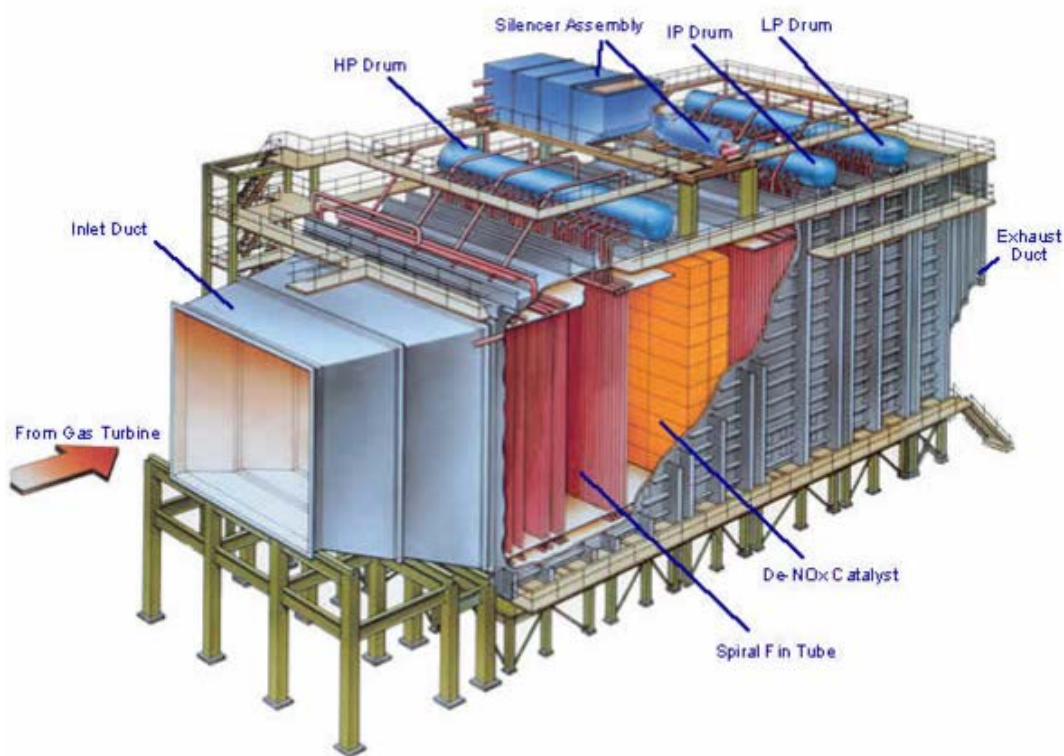
Σχήμα 2.2: Σχηματικό διάγραμμα λέβητα 3 πιέσεων.

Κατηγοριοποίηση Λεβήτων

Οι λέβητες κατηγοριοποιούνται ανάλογα με την διάταξη των σωληνώσεων τους, τη ροή των καυσαερίων που τους διαρρέουν και τον τρόπο κυκλοφορίας του νερού μέσα στους σωλήνες.

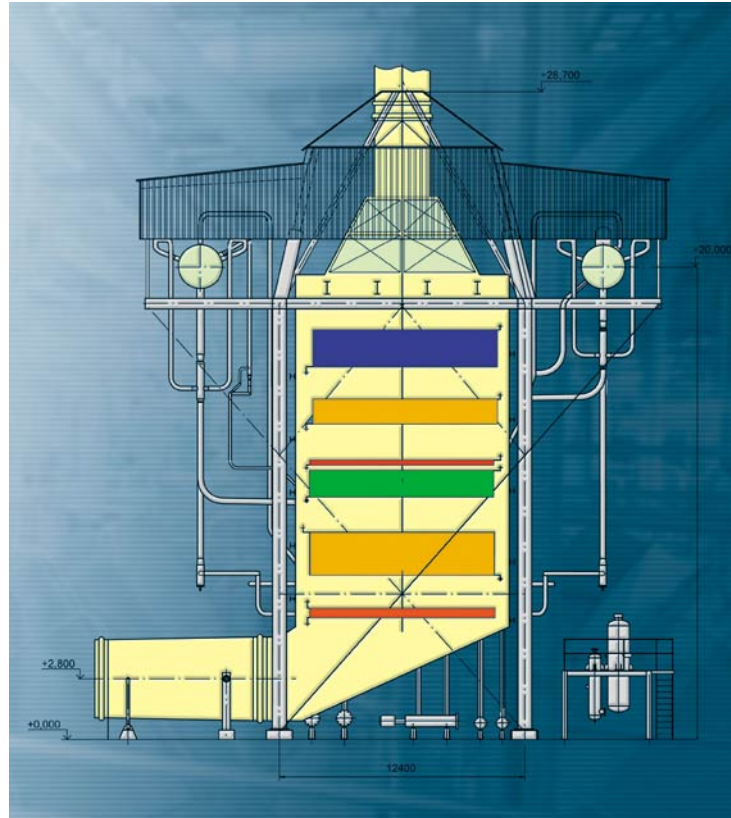
Τύποι Λεβήτων:

- **Οριζόντιοι:** Σε αυτόν τον τύπο λέβητα η ροή των καυσαερίων είναι οριζόντια, ενώ οι σωλήνες, μέσα στους οποίους ρέει το νερό ή ο ατμός, είναι κάθετοι. Συγκαταλέγονται στους πιο διαδεδομένους λέβητες και χρησιμοποιούνται κατά κόρον στη βιομηχανία, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.3.



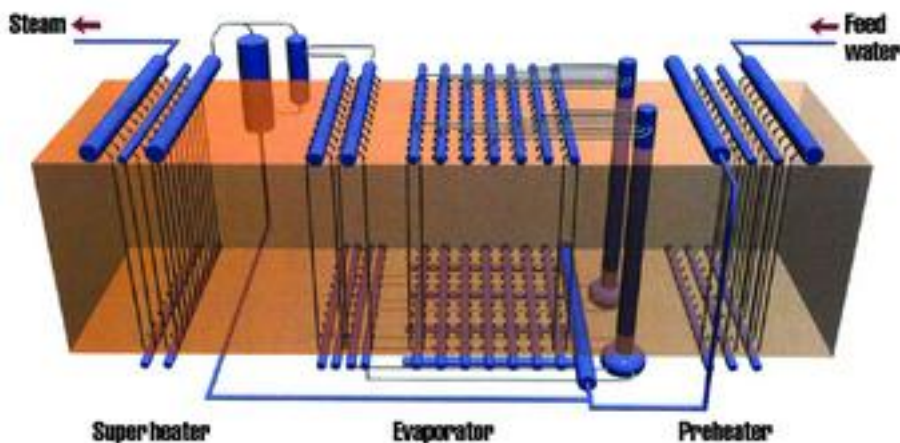
Σχήμα 2.3: Διάταξη οριζόντιου λέβητα

- **Κάθετοι:** Τα καυσαέρια διαρρέουν κάθετα τον λέβητα, ενώ οι σωληνώσεις είναι οριζόντιες. Τέτοιου είδους λέβητες συναντώνται κατά κύριο λόγο στις Ευρωπαϊκές μονάδες, Σχήμα 2.4.



Σχήμα 2.4: Διάταξη κάθετου λέβητα.

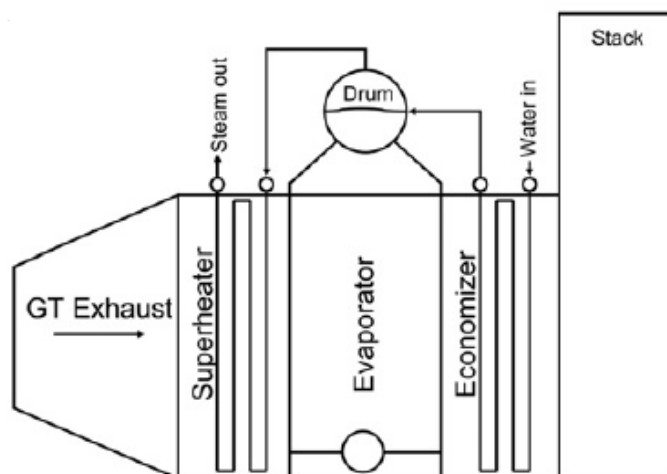
- Μονής διαδρομής:** Σε αυτή την εγκατάσταση δεν απαιτείται η ύπαρξη τυμπάνου. Η διάταξη των σωλήνων και η ροή των καυσαερίων μπορεί να είναι είτε κάθετη είτε οριζόντια, Σχήμα 2.5.



Σχήμα 2.5: Διάταξη λέβητα μονής διαδρομής.

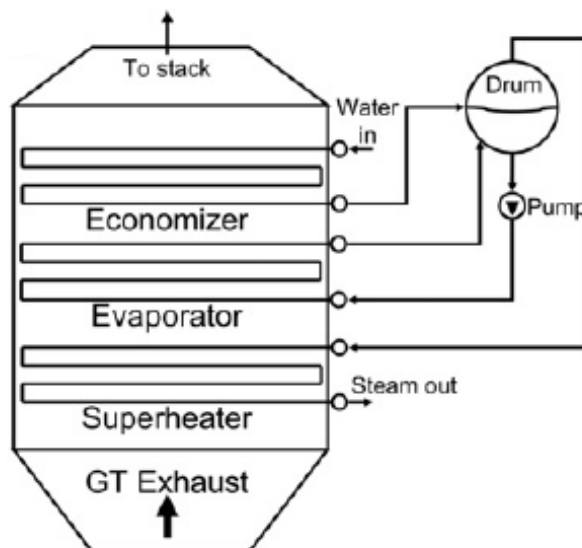
Εκτός από τις βασικές αυτές κατηγορίες, οι λέβητες κατηγοριοποιούνται και ανάλογα με τη ροή του νερού, σε φυσικής και εξαναγκασμένης κυκλοφορίας.

- **Φυσικής κυκλοφορίας:** Η ροή του νερού ανάμεσα στους σωλήνες επιτυγχάνεται με φυσικό τρόπο λόγω της διαφοράς στη πυκνότητά του. Η επιφάνεια ατμοποίησης αποτελείται από δυο ομάδες σωλήνων, τους σωλήνες ανόδου και τους σωλήνες καθόδου, Σχήμα 2.6.



Σχήμα 2.6: Διάταξη λέβητα φυσικής κυκλοφορίας.

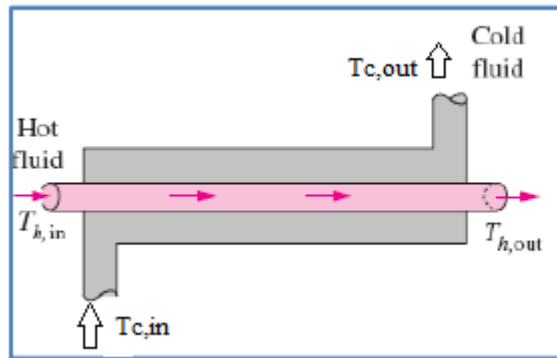
- **Εξαναγκασμένης κυκλοφορίας:** Στη συγκεκριμένη περίπτωση τοποθετούνται μια ή και περισσότερες αντλίες για την δημιουργία της απαραίτητης διαφοράς στατικής πίεσης και την ενίσχυση της ανακυκλοφορίας, Σχήμα 2.7.



Σχήμα 2.7: Διάταξη λέβητα εξαναγκασμένης κυκλοφορίας.

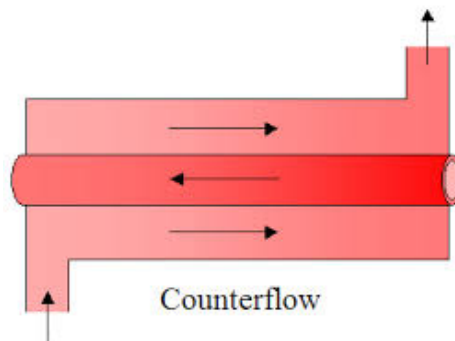
Τέλος, αναφέρεται και η κατηγοριοποίηση απλών τύπων εναλλακτών ανάλογα με τον τύπο της ροής των δυο ρευμάτων: [3]

- **Παράλληλης ροής:** Τα δύο ρεύματα ρέουν προς την ίδια κατεύθυνση (Σχήμα 2.8).



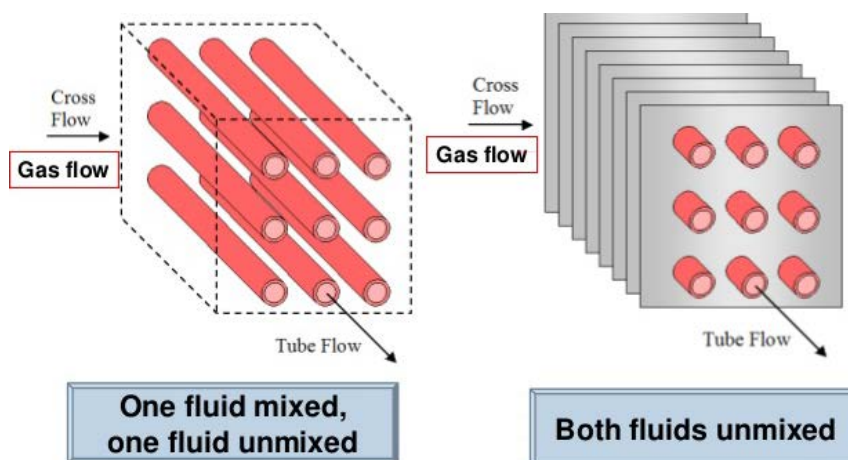
Σχήμα 2.8: Εναλλάκτης παράλληλης ροής.

- **Αντιροής:** Τα δύο ρεύματα ρέουν επίσης παράλληλα σε διαφορετικές ωστόσο κατευθύνσεις. Στην πράξη, αυτού του είδους οι λέβητες προτιμώνται σε σχέση με τους παράλληλης ροής (Σχήμα 2.9).



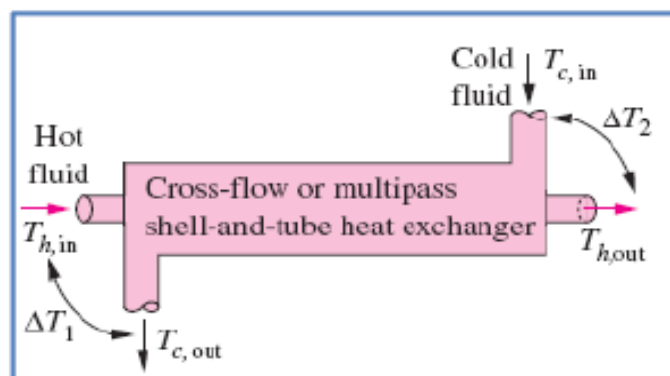
Σχήμα 2.9: Εναλλάκτης αντιροής.

- **Εγκάρσιας ροής:** Τα δύο ρεύματα είναι κάθετα μεταξύ τους (Σχήμα 2.10).



Σχήμα 2.10: Δύο περιπτώσεις εναλλακτών εγκάρσιας ροής.

- **Μικτής ροής:** Σε αυτή την περίπτωση, ο εναλλάκτης χαρακτηρίζεται από πολλαπλά περάσματα των δύο ρευστών και η διάταξή του μπορεί να είναι ταυτόχρονα εγκάρσια και αντιστροφής (Σχήμα 2.11).



Σχήμα 2.11: Εναλλάκτης εγκάρσιας ή μικτής ροής.

Στην συνέχεια γίνεται περιγραφή των βασικών συνιστωσών του ΛΑΘ. Ο τρόπος λειτουργίας τους και η μέθοδος υπολογισμού των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών τους περιγράφεται αναλυτικά στις παρακάτω υποενότητες.

2.1.1 Οικονομητήρας

Στον οικονομητήρα το νερό εισέρχεται από το τροφοδοτικό δοχείο με τη βοήθεια αντλίας, ελαφρώς υπόψυκτο και καθώς διέρχεται διαμέσου των σωλήνων λαμβάνει θερμότητα από τα καυσαέρια, με αποτέλεσμα την αύξηση της θερμότητάς του. Στη συνέχεια το υπόψυκτο νερό εισέρχεται στον ατμοποιητή.

2.1.2 Ατμοποιητής

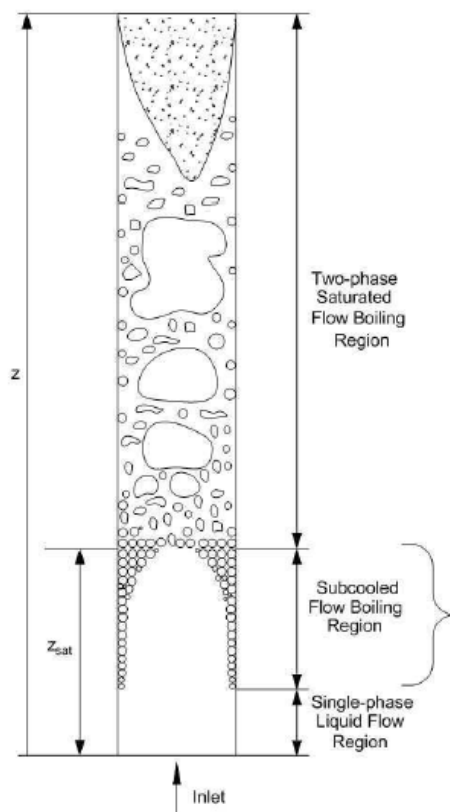
Στον ατμοποιητή το νερό εισέρχεται κορεσμένο ή στις περισσότερες περιπτώσεις υπόψυκτο και ένα μέρος του ατμοποιείται με αποτέλεσμα στην έξοδο του να υπάρχει μίγμα νερού – ατμού. Η διαδικασία της ατμοποίησης είναι αρκετά πολύπλοκη λόγω των φαινομένων που λαμβάνουν χώρα μέσα στον ατμοποιητή ([17],[18]). Οι βασικές καταστάσεις του νερού και οι φάσεις από τις οποίες περνάει μέχρι την έξοδο από τον ατμοποιητή συνοψίζονται στις εξής (Σχήμα 2.12): α) μονοφασική περιοχή ροής υγρού (single-phase liquid flow region), β) υπόψυκτη περιοχή ροής με ταυτόχρονη ατμοποίηση του νερού κοντά στα τοιχώματα (subcooled flow boiling region) και γ) περιοχή

διφασικού μίγματος με έντονη ατμοποίηση σε όλο το μήκος της ροής (two-phase saturated flow boiling region).

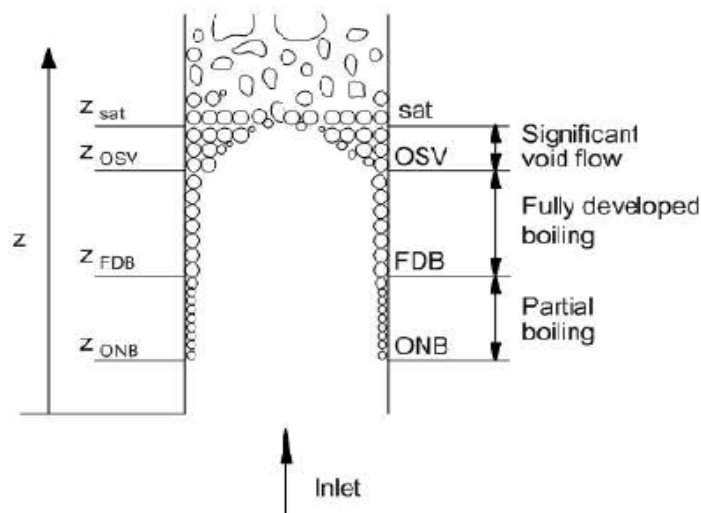
Από τις τρεις αναφερθείσες περιοχές, πιο πολύπλοκη θεωρείται η δεύτερη, λόγω δυο πολύ σημαντικών φαινομένων. Η θερμοκρασία της επιφάνειας του σωλήνα που έρχεται σε επαφή με το υγρό ξεπερνάει την θερμοκρασία κορεσμού του νερού, για τη δεδομένη πίεση στην οποία βρίσκεται, σχηματίζοντας ένα φιλμ στα τοιχώματα, ενώ ταυτόχρονα η θερμοκρασία του υγρού μακριά από τα τοιχώματα παραμένει αρκετά χαμηλότερη από τη θερμοκρασία κορεσμού. [4]

Η μετάβαση από τη μονοφασική περιοχή της ροής στην υπόψυκτη με μερική ατμοποίηση σηματοδοτεί την έναρξη του φαινομένου που ονομάζεται nucleate boiling (ONB-onset of nucleate boiling) [4]. Το φαινόμενο της ατμοποίησης που λαμβάνει χώρα στον ατμοποιητή καθορίζεται κυρίως από την δεύτερη περιοχή (subcooled flow boiling region), όπου παίζει κυρίαρχο ρόλο το nucleate boiling και στην ουσία το νερό δεν προλαβαίνει να μεταβεί εξ' ολοκλήρου στη διφασική περιοχή. Στη συνέχεια, εξέρχεται σαν μίγμα από τον ατμοποιητή και εισέρχεται στο τύμπανο, μέσα στο οποίο ατμοποιείται και ταυτόχρονα υφίσταται διαχωρισμό. Ο κορεσμένος ατμός εισέρχεται στον υπερθερμαντή και το νερό εκ νέου στον ατμοποιητή.

Εμβαθύνοντας στα φαινόμενα που επικρατούν στην υπόψυκτη περιοχή μπορούν να διαπιστωθούν υποπεριοχές, όπου τα φαινόμενα του nucleate και του convective boiling διαμορφώνουν εξίσου τις φάσεις από τις οποίες διέρχεται η ροή, ώστε να πραγματοποιηθεί τελικά η ατμοποίηση. Αυτές διακρίνονται καθαρά στο Σχήμα 2.13.



Σχήμα 2.12: Καταστάσεις του ρευστού κατά την ανοδική ροή του σε κάθετο σωλήνα.



Σχήμα 2.13: Υποπεριοχές της ροής (Subcooled flow boiling sub-regimes).

2.1.3 Υπερθερμαντής

Ο υπερθερμαντής λαμβάνει κορεσμένο ατμό από το τύμπανο και τον μετατρέπει σε υπέρθερμο ατμό, ο οποίος στη συνέχεια οδηγείται στον ατμοστρόβιλο όπου και εκτονώνεται με σκοπό την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας.

2.1.4 Τύμπανο

Το τύμπανο αποτελεί επίσης μια σημαντική συνιστώσα του ΛΑΘ. Τοποθετείται ανάμεσα στον οικονομητήρα, ατμοποιητή και υπερθερμαντή και συνδέεται και με τις τρεις συνιστώσες αυτές. Ο βασικός του ρόλος είναι ο διαχωρισμός του νερού –ατμού που συνυπάρχουν στο εσωτερικό του. Ο κορεσμένος ατμός βρίσκεται υψηλότερα και οδηγείται στον υπερθερμαντή και το νερό, το οποίο μπορεί να είναι κορεσμένο ή ελαφρώς υπόψυκτο βρίσκεται χαμηλότερα λόγω της μεγαλύτερης πυκνότητας του και οδηγείται στον ατμοποιητή. Σε μεγάλες εγκαταστάσεις μπορεί να υπάρχουν πολλά τύμπανα, ο αριθμός των οποίων καθορίζεται από τον αριθμό των πιέσεων του λέβητα.

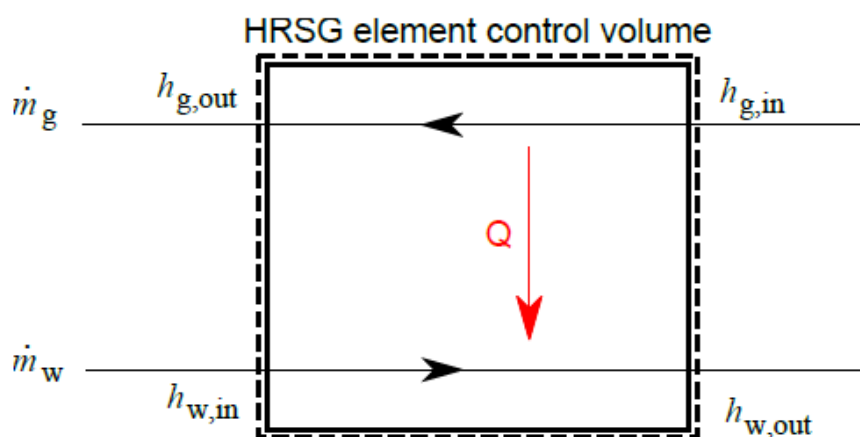
Επιπλέον, αποτελεί μέρος του συστήματος ελέγχου της εγκατάστασης, καθώς η ρύθμιση της παροχής του τροφοδοτικού νερού γίνεται με βάση τη στάθμη του νερού στο τύμπανο. Τέλος, εξυπηρετεί ως αποθήκη νερού, σε περίπτωση που υπάρξει αιφνίδια διακοπή της παροχής του τροφοδοτικού νερού ή περιπτώσεις διαρροών. Το νερό μέσα στο τύμπανο προστατεύει το σύστημα ατμοποίησης από την υπερθέρμανση των σωλήνων και την πιθανή καταστροφή τους. Στο Σχήμα 2.14 παρουσιάζεται ένα τυπικό τύμπανο για μεγάλη βιομηχανική μονάδα.



Σχήμα 2.14: Τόμπανο λέβητα.

2.2 Θερμοδυναμικοί Υπολογισμοί

Από θερμοδυναμικής άποψης, η σημαντικότερη μεταβλητή που χαρακτηρίζει τόσο το μέγεθος όσο και την απόδοση του λέβητα είναι η συνολική θερμότητα Q που παράγει. Η θερμότητα μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση διατήρησης της ενέργειας, λαμβάνοντας ένα στοιχειώδες τμήμα στο οποίο εισέρχονται και εξέρχονται αντίστοιχα και τα δυο ρεύματα, Σχήμα 2.15. [5]



Σχήμα 2.15: Σχηματικό διάγραμμα στοιχειώδους τμήματος του λέβητα.

Η εξίσωση της ενέργειας περιγράφεται από τη σχέση (2.1). [7]

$$\dot{m}_w (h_{w,out} - h_{w,in}) = \dot{m}_g (h_{g,in} - h_{g,out}) = Q \quad (2.1)$$

Η θερμότητα μπορεί επίσης να υπολογιστεί, λαμβάνοντας υπόψη τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U , την συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας νερού και καυσαερίων A και τη μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά ΔT_{lm} , σχέση (2.2). [6]:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm} \quad (2.2)$$

Η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά ή αλλιώς LMTD υπολογίζεται με βάση τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του νερού και του καυσαερίου, σχέση (2.3): [7]

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{g,in} - T_{w,out}) - (T_{g,out} - T_{w,in})}{\ln \left[\frac{(T_{g,in} - T_{w,out})}{(T_{g,out} - T_{w,in})} \right]} \quad (2.3)$$

Μια άλλη μέθοδος που συνήθως χρησιμοποιείται, λόγω της απλότητάς της, είναι η $\varepsilon - NTU$ (effectiveness - Number of Transfer Units), η οποία βασίζεται στην αποδοτικότητα του εναλλάκτη ε και τον αριθμό μονάδων μεταφοράς NTU , ο οποίος αποτελεί μέτρο του συνολικού συντελεστή θερμότητας και της επιφάνειας συναλλαγής. Η αποδοτικότητα υπολογίζεται από την σχέση (2.4). [5]

$$\varepsilon = \frac{Q_{actual}}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_w C_{pw} (T_{w,out} - T_{w,in})}{(\dot{m}C_p)_{min} (T_{g,in} - T_{g,in})} = \frac{\dot{m}_w C_{pw} (T_{w,out} - T_{w,in})}{\dot{m}_g C_{pg} (T_{g,in} - T_{g,in})} \quad (2.4)$$

Ο συντελεστής μονάδων μεταφοράς υπολογίζεται από την σχέση (2.5):

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}C)_{min}} \Rightarrow NTU = \frac{UA}{\dot{m}_g C_{pg}} \quad (2.5)$$

Η μέγιστη θερμότητα Q_{max} που μπορεί να μεταφερθεί από το θερμό στο ψυχρό ρεύμα επιτυγχάνεται όταν το ψυχρό ρεύμα θερμανθεί τόσο, ώστε να φτάσει στην θερμοκρασία εισόδου του θερμού ρεύματος, ή το θερμό ρεύμα ψυχθεί τόσο ώστε να φτάσει στη θερμοκρασία εισόδου του ψυχρού ρεύματος. Φυσικά, αυτές είναι δυο ακραίες καταστάσεις, οι οποίες συμβαίνουν μόνο όταν οι θερμοχωρητικότητες των δυο ρευμάτων είναι ίσες, πράγμα το οποίο δεν συμβαίνει στις εγκαταστάσεις που μελετώνται στην παρούσα διπλωματική εργασία. Επομένως, το ρεύμα με την μικρότερη θερμοχωρητικότητα θα υποστεί τη μεγαλύτερη θερμοκρασιακή διαφορά.

Η αποδοτικότητα του εναλλάκτη εξαρτάται από τον τύπο της ροής των ρευμάτων στο εσωτερικό του. Παρακάτω, παρατίθενται οι σχέσεις της αποδοτικότητας του εναλλάκτη για τις τρεις βασικές περιπτώσεις ροής σχέσεις (2.6), (2.9) και (2.11).[5]

- **Παράλληλης ροής:**

$$\varepsilon_{parallel_flow} = \frac{1 - \exp\left[-\frac{UA}{C_w} \left(1 + \frac{C_w}{C_g}\right)\right]}{\frac{C_g}{C_w} \left(1 + \frac{C_w}{C_g}\right)} \quad (2.6)$$

Οι συντελεστές C_w, C_g υπολογίζονται από τις σχέσεις (2.7) και (2.8).

$$C_w = \dot{m}_w C_{pw} \quad (2.7)$$

$$C_g = \dot{m}_g C_{pg} \quad (2.8)$$

- **Αντιροής:**

$$\varepsilon_{counterflow} = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - c \cdot \exp[-NTU(1-c)]} \quad (2.9)$$

Ο συντελεστής c της εξίσωσης υπολογίζεται από την σχέση (2.10).

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} = \frac{C_g}{C_w} \quad (2.10)$$

- **Εγκάρσιας ροής:**

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{c} [1 - \exp(-cNTU)]\right\} \quad (2.11)$$

Τέλος, στους λέβητες, που ισχύει $c=0$, η σχέση της αποδοτικότητας δίνεται πλέον από την σχέση (2.12).

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (2.12)$$

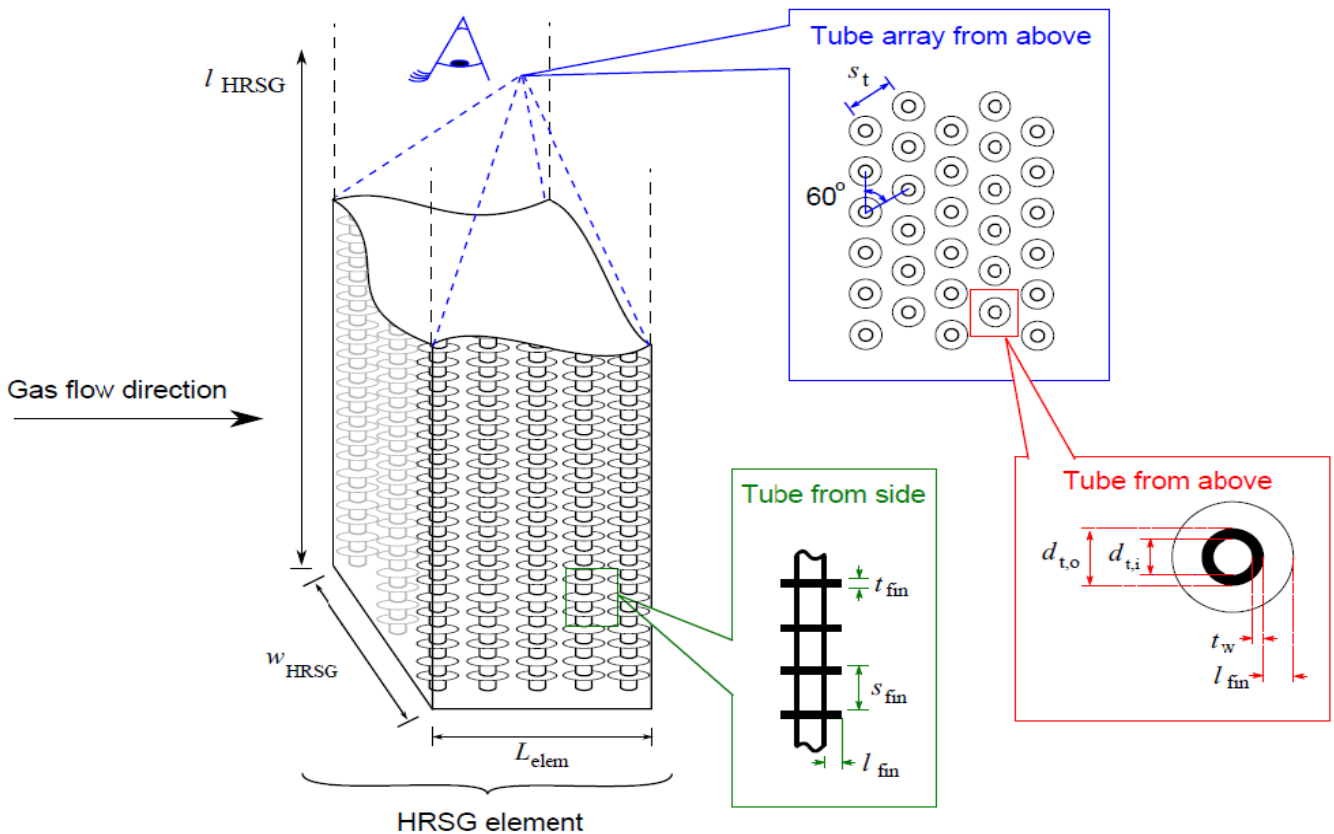
Τέλος, ο συνολικός βαθμός απόδοσης του ΛΑΘ υπολογίζεται με βάση την συνολική θερμότητα που δίνεται στο ρεύμα νερού Q_w , λαμβάνοντας υπόψη και πιθανά ρεύματα επιστροφής από τον ατμοστρόβιλο και την συνολική θερμότητα που αποβάλλει το ρεύμα καυσαερίου σε κάθε εναλλάκτη Q_{gas} . Η σχέση υπολογισμού του βαθμού απόδοσης δίνεται παρακάτω:

$$\eta_{HRSG} = \frac{Q_w}{Q_{gas}} \quad (2.13)$$

Στην επόμενη ενότητα παρουσιάζεται ο τρόπος υπολογισμού των γεωμετρικών στοιχείων του λέβητα με βασικές μεταβλητές τον αριθμό, το μήκος και τις διαμέτρους των σωλήνων της κάθε συνιστώσας και για την περίπτωση που οι σωλήνες έχουν πτερύγια, τον αριθμό των πτερυγίων, το μήκος και το πάχος τους,.

2.3 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά.

Στη παρούσα ενότητα γίνεται η περιγραφή των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του ΛΑΘ, για τον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Θεωρείται ότι ο λέβητας έχει σταθερή γεωμετρία, καθ' όλο το μήκος του, δηλαδή σταθερό πλάτος και σταθερό ύψος, το οποίο συμπίπτει με αυτό των σωλήνων. Ο παρακάτω υπολογισμός είναι γενικός και αφορά σωλήνες με ή χωρίς πτερύγια. Στο Σχήμα 2.16 παρουσιάζονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά ενός ΛΑΘ.



Σχήμα 2.16: Βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά λέβητα.

Στην περίπτωση που οι σωλήνες έχουν πτερύγια σε όλο το μήκος τους, ο συνολικός αριθμός τους υπολογίζεται από τον αριθμό των πτερυγίων ανά στοιχειώδες μήκος, n_{fin} και το συνολικό μήκος του σωλήνα L_{tube} .

$$n_{fins} = n_{fin} \cdot L_{tube} \quad (2.14)$$

Από την πλευρά των καυσαερίων η ελεύθερη επιφάνεια ροής ανάμεσα στους σωλήνες υπολογίζεται από τη σχέση (2.15). [8]

$$A_{ff} = L_{tube} \cdot w_{HRSG} - d_o \cdot L_{tube} \cdot n_{t,row} - 2 \cdot n_{t,row} \cdot n_{fins} \cdot l_{fin} \cdot t_{fin} \quad (2.15)$$

Όπου W_{HRSG} το πλάτος του λέβητα, d_o η εξωτερική διάμετρος των σωλήνων, $n_{t,row}$ ο αριθμός των σωλήνων ανά σειρά, l_{fin} και t_{fin} το μήκος και το πάχος των πτερυγίων.

Η συνολική εξωτερική επιφάνεια των σωλήνων χωρίς πτερύγια όλου του λέβητα δίνεται από την σχέση (2.16). [8]

$$A_{t,o,bare} = n_{t,row} \cdot n_{rows} \cdot L_{tube} \cdot d_o \cdot \pi \quad (2.16)$$

Όπου n_{rows} ο αριθμός των σειρών των σωλήνων.

Η εξωτερική επιφάνεια συναλλαγής των καυσαερίων, που αφορά ένα σωλήνα με πτερύγια υπολογίζεται από την σχέση (2.17). [8]

$$A_{t,o} = \pi \cdot L_{tube} \cdot d_o + 2 \cdot \pi \cdot n_{fins} \left[\left(l_{fin} + \frac{d_o}{2} \right)^2 - \frac{d_o^2}{4} \right] \quad (2.17)$$

Η συνολική επιφάνεια συναλλαγής των καυσαερίων, για σωλήνες με πτερύγια υπολογίζεται από την σχέση (2.18). [8]

$$A_g = A_{t,o} \cdot n_{t,row} \cdot n_{rows} \quad (2.18)$$

Η εσωτερική επιφάνεια συναλλαγής του νερού-ατμού για ένα σωλήνα εσωτερικής διαμέτρου d_i δίνεται από τη σχέση (2.19). [8]

$$A_{t,xsec} = \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \quad (2.19)$$

Αντίστοιχα, η συνολική εσωτερική επιφάνεια επαφής του νερού υπολογίζεται από τη σχέση (2.20). [8]

$$A_{t,i,bare} = n_{t,row} \cdot n_{rows} \cdot L_{tube} \cdot d_i \cdot \pi \quad (2.20)$$

Μετά την ολοκλήρωση των γεωμετρικών υπολογισμών, σειρά έχει ο υπολογισμός του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Ο υπολογισμός του βασίζεται κυρίως στον υπολογισμό των επί μέρους βασικών συνιστωσών του, δηλαδή τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας νερού – ατμού και τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας των καυσαερίων.

2.4 Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας

Ο υπολογισμός του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας πραγματοποιείται με τη βοήθεια ημι- εμπειρικών σχέσεων. Στη βιβλιογραφία υπάρχει πληθώρα σχέσεων οι οποίες λαμβάνουν υπόψη τον τύπο του εναλλάκτη, τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του, τη φάση του εργαζόμενου μέσου, την κατάσταση υγείας των εναλλακτών κλπ.

Αρχικά, αναφέρεται παρακάτω η πιο ευρέως χρησιμοποιούμενη σχέση υπολογισμού του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, η οποία βασίζεται σε μια τιμή αναφοράς και στη συνέχεια διορθώνεται με βάση το λόγο της παροχής προς την παροχή αναφοράς του καυσαερίου:

$$U = U_{ref} \cdot \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{gref}} \right)^{0.8} \quad (2.21)$$

Όπου U_{ref} , \dot{m}_{gref} είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και η παροχή των καυσαερίων στο σημείο σχεδίασης των εναλλακτών. Στο σημείο σχεδίασης το U γίνεται ίσο με το U_{ref} , ενώ στα σημεία εκτός σχεδίασης το U αλλάζει, συναρτήσει μόνο της παροχής των καυσαερίων.

Στην περίπτωση που είναι επιθυμητός ο συνυπολογισμός της παροχής του εργαζόμενου μέσου, χρησιμοποιείται η παρακάτω σχέση:[23]

$$U = U_{ref} \cdot \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{gref}} \right)^{0.65} \cdot \left(\frac{F_g}{F_{gref}} \right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{wref}} \right)^{0.15} \quad (2.22)$$

Όπου F_g υπολογίζεται με βάση τις ιδιότητες του καυσαερίου, υπολογιζόμενες στη μέση θερμοκρασία τους.

$$F_g = \frac{C_{pg}^{0.33} k_g^{0.67}}{\mu_g^{0.32}} \quad (2.23)$$

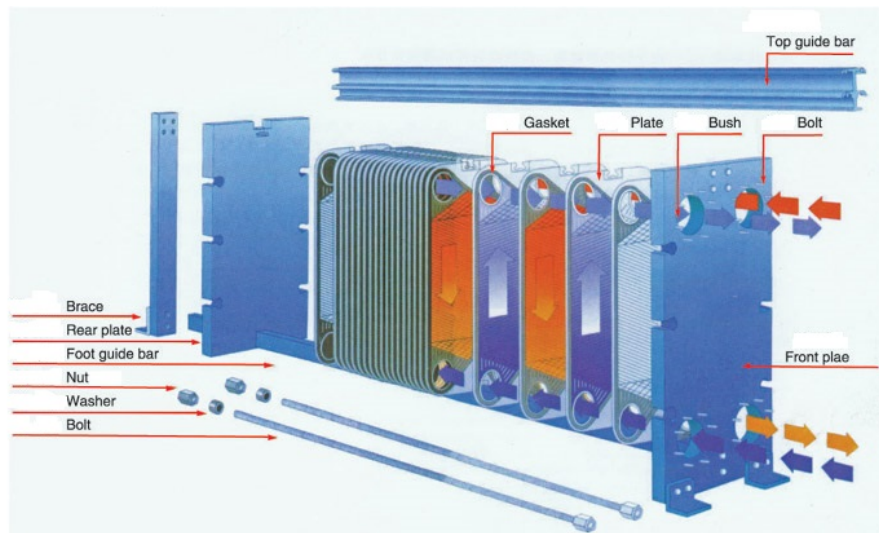
Ο όρος F_{gref} αναφέρεται στο σημείο σχεδίασης.

Πρέπει να σημειωθεί ότι η παραπάνω σχέση χρησιμοποιείται αυτούσια για τον υπολογισμό του συντελεστή U στον υπερθερμαντή, ενώ στις υπόλοιπες συνιστώσες (οικονομητήρας, ατμοποιητής) παραλείπεται ο όρος της παροχής νερού.

Στα παρακάτω κεφάλαια τα μοντέλα που κάνουν χρήση της σχέσης (2.21) ή της σχέσης (2.22) θα καλούνται για λόγους συντομίας απλοϊκό και απλοϊκό-Ganarathy μοντέλο αντίστοιχα.

Στις περιπτώσεις που απαιτείται εμβάθυνση στη διαδικασία υπολογισμού του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, όπως π.χ για περιπτώσεις προσομοίωσης λειτουργίας ολόκληρης μονάδας, χρησιμοποιούνται σχέσεις που συνυπολογίζουν τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας καυσαερίου και νερού / ατμού για κάθε συνιστώσα. Παρακάτω γίνεται αναλυτική παρουσίαση των διαφορετικών σχέσεων υπολογισμού ανάλογα με το είδος του εναλλάκτη.

- **Πλακοειδείς εναλλάκτες:** Έχουν ενσωματωμένες πολλές πλάκες μέσα από τις οποίες διέρχονται τα δύο ρευστά και πραγματοποιείται η συναλλαγή θερμότητας. Το βασικό τους πλεονέκτημα είναι ότι έχουν μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής, λόγω του μεγέθους των πλακών. Ένας τέτοιος λέβητας φαίνεται στο Σχήμα 2.17. [7]



Σχήμα 2.17: Πλακοειδής εναλλάκτης.

Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται από τους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας καυσαερίων και νερού h_g, h_w με βάση την σχέση (2.24).

$$U = \left(\frac{1}{h_g} + \frac{1}{h_w} \right)^{-1} \quad (2.24)$$

Στην περίπτωση που ληφθεί υπόψη και η θερμική αντίσταση του τοιχώματος R_{cond} , η σχέση παίρνει την παρακάτω μορφή:[8]

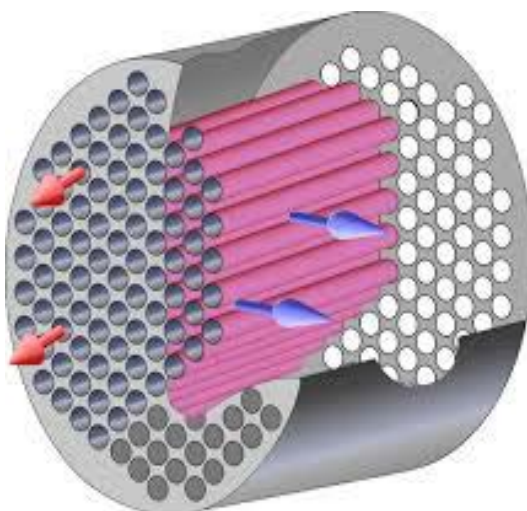
$$U = \left(\frac{1}{h_g} + \frac{1}{h_w} + R_{cond} \right)^{-1} \quad (2.25)$$

Η θερμική αντίσταση του τοιχώματος υπολογίζεται με βάση το πάχος του τοιχώματος t_w , την συνολική επιφάνεια συναλλαγής των καυσαερίων A_g , τον συντελεστή θερμικής αγωγιμότητας του τοιχώματος k_{wall} και την μέση επιφάνεια συναλλαγής καυσαερίων και εργαζόμενου μέσου $A_{m,bare}$, όπως φαίνεται στην σχέση (2.26).

$$R_{cond} = \frac{t_w A_g}{k_{wall} A_{m,bare}} \quad (2.26)$$

$$A_{m,bare} = \frac{1}{2} (A_{t,i,bare} + A_{t,o,bare}) \quad (2.27)$$

- **Σωληνοειδείς εναλλάκτες:** αποτελούνται από σωλήνες, οι οποίοι διαρρέονται από νερό. Η θερμότητα μεταδίδεται από τα καυσαέρια που διέρχονται στην εξωτερική επιφάνεια των σωλήνων, Σχήμα 2.18. [9]



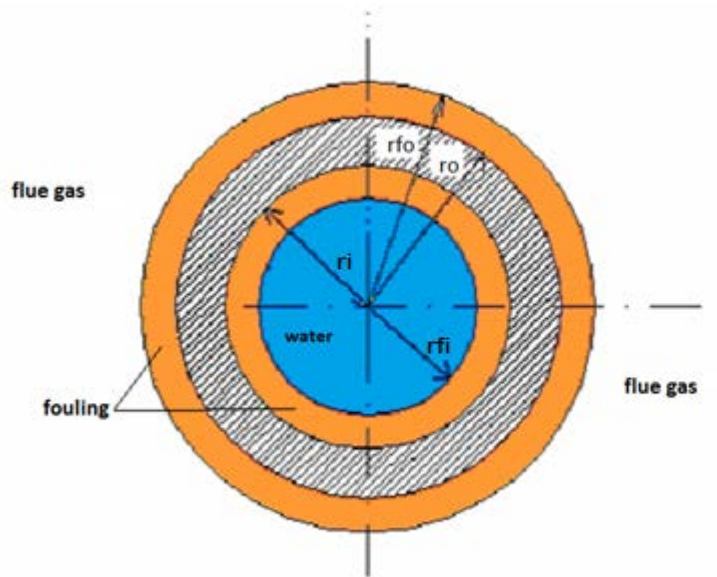
Σχήμα 2.18: Σωληνοειδής εναλλάκτης.

Ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται από την σχέση (2.28).

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i \cdot h_g} + \frac{d_o}{2k_{wall}} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{1}{h_w}} \quad (2.28)$$

Όπου k_{wall} είναι και πάλι ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας του υλικού του σωλήνα.

Στην περίπτωση ρύπανσης των σωλήνων από τις εξωτερικές επικαθίσεις των καυσαερίων και τις εσωτερικές επικαθίσεις από τα άλατα του νερού, παρατηρείται μείωση των ενεργών διατομών, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.19.



Σχήμα 2.19: Διάγραμμα σωλήνα με επικαθίσεις.

Στην περίπτωση αυτή, ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται από την σχέση (2.29).

$$U = \frac{1}{\frac{d_{fo}}{d_{fi} \cdot h_w} + \frac{d_{fo}}{2k_{fi}} \ln \frac{d_i}{d_{fi}} + \frac{d_{fo}}{2k_{wall}} \ln \frac{d_o}{d_i} + \frac{d_{fo}}{2k_{fo}} \ln \frac{d_{fo}}{d_o} + \frac{1}{h_g}} \quad (2.29)$$

Όπου d_{fo}, d_{fi} είναι οι υπολογιζόμενες διάμετροι λόγω των επικαθίσεων και k_{fi}, k_{fo} οι θερμικές αγωγιμότητες του εσωτερικού και εξωτερικού τοιχώματος των επικαθίσεων αντίστοιχα. [9]

Επιπλέον αναφέρεται και μια άλλη σχέση για τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U , η οποία προτείνεται από τον V.Ganapathy [23], για την περίπτωση

εναλλάκτη με σωλήνες. Η Σχέση (2.30) εμπεριέχει και τους συντελεστές ρύπανσης του εσωτερικού και εξωτερικού τοιχώματος και τα εμβαδά των επιφανειών συναλλαγής καυσαερίου και εργαζόμενου μέσου.

$$U = \frac{1}{\frac{A}{A_{t,i,bare} \cdot h_w} + ff_i \cdot \frac{A}{A_{t,i,bare}} + \frac{A}{A_{m,bare}} \cdot \left(\frac{d_o}{2k_{wall}} \right) \cdot \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + ff_o + \frac{1}{\eta_{fin} \cdot h_g}} \quad (2.30)$$

2.4.1 Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας νερού – ατμού

Στην παρούσα ενότητα παρατίθενται όλες οι σχέσεις υπολογισμού του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του νερού-ατμού. Οι σχέσεις που χρησιμοποιούνται σε κάθε συνιστώσα του ΛΑΘ εξαρτώνται από τη φύση του ρέοντος ρευστού.

Οικονομητήρας

Στον οικονομητήρα, όπως έχει αναφερθεί, εισέρχεται κατά βάση υπόψυκτο νερό και στη συνέχεια αυξάνεται η θερμοκρασία του, με αποτέλεσμα να εξέρχεται κοντά στην κατάσταση κορεσμού. Σημαντικό είναι το γεγονός ότι δεν υφίσταται αλλαγή φάσης. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του νερού υπολογίζεται με βάση τον αριθμό Nusselt, από τη σχέση (2.31) [6]

$$h_w = Nu_w \cdot \frac{k_w}{d_i} \quad (2.31)$$

Ο αριθμός Nusselt υπολογίζεται από τη σχέση του Gnielinski για νερό σε μονοφασική κατάσταση, συναρτήσει του παράγοντα τριβής f_{Darcy} και των αριθμών Reynolds και Prandtl. [10],[11]

$$Nu_w = \frac{\left(\frac{f_{Darcy}}{8} \right) \cdot (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \sqrt{\left(\frac{f_{Darcy}}{8} \right)} (Pr^{-2/3} - 1)} \quad (2.32)$$

Ο παράγοντας τριβής f_{Darcy} υπολογίζεται από τη σχέση του Petukhov συναρτήσει του αριθμού Re [10],[11], σχέση (2.33).

$$f_{Darcy} = (-1.64 + 0.7904 \ln Re)^{-2} \quad (2.33)$$

Οι αριθμοί Reynolds και Prandtl δίνονται από τις σχέσεις (2.34) και (2.35).

$$Re = \frac{\rho_w \cdot d_i \cdot V_w}{\mu_w} \quad (2.34)$$

$$Pr = \frac{\mu_w \cdot C_{pw}}{k_w} \quad (2.35)$$

Όπου V_w η ταχύτητα του νερού στο σωλήνα.

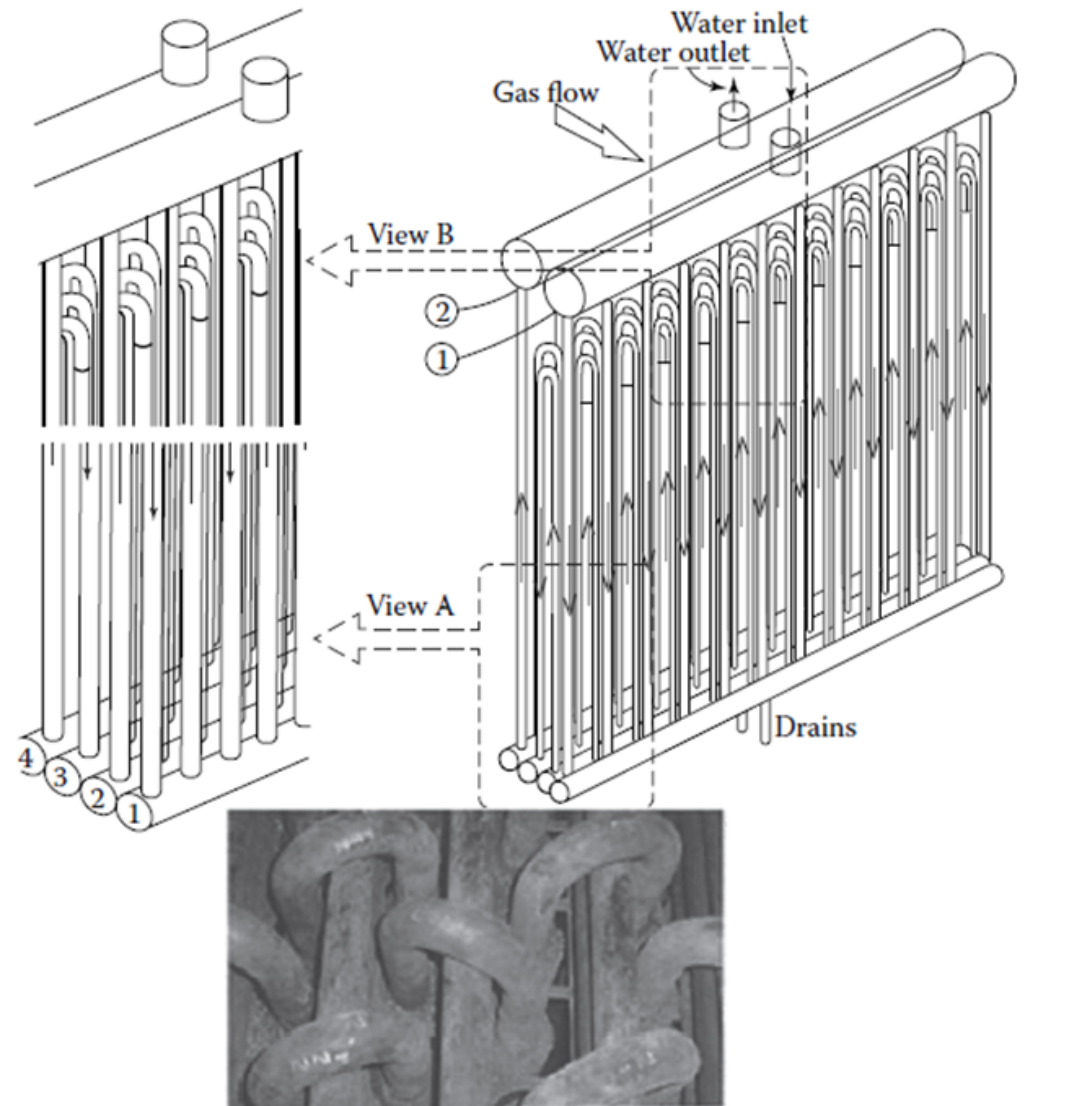
$$V_w = \frac{\dot{m}_{w,tube}}{\rho_w \cdot A_{t,xsec}} \quad (2.36)$$

Η διερχόμενη παροχή ανά σωλήνα υπολογίζεται από την Σχέση (2.37), η οποία λαμβάνει υπόψη τον αριθμό των ρευμάτων. Η πληροφορία για τον αριθμό των ρευμάτων είναι πολύ σημαντική, ειδικά στον οικονομητήρα και στον υπερθερμαντή, γιατί καθορίζουν τον αριθμό των σωλήνων, μέσα από τους οποίους διέρχεται η συνολική παροχή του νερού.

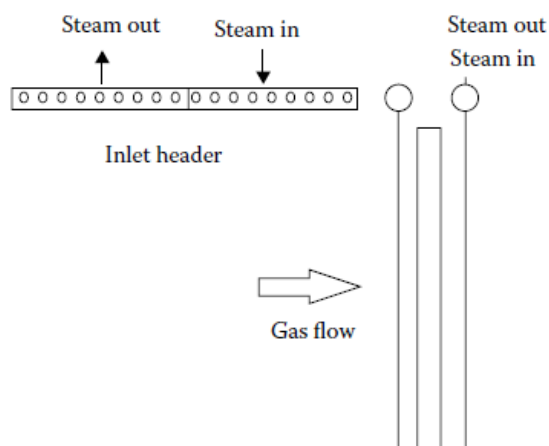
$$\dot{m}_{w,tube} = \frac{\dot{m}_w}{n_{streams}} \quad (2.37)$$

Στις περισσότερες περιπτώσεις ο αριθμός των ρευμάτων ισούται με τον αριθμό των σωλήνων ανά σειρά, δηλαδή η συνολική παροχή του νερού μοιράζεται στην πρώτη σειρά σωλήνων. Ωστόσο, σε πολλές εφαρμογές τοποθετούνται διαφράγματα (baffles) ανάμεσα στους ακραίους πάνω και κάτω σωλήνες (headers). Τα headers συνδέονται με τους σωλήνες που βρίσκονται ανά σειρά και μέσω αυτών διαμοιράζεται η παροχή σε όλους τους σωλήνες, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.20.

Με την τοποθέτηση των διαφραγμάτων (baffles), ο αριθμός των ρευμάτων μπορεί να μειωθεί στο μισό ή και στο ένα τρίτο. Στο Σχήμα 2.21 παρουσιάζεται διάφραγμα ανάμεσα στη σειρά των σωλήνων. Ολόκληρη η σειρά αποτελείται από 18 σωλήνες, αλλά με την τοποθέτηση του διαφράγματος, δημιουργούνται 9 ρεύματα. Το νερό εισέρχεται μέσω εννέα σωλήνων, και αρχικά βρίσκεται σε αντιροή με τα καυσαέρια, ενώ στη συνέχεια, αλλάζει η ροή του κατά 180° και ξαναγυρίζει στο ίδιο header από όπου εξέρχεται, ρέοντας παράλληλα με τα καυσαέρια.



Σχήμα 2.20: Εναλλάκτης με κάθετους σωλήνες σε αντιρροή και headers πάνω και κάτω.



Σχήμα 2.21: Τοποθέτηση διαφράγματος ανάμεσα στους σωλήνες.

Ατμοποιητής

Η μέθοδος που ακολουθείται για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς νερού-ατμού είναι αυτή του Steiner και Taborek [12]. Το νερό εισέρχεται ελαφρώς υπόψυκτο και εξέρχεται ως μίγμα νερού – ατμού. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του νερού-ατμού μέσα στον ατμοποιητή δίνεται από την σχέση (2.38). [10]

$$h_w = \left[(h_{NcBO} F_{NcB})^3 + (h_{fo} F_{TP})^3 \right]^{1/3} \quad (2.38)$$

Ο πρώτος όρος περιγράφει το nucleate boiling και ο δεύτερος αφορά το convective boiling.

Nucleate Boiling

Για το nucleate boiling ο τοπικός συντελεστής έχει σταθερή τιμή $h_{NcBo} = 25580 \text{ W/m}^2\text{K}$ [10]. Ο διορθωτικός συντελεστής F_{NcB} υπολογίζεται σύμφωνα με τους Collier and Thome [10] από την σχέση (2.39):

$$F_{NcB} = F_{PF} \left(\frac{\varphi}{\varphi_o} \right)^{nf} \left(\frac{d_i}{d_o} \right)^{-0.4} \left(\frac{R_p}{R_{PO}} \right)^{0.133} F_M \quad (2.39)$$

Ο συντελεστής F_{PF} ονομάζεται παράγοντας πίεσης και υπολογίζεται ως εξής, σχέση (2.40). [10]

$$F_{PF} = 2.816 p_r^{0.45} + \left(3.4 + \frac{1.7}{1 - p_r^7} \right) \quad (2.40)$$

Ο όρος p_r είναι ο λόγος της πίεσης εισόδου του νερού στον ατμοποιητή ως προς την κρίσιμη πίεση του νερού τα 220,6bar, σχέση (2.41). [10]

$$p_r = \frac{P_{w,in}}{P_{crit}} \quad (2.41)$$

Ο όρος φ αναφέρεται στη ροή θερμότητας σε όλο το μήκος του σωλήνα και δίνεται από την σχέση (2.42). [10]

$$\varphi = \frac{\Delta h_{w,vap} \dot{m}_w}{A_w / n_{tube}} \quad (2.42)$$

Η τιμή αναφοράς της λαμβάνεται ίση με $\varphi_o = 150000 \text{ W/m}^2$ [10].

Ο εκθέτης nf της ροής της θερμότητας υπολογίζεται από τη σχέση (2.43). [10]

$$nf = 0.8 - 0.1 \exp(1.75 p_r) \quad (2.43)$$

Τέλος, η τιμή αναφοράς της διαμέτρου του σωλήνα είναι $d_o = 0,01m$, ο όρος R_p/R_{PO} αναφέρεται στην τραχύτητα του υλικού του σωλήνα και θεωρείται ότι η τιμή του είναι κοντά στη μονάδα και η τιμή του διορθωτικού συντελεστή F_M λαμβάνεται σταθερή και ίση με 0,72. [10]

Convective Boiling

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για συναγωγή υπολογίζεται ως εξής, σχέση (2.44). [10]

$$h_{fo} = Nu \frac{k_{lw}}{d_o} \quad (2.44)$$

Ο αριθμός Nusselt υπολογίζεται από τη σχέση του Gnielinski, σχέση (2.32) για μονοφασική ροή νερού, διότι όπως αναφέρθηκε και παραπάνω το νερό δεν μεταβαίνει πλήρως στη διφασική περιοχή και ταυτόχρονα η ποσότητα του ατμού στο μίγμα είναι αρκετά μικρότερη από αυτή του νερού.

Τέλος, ο συντελεστής του διφασικού μίγματος υπολογίζεται συναρτήσει της μέσης υγρότητας x του μείγματος, από την σχέση (2.45). [10]

$$F_{TP} = \left[(1-x)^{1.5} + 1.9x^{0.6} \left(\frac{\rho_{lw}}{\rho_{vw}} \right)^{0.35} \right]^{1.1} \quad (2.45)$$

Υπερθερμαντής

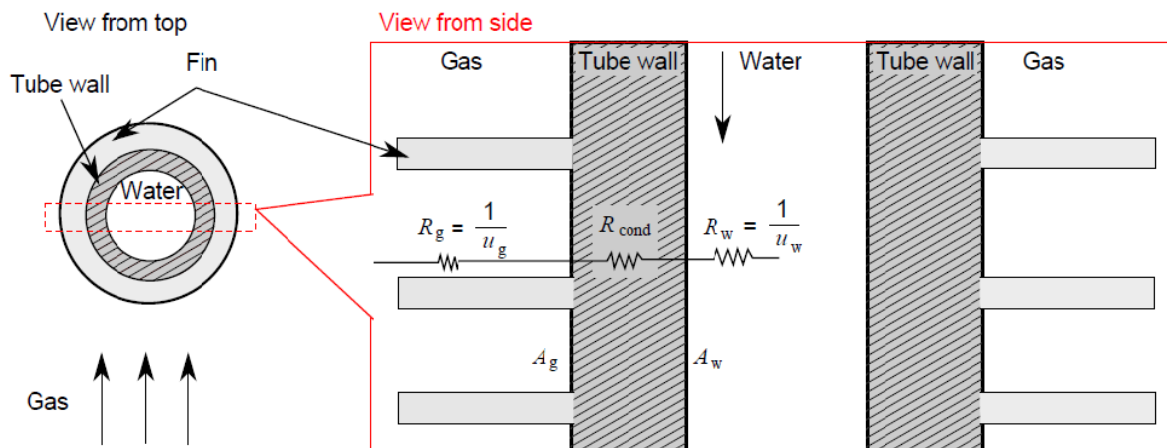
Στον υπερθερμαντή το ρευστό εισέρχεται σαν κορεσμένος ατμός και εξέρχεται υπέρθερμος. Όπως και στον οικονομητήρα, έχουμε μονοφασική ροή ρευστού και η σχέση που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας τους ατμού είναι των Dittus-Boetler [11].

$$h_w = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k_{v,w}}{d_i} \tag{2.46}$$

Οι αριθμοί Reynolds και Prandtl υπολογίζονται όπως και παραπάνω με τη διαφορά ότι η δυναμική συνεκτικότητα, θερμική αγωγιμότητα και η θερμοχωρητικότητα υπολογίζονται με βάση τις ιδιότητες του ατμού.

2.4.2 Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας καυσαερίου

Η δεύτερη συνιστώσα του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας είναι ο συντελεστής μεταφοράς των καυσαερίων. Όπως και στον υπολογισμό των γεωμετρικών χαρακτηριστικών, έτσι και σε αυτή την ενότητα γίνεται διαχωρισμός των σχέσεων ανάλογα με την ύπαρξη ή όχι πτερυγίων στους σωλήνες. Στο Σχήμα 2.22 παρουσιάζονται σε κάτοψη και σε πλάγια όψη οι σωλήνες και τα πτερύγια τους, σε σχέση με την ροή των καυσαερίων.



Σχήμα 2.22: Σχηματικό διάγραμμα σωλήνα με πτερύγια .

Σωλήνες χωρίς πτερύγια

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας των καυσαερίων στην περίπτωση που δεν υπάρχουν πτερύγια στους σωλήνες δίνεται από τη σχέση: [6]

$$h_{g,o} = Nu_g \frac{k_g}{d_o} \quad (2.47)$$

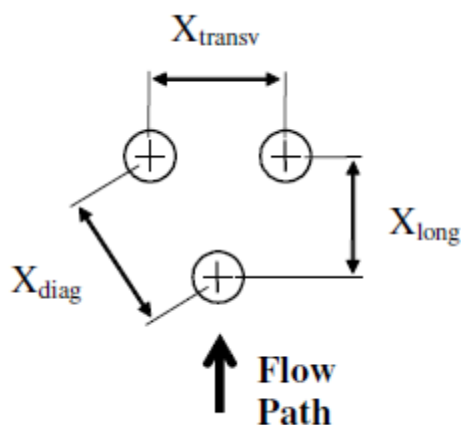
Ο αριθμός Nusselt υπολογίζεται από τον τύπο: [14]

$$Nu_g = C \cdot Re_g^m \cdot Pr_g^l \quad (2.48)$$

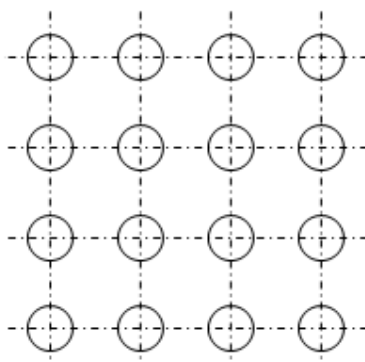
Οι συντελεστές της εξίσωσης εξαρτώνται από την διάταξη των σωλήνων όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.23 και Σχήμα 2.24. Ο Πίνακας 2.1 παρουσιάζει τις τιμές των συντελεστών αυτών για δύο περιπτώσεις διάταξης σωλήνων.

Πίνακας 2.1: Τιμές των συντελεστών του αριθμού Nusselt

	C	m	l
Inline arrangement	0.22	0.6	0.333
Staggered arrangement	0.38	0.6	0.333



Σχήμα 2.23: Κλιμακωτή διάταξη των σωλήνων σε σχέση με τη ροή των καυσαερίων



Σχήμα 2.24: Διάταξη σωλήνων σε σειρά

Σωλήνες με πτερύγια

Ο υπολογισμός του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του καυσαερίου στην περίπτωση των σωλήνων με πτερύγια εξαρτάται από τη μορφή των πτερυγίων. Η βασική κατηγοριοποίηση της μορφής τους είναι η συμπαγής και η οδοντωτή, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.25.



Σχήμα 2.25: Πτερύγια με οδοντωτή και συμπαγή διάταξη.

Αρχικά, στη σχέση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας εισέρχεται και η απόδοση των πτερυγίων η_{fin} , για να «διορθώσει» την προηγούμενη σχέση σύμφωνα με τους Kays και London, σχέση (2.49). [15]

$$h_g = h_{g,o} \left[1 - (1 - \eta_{fin}) \frac{A_{g,fin}}{A_g} \right] \quad (2.49)$$

Τυπικές τιμές της απόδοσης των πτερυγίων είναι 0,5-0,7. Επιπλέον, αξίζει να σημειωθεί ότι οι σχέσεις δεν λαμβάνουν υπόψη τη θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ της άκρης και της βάσης του πτερυγίου.

Πτερύγια με συμπαγή διάταξη

Η συνολική επιφάνεια των πτερυγίων δίνεται από την σχέση (2.50). [8]

$$A_{g,fin} = A_g - A_{i,o,bare} \quad (2.50)$$

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας που δεν συνυπολογίζει την απόδοση των πτερυγίων $h_{g,o}$ δίνεται όπως προηγουμένως από τη σχέση (2.47). Ωστόσο σε αυτή την

περίπτωση, ο αριθμός Nusselt, σχέση (2.51), υπολογίζεται με διαφορετικό τρόπο, καθώς εξαρτάται από τον συντελεστή j του Colburn, σχέση (2.52), σύμφωνα με τους Webb και Kimm [13]

$$Nu = j \cdot Re_g \cdot Pr_g^{1/3} \quad (2.51)$$

$$j = 0.134 Re_g^{-0.319} \left(\frac{s_{ff}}{l_{fin}} \right)^{0.2} \left(\frac{s_{ff}}{t_{fin}} \right)^{0.11} \quad (2.52)$$

Ο όρος s_{ff} αφορά το κενό ανάμεσα στα πτερύγια και υπολογίζεται ως εξής, σχέση (2.53). [8]

$$s_{ff} = s_{fin} - t_{fin} \quad (2.53)$$

Η ταχύτητα του καυσαερίου δίνεται από τη σχέση (2.54).

$$v_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g \cdot A_{ff}} \quad (2.54)$$

Ο αριθμός Reynolds υπολογίζεται από την σχέση (2.55), εκφρασμένος ως προς την ελεύθερη επιφάνεια ροής των καυσαερίων. [8]

$$Re_g = \frac{d_o \cdot \dot{m}_g}{A_{ff} \cdot \mu_g} \quad (2.55)$$

Ο βαθμός απόδοσης των πτερυγίων η_{fin} για κυκλικό σωλήνα με δακτυλοειδή πτερύγια, υπολογίζεται από τις σχέσεις (2.56) έως (2.60) των Shah και Sekulic [16]:

$$\eta_{fin} = \frac{\tanh \varphi}{\varphi} \quad (2.56)$$

$$\varphi = ml_e (r^*)^n \quad (2.57)$$

$$m = \left(\frac{2h_{g,o}}{k_{fin} t_{fin}} \right)^{0.5} \quad (2.58)$$

$$n = \exp(0.13ml_e - 1.3863) \quad (2.59)$$

$$r^* = \frac{2l_{fin} + d_o}{d_o} \quad (2.60)$$

Πτερύγια με οδοντωτή διάταξη

Σε αυτή την περίπτωση εισάγεται στους υπολογισμούς μια νέα γεωμετρική παράμετρος ws , η οποία αφορά το πλάτος της οδόντωσης του πτερυγίου. Επομένως, η επιφάνεια των πτερυγίων δίνεται από τη σχέση (2.61).

$$A_{g,fin} = \frac{\pi d_o \left[2l_{fin} \cdot (ws + t_{fin}) + t_{fin} \cdot ws \right]}{ws} \quad (2.61)$$

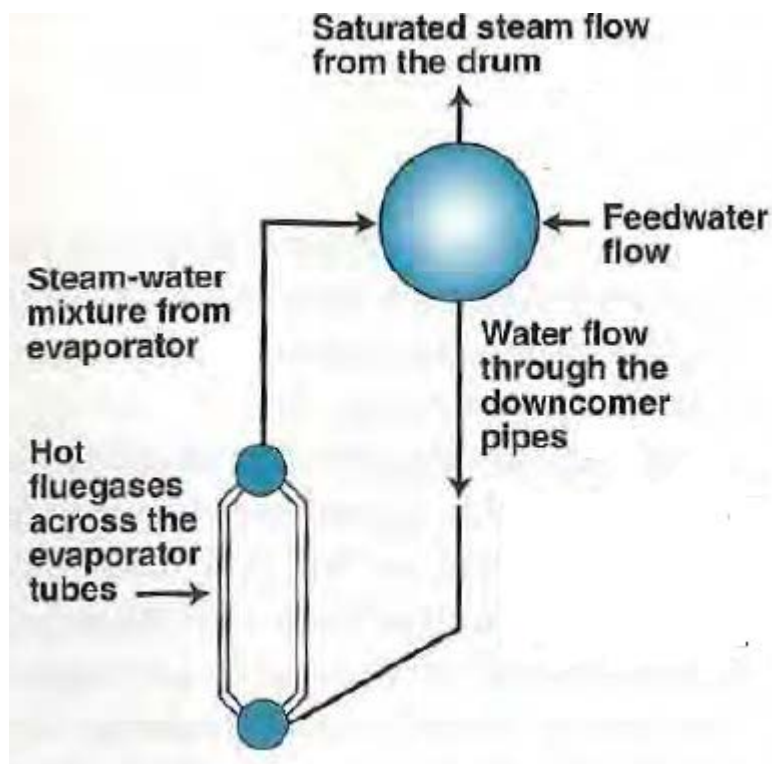
Ο βαθμός απόδοσης των πτερυγίων υπολογίζεται από την σχέση (2.56), με τη διαφορά ότι το φ υπολογίζεται διαδοχικά από τις σχέσεις (2.62) και (2.63).

$$\varphi = m \cdot l_{fin} \quad (2.62)$$

$$m = \sqrt{2 \cdot h_{g,o} \cdot (t_{fin} + ws) / k_{fin} / t_{fin} / ws} \quad (2.63)$$

2.5 Τύμπανο

Το τύμπανο αποτελεί ένα διαχωριστή νερού – ατμού και στο εσωτερικό του επικρατεί σταθερή πίεση. Ο κορεσμένος ατμός εισέρχεται στον υπερθερμαντή και το κορεσμένο νερό οδηγείται στον ατμοποιητή. Το σύστημα τυμπάνου και ατμοποιητή παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.26. Ένα πολύ σημαντικό στοιχείο λειτουργίας του τυμπάνου είναι ο ρυθμός ανακυκλοφορίας CR, δηλαδή πόσες φορές μεγαλύτερη είναι η παροχή που διαρρέει τον ατμοποιητή σε σχέση με την παροχή του οικονομητήρα και του υπερθερμαντή. Το ποσοστό του ατμού στην έξοδο του ατμοποιητή είναι αντιστρόφως ανάλογο του ρυθμού ανακυκλοφορίας. Όπως έχει αναφερθεί και παραπάνω η κυκλοφορία του νερού μπορεί να είναι φυσική ή εξαναγκασμένη. Στην περίπτωση που έχουμε φυσική κυκλοφορία ο ρυθμός ανακυκλοφορίας κυμαίνεται από 10 έως 25 ανάλογα με το ποσοστό του ατμού στην έξοδο, ενώ στην περίπτωση που έχουμε εξαναγκασμένη κυκλοφορία ο ρυθμός ανακυκλοφορίας είναι ανάμεσα σε 3 και 6. [19]



Σχήμα 2.26: Σύστημα τυμπάνου και ατμοποιητή

Για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών στοιχείων του τυμπάνου, πραγματοποιείται ενεργειακός ισολογισμός και ισολογισμός μάζας, σύμφωνα με τις παρακάτω σχέσεις:

$$\dot{m}_{w,eco} + \dot{m}_{mixt,evap} = \dot{m}_{w,evap} + \dot{m}_{vap,sup} \quad (2.64)$$

$$\dot{m}_{w,eco} \cdot h_{w,eco} + \dot{m}_{mixt,evap} \cdot h_{mixt,evap} = \dot{m}_{w,evap} \cdot h_{w,evap} + \dot{m}_{vap,sup} \cdot h_{vap,sup} \quad (2.65)$$

Όπου $\dot{m}_{w,eco}$ είναι η παροχή που έρχεται από τον οικονομητήρα, $\dot{m}_{mixt,evap}$ η παροχή του μίγματος που εξέρχεται από τον ατμοποιητή, $\dot{m}_{w,evap}$ η παροχή του κορεσμένου νερού στην είσοδο του ατμοποιητή, $\dot{m}_{vap,sup}$ η παροχή του κορεσμένου ατμού που εισέρχεται στον υπερθερμαντή και $h_{w,eco}, h_{mixt,evap}, h_{w,evap}, h_{vap,sup}$ είναι οι αντίστοιχες ενθαλπίες τους.

Η παροχή του ατμοποιητή μπορεί να γραφεί με δεδομένο τον ρυθμό ανακυκλοφορίας ως εξής:

$$\dot{m}_{mixt,evap} = \dot{m}_{w,evap} = CR \cdot \dot{m}_{w,eco} = CR \cdot \dot{m}_{vap,sup} \quad (2.66)$$

3

Μοντελοποίηση του Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας στο PROOSIS

Σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται περιγραφή του υπολογιστικού προγράμματος PROOSIS, με το οποίο πραγματοποιήθηκε η μοντελοποίηση των συνιστωσών του ΛΑΘ. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται οι σχηματικές διατάξεις και περιγράφεται η διαδικασία δημιουργίας του μαθηματικού μοντέλου κάθε συνιστώσας. Τέλος, γίνεται αναλυτική περιγραφή του αρχείου κώδικα και των συναρτήσεων για κάθε συνιστώσα, με την βοήθεια των οποίων υπολογίζονται τα θερμοδυναμικά μεγέθη εισόδου και εξόδου και ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας.

3.1 Υπολογιστικό πρόγραμμα PROOSIS

Το υπολογιστικό πρόγραμμα PROOSIS αποτελεί ένα κυρίαρχο εργαλείο μοντελοποίησης αεριοστροβίλων, λεβήτων ανάκτησης θερμότητας, ατμοστροβίλων κλπ. στο χώρο της βιομηχανίας και της έρευνας. Θεωρείται περιβάλλον αντικειμενοστραφούς προγραμματισμού (object-oriented environment) καθώς φέρει “αντικείμενα” (objects), τα οποία εκτελούν μια φυσική διεργασία και στα οποία παρέχεται η δυνατότητα τροποποίησης των χαρακτηριστικών τους και ένωσης τους προς δημιουργία νέων αντικειμένων. Στην περίπτωση μελέτης εναλλακτών, αντικείμενα θεωρούνται οι συνιστώσες αυτού, δηλαδή οικονομητήρας, ατμοποιητής και υπερθερμαντής και τα χαρακτηριστικά που είναι δυνατόν να τροποποιηθούν είναι γεωμετρικά, θερμοδυναμικά όπως για παράδειγμα πίεση, θερμοκρασία, παροχή μάζας νερού και καυσαερίων κλπ. Για τη δημιουργία νέου αντικειμένου (νέας συνιστώσας), τον καθορισμό της φυσικής διεργασίας που θα εκτελεί και τον τρόπο με τον οποίο θα την εκτελεί, παρέχεται η δυνατότητα ανάπτυξης αντικειμενοστραφούς προγραμματισμού.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία το πρόγραμμα PROOSIS αποτέλεσε το μέσο για την επίτευξη των στόχων αυτής. Χρησιμοποιήθηκε για τη μοντελοποίηση του ΛΑΘ, δηλαδή για τη δημιουργία όλων των συνιστωσών, οικονομητήρας, ατμοποιητής και υπερθερμαντής, με σκοπό τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών τους,

όπως της συναλλασσόμενης θερμότητας, του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κλπ με τη βοήθεια των σχέσεων που παρουσιάστηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο. Στόχος του κεφαλαίου αυτού είναι να περιγράψει εις βάθος τη διαδικασία μοντελοποίησης και προσομοίωσης κάθε συνιστώσας στο PROOSIS, μιας που η διαδικασία αυτή ακολουθήθηκε κατά τη εκπόνηση της διπλωματικής εργασίας.

3.2 Μοντελοποίηση και προσομοίωση συνιστώσας στο PROOSIS

Η μοντελοποίηση και στη συνέχεια η προσομοίωση μίας συνιστώσας στο PROOSIS[20],[21] χωρίζεται σε τρία επίπεδα. Η μοντελοποίηση πραγματοποιείται στα δύο πρώτα επίπεδα, αυτά της δημιουργίας της συνιστώσας (δημιουργία Component) και του καθορισμού του μαθηματικού μοντέλου με την επιλογή οριακών συνθηκών (δημιουργία Partition), ενώ η προσομοίωση λαμβάνει χώρα στο τρίτο επίπεδο, το επίπεδο του πειράματος (Experiment). Η διαδικασία περιγράφεται στις επόμενες υποενότητες:

3.2.1 Μοντελοποίηση συνιστώσας – Δημιουργία Component

Το πιο σημαντικό στοιχείο στο λογισμικό PROOSIS είναι το Component, δηλαδή η συνιστώσα/τμήμα της μηχανής ή στην προκειμένη περίπτωση του λέβητα, η οποία χαρακτηρίζεται από ένα συγκεκριμένο είδος θερμοδυναμικής μεταβολής. Ως αποτέλεσμα το Component περιέχει μια μαθηματική περιγραφή της αντίστοιχης πραγματικής συνιστώσας, η οποία περιγραφή, μπορεί να αποτελείται από μεταβλητές, διαφορικές και αλγεβρικές εξισώσεις, αριθμητικές μεθόδους σύγκλισης κα. Για έναν λέβητα για παράδειγμα, Component αποτελεί ο οικονομητής, ατμοποιητής, υπερθερμαντής, βάνες, αντλίες, διαχωριστές κλπ.

Με τη δημιουργία ενός νέου Component, ο ερευνητής πρέπει να δώσει σε αυτό την επιθυμητή ονομασία. Στη συνέχεια δημιουργείται ένα κενό αρχείο κώδικα (Source File), στο οποίο ο ερευνητής καλείται να περιγράψει μαθηματικά τη συνιστώσα που μελετά, χρησιμοποιώντας τη γλώσσα προγραμματισμού EL. Αφού δημιουργηθεί το Component, εκτελεστεί με το μεταγλωττιστή και δεν εντοπιστούν σφάλματα, ο ερευνητής είναι σε θέση να προχωρήσει στο επόμενο στάδιο, τον καθορισμό του μαθηματικού μοντέλου με την επιλογή οριακών συνθηκών. Αυτό υλοποιείται με τη δημιουργία Partition, διαδικασία που περιγράφεται στην αμέσως επόμενη υποενότητα.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να σημειωθεί ότι ο ερευνητής μπορεί με το τέλος της δημιουργίας του Component να σχεδιάσει ένα σύμβολο που να το αντιπροσωπεύει. Το σύμβολο αυτό μπορεί να ενωθεί με άλλα και όλα μαζί να αποτελέσουν ένα νέο Component, το οποίο να περιέχει επιπλέον μία δική του μαθηματική περιγραφή. Επιπροσθέτως, υπάρχει η δυνατότητα σύνδεσης διαφορετικών Components προς

δημιουργία ενός πιο πολύπλοκου μοντέλου. Η σχηματική απεικόνιση ενός τέτοιου δυναμικού μοντέλου, ονομάζεται Schematic.

3.2.2 Καθορισμός μαθηματικού μοντέλου – Δημιουργία Partition

Σε αυτό το επίπεδο καθορίζεται ο τρόπος με τον οποίο θα επιλυθεί το μαθηματικό μοντέλο που περιγράφηκε κατά τη δημιουργία του Component. Μαθηματικοί αλγόριθμοι επεξεργάζονται τις εξισώσεις συμβολικά, προτείνουν οριακές συνθήκες, αλγεβρικές μεταβλητές που εμπλέκονται σε επαναληπτικές διαδικασίες σύγκλισης, και ορίζουν τις εξισώσεις για βέλτιστο υπολογισμό αφού στο PROOSIS η σειρά και η μορφή των εξισώσεων δεν επηρεάζει τον τρόπο επίλυσης.

Σε αναδυόμενο παράθυρο (Wizard) που ανοίγει κατά τη δημιουργία ενός νέου Partition, ο ερευνητής καλείται να επιλέξει εκείνες τις οριακές συνθήκες και πιθανώς αλγεβρικές μεταβλητές, για τις οποίες είναι σε θέση να δώσει τιμές, αργότερα στο επίπεδο του πειράματος. Το πρόγραμμα απαιτεί ένα συγκεκριμένο αριθμό αυτών ώστε να λύσει το πρόβλημα και μάλιστα προτείνει τις καταλληλότερες. Εάν ο ερευνητής δεν επιθυμεί κάποια από αυτές, μπορεί εφόσον δεν δημιουργεί αυτή η επιλογή εμπόδιο στη λύση του προβλήματος, να επιλέξει κάποια άλλη μεταβλητή. Είναι κατανοητό πως μία μεταβλητή που έχει δηλωθεί ως Data μεταβλητή δε μπορεί να επιλεγθεί σε επίπεδο Partition, καθώς της έχει ήδη δοθεί τιμή μέσα στο πρόγραμμα.

Ένα Partition μπορεί ανά πάσα στιγμή να τροποποιηθεί. Περισσότερα από ένα Partition μπορούν να δημιουργηθούν για ένα Component αναλόγως τις ανάγκες και τους στόχους της μελέτης. Για κάθε ένα από αυτά μπορεί ο ερευνητής να δημιουργήσει ένα ή περισσότερα Experiments, δηλαδή πειράματα προς μελέτη της λειτουργίας του Component σε διάφορες καταστάσεις λειτουργίας. Αυτό είναι το τρίτο και τελευταίο επίπεδο μοντελοποίησης και προσομοίωσης μίας συνιστώσας.

3.2.3 Προσομοίωση συνιστώσας – Δημιουργία Experiment.

Σε αυτό το επίπεδο μπορούν να πραγματοποιηθούν διαφορετικά πειράματα για ένα Component. Το πρόγραμμα δίνει την επιλογή καθορισμού του πειράματος είτε μέσω αναδυόμενων παραθύρων (Wizards), είτε μέσω κώδικα που γράφεται από τον ερευνητή. Ο ερευνητής καθορίζει τα δεδομένα του προβλήματος, τα οποία όρισε στο επίπεδο του Partition, δίνοντας τους τιμές, και μελετά ένα ή πολλαπλά σημεία σχεδίασης (design point) για μόνιμη (steady) ή μεταβατική λειτουργία (transient) και λειτουργία εκτός σημείου σχεδίασης (off-design analysis).

Στο επίπεδο του Experiment μπορεί ο ερευνητής να αποφασίσει το είδος της ανάλυσης που θέλει να πραγματοποιήσει. Μπορεί να προβεί σε παραμετρικές και διπαραμετρικές αναλύσεις, σε αναλύσεις ευαισθησίας, σε αναλύσεις στο σημείο

σχεδίασης και εκτός σημείου σχεδίασης. Μία επιπρόσθετη δυνατότητα στο επίπεδο αυτό είναι η επιλογή προσομοίωσης σε ένα δυναμικό περιβάλλον που ονομάζεται Monitor. Σε αυτό το περιβάλλον μπορεί ο ερευνητής να δημιουργήσει διαγράμματα με τις μεταβλητές που εμπλέκονται στο Component και να εμφανίσει τα αποτελέσματα σε πίνακες.

3.3 Μοντελοποίηση συνιστωσών ΛΑΘ

Η μοντελοποίηση των συνιστωσών του ΛΑΘ, δηλαδή το σύνολο των εξισώσεων για τον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας πραγματοποιείται μέσω συναρτήσεων (functions). Οι Functions στο πρόγραμμα PROOSIS είναι αρχεία κώδικα που εκτελούν διάφορες λειτουργίες και επιστρέφουν προαιρετικά μία ή περισσότερες τιμές. Μπορεί να είναι αυτόνομα αρχεία κώδικα ή να δηλώνονται στο αρχείο κώδικα ενός Component ή ενός Experiment. Μία Function καλείται από το πρόγραμμα του Component ή του Experiment ώστε να επιστραφεί με τιμή ένα μέγεθος ή να εκτελέσει υπολογισμούς που απαντώνται συχνά.

Η λειτουργία των Components καθορίζεται από διαφορετικές Functions, οι οποίες λαμβάνουν ως ορίσματα τις συνθήκες εισόδου της κάθε συνιστώσας και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά και επιστρέφουν τα ζητούμενα μεγέθη. Η επιλογή των functions εξυπηρετεί πολλούς σκοπούς σε επίπεδο μοντελοποίησης. Ο υπολογισμός των απαραίτητων θερμοδυναμικών μεγεθών, όπως θερμοκρασίες εξόδου νερού και καυσαερίου και ο υπολογισμός του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας πραγματοποιείται μέσω αυτών. Ο λόγος είναι ότι όλα τα μεγέθη, που είναι απαραίτητα για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και κατά προέκταση της συναλλασσόμενης θερμότητας, της αποδοτικότητας του εναλλάκτη κλπ, υπολογίζονται στη μέση θερμοκρασία του καυσαερίου και του νερού. Επομένως, απαιτείται ο υπολογισμός της θερμοκρασίας εξόδου τόσο των καυσαερίων όσο και του εργαζόμενου μέσου, ο οποίος γίνεται μέσω μιας επαναληπτικής διαδικασίας.

Στην περίπτωση που δεν γινόταν χρήση των συναρτήσεων και όλοι οι υπολογισμοί γίνονταν στο αρχείο κώδικα κάθε συνιστώσας, στο επίπεδο της δημιουργίας του μαθηματικού μοντέλου, το πρόγραμμα θα ζητούσε σαν αλγεβρική μεταβλητή από τον χρήστη τα στοιχεία εξόδου του Component, όπως θερμοκρασία ή ενθαλπία. Αυτό θα αποτελούσε πρόβλημα, γιατί συχνά τα μεγέθη αυτά είναι δύσκολο να προσδιοριστούν και μια λάθος αρχική εκτίμηση θα οδηγούσε σε μη σύγκλιση του προβλήματος. Σε επίπεδο μηχανής, παραδείγματος χάριν σε έναν ΛΑΘ τριών πιέσεων, το πρόγραμμα θα ζητούσε υποθέσεις για όλες τις συνιστώσες και η επίλυση θα περιλάμβανε επαναληπτικές διαδικασίες για κάθε ένα Component. Δημιουργείται επομένως πρόβλημα ευστάθειας στο μοντέλο και η επίλυση θα είχε μεγαλύτερο υπολογιστικό κόστος.

3.3.1 Οικονομητήρας

Αρχικά ο οικονομητήρας δηλώνεται σαν Component HeX, το οποίο είναι ένα Abstract Component. Το Component Abstract δεν αναπαριστά ένα πραγματικό Component και δεν μπορεί να αρχικοποιηθεί. Περιέχει κώδικα (θύρες, μεταβλητές, εξισώσεις, κ.λπ.), ο οποίος είναι κοινός και σε άλλα Components. Επομένως, αυτά τα Components μπορούν να κληρονομήσουν τις ιδιότητες ενός Abstract Component, με σκοπό την μείωση της πολυπλοκότητας κάθε συνιστώσας.

Το Abstract Component Hex περιλαμβάνει τα εξής:

- Δήλωση των θυρών (Ports), οι οποίες δίνουν τη δυνατότητα σύνδεσης του Component με άλλα Components. Αποτελείται από τέσσερις θύρες, δυο που αφορούν την είσοδο και την έξοδο του νερού (WaStChannelFlow) και δυο που αφορούν την είσοδο και την έξοδο του καυσαερίου (GasChannelFlow).
- Δήλωση των απαραίτητων μεταβλητών στο μπλοκ των Data, που αποτελούν τις μεταβλητές εισόδου του μοντέλου.
- Όλες οι μεταβλητές που χρησιμοποιήθηκαν στο αρχείο κώδικα, εκτός αυτών που μεταφέρονται από τις θύρες και αυτών που είναι Data μεταβλητές, δηλώθηκαν στο μπλοκ Decls (Declarations) στο αρχείο κώδικα.
- Στο μπλοκ Discrete του αρχείου κώδικα τοποθετούνται οι περιορισμοί για την ορθή λειτουργία του μοντέλου.
- Προστέθηκαν οι εξισώσεις στο Continuous μπλοκ του αρχείου κώδικα, με τις οποίες υπολογίζεται η συναλλασσόμενη θερμότητα Q , ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας πολλαπλασιασμένος με την συνολική επιφάνεια συναλλαγής καυσαερίων UA , η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά LMTD, οι ενθαλπίες κορεσμένου νερού σε είσοδο και έξοδο, και οι ενθαλπίες κορεσμένου ατμού σε είσοδο και έξοδο, αντίστοιχα.
- Το Abstract Component HRSG_geom, με τη βοήθεια του οποίου υπολογίζονται σε κάθε συνιστώσα τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, οι επιφάνειες συναλλαγής νερού και καυσαερίου και όλα τα γεωμετρικά στοιχεία που χρειάζεται ο κώδικας των Components για να λειτουργήσει.

Το Abstract Component HRSG_geom περιλαμβάνει τα εξής:

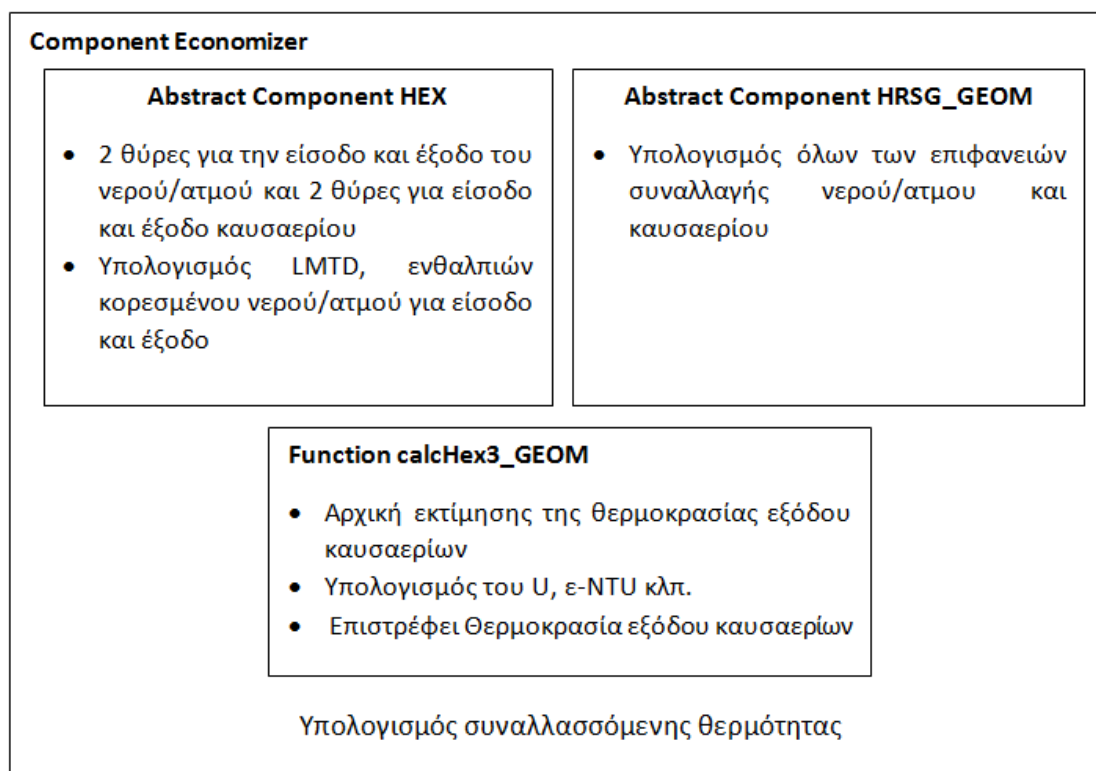
- Δήλωση των μεταβλητών Data, που αποτελούν τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά για τον υπολογισμό όλων των επιφανειών συναλλαγής.
- Στο Continuous μπλοκ προστέθηκαν οι εξισώσεις (2.14) έως (2.20) για τον υπολογισμό των επιφανειών.

Ο υπολογισμός όλων των απαραίτητων στοιχείων απαιτεί αρχικά τον υπολογισμό της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων, η οποία υπολογίζεται με χρήση κατάλληλης

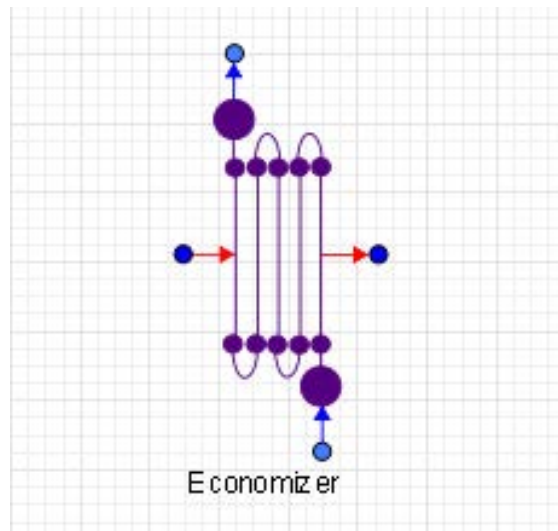
function. Η function αυτή, λαμβάνει σαν είσοδο τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά της κάθε συνιστώσας, πίεση, θερμοκρασία, παροχή και υγρότητα και τις αντίστοιχες επιφάνειες συναλλαγής και μέσω μιας επαναληπτικής διαδικασίας επιστρέφει την θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων, υπολογίζοντας ταυτόχρονα τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με βάση τις σχέσεις (2.31) έως (2.36) και (2.47) έως (2.60). Η αποδοτικότητα του εναλλάκτη υπολογίζεται από τις σχέσεις (2.5) έως (2.12) ανάλογα με το είδος του εναλλάκτη και τον αριθμό μονάδων μεταφοράς.

Με δεδομένη τη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων υπολογίζεται η συναλλασσόμενη θερμότητα από τη Σχέση (2.1) και στη συνέχεια από την ίδια σχέση υπολογίζεται η ενθαλπία εξόδου του νερού και κατά προέκταση η θερμοκρασία εξόδου. Επομένως, είναι δυνατός ο πλήρης καθορισμός των μεγεθών εισόδου και εξόδου του οικονομητήρα.

Στο Σχήμα 3.1 και στο Σχήμα 3.2 παρουσιάζεται το λογικό διάγραμμα και η σχηματική απεικόνιση της συνιστώσας του οικονομητήρα στο περιβάλλον του PROOSIS, αντίστοιχα.



Σχήμα 3.1: Λογικό διάγραμμα μοντελοποίησης οικονομητήρα



Σχήμα 3.2: Σχηματική απεικόνιση του οικονομητήρα

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της συνιστώσας εισάγονται σαν data μεταβλητές όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.3, οι τιμές των οποίων καθορίζονται από τον χρήστη ανά περίπτωση.

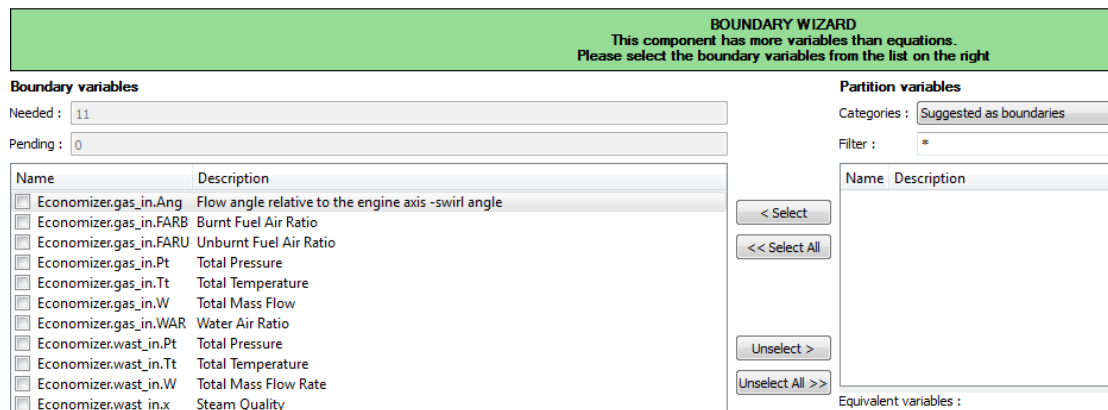
Attribute Editor				
Library: WAST_EXTRA				
Type: Economizer_GEOM				
Name: Economizer				
<input checked="" type="checkbox"/> Show Label				
FluidModel PressureDrop HeatTransfer Geometry				
Name	Type	Value	Units	
DATA				
K	INTEGER	0	-	0:counterflow 1:crossflow
J	INTEGER	1	-	0:bare tube 1:finned tube
I	INTEGER	1	-	0:solid fins 1:serrated fins
n_t_rows	INTEGER	114	-	Number of tubes per tube row
n_streams	INTEGER	114	-	Number of streams
n_rows	INTEGER	4	-	Number of tube rows
n_passes	INTEGER	5	-	Number of tube passes
Do	REAL	0.0381	m	Outer Diameter
Di	REAL	0.0333	m	Inner Diameter
L	REAL	19.5	m	Tube length
W_HRSG	REAL	10.03	m	HRSG face width
n_fin	REAL	260	-	Number of fins per metre tube
t_fin	REAL	0.001	m	Fin thickness
l_fin	REAL	0.016	m	Fin height
ws	REAL	0.003	m	Width of serration

Σχήμα 3.3: Κύρια γεωμετρικά χαρακτηριστικά συνιστώσας

Στα γεωμετρικά στοιχεία έχουν προστεθεί και μεταβλητές που καθορίζουν το είδος της ροής και των σωλήνων του λέβητα (συντελεστές K και J αντίστοιχα). Στην περίπτωση που ο εναλλάκτης είναι αντιρροής, στον συντελεστή K δίνεται η τιμή 1, ενώ

για εναλλάκτες εγκάρσιας ροής δίνεται η τιμή 0. Για σωλήνες χωρίς περύγια, ο συντελεστής J λαμβάνει την τιμή 0 και στην αντίθετη περίπτωση την τιμή 1.

Μετά την ολοκλήρωση του Component οικονομητήρα, σειρά έχει ο καθορισμός του μαθηματικού μοντέλου, δηλαδή η δημιουργία του partition. Στο Σχήμα 3.4 παρουσιάζονται οι οριακές συνθήκες που απαιτούνται για την μαθηματική επίλυση του μοντέλου.



Σχήμα 3.4: Δημιουργία μαθηματικού μοντέλου – Partition για τον οικονομητήρα

Συγκεκριμένα, απαιτούνται 11 οριακές συνθήκες, που αφορούν τις συνθήκες εισόδου του νερού και του καυσαερίου. Τέσσερις μεταβλητές εισόδου για το νερό, δηλαδή πίεση (Pt), θερμοκρασία (Tt), παροχή (W) και ξηρότητα (x) και επτά μεταβλητές για το καυσαέριο, γωνία εισόδου (Ang) το ποσοστό υγρασίας (WAR), λόγος καίόμενου καυσίμου αέρα (FARB), λόγος άκαυστου καυσίμου αέρα (FARU), πίεση (Pt), θερμοκρασία (Tt) και παροχή (W). Το μαθηματικό μοντέλο με το πέρας της δημιουργίας του Partition είναι πλήρως καθορισμένο και έτοιμο προς επίλυση.

3.3.2 Ατμοποιητής

Σε αντίθεση με το Component του οικονομητήρα, ο ατμοποιητής δεν δηλώνεται σαν Component Hex, αλλά σαν WaStInOut, GasChannelFlow και HRSG_geom.

Η περιγραφή του μαθηματικού μοντέλου του Component Evaporator περιλαμβάνει τα εξής:

- Δήλωση των θυρών (Ports), οι οποίες δίνουν τη δυνατότητα σύνδεσης του Component Evaporator με άλλα Component. Αποτελείται από τέσσερις θύρες, δυο που αφορούν την είσοδο και την έξοδο του νερού (WaStInOut) και δυο που αφορούν την είσοδο και την έξοδο του καυσαερίου (GasChannelFlow).
- Προστέθηκαν οι εξισώσεις στο Continuous μπλοκ του αρχείου κώδικα, με τις οποίες υπολογίζεται η συναλλασσόμενη θερμότητα Q , ο ολικός συντελεστής

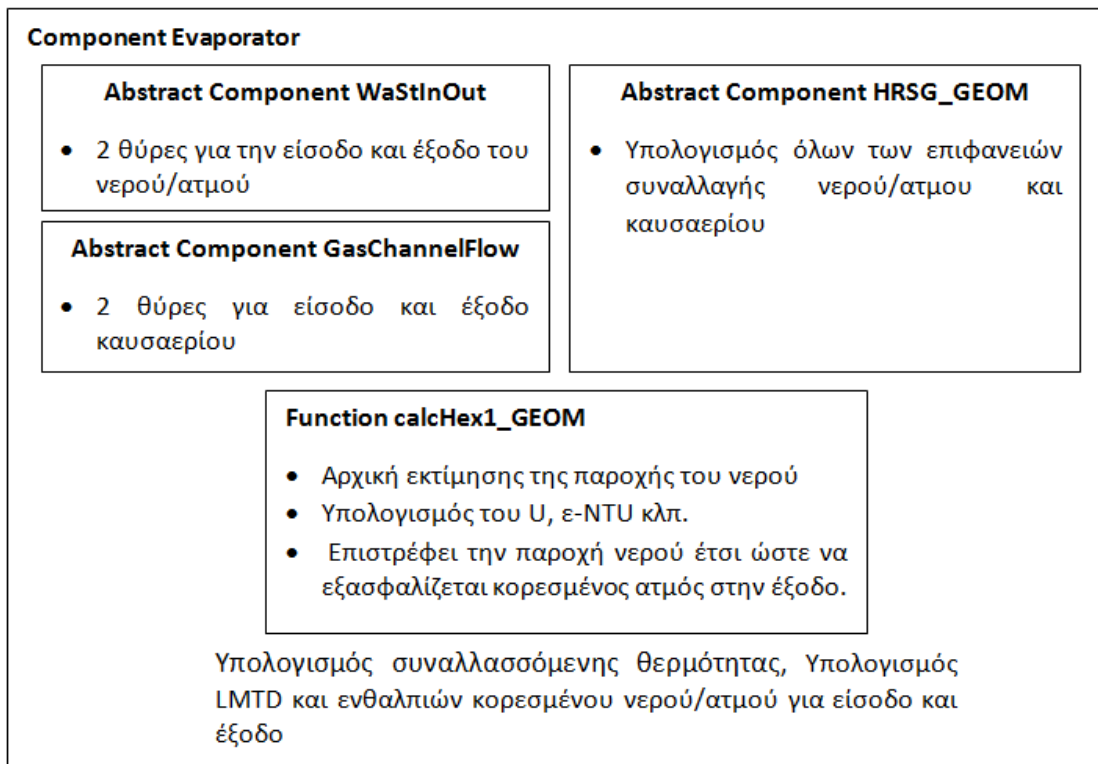
μεταφοράς θερμότητας πολλαπλασιασμένος με την συνολική επιφάνεια συναλλαγής καυσαερίων και νερού UA , η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά $LMTD$, οι ενθαλπίες κορεσμένου νερού σε είσοδο και έξοδο, και οι ενθαλπίες κορεσμένου ατμού σε είσοδο και έξοδο. Τέλος, υπολογίζονται τα μεγέθη Approach (DT_{APPR}) και Pinch Point (DT_{PNCH}). Το μέγεθος Approach εκφράζει τη θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στο κορεσμένο νερό για τη δεδομένη πίεση του ατμοποιητή και στη θερμοκρασία εισόδου του νερού στον ατμοποιητή και το Pinch Point, τη θερμοκρασιακή διαφορά της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων από τη θερμοκρασία του κορεσμένου νερού που εξέρχεται από τον ατμοποιητή.

Ο υπολογισμός της παροχής του νερού πραγματοποιείται από κατάλληλη function, η οποία λαμβάνει σαν ορίσματα τα θερμοδυναμικά μεγέθη στην είσοδο του ατμοποιητή και επιστρέφει την παροχή του νερού, εκτελώντας πολλαπλές επαναλήψεις μέχρι τη σύγκλιση μιας εσωτερικής συνάρτησης που υπολογίζει το γινόμενο UA με δύο τρόπους. Ο πρώτος αφορά τη χρήση της σχέσης (2.5) για τον υπολογισμό της ποσότητας UA , ενώ ο δεύτερος αρχικά υπολογίζει το U από τις σχέσεις (2.38) έως (2.45) και κάνει χρήση της συνολική επιφάνειας συναλλαγής A . Στόχος είναι η σύγκλιση της υπολογιζόμενης τιμής της ποσότητας UA μεταξύ των δυο τρόπων υπολογισμού. Στη συνέχεια υπολογίζεται από τη Σχέση (2.1) η συναλασσόμενη θερμότητα. Με δεδομένη τη θερμότητα γίνεται δυνατός ο υπολογισμός της ενθαλπίας εξόδου των καυσαερίων και κατ' επέκταση της θερμοκρασίας.

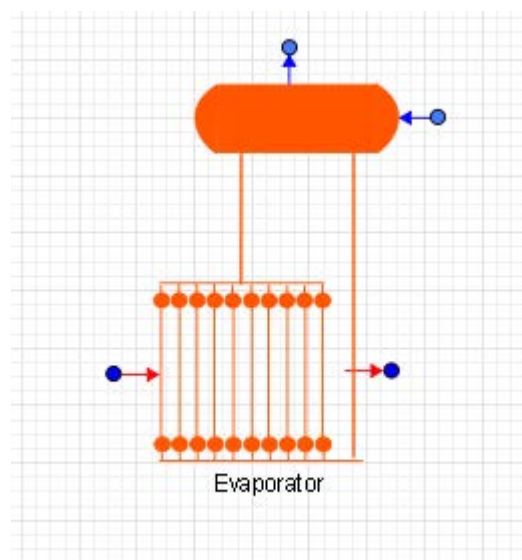
Στη μοντελοποίηση του ατμοποιητή δεν λήφθηκε υπόψη ο ρυθμός ανακυκλοφορίας του συστήματος ατμοποιητή – τυμπάνου, αλλά αντίθετα το σύστημα μοντελοποιήθηκε σαν μια ενιαία συνιστώσα.

Στο Σχήμα 3.5 και στο Σχήμα 3.6. παρουσιάζεται το λογικό διάγραμμα και η σχηματική απεικόνιση της συνιστώσας του ατμοποιητή στο περιβάλλον του PROOSIS, αντίστοιχα.

Το μαθηματικό μοντέλο για τον ατμοποιητή απαιτεί 10 οριακές συνθήκες για την επίλυση του, οι οποίες αφορούν τις συνθήκες εισόδου του καυσαερίου και του νερού και παρουσιάζονται στο Σχήμα 3.7. Η παροχή του νερού είναι ελεύθερη μεταβλητή του συστήματος και υπολογίζεται με τέτοιο τρόπο, ώστε να εξασφαλίζεται η ύπαρξη κορεσμένου ατμού στην έξοδο του τυμπάνου.



Σχήμα 3.5: Λογικό διάγραμμα μοντελοποίησης ατμοποιητή.



Σχήμα 3.6: Σχηματική απεικόνιση του ατμοποιητή

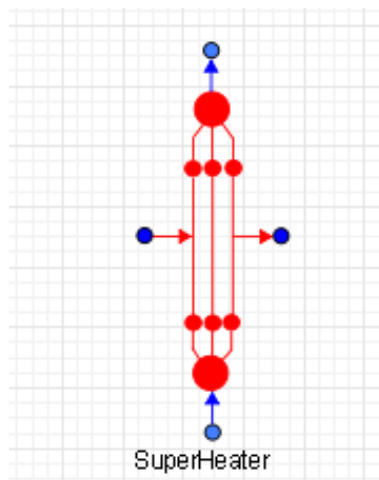
BOUNDARY WIZARD
 This component has more variables than equations.
 Please select the boundary variables from the list on the right

Boundary variables		Partition variables	
Needed :	<input type="text" value="10"/>	Categories :	<input type="text" value="Suggested as"/>
Pending :	<input type="text" value="0"/>	Filter :	<input type="text" value="*"/>
Name	Description	Name	Description
<input type="checkbox"/> Evaporator.gas_in.Ang	Flow angle relative to the engine axis -swirl angle		
<input type="checkbox"/> Evaporator.gas_in.FARB	Burnt Fuel Air Ratio		
<input type="checkbox"/> Evaporator.gas_in.FARU	Unburnt Fuel Air Ratio		
<input type="checkbox"/> Evaporator.gas_in.Pt	Total Pressure		
<input type="checkbox"/> Evaporator.gas_in.Tt	Total Temperature		
<input type="checkbox"/> Evaporator.gas_in.W	Total Mass Flow		
<input type="checkbox"/> Evaporator.gas_in.WAR	Water Air Ratio		
<input type="checkbox"/> Evaporator.wast_in.Pt	Total Pressure		
<input type="checkbox"/> Evaporator.wast_in.Tt	Total Temperature		
<input type="checkbox"/> Evaporator.wast_in.x	Steam Quality		

Σχήμα 3.7: Δημιουργία μαθηματικού μοντέλου – Partition για τον ατμοποιητή

3.3.3 Υπερθερμαντής

Το Component του υπερθερμαντή δηλώνεται επίσης σαν Component Hex και σαν Component HRSG_geom, ενώ χρησιμοποιείται η ίδια function για τον υπολογισμό της θερμοκρασίας εξόδου και των υπόλοιπων μεγεθών όπως και στην περίπτωση του οικονομητήρα. Η σχηματική απεικόνιση του Component παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.8, ενώ το λογικό διάγραμμα μοντελοποίησής του είναι το ίδιο με αυτό του οικονομητήρα. .



Σχήμα 3.8: Σχηματική απεικόνιση του υπερθερμαντή

Το μαθηματικό μοντέλο για τον υπερθερμαντή απαιτεί 11 οριακές συνθήκες για την επίλυση του, οι οποίες αφορούν τις συνθήκες εισόδου του καυσαερίου και του νερού και παρουσιάζονται στο Σχήμα 3.9.

BOUNDARY WIZARD
This component has more variables than equations.
Please select the boundary variables from the list on the right

Boundary variables
Needed : 11
Pending : 0

Name	Description
<input type="checkbox"/> SuperHeater.gas_in.Ang	Flow angle relative to the engine axis -swirl angle
<input type="checkbox"/> SuperHeater.gas_in.FARB	Burnt Fuel Air Ratio
<input type="checkbox"/> SuperHeater.gas_in.FARU	Unburnt Fuel Air Ratio
<input type="checkbox"/> SuperHeater.gas_in.Pt	Total Pressure
<input type="checkbox"/> SuperHeater.gas_in.Tt	Total Temperature
<input type="checkbox"/> SuperHeater.gas_in.W	Total Mass Flow
<input type="checkbox"/> SuperHeater.gas_in.WAR	Water Air Ratio
<input type="checkbox"/> SuperHeater.wast_in.Pt	Total Pressure
<input type="checkbox"/> SuperHeater.wast_in.Tt	Total Temperature
<input type="checkbox"/> SuperHeater.wast_in.W	Total Mass Flow Rate
<input type="checkbox"/> SuperHeater.wast_in.x	Steam Quality

Partition variables
Categories : Suggested as boundaries
Filter : *

Name	Description
------	-------------

< Select
<< Select All
Unselect >
Unselect All >>

Equivalent variables :

Σχήμα 3.9: Δημιουργία μαθηματικού μοντέλου – Partition για τον υπερθερμαντή

3.4 Συντελεστές κλίμακας και επικαθίσεων

Για την προσαρμογή των παραπάνω μοντέλων σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας χρησιμοποιήθηκαν στην διαδικασία μοντελοποίησης τρεις συντελεστές οι οποίοι προστέθηκαν ως data μεταβλητές σε κάθε συνιστώσα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.10. Ο πρώτος ονομάζεται συντελεστής κλίμακας (Heat transfer factor) και πολλαπλασιάζει το υπολογιζόμενο U ενώ οι άλλοι δύο συντελεστές εμπλέκονται στο υπολογισμό του ίδιου του U και εκφράζουν την κατάσταση «υγείας» της συνιστώσας όσον αφορά τις εξωτερικές και εσωτερικές επικαθίσεις στους σωλήνες της συνιστώσας (Fouling factors).

Library: WAST_EXTRA
Type: Economizer_GEOM
Name: C7_HPECON1

Show Label

FluidModel PressureDrop HeatTransfer Geometry

Name	Type	Value	Units	Description
DATA				
ξ_U	REAL	1	-	Heat transfer factor
HLF	REAL	0.0	-	Heat Loss Factor
ffo	REAL	0		Outside fouling factor
ffi	REAL	0		Inside fouling factor

Σχήμα 3.10: Συντελεστές κλίμακας και επικαθίσεων στα δεδομένα των συνιστωσών

4

Παραμετρικές Μελέτες-Πιστοποίηση Μοντέλων

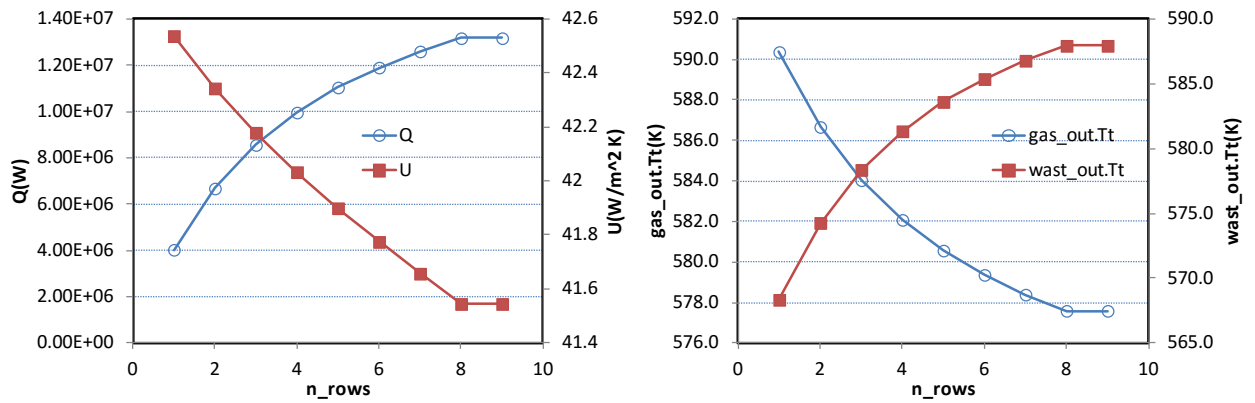
Στο παρόν κεφάλαιο πραγματοποιούνται παραμετρικές μελέτες με σκοπό την πιστοποίηση της ορθής λειτουργίας των μοντέλων των συνιστωσών. Οι παραμετρικές μελέτες αφορούν μεταβολές των γεωμετρικών δεδομένων των συνιστωσών και των θερμοδυναμικών μεγεθών εισόδου του καυσαερίου. Μελετήθηκε η συμπεριφορά του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, της συναλλασσόμενης θερμότητας, των θερμοκρασιών εξόδου νερού και καυσαερίου και της υπολογιζόμενης παροχής. Τέλος, πραγματοποιήθηκαν συγκρίσεις των αποτελεσμάτων όλων των συνιστωσών για το αναλυτικό και απλοϊκό μοντέλο, σε σχέση με διαθέσιμα δεδομένα από εγχειρίδιο κατασκευαστή.

4.1 Παραμετρική μελέτη

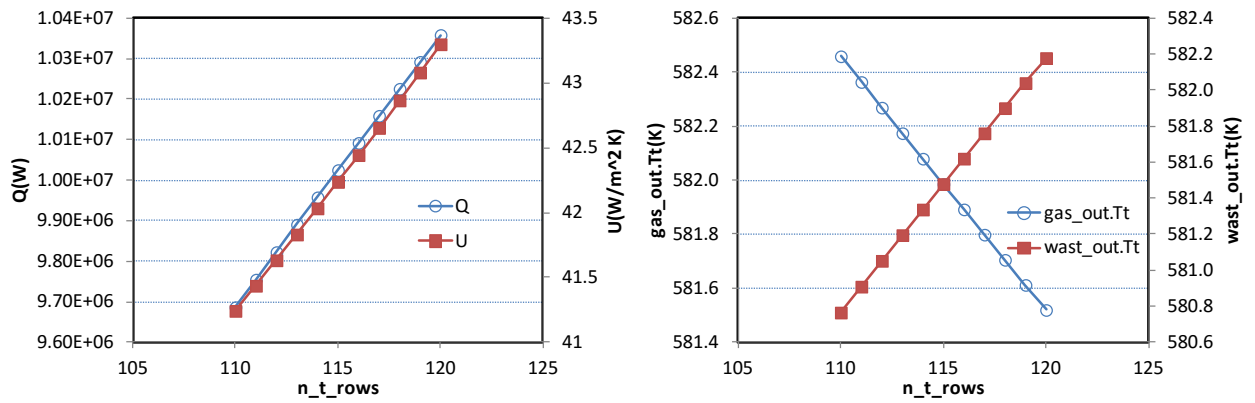
Για την πιστοποίηση της συμπεριφοράς των μοντέλων των συνιστωσών, πραγματοποιήθηκαν παραμετρικές μελέτες, μεταβάλλοντας βαθμιαία τόσο τις γεωμετρικές μεταβλητές τους, όσο και τις συνθήκες εισόδου του καυσαερίου (παροχή και θερμοκρασία του καυσαερίου). Τα αποτελέσματα των μελετών αυτών παρουσιάζονται παρακάτω για όλες τις συνιστώσες.

4.1.1 Οικονομητήρας

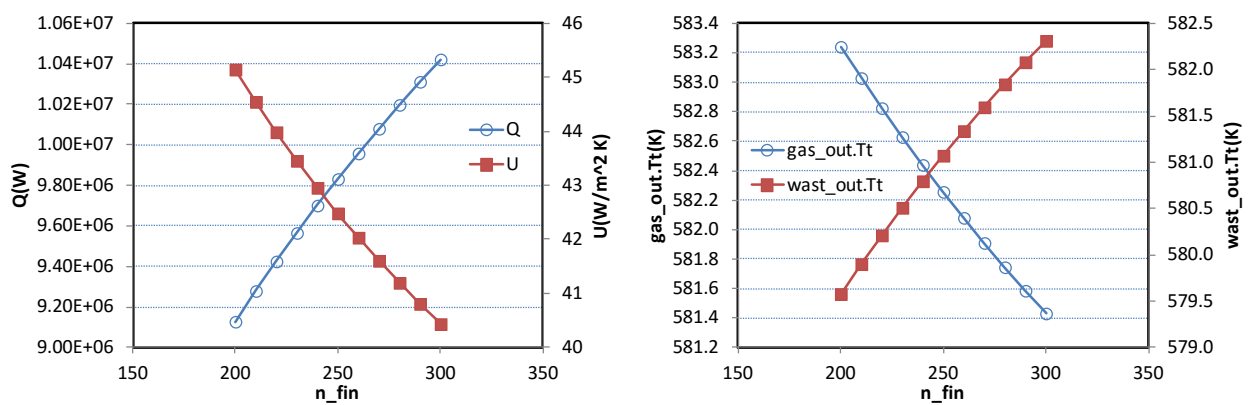
Μεταβάλλοντας διαδοχικά τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, τα οποία αποτελούν τις Data μεταβλητές των συνιστωσών και τις συνθήκες εισόδου του καυσαερίου, παρακολουθείται η συμπεριφορά του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας U , της συναλλασσόμενης θερμότητας Q και των θερμοκρασιών εξόδου καυσαερίου και νερού. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο Σχήμα 4.1 έως το Σχήμα 4.6.



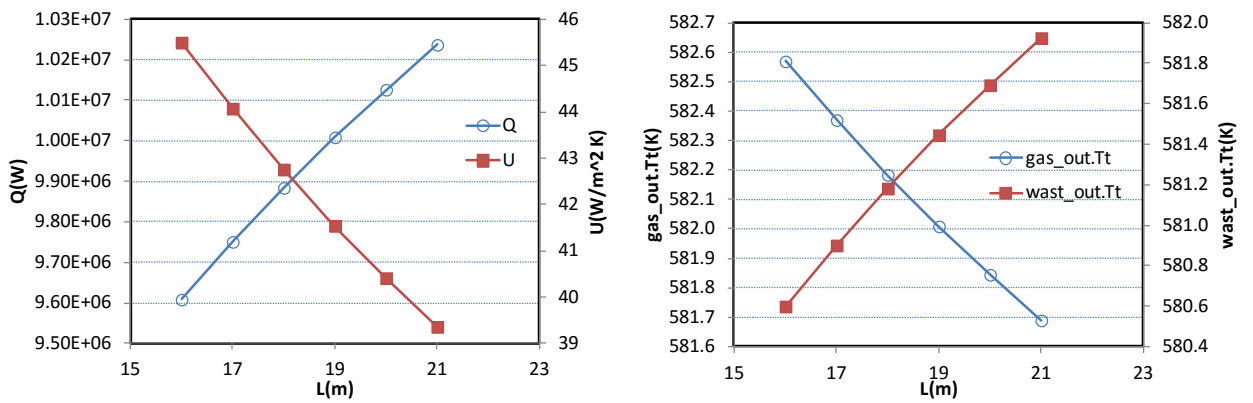
Σχήμα 4.1: Παραμετρική μελέτη ως προς τον αριθμό των σειρών των σωλήνων.



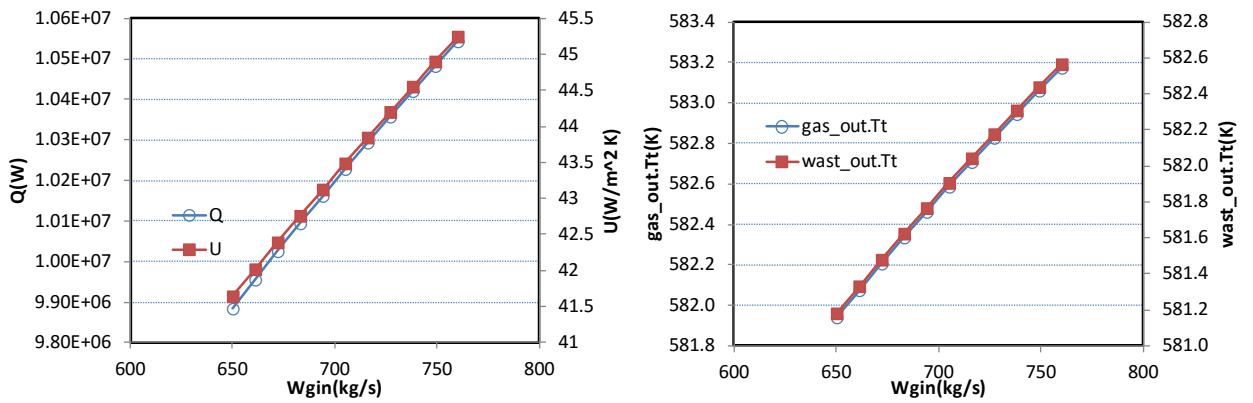
Σχήμα 4.2: Παραμετρική μελέτη ως προς τον αριθμό των σωλήνων ανά σειρά.



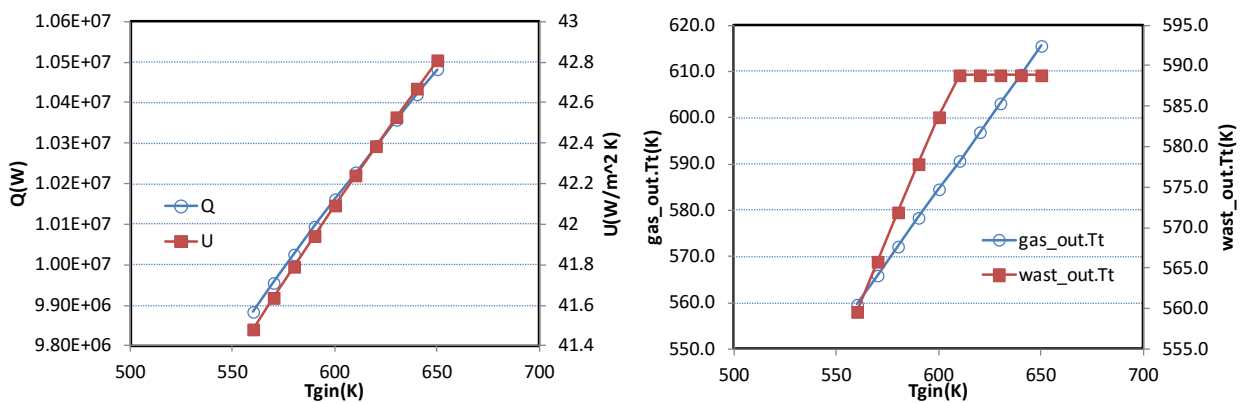
Σχήμα 4.3: Παραμετρική μελέτη ως προς τον αριθμό των πτερυγίων ανά μήκος σωλήνα.



Σχήμα 4.4: Παραμετρική μελέτη ως προς το μήκος σωλήνα.



Σχήμα 4.5: Παραμετρική μελέτη ως προς την παροχή των καυσαερίων.



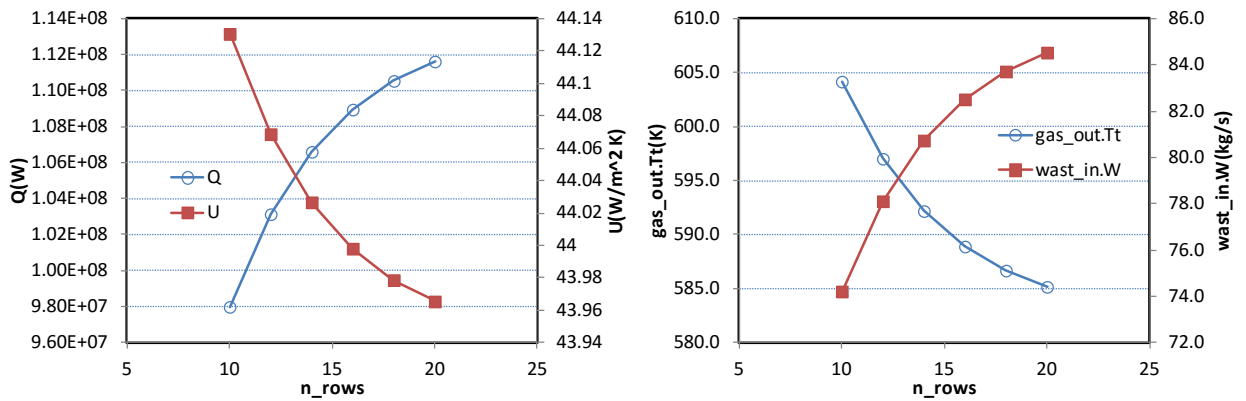
Σχήμα 4.6: Παραμετρική μελέτη ως προς την θερμοκρασία εισόδου καυσαερίων.

Από τα παραπάνω διαγράμματα, εξάγονται τα εξής συμπεράσματα:

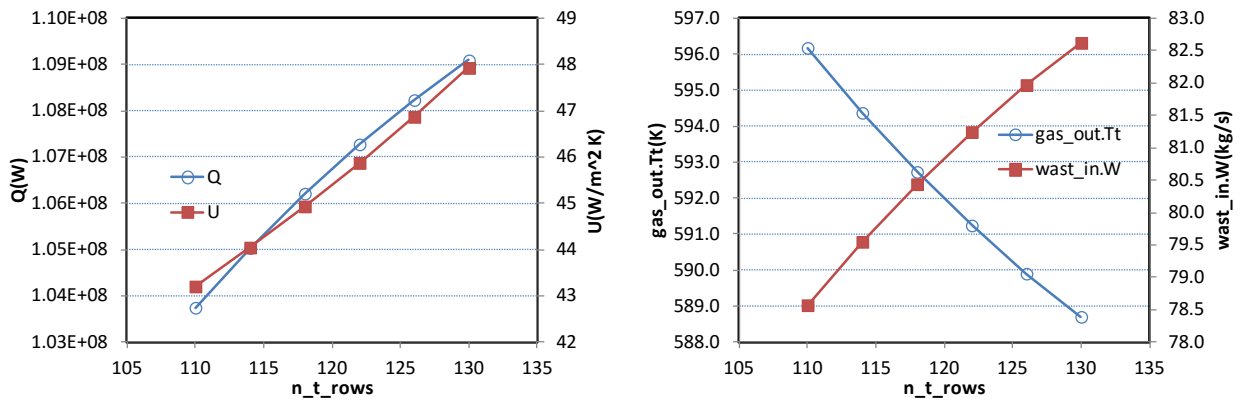
- Σε όλα τα διαγράμματα παρατηρείται αύξηση της συναλλασσόμενης θερμότητας με αύξηση της αντίστοιχης παραμέτρου, γεγονός που είναι αναμενόμενο, λόγω της αύξησης των επιφανειών συναλλαγής ή της αύξησης της παροχής και θερμοκρασίας των καυσαερίων.
- Οι θερμοκρασίες εξόδου του νερού αυξάνονται με αύξηση των γεωμετρικών μεγεθών, ενώ αντίθετα οι θερμοκρασίες του καυσαερίου μειώνονται (Σχήμα 4.1 έως Σχήμα 4.4). Αυτό οφείλεται στην αύξηση της συναλλασσόμενης θερμότητας, η οποία έχει σαν αποτέλεσμα την μεγαλύτερη πρόσδοση θερμότητας από το καυσαέριο στο νερό. Αντίθετα, η θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου αυξάνεται με την αύξηση της παροχής ενώ θερμοκρασία του νερού συνεχίζει να έχει την ίδια συμπεριφορά (Σχήμα 4.5 και Σχήμα 4.6). Στο Σχήμα 4.6 η θερμοκρασία εξόδου του νερού μετά από ένα σημείο δεν αυξάνεται άλλο, διότι για τη δεδομένη πίεση που επικρατεί στον οικονομητήρα, η θερμοκρασία έχει φτάσει τη θερμοκρασία κορεσμού.
- Όσον αφορά το U , παρατηρούμε ότι μειώνεται με αύξηση των γεωμετρικών παραμέτρων, σε όλες τις περιπτώσεις, εκτός από την αύξηση του αριθμού των σωλήνων ανά σειρά (Σχήμα 4.2), το οποίο οφείλεται στην μείωση της ελεύθερης επιφάνειας ροής του καυσαερίου, με συνακόλουθη αύξηση της ταχύτητάς του. Η συμπεριφορά αυτή συνάδει με αντίστοιχη μελέτη της βιβλιογραφίας [22]. Αντίθετα, στην περίπτωση της αύξησης της παροχής ή της θερμοκρασίας του καυσαερίου, παρατηρείται αύξηση του U , λόγω της μεγαλύτερης θερμικής ενέργειας των καυσαερίων.

4.1.2 Ατμοποιητής

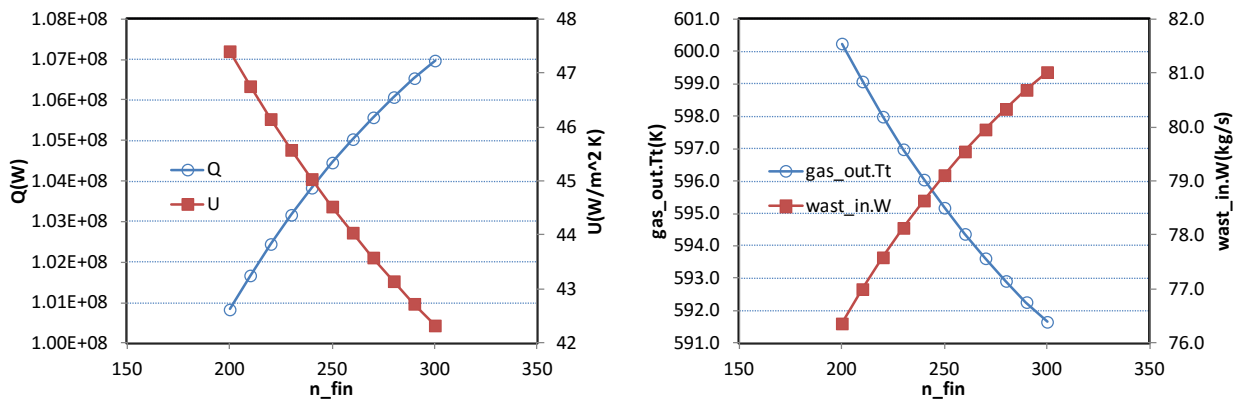
Η ίδια διαδικασία ακολουθήθηκε και για τον ατμοποιητή, ωστόσο σε αυτή την περίπτωση, οι μεταβλητές που μελετώνται είναι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας U , η θερμότητα Q , η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων και η παροχή του νερού. Η θερμοκρασία εξόδου του νερού παραμένει σε κάθε περίπτωση σταθερή, δεδομένου ότι αντιστοιχεί στη θερμοκρασία κορεσμένου ατμού για δεδομένη πίεση τυμπάνου. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο Σχήμα 4.7 έως Σχήμα 4.12.



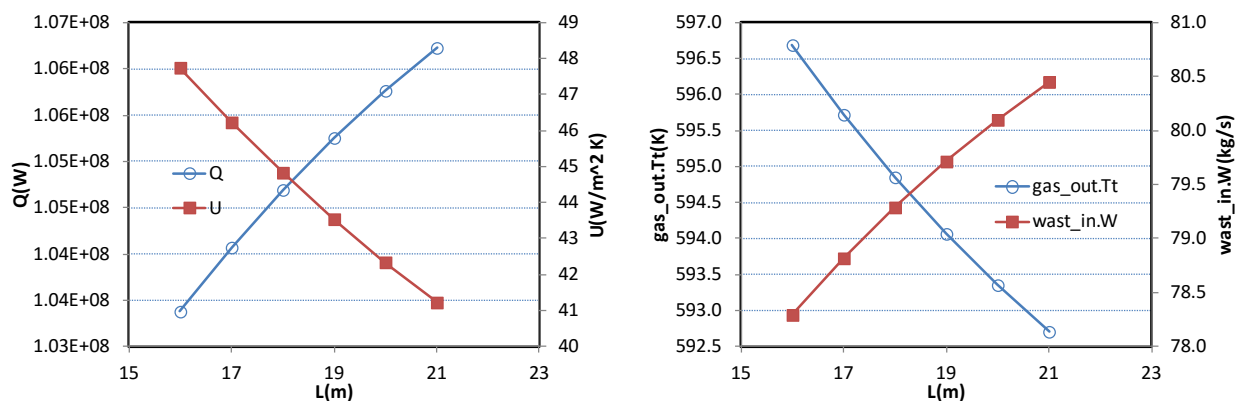
Σχήμα 4.7: Παραμετρική μελέτη ως προς τον αριθμό των σειρών των σωλήνων.



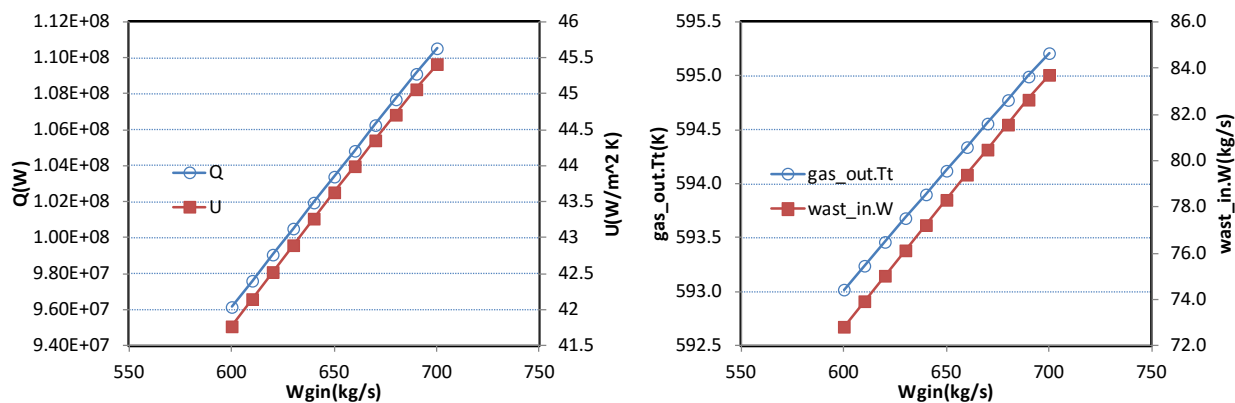
Σχήμα 4.8: Παραμετρική μελέτη ως προς τον αριθμό των σωλήνων ανά σειρά.



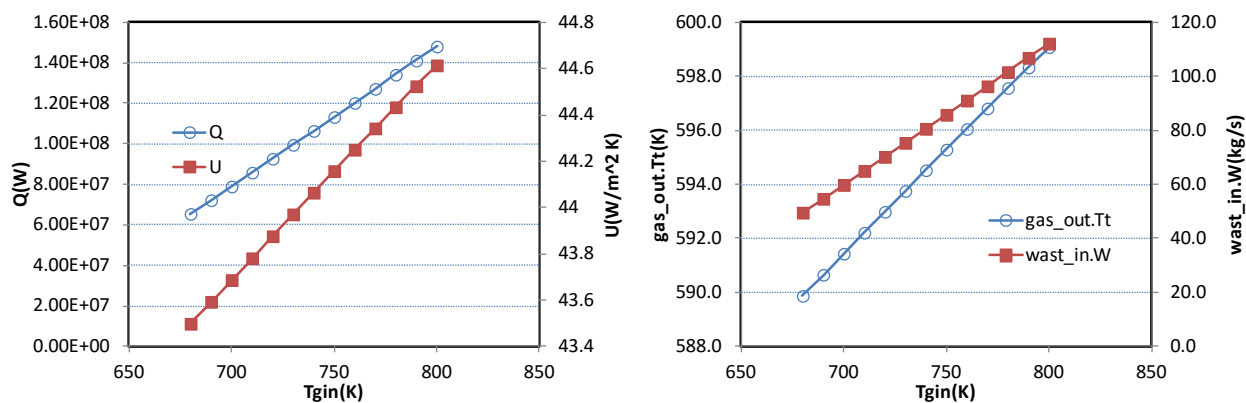
Σχήμα 4.9: Παραμετρική μελέτη ως προς τον αριθμό των πτερυγίων ανά μονάδα μήκους σωλήνα.



Σχήμα 4.10: Παραμετρική μελέτη ως προς το μήκος σωλήνα.



Σχήμα 4.11: Παραμετρική μελέτη ως προς την παροχή του καυσαερίου.



Σχήμα 4.12: Παραμετρική μελέτη ως προς την θερμοκρασία εισόδου του καυσαερίου.

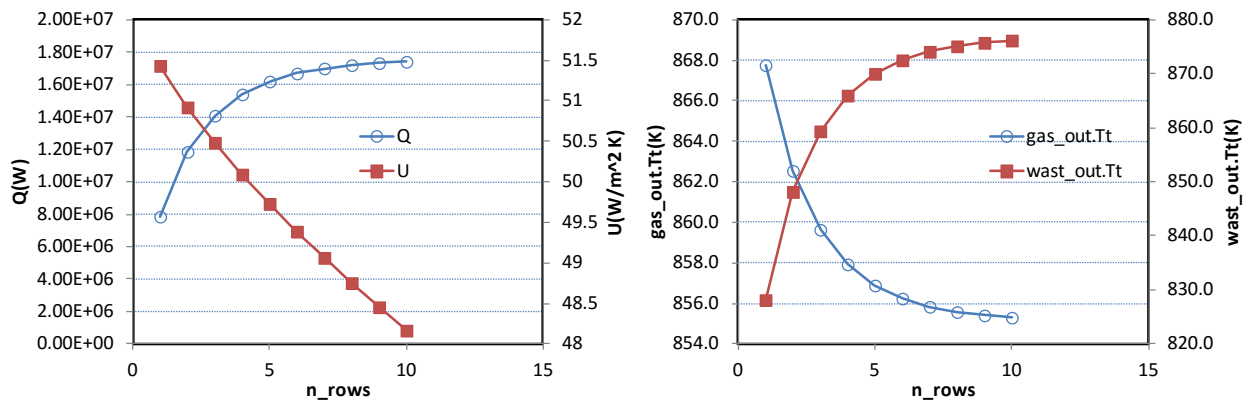
Από τα παραπάνω διαγράμματα, εξάγονται τα εξής συμπεράσματα:

- Η συναλλασσόμενη θερμότητα, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και η θερμοκρασία εξόδου έχουν την ίδια συμπεριφορά όπως και στον οικονομητήρα.

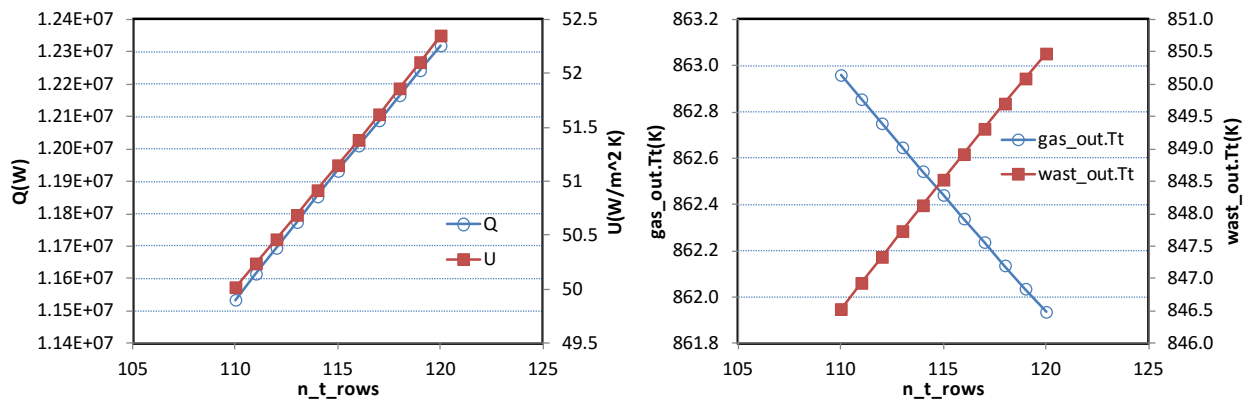
- Η παροχή του νερού που διέρχεται από τον ατμοποιητή αυξάνεται σε κάθε περίπτωση, διότι αυξάνεται και η θερμότητα που μεταφέρεται από το καυσαέριο στο νερό.

4.1.3 Υπερθερμαντής

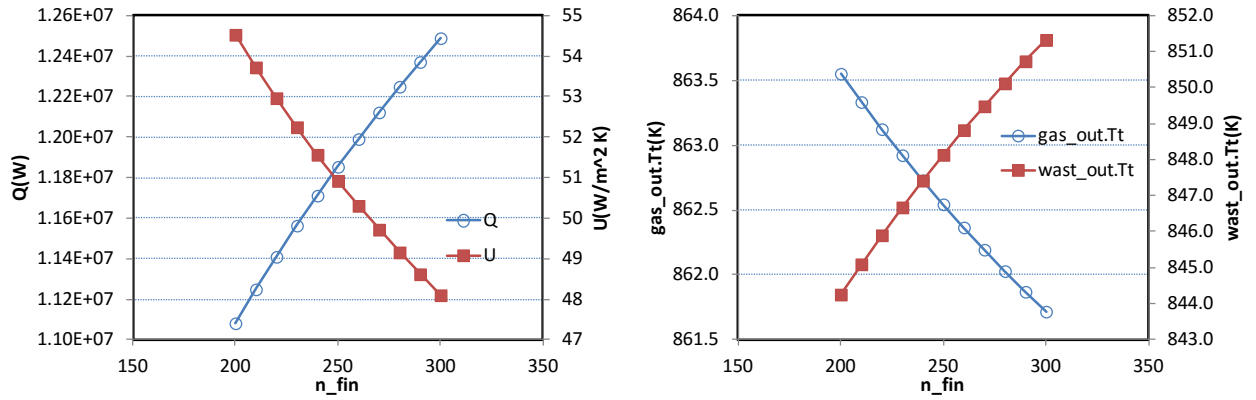
Τέλος, πραγματοποιούνται αντίστοιχες παραμετρικές μελέτες στον υπερθερμαντή. Μεταβάλλονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά και οι συνθήκες εισόδου του καυσαερίου και εξετάζονται τα εξής: U , Q , θερμοκρασία εξόδου του νερού και θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο Σχήμα 4.13 έως Σχήμα 4.18.



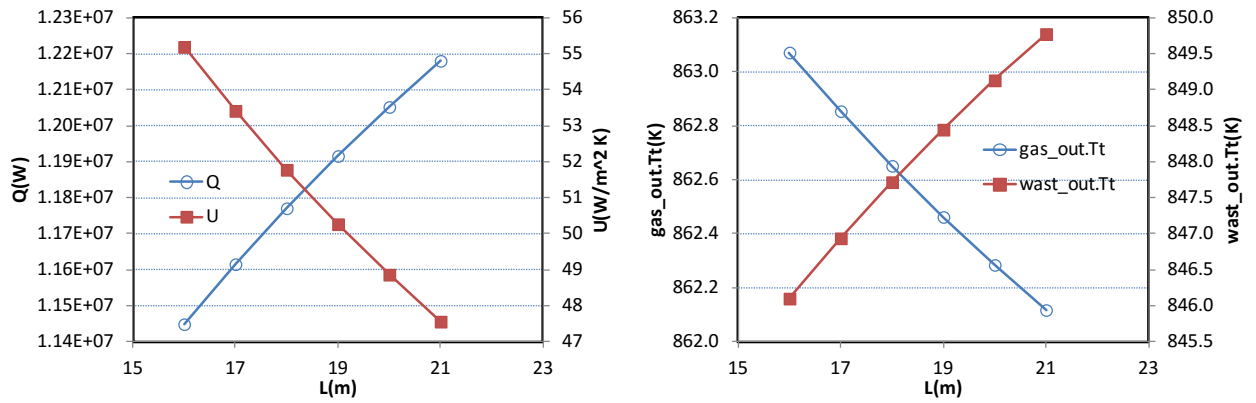
Σχήμα 4.13: Παραμετρική μελέτη ως προς τον αριθμό των σειρών των σωλήνων.



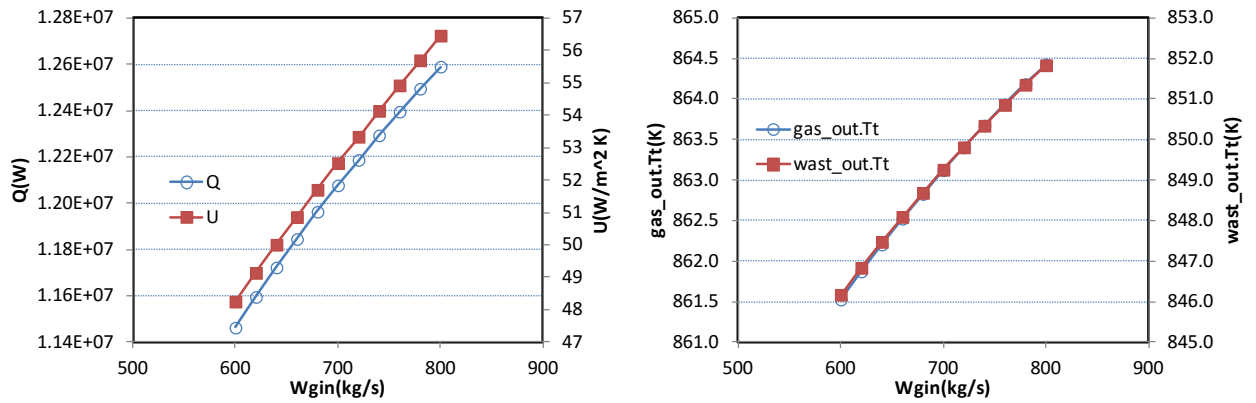
Σχήμα 4.14: Παραμετρική μελέτη ως προς τον αριθμό των σωλήνων ανά σειρά.



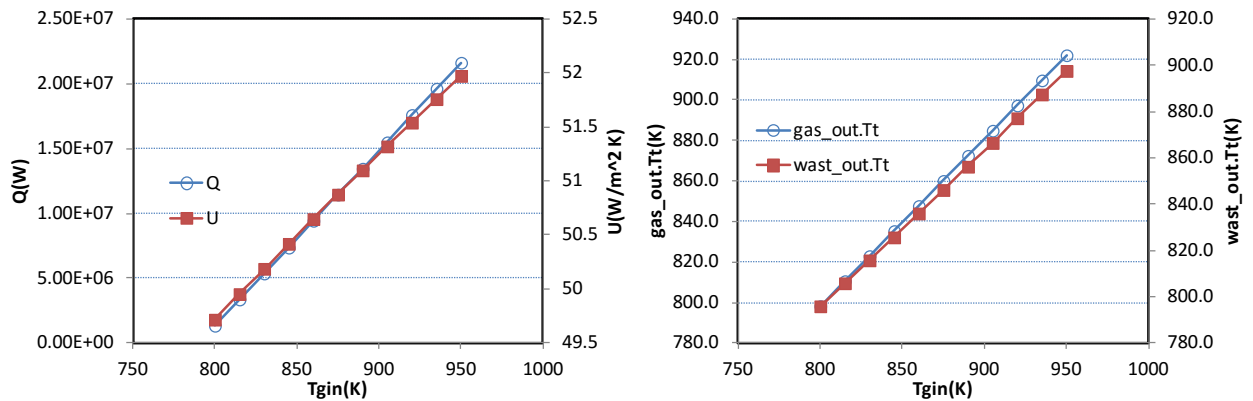
Σχήμα 4.15: Παραμετρική μελέτη ως προς τον αριθμό των πτερυγίων ανά μονάδα μήκους σωλήνα.



Σχήμα 4.16: Παραμετρική μελέτη ως προς το μήκος του σωλήνα.



Σχήμα 4.17: Παραμετρική μελέτη ως προς την παροχή του καυσαερίου.



Σχήμα 4.18: Παραμετρική μελέτη ως προς την θερμοκρασία εισόδου του καυσαερίου.

Και στην περίπτωση του υπερθερμαντή τα συμπεράσματα είναι παρόμοια με αυτά του οικονομητήρα για όλες τις παραμέτρους. Αυτό είναι αναμενόμενο, δεδομένου ότι η μοντελοποίηση και των δυο συνιστωσών έγινε με τον ίδιο τρόπο, λόγω της μονοφασικής φύσης του ρευστού και στις δυο συνιστώσες, με μόνη διαφορά τη σχέση που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του νερού (κεφάλαιο 2).

4.2 Πιστοποίηση των μοντέλων των συνιστωσών

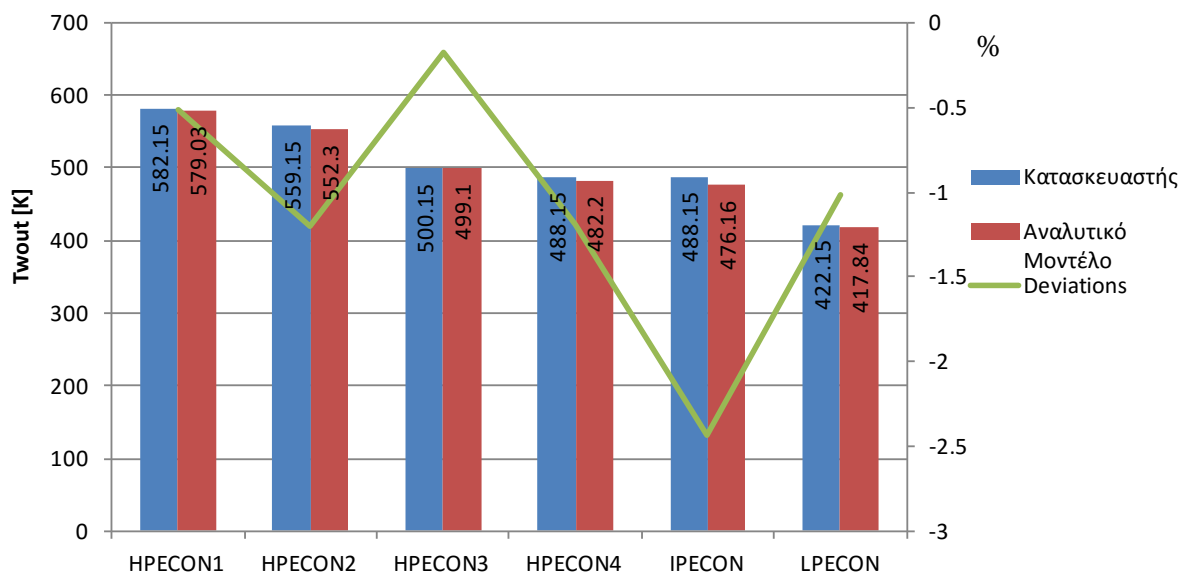
Σε επόμενο στάδιο, για την πλήρη πιστοποίηση των μοντέλων χρησιμοποιούνται παραδείγματα από τη βιβλιογραφία καθώς και διαθέσιμα δεδομένα από εγχειρίδιο κατασκευαστή. Η επιλογή των παραδειγμάτων βασίστηκε στο κατά πόσο στα συγκεκριμένα παραδείγματα εφαρμόζεται παρόμοιος τρόπος μοντελοποίησης με αυτόν της παρούσας διπλωματικής, έτσι ώστε τα αποτελέσματα να είναι συγκρίσιμα. Παρακάτω παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για όλες τις συνιστώσες.

4.2.1 Οικονομητήρας

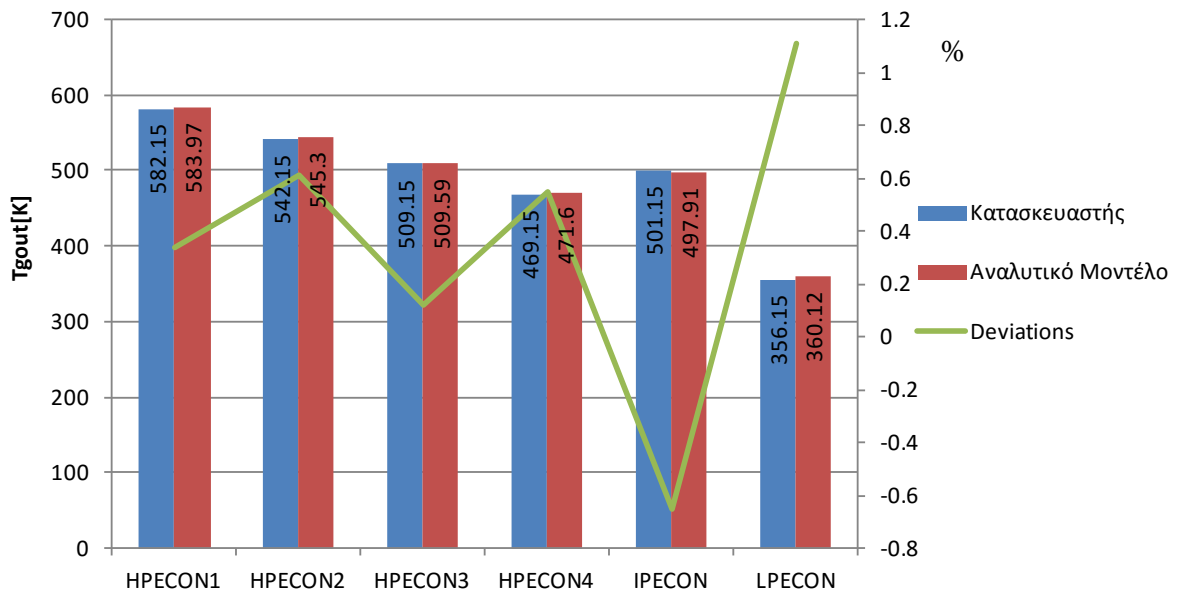
Για την πιστοποίηση του μοντέλου του οικονομητήρα, χρησιμοποιούνται διαθέσιμα δεδομένα από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή, της μονάδας συνδυασμένου κύκλου Λαύριο V. Ο Πίνακας 4.1, το Σχήμα 4.19 και το Σχήμα 4.20 παρουσιάζουν τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων όλων των οικονομητήρων της μονάδας σε σχέση με τα δεδομένα του κατασκευαστή.

Πίνακας 4.1: Αποτελέσματα προσομοίωσης για όλους τους οικονομητήρες της μονάδας και σύγκριση με δεδομένα του κατασκευαστή.

		Κατασκευαστής	Αναλυτικό Μοντέλο	Αποκλίσεις (%)
HPECON1	T_{wout} [K]	582.15	579.03	-0.51
	T_{gout} [K]	582.15	583.97	0.34
HPECON2	T_{wout} [K]	559.15	552.30	-1.20
	T_{gout} [K]	542.15	545.30	0.61
HPECON3	T_{wout} [K]	500.15	499.10	-0.18
	T_{gout} [K]	509.15	509.59	0.12
HPECON4	T_{wout} [K]	488.15	482.20	-1.19
	T_{gout} [K]	469.15	471.60	0.55
IPECON	T_{wout} [K]	488.15	476.16	-2.43
	T_{gout} [K]	501.15	497.91	-0.65
LPECON	T_{wout} [K]	422.15	417.84	-1.02
	T_{gout} [K]	356.15	360.12	1.11



Σχήμα 4.19: Θερμοκρασίες εξόδου του νερού για όλους τους οικονομητήρες της μονάδας και αποκλίσεις από τα δεδομένα του κατασκευαστή.



Σχήμα 4.20: Θερμοκρασίες εξόδου του καυσαερίου για όλους τους οικονομητήρες της μονάδας και αποκλίσεις από τα δεδομένα του κατασκευαστή.

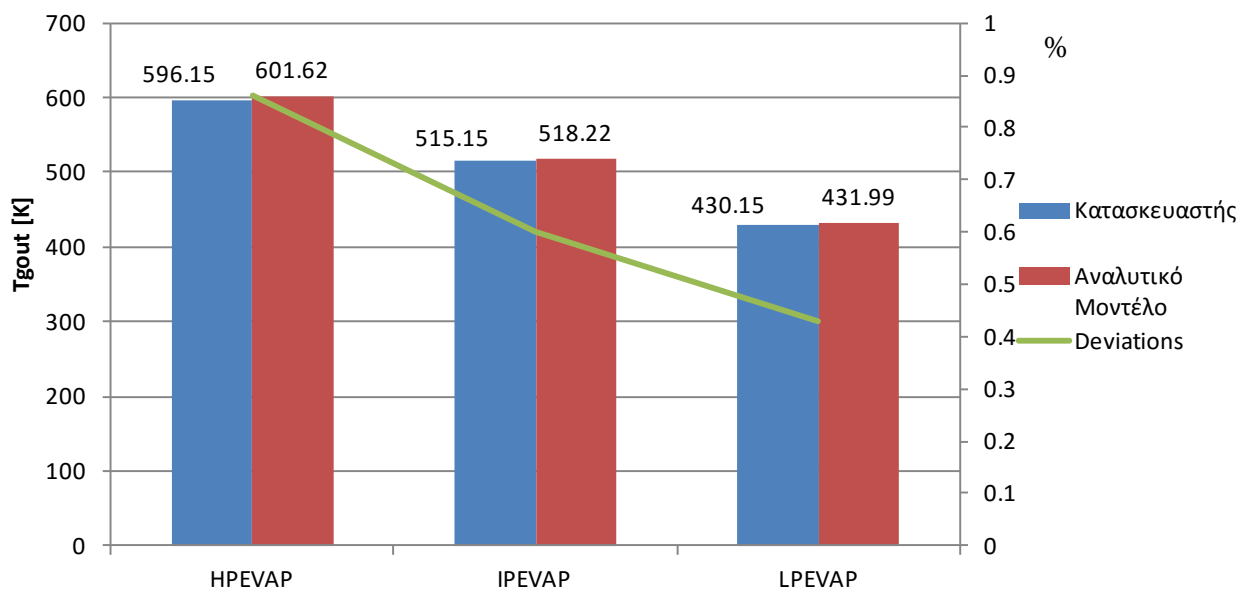
Οι αποκλίσεις που παρατηρούνται κυμαίνονται στο $\pm 1\%$ εκτός από την θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον IPECON. Οι αποκλίσεις αυτές πιθανά οφείλονται στο διαφορετικό τρόπο μοντελοποίησης μεταξύ του κατασκευαστή και της παρούσας διπλωματικής, δεδομένου ότι δεν ήταν διαθέσιμη η πληροφορία για την διαδικασία υπολογισμού του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.

4.2.2 Ατμοποιητής

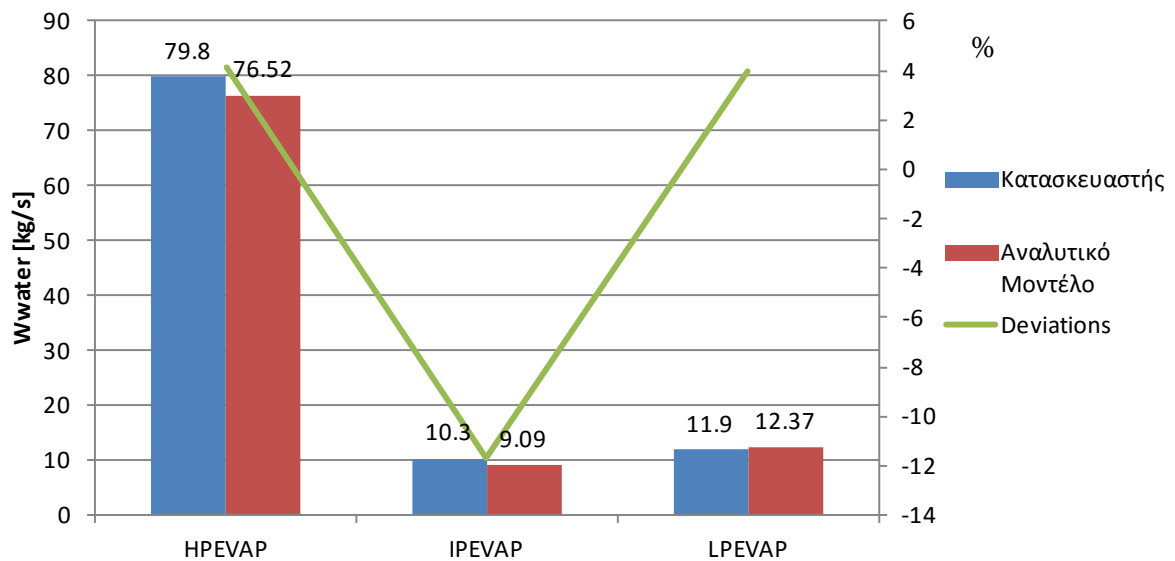
Ο ατμοποιητής αποτελεί την πιο ιδιόμορφη συνιστώσα, διότι όπως έχει περιγραφεί και παραπάνω, η μοντελοποίηση του συμπεριλαμβάνει και τον ατμοποιητή και το τύμπανο σαν μια ενιαία συνιστώσα. Ωστόσο, τα παραδείγματα από τη βιβλιογραφία, λαμβάνουν τον ατμοποιητή ξεχωριστά από το τύμπανο, γεγονός που δυσχεραίνει την επαλήθευση. Για αυτό, χρησιμοποιήθηκε και σε αυτήν την περίπτωση δεδομένα από το κατασκευαστή για την μονάδα συνδυασμένου κύκλου Λαύριο V. Ο Πίνακας 4.2, το Σχήμα 4.21 και το Σχήμα 4.22 παρουσιάζουν τα αποτελέσματα για όλους τους ατμοποιητές της μονάδας.

Πίνακας 4.2: Αποτελέσματα προσομοίωσης για όλους τους ατμοποιητές της μονάδας και σύγκριση με δεδομένα του κατασκευαστή.

		Κατασκευαστής	Αναλυτικό Μοντέλο	Αποκλίσεις (%)
HPEVAP	$\dot{m}_w \left[\frac{kg}{s} \right]$	79.8	76.52	4.11
	$T_{gout} [K]$	596.15	601.62	0.86
IPEVAP	$\dot{m}_w \left[\frac{kg}{s} \right]$	10.3	9.09	-11.7
	$T_{gout} [K]$	515.15	518.22	0.60
LPEVAP	$\dot{m}_w \left[\frac{kg}{s} \right]$	11.9	12.37	3.95
	$T_{gout} [K]$	430.15	431.99	0.43



Σχήμα 4.21: Θερμοκρασίες εξόδου του καυσαερίου για όλους τους ατμοποιητές της μονάδας και αποκλίσεις από τα δεδομένα του κατασκευαστή.



Σχήμα 4.22: Υπολογιζόμενη παροχή νερού για όλους τους ατμοποιητές της μονάδας και αποκλίσεις από τα δεδομένα του κατασκευαστή.

Οι αποκλίσεις του μοντέλου από τα δεδομένα του κατασκευαστή είναι σαφώς μεγαλύτερες από αυτές του οικονομητήρα και αυτό πιθανά οφείλεται στον ενιαίο τρόπο μοντελοποίησης ατμοποιητή-τυμπάνου, ενώ και σε αυτήν την περίπτωση δεν ήταν γνωστός ο τρόπος με τον οποίο το διαχειρίζεται ο κατασκευαστής.

4.2.3 Υπερθερμαντής

Για την πιστοποίηση του μοντέλου του υπερθερμαντή, χρησιμοποιείται ένα παράδειγμα υπερθερμαντή αντιρροής με διάταξη των σωλήνων σε σειρά (V.Ganapathy [23], παράδειγμα Ε.1. σελ. 421). Ο Πίνακας 4.3 και ο Πίνακας 4.4 παρουσιάζουν τα γεωμετρικά στοιχεία του υπερθερμαντή και τις συνθήκες εισόδου του, αντίστοιχα.

Πίνακας 4.3: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά

$d_o [m]$	0.0508
$d_i [m]$	0.044
$n_{fin} \left[\frac{fins}{m} \right]$	78.7
$l_{fin} [m]$	0.0127
$t_{fin} [m]$	0.00152
$n_{t,rows}$	18
n_{rows}	6
Number of streams	9

L_{tube}	3.1
$A [m^2]$	188
$ff_o [m^2 K/W]$	0.0002
$ff_i [m^2 K/W]$	0.0002

Πίνακας 4.4: Συνθήκες εισόδου του υπερθερμαντή

$\dot{m}_g [kg/s]$	27.78
$T_{tgin} [K]$	823
$\dot{m}_w [kg/s]$	6.94
$T_{twin} [K]$	538
$P_{win} [Pa]$	4804000

Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 4.5: Αποτελέσματα προσομοίωσης

Μεταβλητή	Βιβλιογραφία	Αναλυτικό Μοντέλο	(%)
$T_{wout} [K]$	642	644.54	0.396
$T_{gout} [K]$	752	753.32	0.176
$Q [MW]$	2.25	2.21	-1.78
$U [W/m^2 K]$	59.35	60.29	1.58
$LMTD$	197.6	196.31	-0.653

Από τον πίνακα παρατηρούμε ότι οι αποκλίσεις των υπολογιζόμενων μεγεθών είναι μικρές κάτω από 0.7% εκτός από την συνολική συναλλασσόμενη θερμότητα και στον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας που φτάνουν το $\pm 1.8\%$. Η απόκλιση στον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας οφείλεται στο διαφορετικό τρόπο μοντελοποίησης του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του καυσαερίου. Η απόκλιση αυτή επιδρά άμεσα στην υπολογιζόμενη συναλλασσόμενη θερμότητα. Επιπλέον στην απόκλιση της θερμότητας συμβάλλουν δύο ακόμη παράγοντες, η χρήση σταθερού C_p και η σύσταση του καυσαερίου που χρησιμοποιείται στο συγκεκριμένο παράδειγμα.

4.3 Σύγκριση αναλυτικού και απλοϊκού μοντέλου

Μετά την επαλήθευση του μοντέλου των συνιστωσών, ακολουθούν συγκρίσεις μεταξύ του αναλυτικού και του απλοϊκού μοντέλου για τυπικές συνιστώσες της μονάδας συνδυασμένου κύκλου Λαύριο V με βάση δεδομένα από τον κατασκευαστή. Αρχικά τα δύο μοντέλα βαθμονομήθηκαν στο 100% του φορτίου και στη συνέχεια έγιναν προσομοιώσεις για το 80% και το 50% του φορτίου της μονάδας.

Οικονομητήρας

Η βαθμονόμηση του ατμοποιητή έδωσε τα εξής αποτελέσματα: για το απλοϊκό μοντέλο, $U_{ref}=41.6158044 \text{ W/m}^2\text{K}$ και για το αναλυτικό μοντέλο, $s_U=1.34899885$. Ο Πίνακας 4.6 και ο Πίνακας 4.7 παρουσιάζουν τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων για το 80% και 50% του φορτίου αντίστοιχα.

Πίνακας 4.6: Αποτελέσματα μοντέλων για τον οικονομητήρα σε σχέση με τα δεδομένα του κατασκευαστή για το 80% του φορτίου.

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο	Κατασκευαστής	Αποκλίσεις Απλοϊκού Μοντέλου	Αποκλίσεις Αναλυτικού Μοντέλου
Economizer.EFF	0.647	0.667	-	-	-
Economizer.LMTD	15.08	14.52	14.64	2.99	-0.83
Economizer.Q (W)	7347264.06	7587116.91	-	-	-
Economizer.U (W/(m ² ·K))	37.63	40.37	-	-	-
Economizer.gas_in.Tt (K)	583.15	583.15	583.15	0	0
Economizer.gas_in.W (kg/s)	539.6	539.6	539.6	0	0
Economizer.gas_out.Tt (K)	570.66	570.26	570.15	0.09	0.02
Economizer.wast_in.Tt (K)	551.15	551.15	551.15	0	0
Economizer.wast_in.W (kg/sec)	65.9	65.9	65.9	0	0
Economizer.wast_out.Tt (K)	571.78	572.42	572.15	-0.06	0.05

Πίνακας 4.7: Αποτελέσματα μοντέλων για τον οικονομητήρα σε σχέση με τα δεδομένα του κατασκευαστή για το 50% του φορτίου.

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο	Κατασκευαστής	Αποκλίσεις Απλοϊκού Μοντέλου	Αποκλίσεις Αναλυτικού Μοντέλου
Economizer.EFF	0.684	0.729	-	-	-
Economizer.LMTD	11.11	10.12	10.50	5.81	-3.58
Economizer.Q (W)	4306023.87	4597590.69	-	-	-
Economizer.U (W/(m ² ·K))	29.64	34.72	-	-	-
Economizer.gas_in.Tt (K)	563.15	563.15	563.15	0	0
Economizer.gas_in.W (kg/s)	400.4	400.4	400.4	0	0
Economizer.gas_out.Tt (K)	553.29	552.62	553.15	0.02	-0.096
Economizer.wast_in.Tt (K)	538.15	538.15	538.15	0	0
Economizer.wast_in.W (kg/sec)	48.8	48.8	48.8	0	0
Economizer.wast_out.Tt (K)	555.28	556.40	556.15	-0.16	0.045

Ατμοποιητής

Η βαθμονόμηση του ατμοποιητή έδωσε τα εξής αποτελέσματα: για το απλοϊκό μοντέλο, $U_{ref}=39.5342693 \text{ W/m}^2\text{K}$ και για το αναλυτικό μοντέλο, $s_U=1.1589633$. Ο Πίνακας 4.8 και ο Πίνακας 4.9 παρουσιάζουν τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων για το 80% και 50% του φορτίου αντίστοιχα.

Πίνακας 4.8: Αποτελέσματα μοντέλων για τον ατμοποιητή σε σχέση με τα δεδομένα του κατασκευαστή για το 80% του φορτίου.

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο	Κατασκευαστής	Αποκλίσεις Απλοϊκού Μοντέλου	Αποκλίσεις Αναλυτικού Μοντέλου
Evaporator.DT_APPR (K)	5.378	5.378	5	7.552	7.552
Evaporator.DT_PNCH (K)	7.801	5.549	6	30.02	-7.51
Evaporator.EFF (-)	0.919	0.933	-	-	-
Evaporator.LMTD (-)	58.206	54.963	55.17	5.50	-0.38
Evaporator.Q (W)	89980070.4	91305026.8	-	-	-
Evaporator.U (W/(m ² ·K))	35.75	38.44	-	-	-
Evaporator.gas_out.Tt (K)	585.33	583.08	583.15	0.37	-0.013
Evaporator.wast_out.Tt (K)	577.53	577.53	577.15	0.07	0.07
Evaporator.wast_out.W (kg/sec)	64.17	65.11	65.9	-2.63	-1.20
Evaporator.gas_in.Tt (K)	735.15	735.15	735.15	0	0
Evaporator.gas_in.W (kg/s)	539.6	539.6	539.6	0	0

Πίνακας 4.9: Αποτελέσματα μοντέλων για τον ατμοποιητή σε σχέση με τα δεδομένα του κατασκευαστή για το 50% του φορτίου.

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο	Κατασκευαστής	Αποκλίσεις Απλοϊκού Μοντέλου	Αποκλίσεις Αναλυτικού Μοντέλου
Evaporator.DT_APPR (K)	3.600	3.600	4	0.1	0.1
Evaporator.DT_PNCH (K)	8.294	3.748	3	176.45	24.94
Evaporator.EFF (-)	0.931	0.958	-	-	-

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο	Κατασκευαστής	Αποκλίσεις Απλοϊκού Μοντέλου	Αποκλίσεις Αναλυτικού Μοντέλου
Evaporator.LMTD (-)	59.296	51.645	50.88	16.54	1.50
Evaporator.Q (W)	71599038.1	73583507	-	-	-
Evaporator.U (W/(m ² ·K))	28.156	33.285	-	-	-
Evaporator.gas_out.Tt (K)	568.044	563.498	563.15	0.87	0.062
Evaporator.wast_out.Tt (K)	559.75	559.75	560.15	-0.07	-0.07
Evaporator.wast_out.W (kg/sec)	47.126	48.432	48.8	-3.43	-0.75
Evaporator.gas_in.Tt (K)	729.15	729.15	729.15	0	0
Evaporator.gas_in.W (kg/s)	400.4	400.4	539.6	0	0

Υπερθερμαντής

Η βαθμονόμηση του ατμοποιητή έδωσε τα εξής αποτελέσματα: για το απλοϊκό μοντέλο, $U_{ref}=37.8979268 \text{ W/m}^2\text{K}$ και για το αναλυτικό μοντέλο, $s_U=1.32347772$. Ο Πίνακας 4.10 και ο Πίνακας 4.11 παρουσιάζουν τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων για το 80% και 50% του φορτίου αντίστοιχα.

Πίνακας 4.10: Αποτελέσματα μοντέλων για τον υπερθερμαντή σε σχέση με τα δεδομένα του κατασκευαστή για το 80% του φορτίου.

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο	Κατασκευαστής	Αποκλίσεις Απλοϊκού Μοντέλου	Αποκλίσεις Αναλυτικού Μοντέλου
Superheater.EFF (-)	0.833	0.851	-	-	-
Superheater.LMTD (-)	98.506	95.562	95.535	3.11	0.028
Superheater.Q (W)	37035141.3	37635535.5	-	-	-
Superheater.U (W/(m ² ·K))	34.27	36.55	-	-	-

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο	Κατασκευαστής	Αποκλίσεις Απλοϊκού Μοντέλου	Αποκλίσεις Αναλυτικού Μοντέλου
Superheater.gas_in.Tt (K)	796.15	796.15	796.15	0	0
Superheater.gas_in.W (kg/s)	539.6	539.6	539.6	0	0
Superheater.gas_out.Tt (K)	735.99	735.00	735.15	0.11	-0.02
Superheater.wast_in.Tt (K)	577.37	577.37	577.15	0	0
Superheater.wast_in.W (kg/sec)	65.9	65.9	65.9	0	0
Superheater.wast_out.Tt (K)	740.23	743.73	744.15	-0.53	-0.056

Πίνακας 4.11: Αποτελέσματα μοντέλων για τον υπερθερμαντή σχέση με τα δεδομένα του κατασκευαστή για το 50% του φορτίου.

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο	Κατασκευαστής	Αποκλίσεις Απλοϊκού Μοντέλου	Αποκλίσεις Αναλυτικού Μοντέλου
Superheater.EFF (-)	0.878	0.911787826	-	-	-
Superheater.LMTD (-)	96.01	89.55	87.22	5.81	-3.58
Superheater.Q (W)	27906029.8	28743970.7	-	-	-
Superheater.U (W/(m ² ·K))	26.99	31.36	-	-	-
Superheater.gas_in.Tt (K)	792.15	792.15	792.15	0	0
Superheater.gas_in.W (kg/s)	400.4	400.4	400.4	0	0
Superheater.gas_out.Tt (K)	730.99	729.148	729.15	0.02	-0.096
Superheater.wast_in.Tt (K)	559.65	559.65	559.15	0	0
Superheater.wast_in.W (kg/sec)	48.8	48.8	48.8	0	0

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο	Κατασκευαστής	Αποκλίσεις Απλοϊκού Μοντέλου	Αποκλίσεις Αναλυτικού Μοντέλου
Superheater.wast_out.Tt (K)	745.299	752.307	755.15	-0.16	0.045

Παρατηρώντας τις αποκλίσεις στα διάφορα σημεία λειτουργίας των ημι-εμπειρικών μοντέλων σε σχέση με το μοντέλο του κατασκευαστή, είναι ξεκάθαρο ότι το αναλυτικό μοντέλο προσεγγίζει καλύτερα τα δεδομένα στα χαμηλότερα φορτία, εφόσον αρχικά βαθμονομηθούν και τα δυο στο μέγιστο φορτίο, ώστε να έχουν κοινό σημείο αναφοράς στο σημείο σχεδίασης.

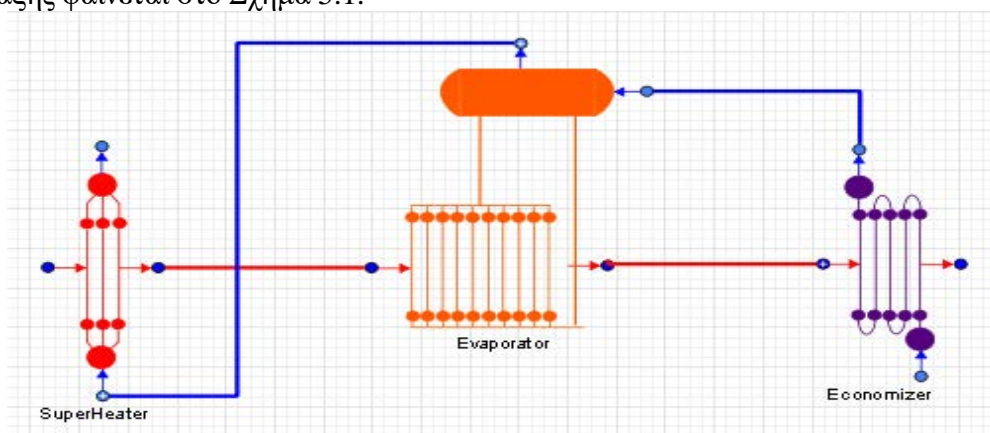
5

Δημιουργία Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας Μίας Πίεσης

Στο παρόν κεφάλαιο δημιουργείται ΛΑΘ μιας πίεσης στο PROOSIS. Αρχικά δημιουργείται το σχηματικό διάγραμμα, το μαθηματικό μοντέλο και πραγματοποιείται η βαθμονόμηση και των δύο μοντέλων στο σημείο σχεδίασης. Για την επαλήθευση του μοντέλου του λέβητα πραγματοποιούνται παραμετρικές μελέτες με μεταβολή των θερμοδυναμικών μεγεθών του καυσαερίου και στο τέλος γίνονται συγκρίσεις των αποκλίσεων του αναλυτικού και απλοϊκού μοντέλου σε σχέση με δεδομένα από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή.

5.1 Μοντελοποίηση στο PROOSIS

Με την ολοκλήρωση της δημιουργία των επιμέρους συνιστωσών και την επαλήθευση της ορθής λειτουργίας τους, μέσω των παραμετρικών μελετών που πραγματοποιήθηκαν, δημιουργείται ΛΑΘ μίας πίεσης, ο οποίος αποτελείται από έναν οικονομητήρα, έναν ατμοποιητή και έναν υπερθερμαντή. Το σχηματικό διάγραμμα της διάταξης φαίνεται στο Σχήμα 5.1.



Σχήμα 5.1: Σχηματική απεικόνιση του ΛΑΘ μιας πίεσης.

Στο Σχήμα 5.2 και Σχήμα 5.3 παρουσιάζεται το μαθηματικό μοντέλο – Partition για τον ΛΑΘ μιας πίεσης. Το σύστημα απαιτεί για την επίλυση, 10 οριακές συνθήκες και δύο αλγεβρικές μεταβλητές. Οι οριακές συνθήκες είναι οι 7 μεταβλητές εισόδου του καυσαερίου και οι 3 μεταβλητές εισόδου για το νερό. Οι αλγεβρικές μεταβλητές που επιλέγονται είναι η θερμοκρασία εισόδου του καυσαερίου στον οικονομητήρα και η συνολική παροχή. Η παροχή του νερού είναι ελεύθερη μεταβλητή στο σύστημα και υπολογίζεται με βάση την απαίτηση για κορεσμένο ατμό στην έξοδο του τυμπάνου.

Σχήμα 5.2: Δημιουργία μαθηματικού μοντέλου – Οριακές Συνθήκες.

Σχήμα 5.3: Δημιουργία μαθηματικού μοντέλου – Αλγεβρικές μεταβλητές.

Στη συνέχεια δημιουργείται ένα νέο πείραμα για τη βαθμονόμηση των συνιστωσών. Σε αυτή την περίπτωση επιλέγεται η δημιουργία πειράματος extended steady. Αρχικά επιλέγονται οι μεταβλητές σχεδίασης (Designed variables), δηλαδή οι συντελεστές κλίμακας για κάθε Component (Σχήμα 5.4).

Select data and boundaries to be designed									
Data to be Designed									
	Name	Initial Value	Units	Category	DxAbs	DxRel	MaxStepAbs	maxStepRel	Description
1	Economizers_U	1.0660024	-	DATA	1.5e-008	1.5e-008	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Heat transfer factor
2	Evaporators_U	0.951428127	-	DATA	1.5e-008	1.5e-008	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Heat transfer factor
3	SuperHeaters_U	0.941378559	-	DATA	1.5e-008	1.5e-008	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Heat transfer factor

Σχήμα 5.4: Επιλογή των μεταβλητών για σχεδίαση.

Σε επόμενο στάδιο εισάγονται οι τιμές για τις συνθήκες εισόδου νερού και καυσαερίου, αρχικές υποθέσεις για τις αλγεβρικές μεταβλητές που έχουν επιλεχθεί και τέλος εισάγονται οι απαιτήσεις για τον υπολογισμό των συντελεστών κλίμακας, Σχήμα 5.5. Οι συντελεστές κλίμακας για κάθε συνιστώσα προκύπτουν ώστε να προσεγγίζονται οι τιμές για την θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από τον ατμοποιητή και οι θερμοκρασίες εξόδου του νερού για τον οικονομητήρα και υπερθερμαντή αντίστοιχα.

Set data and boundary values

	Name	Value	Units	Category	Description
1	Economizer.wast_in.Pt	108.4e5	Pa	BOUNDARY	Total Pressure
2	Economizer.wast_in.Tt	559	K	BOUNDARY	Total Temperature
3	Economizer.wast_in.x	0	-	BOUNDARY	Steam Quality
4	SuperHeater.gas_in.Ang	0	deg	BOUNDARY	Flow angle relative to the engine axis -swirl angle
5	SuperHeater.gas_in.FARB	0.02	-	BOUNDARY	Burnt Fuel Air Ratio
6	SuperHeater.gas_in.FARU	0	-	BOUNDARY	Unburnt Fuel Air Ratio
7	SuperHeater.gas_in.Pt	1.01e5	Pa	BOUNDARY	Total Pressure
8	SuperHeater.gas_in.Tt	795	K	BOUNDARY	Total Temperature
9	SuperHeater.gas_in.W	661.4	kg/s	BOUNDARY	Total Mass Flow
10	SuperHeater.gas_in.WAR	0	-	BOUNDARY	Water Air Ratio

Initialization of boundaries to design derivatives and tearing variables locally

Save algebraic and dynamic variables for the following calculation

	Name	Initial Value	Units	Category	DxAbs	DxRel	MaxStepAbs	maxStepRel	Description
1	Economizer.gas_in.Tt	596	K	ALGEBRAIC	1.5e-008	1.5e-008	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Total Temperature
2	Economizer.wast_in.W	79	kg/sec	ALGEBRAIC	1.5e-008	1.5e-008	1.79769313e+308	1.79769313e+308	Total Mass Flow Rate

Equations

On	Left-hand Side	Operator	Right-hand Side
<input checked="" type="checkbox"/>	Evaporator.h_wast_in	=	WAST_FINAL.h_TP*(Evaporator.wast_in.Tt, Evaporator.wast_in.Pt, Evaporator.wast_in.x) // INVERSE(Evaporator.wast_in.Tt) Evaporator.wast_in.Tt = ...
<input checked="" type="checkbox"/>	1	=	Economizer.gas_in.Tt / WAST_FINAL.calHexd.new(Evaporator.fluid, Evaporator.I, Evaporator.K, Evaporator.wast_in.Tt, SuperHeater.gas_in.W, Econo...
<input checked="" type="checkbox"/>	Evaporator.gas_out.Tt	=	596
<input checked="" type="checkbox"/>	SuperHeater.wast_out.Tt	=	734
<input checked="" type="checkbox"/>	Economizer.wast_out.Tt	=	582

Insert Load ... Save ... Edit comments Delete

Σχήμα 5.5: Εισαγωγή τιμών και εξισώσεων στο extended steady πείραμα.

Από τα αποτελέσματα του πειράματος, λαμβάνονται οι τιμές των συντελεστών κλίμακας για κάθε μια συνιστώσα και εισάγονται στα data των Components, Σχήμα 5.6.

Library: WAST_FINAL
 Type: Economizer
 Name: Economizer

Show Label

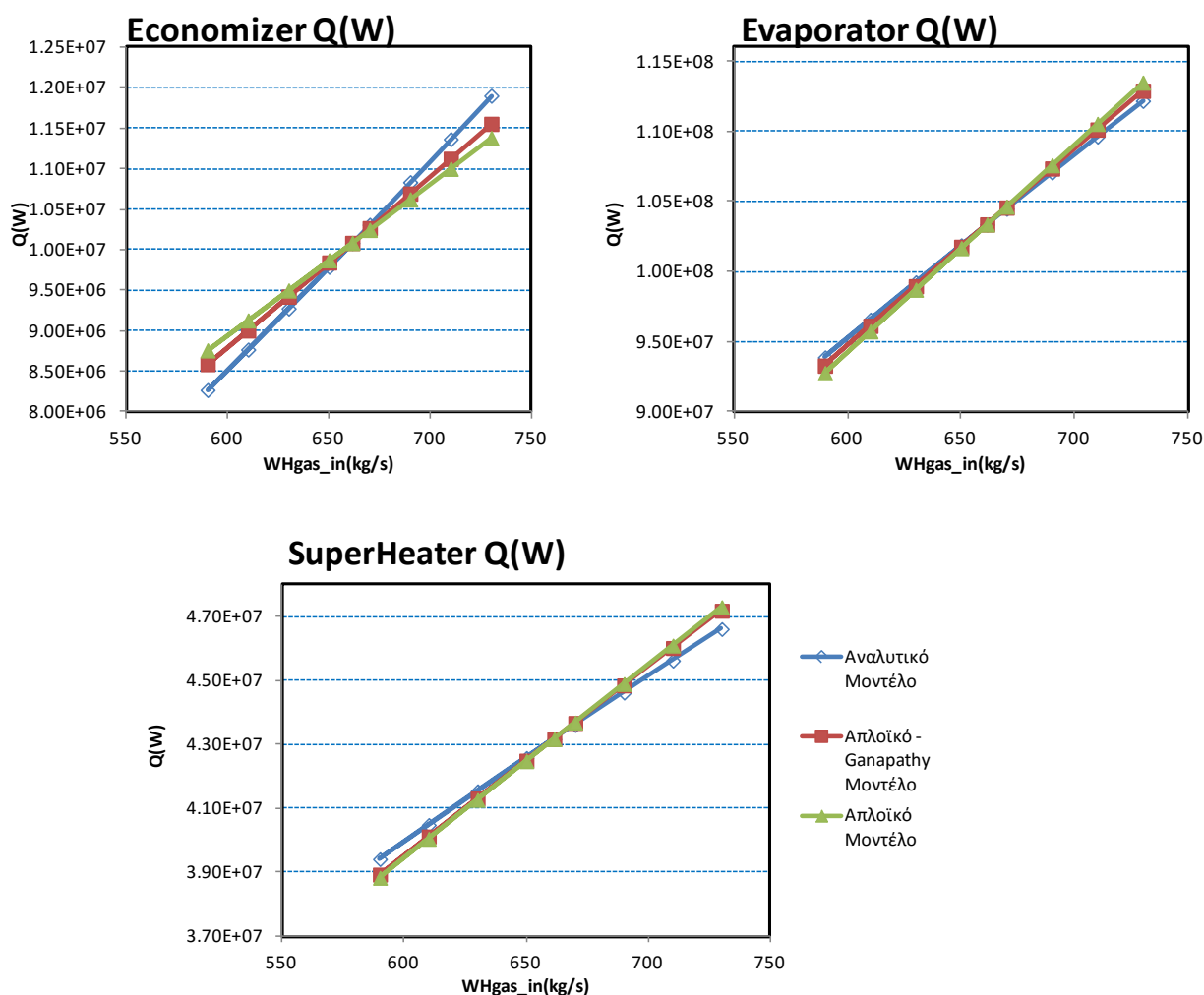
Name	Type	Value	Units	Description
DATA				
switchHTC	ENUM WAST_FL...	INPUT		Select HTC calculation option
s_U	REAL	1.0660024	-	Heat transfer factor
HLF	REAL	0.005	-	Heat Loss Factor

Σχήμα 5.6: Εισαγωγή της τιμής του συντελεστή κλίμακας στον οικονομητήρα.

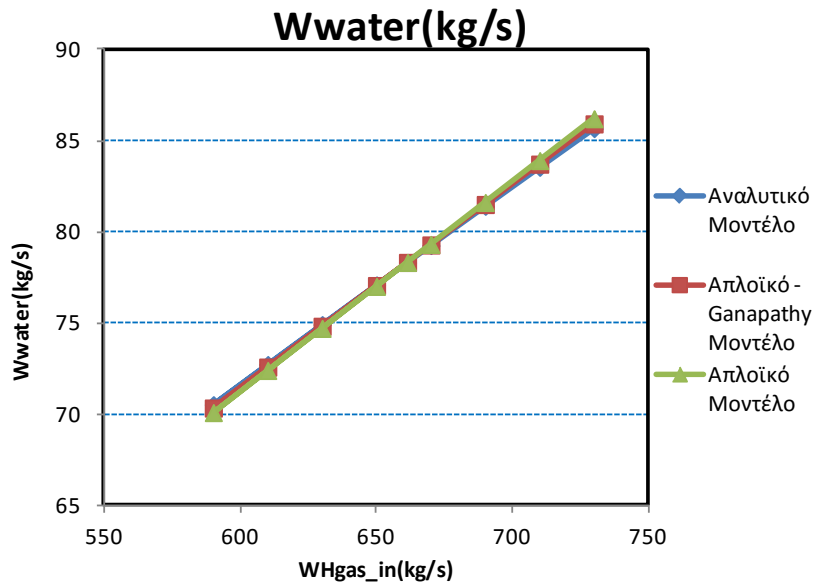
Στη συνέχεια, πραγματοποιούνται παραμετρικές μελέτες για όλα τα μοντέλα, μεταβάλλοντας τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του καυσαερίου (παροχή και θερμοκρασία).

5.2 Παραμετρικές μελέτες – Σύγκριση μοντέλων

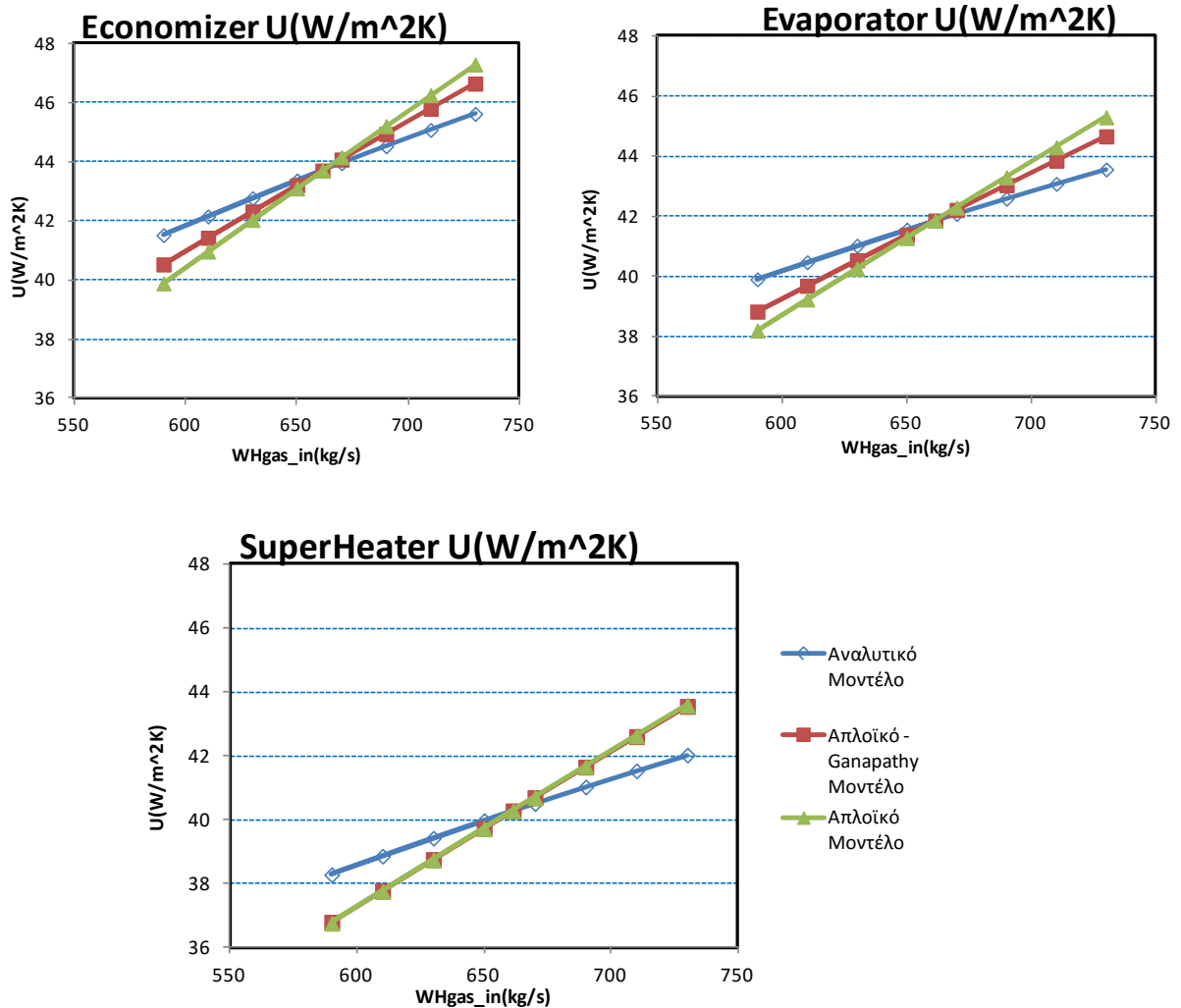
Οι παραμετρικές μελέτες που πραγματοποιήθηκαν, αφορούν μεταβολές της τάξεως του $\pm 10\%$ στις συνθήκες εισόδου του καυσαερίου σε σχέση με το σημείο σχεδίασης. Με αυτή τη διαδικασία, είναι δυνατή η εποπτεία της συμπεριφοράς όλων των επιθυμητών μεγεθών, σε σχέση με τα αποτελέσματα των απλοϊκών μοντέλων και ταυτόχρονα η επαλήθευση της ορθής λειτουργίας του αναλυτικού μοντέλου σε επίπεδο ΛΑΘ μιας πίεσης. Τα αποτελέσματα για την μεταβολή της παροχής παρουσιάζονται στο Σχήμα 5.7 έως Σχήμα 5.11 και τα αντίστοιχα αποτελέσματα για την μεταβολή της θερμοκρασίας στο Σχήμα 5.12 έως Σχήμα 5.16.



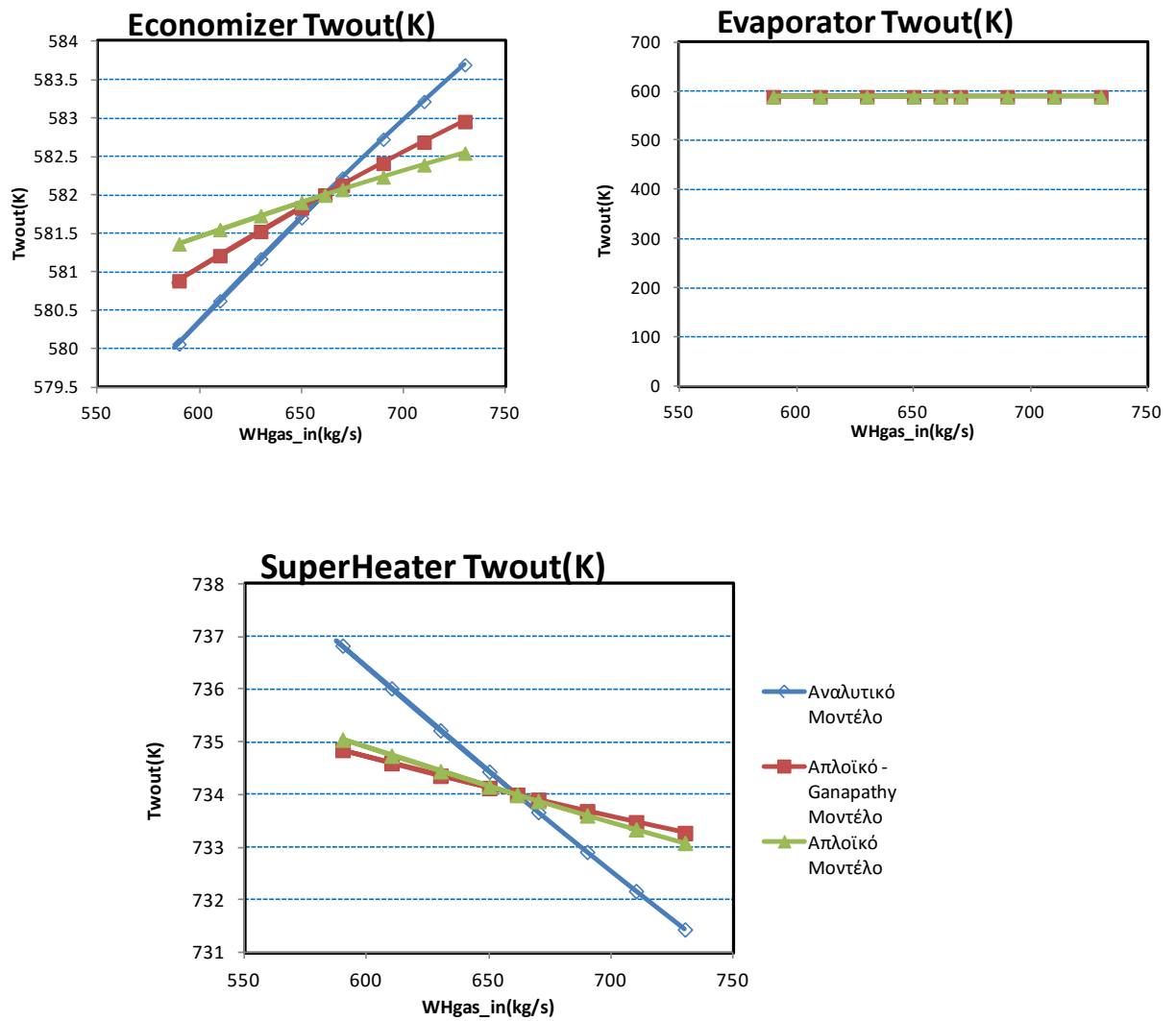
Σχήμα 5.7: Μεταβολή της θερμότητας Q σε κάθε συνιστώσα συναρτήσει της παροχής καυσαερίου.



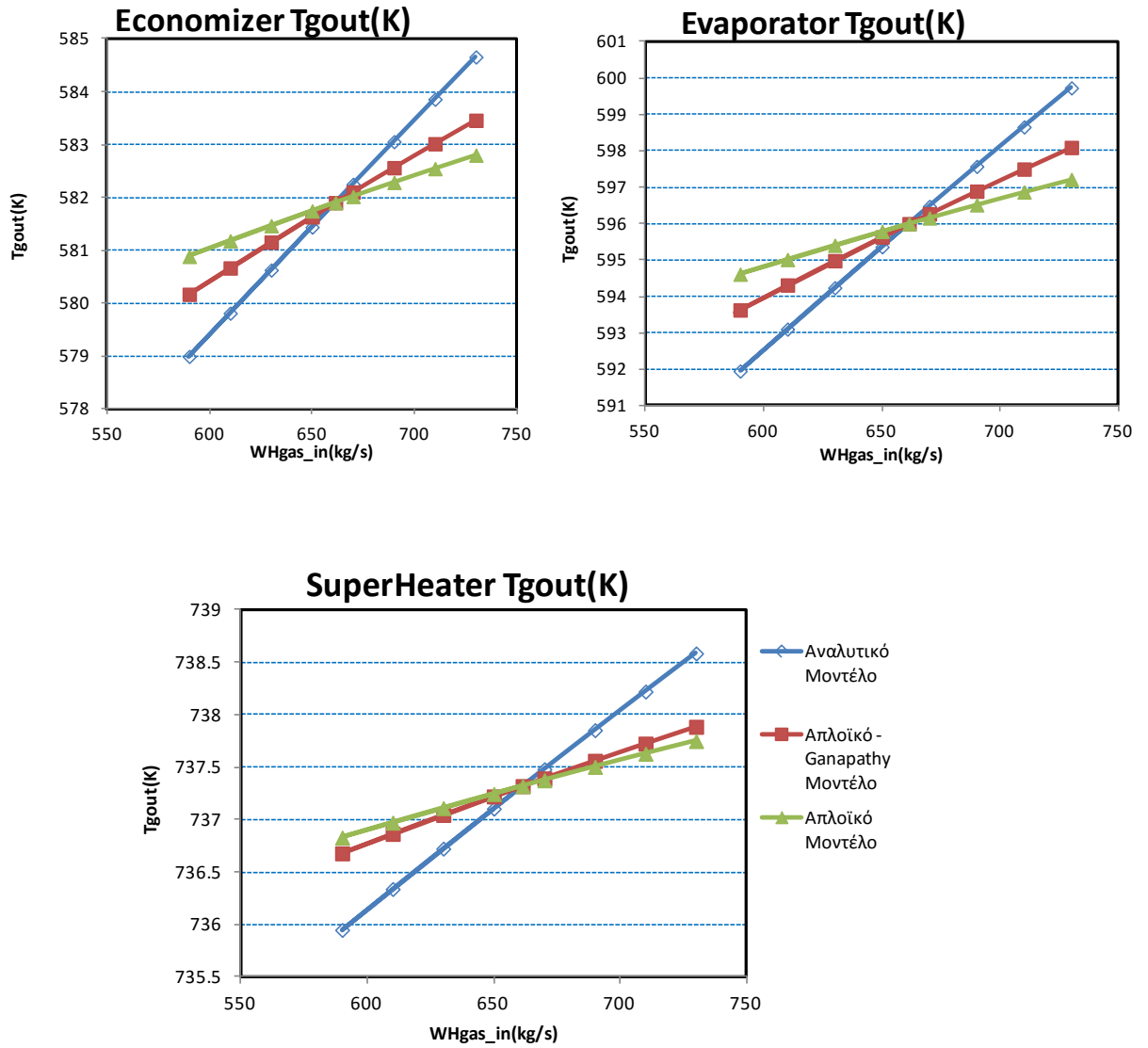
Σχήμα 5.8: Μεταβολή της παροχής του νερού συναρτήσει της παροχής του καυσαερίου.



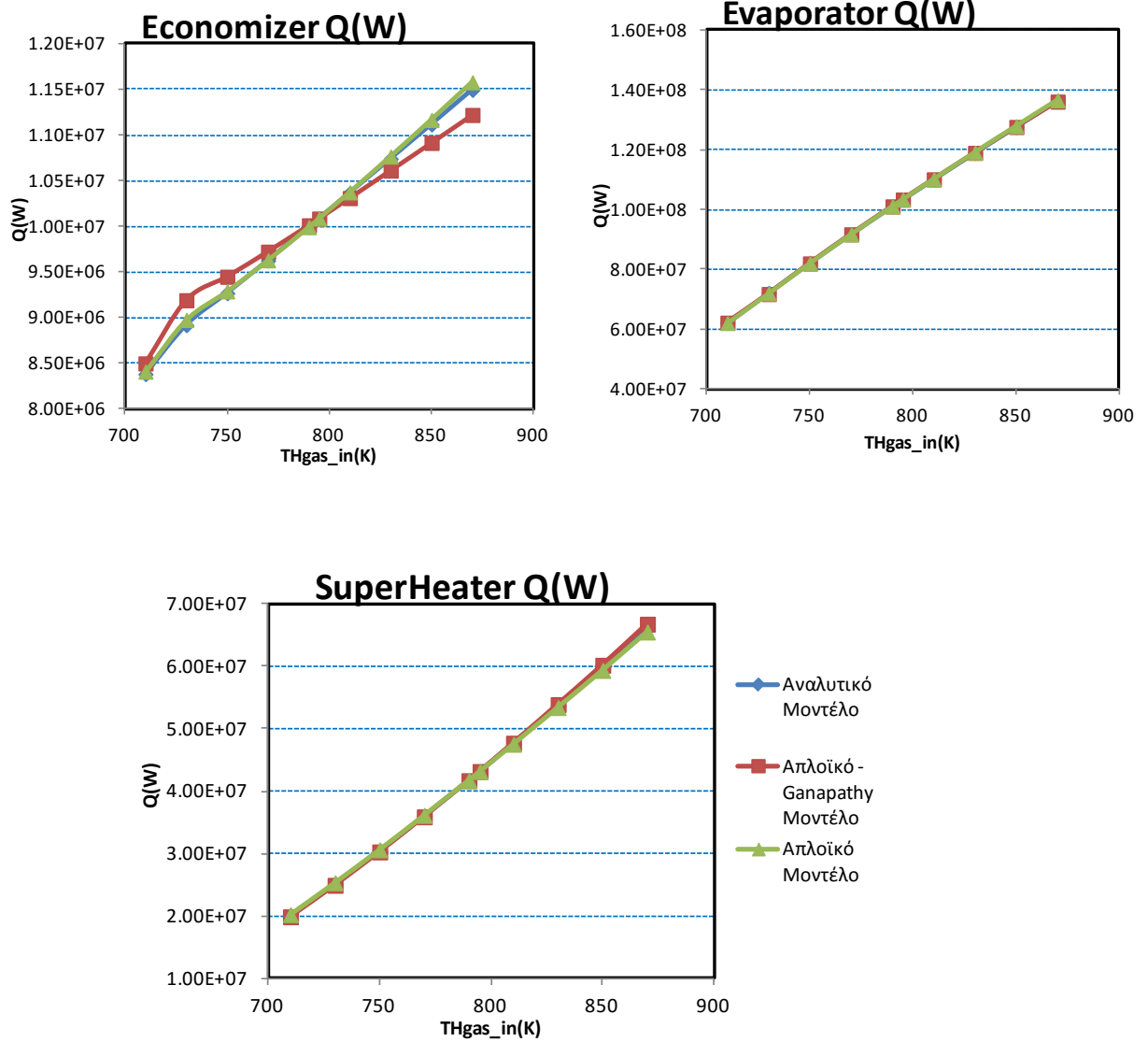
Σχήμα 5.9: Μεταβολή του συντελεστή U σε κάθε συνιστώσα συναρτήσει της παροχής καυσαερίου.



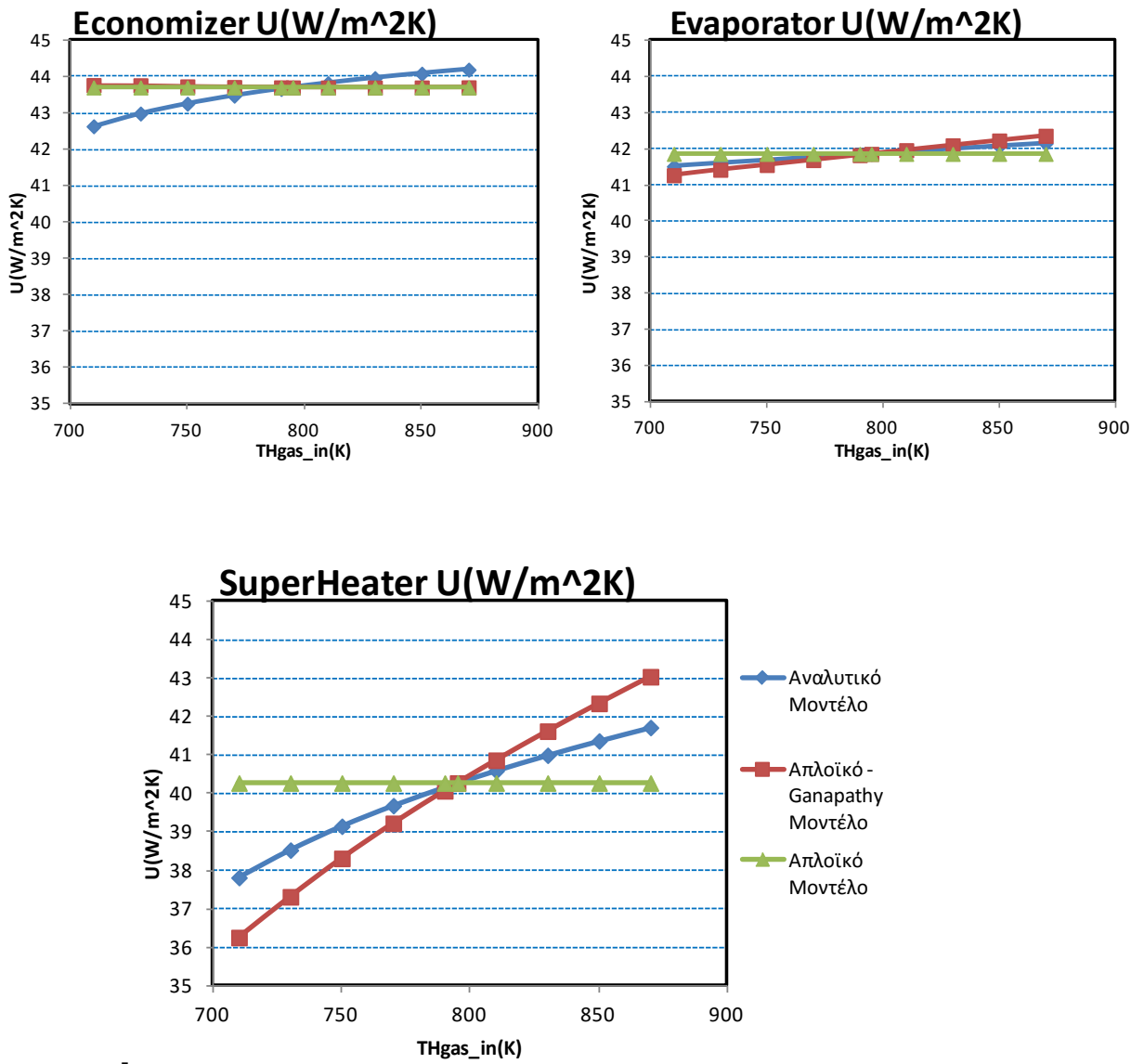
Σχήμα 5.10: Μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του νερού σε κάθε συνιστώσα συναρτήσει της παροχής καυσαερίου.



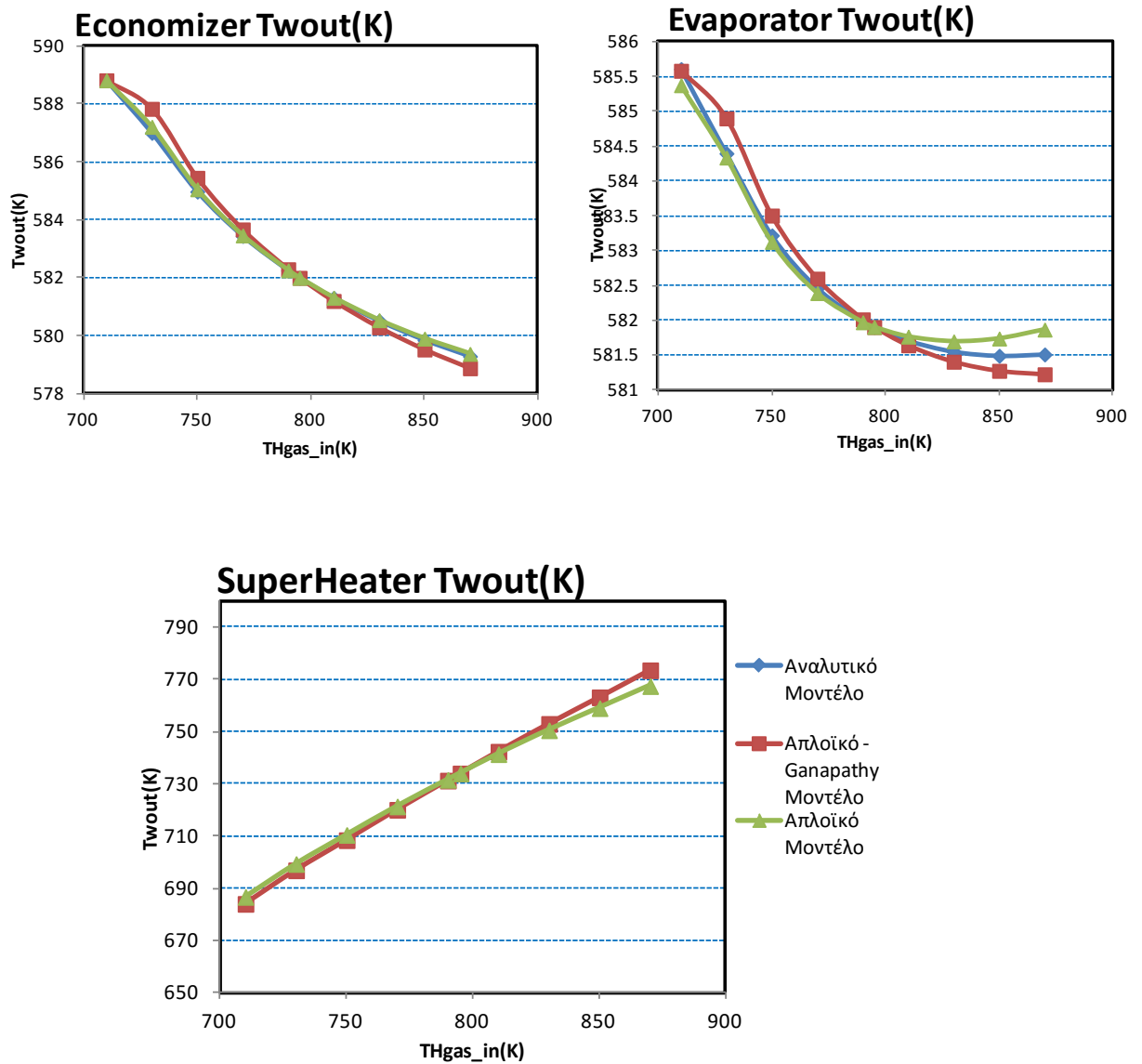
Σχήμα 5.11: Μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του καυσαερίου σε κάθε συνιστώσα συναρτήσει της παροχής καυσαερίου.



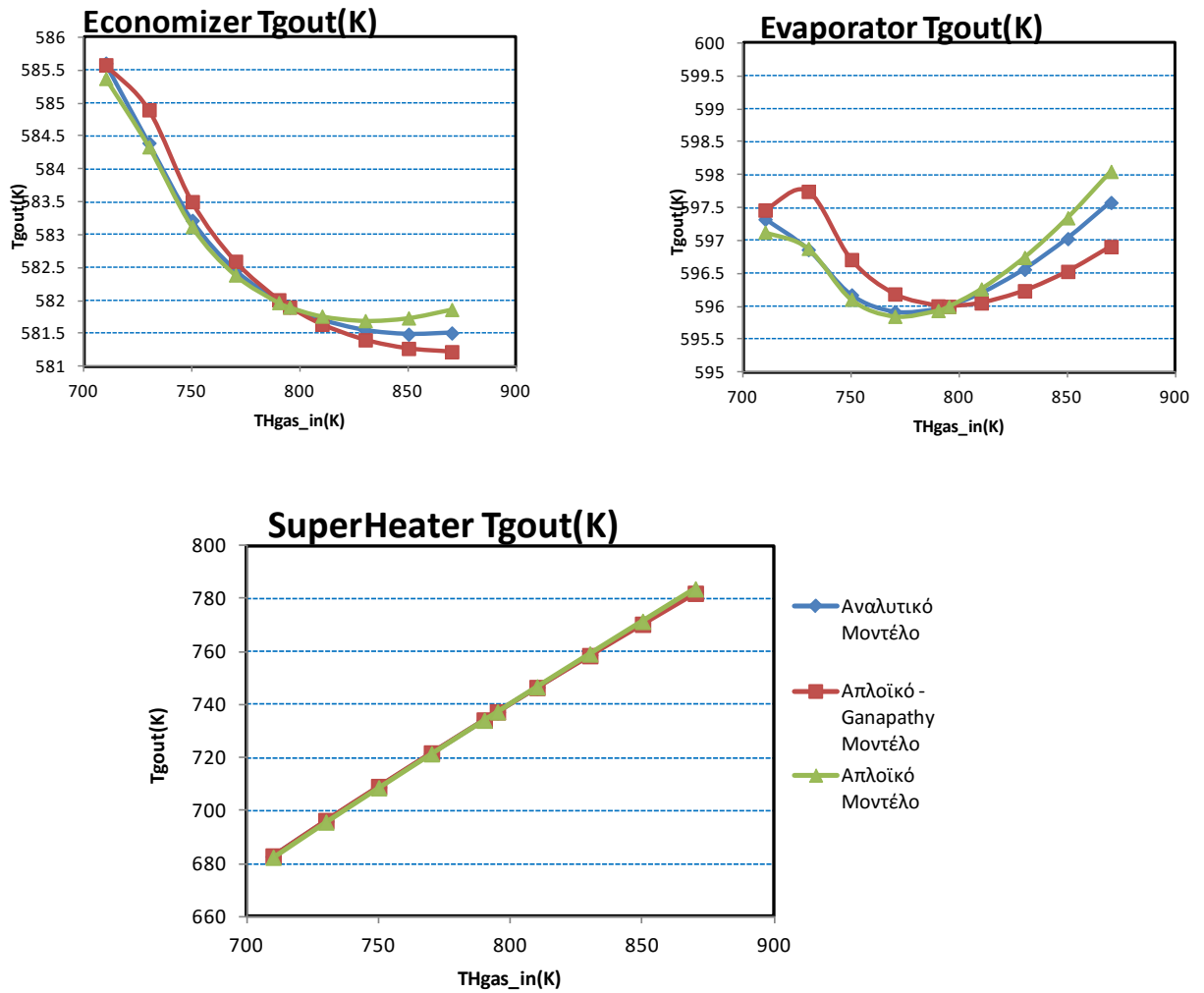
Σχήμα 5.12: Μεταβολή της συναλασσόμενης θερμότητας σε κάθε συνιστώσα συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου των καυσαερίων.



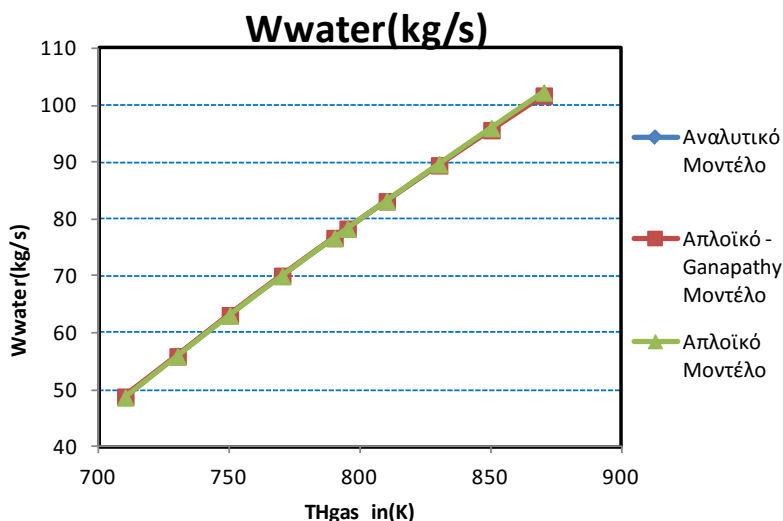
Σχήμα 5.13: Μεταβολή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας σε κάθε συνιστώσα συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου των καυσαερίων.



Σχήμα 5.14: Μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του νερού σε κάθε συνιστώσα συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του καυσαερίου.



Σχήμα 5.15: Μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του καυσαερίου σε κάθε συνιστώσα συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του καυσαερίου.



Σχήμα 5.16: Μεταβολή της παροχής του νερού συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του καυσαερίου.

Από τα σχήματα αυτά παρατηρούμε ότι οι θερμοκρασίες εξόδου νερού και καυσαερίου σε κάθε συνιστώσα έχουν μικρότερη εξάρτηση από την παροχή καυσαερίου στα δύο απλοϊκά μοντέλα σε σχέση με το αναλυτικό (μικρότερη κλίση στα διαγράμματα). Από την άλλη, όσον αφορά τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας η συμπεριφορά είναι αντίθετη, το οποίο οφείλεται στο γεγονός ότι στα απλοϊκά μοντέλα ο υπολογισμός του U εξαρτάται σχεδόν αποκλειστικά από την παροχή του καυσαερίου. Για τον οικονομητήρα οι αποκλίσεις ανάμεσα στο αναλυτικό και στο απλοϊκό-Ganapathy μοντέλο κυμαίνονται στο $\pm 2\%$, ενώ η διαφορά σε σχέση με το απλοϊκό μοντέλο αυξάνει στο $\pm 3,5\%$. Τέλος, αξίζει να σημειωθεί ότι και τα τρία μοντέλα προσεγγίζουν την παροχή του νερού που διέρχεται από τον ΛΑΘ μιας πίεσης με αποκλίσεις μικρότερες του $0,6\%$.

Παρόμοια συμπεράσματα προκύπτουν και για την μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου του καυσαερίου στις διάφορες συνιστώσες του ΛΑΘ παρουσιάζοντας γενικά μικρότερες αποκλίσεις σε σχέση με την μεταβολή της παροχής του καυσαερίου. Η μεταβολή της θερμοκρασίας των καυσαερίων δεν έχει καμία επίδραση στο U για την περίπτωση του απλοϊκού μοντέλου διότι εξαρτάται μόνο από την παροχή του καυσαερίου (Σχήμα 5.13).

Με βάση τα παραπάνω, διαπιστώνεται ότι το απλοϊκό – Ganapathy μοντέλο είναι πιο ακριβές από το απλοϊκό και αντίστοιχα το αναλυτικό είναι ακριβέστερο όλων.

5.3 Εφαρμογή με δεδομένα κατασκευαστή

Μετά την πιστοποίηση της ορθής λειτουργίας του αναλυτικού μοντέλου στην περίπτωση ΛΑΘ μιας πίεσης, ακολουθεί η σύγκριση των αποτελεσμάτων του απλοϊκού και αναλυτικού μοντέλου με διαθέσιμα δεδομένα από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή,

που αφορά την μονάδα παραγωγής ενέργειας του Λαυρίου, η περιγραφή της οποίας γίνεται λεπτομερέστερα σε επόμενο κεφάλαιο.

Συγκεκριμένα, χρησιμοποιούνται τα δεδομένα για τρεις περιπτώσεις λειτουργίας, στο 100% , στο 80% και στο 50% του φορτίου. Η διαδικασία που ακολουθείται είναι η ίδια με αυτή που περιγράφηκε παραπάνω, δηλαδή δημιουργούνται πειράματα extended steady, για να υπολογιστούν οι συντελεστές κλίμακας των συνιστωσών αναλυτικού και απλοϊκού μοντέλου. Η βαθμονόμηση των μοντέλων πραγματοποιείται στο μέγιστο φορτίο.

- **Περίπτωση 1^η: Λειτουργία μονάδας στο 100% του φορτίου (Base)**

Ο Πίνακας 5.1 και ο Πίνακας 5.2 παρουσιάζουν τα δεδομένα από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή για το καυσαέριο και το νερό/ ατμό αντίστοιχα.

Πίνακας 5.1: Στοιχεία κατασκευαστή για το Καυσαέριο

	Παροχή [kg/s]	Θερμοκρασία Εισόδου [K]	Θερμοκρασία εξόδου [K]
Economizer	661.4	596.15	582.15
Evaporator	661.4	738.15	596.15
Superheater	661.4	795.15	738.15

Πίνακας 5.2: Στοιχεία κατασκευαστή για το Νερό/Ατμό

	Παροχή [kg/s]	Θερμοκρασία Εισόδου [K]	Θερμοκρασία εξόδου [K]	Πίεση Εισόδου [bar]	Πίεση Εξόδου [bar]	LMTD	Pinch Point	Approach
Economizer	79.8	559.15	582.15	108.4	106.5	18.13	-	-
Evaporator	79.8	582.15	588.15	106	106	57.35	8	6
Superheater	79.8	588.15	734.15	105.8	104.3	98.92	-	-

Ο Πίνακας 5.3 παρουσιάζει τα U_{ref} (απλοϊκό μοντέλο) και τους συντελεστές κλίμακας (αναλυτικό μοντέλο), οι οποίοι υπολογίστηκαν με την διαδικασία της βαθμονόμησης. Στη συνέχεια εισάγονται στα data των συνιστωσών, ώστε τα δύο μοντέλα να έχουν κοινό σημείο αναφοράς.

Πίνακας 5.3: Αποτελέσματα βαθμονόμησης για τα δυο μοντέλα

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο
Economizer	$U_{ref} = 41.1127023$	$s_U = 1.32983097$
Evaporator	$U_{ref} = 39.4534671$	$s_U = 1.15684895$
Superheater	$U_{ref} = 37.5514679$	$s_U = 1.31458843$

- Περίπτωση 2^η: Λειτουργία μονάδας στο 80% του φορτίου

Ο Πίνακας 5.4 και Πίνακας 5.5 παρουσιάζουν τα δεδομένα από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή για το καυσαέριο και το νερό αντίστοιχα.

Πίνακας 5.4: Στοιχεία κατασκευαστή για το Καυσαέριο

	Παροχή [kg/s]	Θερμοκρασία Εισόδου [K]	Θερμοκρασία εξόδου [K]
Economizer	539.6	583.15	570.15
Evaporator	539.6	735.15	583.15
Superheater	539.6	796.15	735.15

Πίνακας 5.5: Στοιχεία κατασκευαστή για το Νερό/Ατμό

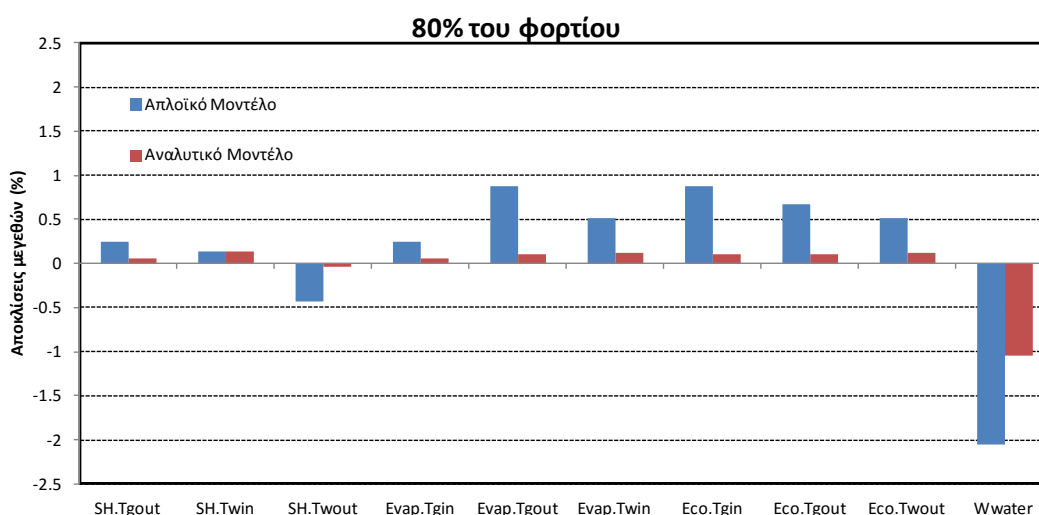
	Παροχή [kg/s]	Θερμοκρασία Εισόδου [K]	Θερμοκρασία εξόδου [K]	Πίεση Εισόδου [bar]	Πίεση Εξόδου [bar]	LMTD	Pinch Point	Approach
Economizer	65.9	551.15	572.15	93.5	91.8	14.64	-	-
Evaporator	65.9	572.15	577.15	91.3	91.3	55.17	6	5
Superheater	65.9	577.15	744.15	91.1	89.9	95.38	-	-

Τα αποτελέσματα των δυο μοντέλων και οι αποκλίσεις τους σε σχέση με τα δεδομένα του κατασκευαστή παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.6 και στο Σχήμα 5.17.

Πίνακας 5.6: Αποκλίσεις των δύο μοντέλων σε σχέση με τα δεδομένα του κατασκευαστή για το 80% του φορτίου.

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο	Αποκλίσεις Απλοϊκού Μοντέλου (%)	Αποκλίσεις Αναλυτικού Μοντέλου (%)
Superheater.EFF	0.837	0.852	-	-
Superheater.LMTD (-)	98.13	95.49	2.89	0.12
Superheater.Q (W)	36413844.1	37278231.8	-	-
Superheater.U (W/(m²·K))	33.95	36.28	-	-
Superheater.gas_in.Tt (K)	796.15	796.15	0	0
Superheater.gas_out.Tt (K)	737.00	735.59	0.25	0.06
Superheater.wast_in.Tt (K)	577.92	577.92	0.13	0.13
Superheater.wast_out.Tt (K)	740.97	743.84	-0.43	-0.041
Evaporator.DT_APPR	2.81	5.098	-43.8	1.96
Evaporator.DT_PNCH	10.36	5.87	72.67	-3

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο	Αποκλίσεις Απλοϊκού Μοντέλου (%)	Αποκλίσεις Αναλυτικού Μοντέλου (%)
Evaporator.EFF (-)	0.919	0.933	-	-
Evaporator.LMTD (-)	58.57	55.034	2.46	-0.25
Evaporator.Q (W)	89372373.3	91153056.6	-	-
Evaporator.U (W/(m ² ·K))	35.67	38.38	-	-
Evaporator.gas_in.Tt (K)	737.00	735.59	0.25	0.06
Evaporator.gas_out.Tt (K)	588.28	583.79	0.88	0.11
Evaporator.wast_in.Tt (K)	575.11	572.82	0.52	0.12
Evaporator.wast_out.Tt (K)	577.92	577.92	0.13	0.13
Economizer.EFF (-)	0.649	0.667	-	-
Economizer.LMTD (-)	17.55	14.88	19.91	1.62
Economizer.Q (W)	8428654.16	7658614.54	-	-
Economizer.U (W/(m ² ·K))	37.17	39.78	-	-
Economizer.gas_in.Tt (K)	588.28	583.79	0.88	0.11
Economizer.gas_out.Tt (K)	573.96	570.77	0.67	0.11
Economizer.wast_in.Tt (K)	551.15	551.15	0	0
Economizer.wast_out.Tt (K)	575.11	572.82	0.52	0.12
Economizer.wast_in.W (kg/sec)	64.55	65.22	-2.05	-1.04



Σχήμα 5.17: Αποκλίσεις των δύο μοντέλων σε σχέση με τα δεδομένα του κατασκευαστή για το 80% του φορτίου.

Όπως φαίνεται από τις αποκλίσεις των δυο μοντέλων, το αναλυτικό προσεγγίζει καλύτερα τα δεδομένα του κατασκευαστή στα χαμηλότερα φορτία σε σχέση με το

απλοϊκό μοντέλο. Οι μεγαλύτερες αποκλίσεις συναντώνται στα μεγέθη του ατμοποιητή. Συγκεκριμένα, μεγάλες αποκλίσεις παρατηρούνται στη θερμοκρασία εξόδου καυσαερίου και κατ' επέκταση στο Approach και ειδικά στο Pinch Point, το οποίο αποτελεί βασικό μέγεθος ως προς την ποιοτική ή μη λειτουργία ενός ΛΑΘ. Τέλος, σημαντικές αποκλίσεις διαπιστώνονται στην υπολογιζόμενη παροχή του συστήματος, η οποία είναι ελεύθερη μεταβλητή.

- **Περίπτωση 3^η: Λειτουργία μονάδας στο 50% του φορτίου**

Ο Πίνακας 5.7 και Πίνακας 5.8 παρουσιάζουν, όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις τα δεδομένα για το καυσαέριο και το νερό/ατμό από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή.

Πίνακας 5.7: Στοιχεία κατασκευαστή για το Καυσαέριο

	Παροχή [kg/s]	Θερμοκρασία Εισόδου [K]	Θερμοκρασία εξόδου [K]
Economizer	400.4	563.15	553.15
Evaporator	400.4	729.15	563.15
Superheater	400.4	792.15	729.15

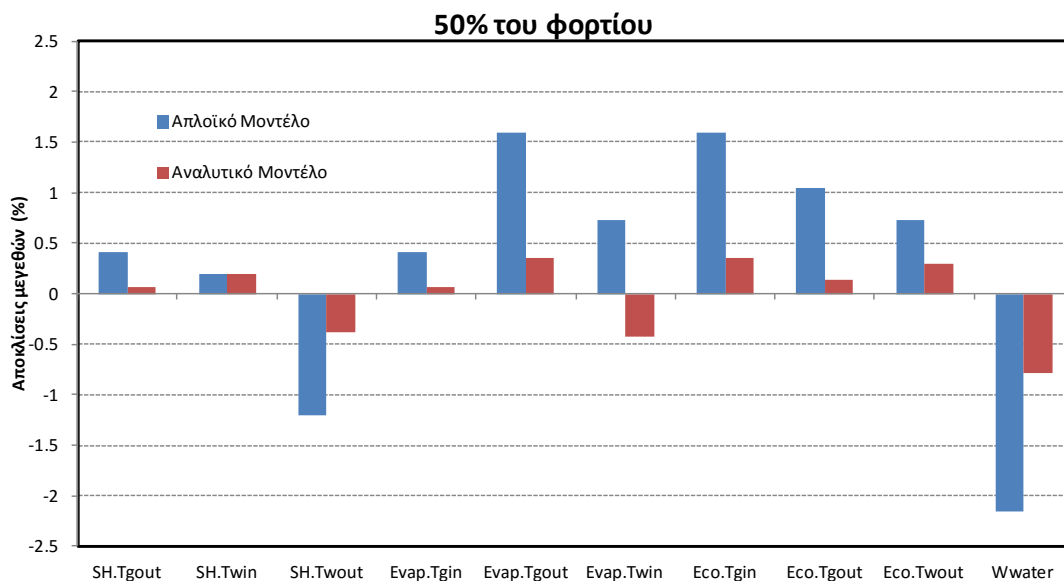
Πίνακας 5.8: Στοιχεία κατασκευαστή για το Νερό/Ατμό

	Παροχή [kg/s]	Θερμοκρασία Εισόδου [K]	Θερμοκρασία εξόδου [K]	Πίεση Εισόδου [bar]	Πίεση Εξόδου [bar]	LMTD	Pinch Point	Approach
Economizer	48.8	583.15	556.15	73	71.3	10.50	-	-
Evaporator	48.8	556.15	560.15	70.8	70.8	50.88	3	4
Superheater	48.8	559.15	755.15	70.7	69.8	87.22	-	-

Ο Πίνακας 5.9 και το Σχήμα 5.18 παρουσιάζει τις αντίστοιχες αποκλίσεις για το 50% του φορτίου

Πίνακας 5.9: Αποκλίσεις των δύο μοντέλων σε σχέση με τα δεδομένα του κατασκευαστή για το 50% του φορτίου.

	Απλοϊκό Μοντέλο	Αναλυτικό Μοντέλο	Αποκλίσεις Απλοϊκού Μοντέλου (%)	Αποκλίσεις Αναλυτικού Μοντέλου (%)
Superheater.EFF	0.881	0.912	-	-
Superheater.LMTD (-)	95.56	89.55	9.56	2.67
Superheater.Q (W)	27393242.2	28514752.4	-	-
Superheater.U (W/(m ² ·K))	26.74	31.12	-	-
Superheater.gas_in.Tt (K)	792.15	792.15	0	0
Superheater.gas_out.Tt (K)	732.13	729.65	0.41	0.07
Superheater.wast_in.Tt (K)	560.23	560.23	0.19	0.19
Superheater.wast_out.Tt (K)	746.08	752.28	-1.2	-0.38
Evaporator.DT_APPR	0	2.45285477	-100	-38.68
Evaporator.DT_PNCH	11.91	4.89	297	62.90
Evaporator.EFF (-)	0.93	0.96	-	-
Evaporator.LMTD (-)	59.93	51.63	17.79	1.48
Evaporator.Q (W)	71161548.4	73106356.1	-	-
Evaporator.U (W/(m ² ·K))	28.10	33.23	-	-
Evaporator.gas_in.Tt (K)	732.13	729.65	0.41	0.07
Evaporator.gas_out.Tt (K)	572.14	565.11	1.596	0.35
Evaporator.wast_in.Tt (K)	560.23	557.77	0.73	-0.42
Evaporator.wast_out.Tt (K)	560.23	560.23	0.014	0.014
Economizer.EFF (-)	0.686	0.727	-	-
Economizer.LMTD (-)	15.92	10.996	51.61	4.72
Economizer.Q (W)	5783101.4	4917311.54	-	-
Economizer.U (W/(m ² ·K))	29.28	34.22	-	-
Economizer.gas_in.Tt (K)	572.14	565.11	1.60	0.35
Economizer.gas_out.Tt (K)	558.89	553.85	1.04	0.13
Economizer.wast_in.Tt (K)	538.15	538.15	0	0
Economizer.wast_out.Tt (K)	560.23	557.77	0.73	0.29
Economizer.wast_in.W (kg/sec)	47.75	48.41	-2.16	-0.79



Σχήμα 5.18: Συνολικές αποκλίσεις των μεγεθών στο 50% του φορτίου κάθε μοντέλου σε σχέση με τα δεδομένα του κατασκευαστή.

Στο 50% του φορτίου της μονάδας παρατηρούνται σημαντικότερες αποκλίσεις ανάμεσα στο απλοϊκό μοντέλο και στα δεδομένα του κατασκευαστή. Οι διαφορές στις θερμοκρασίες είναι ακόμη μεγαλύτερες όπως και ο υπολογισμός του Approach και του Pinch Point. Μεγαλύτερη απόκλιση παρατηρείται επίσης και στην υπολογιζόμενη παροχή του συστήματος. Αντίθετα το αναλυτικό μοντέλο παρουσιάζει εμφανώς καλύτερη συμπεριφορά και σε αυτό το χαμηλό φορτίο. Ο υπολογισμός τόσο των θερμοκρασιών εξόδου κάθε συνιστώσας όσο και της συνολικής παροχής του συστήματος παρουσιάζει απόκλιση μικρότερη του 1%.

6

Δημιουργία Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας Τριών Πίεσεων

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται περιγραφή και ανάλυση του ΛΑΘ τριών πιέσεων της μονάδας συνδυασμένου κύκλου, Λαύριο V. Περιγράφεται αναλυτικά η διαδικασία μοντελοποίησης στο PROOSIS, τόσο με χρήση του αναλυτικού, όσο και του απλοϊκού μοντέλου και παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης λειτουργίας του ΛΑΘ σε όλο το εύρος λειτουργίας της μονάδας. Επιπλέον, πραγματοποιήθηκαν μελέτες για την επίδραση των εσωτερικών και εξωτερικών επικαθίσεων στον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κάθε συνιστώσας και στις συνολικές επιδόσεις του ΛΑΘ.

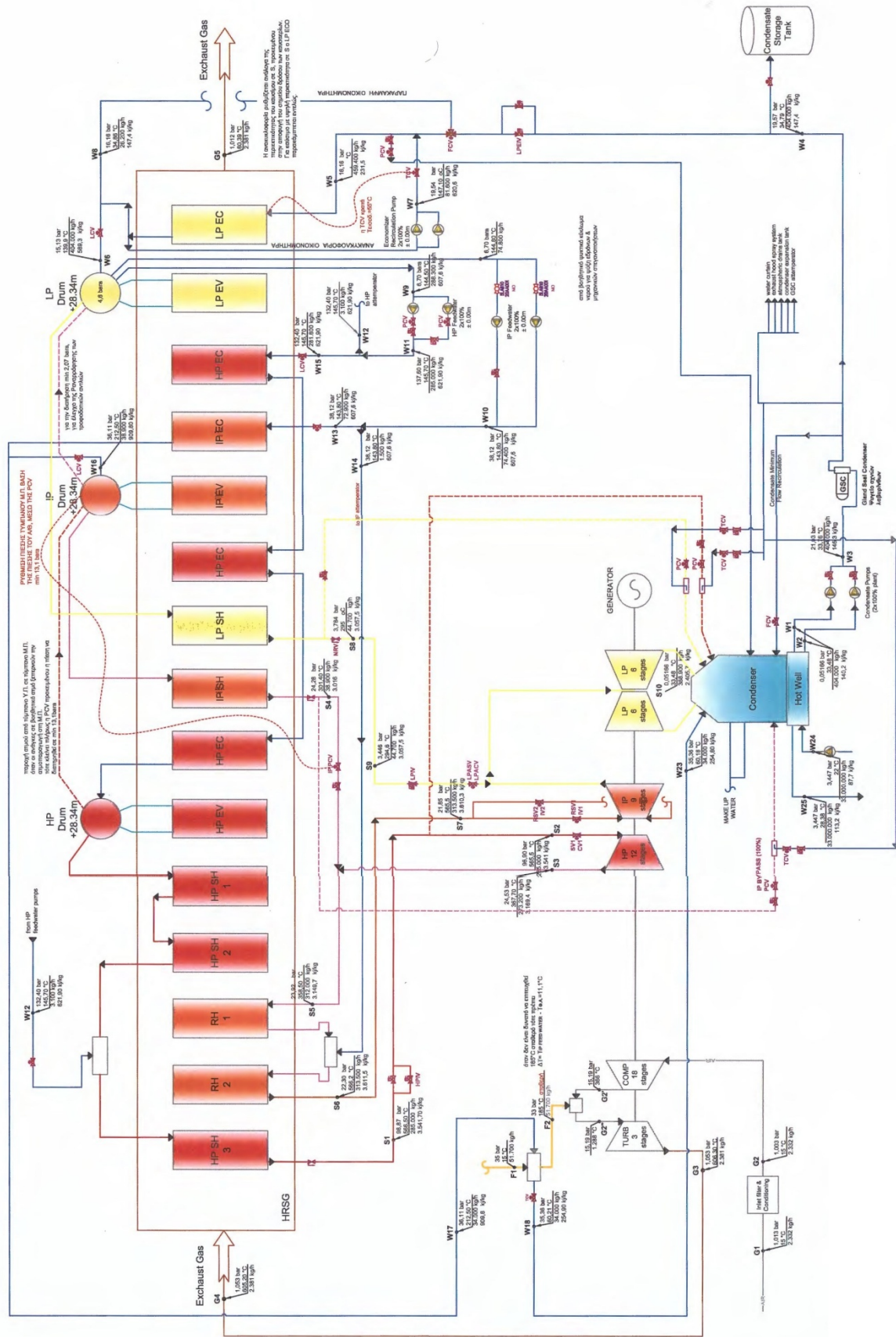
6.1 Περιγραφή της μονάδας.

Η μονάδα συνδυασμένου κύκλου Λαύριο V είναι μια από τις πιο σύγχρονες μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας στην Ελλάδα και αποτελείται από έναν αεριοστρόβιλο, έναν ΛΑΘ τριών πιέσεων (χαμηλής, μέσης και υψηλής πίεσης) και έναν ατμοστρόβιλο τριών κελυφών σε κοινή άτρακτο με μία γεννήτρια. Στο Σχήμα 6.1 απεικονίζεται η σχηματική διάταξη όλης της εγκατάστασης.

Ο Λέβητας αποτελείται συνολικά από 16 εναλλάκτες θερμότητας: 6 οικονομητήρες (economizer), 3 ατμοποιητές (evaporator), 5 υπερθερμαντήρες (superheater) και 2 αναθερμαντήρες (reheater). Συγκεκριμένα, το τμήμα χαμηλής πίεσης περιλαμβάνει 1 οικονομητήρα, 1 ατμοποιητή και 1 υπερθερμαντήρα, το τμήμα μέσης πίεσης 1 οικονομητήρα, 1 ατμοποιητή, 1 υπερθερμαντήρα και τους 2 αναθερμαντήρες και το τμήμα υψηλής πίεσης 4 οικονομητήρες, 1 ατμοποιητή και 3 υπερθερμαντήρες.

Η αναθέρμανση (reheating) για την παραγωγή ατμού μέσης πίεσης συντελείται μετά την μίξη του ατμού από την έξοδο του υπερθερμαντήρα μέσης πίεσης με τον ατμό από την έξοδο του ατμοστρόβιλου υψηλής πίεσης.

Μέρος του νερού μέσης πίεσης απομαστεύεται από την έξοδο του οικονομητήρα για θέρμανση του φυσικού αερίου (gas heating) που χρησιμοποιείται ως καύσιμο στον αεριοστρόβιλο.



Σχήμα 6.1: Σχηματική διάταξη μονάδας συνδυασμένου κύκλου Λαύριο V.

Για τη ρύθμιση της θερμοκρασίας του παραγόμενου ατμού μέσης και υψηλής πίεσης (desuperheating), χρησιμοποιείται νερό, που απομαστεύεται από τον ατμοποιητή χαμηλής πίεσης και τροφοδοτείται στους υπερθερμαντήρες από τις αντίστοιχες αντλίες.

Επίσης, ένα ποσοστό του νερού τροφοδοσίας μπορεί να παρακάμψει (bypass) τον οικονομητήρα χαμηλής πίεσης ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή διαφορά θερμοκρασίας (approach temperature difference) μεταξύ του νερού που εισέρχεται στον ατμοποιητή χαμηλής πίεσης και της θερμοκρασίας κορεσμού στην πίεση του τυμπάνου. Ταυτόχρονα πραγματοποιείται ρύθμιση της πίεσης των τυμπάνων χαμηλής και μέσης πίεσης, με την τοποθέτηση βανών, που ελέγχουν την διερχόμενη παροχή νερού.

Τέλος, ένα μέρος του νερού από την έξοδο του οικονομητήρα χαμηλής πίεσης ανακυκλοφορείται (recirculation), ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή θερμοκρασία στην είσοδο του.

Για την παρακολούθηση της μονάδας πραγματοποιούνται μετρήσεις σε διάφορες θέσεις κατά μήκος των διαφόρων συνιστωσών της μονάδας και οι οποίες αποθηκεύονται σε κατάλληλη βάση δεδομένων. Ο Πίνακας 6.1 παρουσιάζει τις μετρήσεις που σχετίζονται με τη λειτουργία του ΛΑΘ.

Πίνακας 6.1: Μετρήσεις της μονάδας που σχετίζονται με τον ΛΑΘ

Περιγραφή	Μονάδες
Air Mass Flow	kg/s
Ambient Pressure	mbar
RELATIVE HUMIDITY	%
Compressor inlet Temperature	C
Gas Fuel mass flow	kg/s
INLET GAS PRESSURE DP	mbar
INLET GAS TEMPERATURE AVG	C
INLET GAS TEMPERATURE 1	C
INLET GAS TEMPERATURE 2	C
INLET GAS TEMPERATURE 3	C
LP CONDENSATE FLOW 1	t/h
LP CONDENSATE FLOW 2	t/h
LP CONDENSATE PRESSURE	barg
LP CONDENSATE TEMPERATURE 1	C
LP CONDENSATE TEMPERATURE 2	C
LP CONDENSATE TEMPERATURE AVG	C
LP RECIRCULATION PUMP FLOW	t/h
LP RECIRCULATION PUMP DISCHARGE PRESSURE	barg
LP ECO TEMPERATURE IN 1	C
LP ECO TEMPERATURE IN 2	C
LP ECO TEMPERATURE OUT	C
LP DE-AERATOR TEMPERATURE IN 1	C
LP DE-AERATOR TEMPERATURE IN 2	C
LP DE-AERATOR TEMPERATURE IN AVG	C

Περιγραφή	Μονάδες
LP DRUM PRESSURE 1	barg
LP DRUM PRESSURE 2	barg
LP STEAM FLOW 1	t/h
LP STEAM FLOW 2	t/h
LP STEAM FLOW AVG	t/h
LP STEAM TEMPERATURE 1	C
LP STEAM TEMPERATURE 2	C
LP STEAM PRESSURE 1	barg
LP STEAM PRESSURE 2	barg
IP PUMP 1 FLOW 1	kg/h
IP PUMP 1 FLOW 2	kg/h
IP PUMP 2 FLOW 1	kg/h
IP PUMP 2 FLOW 2	kg/h
IP PUMP 1 DISCHARGE PRESSURE	barg
IP PUMP 2 DISCHARGE PRESSURE	barg
IP PUMP 1 DISCHARGE TEMPERATURE	C
IP PUMP 2 DISCHARGE TEMPERATURE	C
IP ECO INLET PRESSURE 1	barg
IP ECO INLET PRESSURE 2	barg
IP ECO INLET TEMPERATURE	C
IP FEEDWAT TO FUEL-GAS PERFORM HEAT EXCH	t/h
IP EVAPORATOR FW IN FLOW 1	t/h
IP EVAPORATOR FW IN FLOW 2	t/h
IP EVAPORATOR FW IN TEMPERATURE 1	C
IP EVAPORATOR FW IN TEMPERATURE 2	C
IP EVAPORATOR FW IN TEMPERATURE AVG	C
IP EVAPORATOR FW IN PRESSURE	barg
IP DRUM PRESSURE 1	barg
IP DRUM PRESSURE 2	barg
IP STEAM FLOW 1 (AFTER IP SH)	t/h
IP STEAM FLOW 2 (AFTER IP SH)	t/h
IP STEAM FLOW AVG (AFTER IP SH)	t/h
IP STEAM TEMPERATURE 1 (AFTER IP SH)	C
IP STEAM TEMPERATURE 2 (AFTER IP SH)	C
IP STEAM PRESSURE 1 (AFTER IP SH)	barg
IP STEAM PRESSURE 2 (AFTER IP SH)	barg
HP STEAM TURBINE EXIT TEMEPRTATURE	C
LTRH PRESSURE IN	barg
LTRH TEMPERATURE IN	C
IP DSH Steam temperature IN	C
IP DSH WATER FLOW	t/h
IP DSH Steam temperature OUT 1	C
IP DSH Steam temperature OUT 2	C
HTRH Steam pressure OUT	barg

Περιγραφή	Μονάδες
HTRH Steam temperature OUT 1	C
HTRH Steam temperature OUT 2	C
HP PUMP 1 FLOW 1	kg/h
HP PUMP 1 FLOW 2	kg/h
HP PUMP 2 FLOW 1	kg/h
HP PUMP 2 FLOW 2	kg/h
HP PUMP 1 DISCHARGE PRESSURE	barg
HP PUMP 2 DISCHARGE PRESSURE	barg
HP PUMP 1 DISCHARGE TEMPERATURE	C
HP PUMP 2 DISCHARGE TEMPERATURE	C
HP ECO PRESSURE IN (before valve)	barg
HP ECO FLOW IN 1	t/h
HP ECO FLOW IN 2	t/h
HP ECO FLOW IN AVG	t/h
HP ECO PRESSURE IN	barg
DP HP FW CTRL VLV 1	barg
DP HP FW CTRL VLV 2	barg
DP HP FW CTRL VLV AVG	barg
HP ECO TEMPERATURE IN 1	C
HP ECO TEMPERATURE IN 2	C
HP ECO TEMPERATURE IN AVG	C
HP ECO OUT	C
HP DRUM PRESSURE 1	barg
HP DRUM PRESSURE 2	barg
HP DSH Steam temperature OUT 1	C
HP DSH Steam temperature OUT 2	C
HP DSH WATER FLOW 1	t/h
HP DSH WATER FLOW 2	t/h
HP DSH WATER FLOW AVG	t/h
HP DSH Steam temperature IN	C
HP MAIN STEAM FLOW 1	t/h
HP MAIN STEAM FLOW 2	t/h
HP MAIN STEAM FLOW AVG	t/h
HP MAIN STEAM TEMPERATURE 1	C
HP MAIN STEAM TEMPERATURE 2	C
HP MAIN STEAM PRESSURE 1	barg
HP MAIN STEAM PRESSURE 2	barg
HP MAIN STEAM PRESSURE AVG	barg

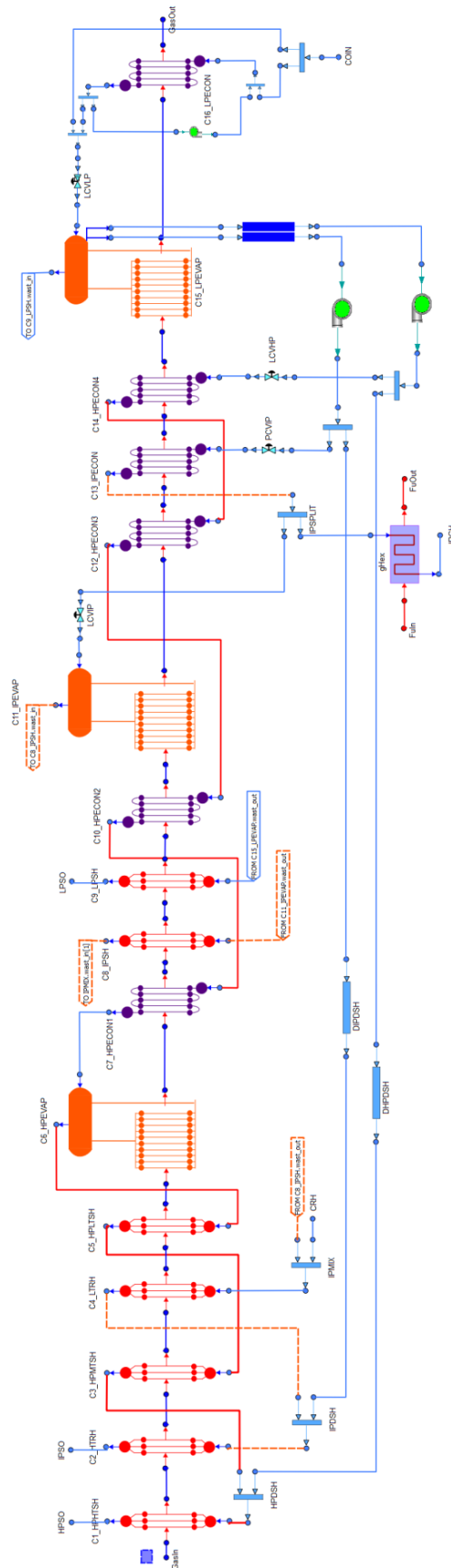
6.1 Διαδικασία μοντελοποίησης.

Το πρώτο βήμα για την μοντελοποίηση του ΛΑΘ της μονάδας ήταν η αναγνώριση των επιμέρους συνιστωσών και η δημιουργία του σχηματικού διαγράμματος στο PROOSIS, χρησιμοποιώντας τα αντίστοιχα components. Η εργασία αυτή πραγματοποιήθηκε δύο φορές , μια χρησιμοποιώντας τα components του απλοϊκού μοντέλου και μια με τα αντίστοιχα του αναλυτικού. Για λόγους ευκολίας ακολουθήθηκε η ίδια ονοματολογία όσον αφορά τα components και στα δύο σχηματικά. Το σχηματικό διάγραμμα της διάταξης που δημιουργήθηκε απεικονίζεται στο Σχήμα 6.2. Ο Πίνακας 6.2 επεξηγεί την ονοματολογία των συνιστωσών του σχηματικού διαγράμματος.

Πίνακας 6.2: Ονοματολογία σχηματικού διαγράμματος ΛΑΘ

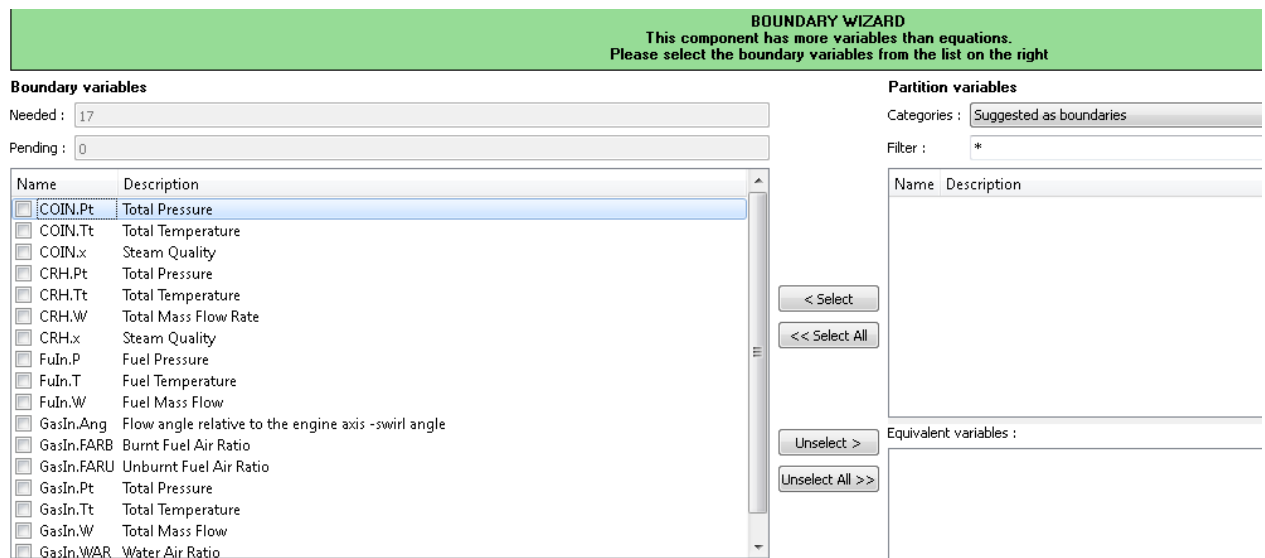
Όνομα	Επεξήγηση
C1_HPHTSH	Υπερθερμαντήρας υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας
C2_HTRH	Αναθερμαντήρας υψηλής θερμοκρασίας
C3_HPMTSH	Υπερθερμαντήρας υψηλής πίεσης και μέσης θερμοκρασίας
C4_LTRH	Αναθερμαντήρας χαμηλής θερμοκρασίας
C5_HPLTSH	Υπερθερμαντήρας υψηλής πίεσης και χαμηλής θερμοκρασίας
C6_HPEVAP	Ατμοποιητής υψηλής πίεσης
C7_HPECON1	Οικονομητήρας υψηλής πίεσης 1
C8_IPSH	Υπερθερμαντήρας μέσης πίεσης
C9_LPSH	Υπερθερμαντήρας χαμηλής πίεσης
C10_HPECON2	Οικονομητήρας υψηλής πίεσης 2
C11_IPEVAP	Ατμοποιητής μέσης πίεσης
C12_HPECON3	Οικονομητήρας υψηλής πίεσης 3
C13_IPECON	Οικονομητήρας μέσης πίεσης
C14_HPECON4	Οικονομητήρας υψηλής πίεσης 4
C15_LPEVAP	Ατμοποιητής χαμηλής πίεσης
C16_LPECON	Οικονομητήρας χαμηλής πίεσης
DHPDSH	Αγωγός ρεύματος του υπό-υπερθερμαντήρα υψηλής πίεσης
DIPDSH	Αγωγός ρεύματος του υπό-υπερθερμαντήρα μέσης πίεσης
FWMIX	Ανάμιξη ρεύματος από την ανακυκλοφορία και το ρεύμα απομάστευσης της παροχής εισόδου
FWSPPLIT	Διαχωρισμός του ρεύματος ανακυκλοφορίας και του ρεύματος ανάμιξης πριν τον LPEVAP.
HPDSH	Υπό-υπερθερμαντήρας υψηλής πίεσης

Όνομα	Επεξήγηση
HPFWsplit	Διαχωρισμός του ρεύματος από την αντλία υψηλής πίεσης στο ρεύμα του HPDSH και του HPECON4
IPDSH	Υπό-υπερθεμαντήρας μέσης πίεσης
IPFWsplit	Διαχωρισμός του ρεύματος από την αντλία μέσης πίεσης στο ρεύμα του IPDSH και του IPECON
IPMIX	Ανάμιξη του ατμού μέσης πίεσης με τον ατμό από την έξοδο του αμοστροβίλου υψηλής πίεσης
IPSPLIT	Απομάστευση νερού για θέρμανση του φυσικού αερίου
gHex	Προθεμαντήρας φυσικού αερίου
LCVHP	Βάνα για τη ρύθμιση της πίεσης στο τύμπανο υψηλής πίεσης με μεταβολή της παροχής.
LCVIP	Βάνα για τη ρύθμιση της πίεσης στο τύμπανο μέσης πίεσης με μεταβολή της παροχής.
LCVLP	Βάνα για τη ρύθμιση της πίεσης στο τύμπανο χαμηλής πίεσης με μεταβολή της παροχής.
LPMIX	Ανάμιξη ρεύματος από FWSPLIT και του ρεύματος που εξέρχεται από τον LPSPLIT
LPSPLIT	Διαχωρισμός του ρεύματος που βγαίνει από τον LPECON στο ρεύμα ανακυκλοφορίας και στο ρεύμα του LPMIX
PCVIP	Βάνα για τη ρύθμιση της πίεσης στο ρεύμα μέσης πίεσης πριν τον IPECON.
PumpHP	Αντλία υψηλής πίεσης
PumpIP	Αντλία μέσης πίεσης
PumpRC	Αντλία ανακυκλοφορίας



Σχήμα 6.2: Σχηματικό διάγραμμα ΛΑΘ μονάδας.

Όπως φαίνεται και από Σχήμα 6.2 η διάταξη του συνολικού μοντέλου είναι αρκετά πολύπλοκη. Για τον καθορισμό του μαθηματικού μοντέλου δημιουργείται κατάλληλο Partition το οποίο αποτελείται συνολικά από 604 εξισώσεις με 17 οριακές συνθήκες (Boundary Variables) όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.3 και 11 αλγεβρικές μεταβλητές (Algebraic Variables) όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.4 και στον Πίνακας 6.3.



Σχήμα 6.3: Δημιουργία μαθηματικού μοντέλου –Partition, οριακές συνθήκες

Οι οριακές συνθήκες που απαιτούνται αντιστοιχούν σε όλες τις εισόδους του σχηματικού διαγράμματος του μοντέλου. Συγκεκριμένα απαιτούνται:

- 3 μεταβλητές για την είσοδο του νερού στον ΛΑΘ, πίεση (COIN.Pt), θερμοκρασία(COIN.Tt) και υγρότητα (COIN.x)
- 4 μεταβλητές για το ρεύμα που έρχεται από τον ατμοστρόβιλο υψηλής πίεσης, (CRH.Pt, CRH.Tt, CRH.W, CRH.x)
- 3 μεταβλητές για την είσοδο στον προθερμαντήρα καυσίμου, (FuIn.P, FuIn.T, FuIn.W)
- Και 7 μεταβλητές για την είσοδο του καυσαερίου στον ΛΑΘ (GasIn.Ang, GasIn.FARB, GasIn.FARU, GasIn.Pt, GasIn.Tt, GasIn.W, GasIn.WAR).

Επομένως, το σύστημα που δημιουργείται προς επίλυση είναι 11x11. Στη συνέχεια, για την προσομοίωση του συστήματος ελέγχου όλης της εγκατάστασης εισήχθησαν σε επίπεδο experiment και άλλες 9 μεταβλητές, οι οποίες αφορούν:

- την πτώση πίεσης στις βάνες για τον καθορισμό της πίεσης σε όλα τα τύμπανα
- τους διαχωριστές μετά τον ατμοποιητή χαμηλής πίεσης οι οποίοι καθορίζουν την παροχή που πηγαίνει στους υπο-υπερθερμαντήρες (desuperheaters).
- τον διαχωριστή του οικονομητήρα χαμηλής πίεσης, ο οποίος καθορίζει το ρεύμα ανακυκλοφορίας, με σκοπό την ρύθμιση της θερμοκρασίας στην είσοδο του

Οπότε δημιουργείται τελικά, ένα επαυξημένο σύστημα 20x20. Από τα παραπάνω, γίνεται κατανοητή η μεγάλη πολυπλοκότητα του μοντέλου και η ανάγκη για όσο το δυνατόν ακριβέστερη αρχικοποίηση των αλγεβρικών μεταβλητών, η επιλογή των οποίων έγινε με βασικό γνώμονα την ευκολία καθορισμού αρχικής εκτίμησής τους.

Σε επίπεδο πειράματος, το PROOSIS διαβάζει πολλαπλές μετρήσεις από δύο κατάλληλα διαμορφωμένα αρχεία, τα οποία αντιστοιχούν στις μετρήσεις του ΛΑΘ και του προθερμαντήρα καυσίμου. Οι βασικές μεταβλητές λαμβάνουν τις τιμές τους από τις μετρήσεις σε κάθε σημείο και ταυτόχρονα υπολογίζονται όλα τα ζητούμενα μεγέθη.

Σε αυτό το σημείο πρέπει να τονιστεί, και για τα δυο μοντέλα, απλοϊκό και αναλυτικό, η διαδικασία της δημιουργίας και του μαθηματικού μοντέλου και του experiment γίνεται με τον ίδιο τρόπο, με τις ίδιες οριακές και αλγεβρικές μεταβλητές.

6.2 Βαθμονόμηση των δυο μοντέλων.

Για την ακριβέστερη προσομοίωση του ΛΑΘ επιλέγεται να γίνει βαθμονόμηση σε όλο το εύρος λειτουργίας της εγκατάστασης και για τα δύο μοντέλα. Συγκεκριμένα επιλέχθηκαν 6 σημεία λειτουργίας που αντιστοιχούν από το 100% μέχρι το 60% του φορτίου και μέσω μιας διαδικασίας βελτιστοποίησης, με χρήση του αλγορίθμου Simplex, υπολογίζονται οι συντελεστές κλίμακας για κάθε συνιστώσα και για τα δυο μοντέλα. Αρχικά, πρέπει να τονιστεί ότι επιλέγεται η μέθοδος της βελτιστοποίησης γιατί δεν υπάρχουν αρκετές μετρήσεις για τη δημιουργία τετραγωνικού προβλήματος.

Διαδικασία εύρεσης βέλτιστων συντελεστών κλίμακας

Η διαδικασία της βαθμονόμησης ενός μοντέλου με δεδομένες μετρήσεις μπορεί να γίνει με πολλούς τρόπους, δηλαδή σε ένα ή σε περισσότερα σημεία λειτουργίας της εκάστοτε εγκατάστασης. Στο κεφάλαιο 3 όπου πραγματοποιήθηκε μελέτη για ΛΑΘ μίας πίεσης, η βαθμονόμηση έγινε για ένα σημείο λειτουργίας που αντιστοιχούσε στο μέγιστο φορτίο.

Στο συνολικό μοντέλο της εγκατάστασης, ο υπολογισμός των συντελεστών κλίμακας πραγματοποιήθηκε για ένα εύρος λειτουργίας, χρησιμοποιώντας πολλαπλά σημεία. Δημιουργήθηκε, επομένως ένα νέο πείραμα (experiment) στο ίδιο partition, όπου δομήθηκε ο παρακάτω κώδικας.

Ακολουθεί μια σύντομη περιγραφή των διεργασιών που λαμβάνουν χώρα κατά τη διάρκεια της βελτιστοποίησης:

1. Καλείται ο αλγόριθμος της Simplex. Δίνονται ως ορίσματα:
 - Ο αριθμός ανεξάρτητων μεταβλητών
 - Ο μέγιστος αριθμός, η σύγκλιση και ο δείκτης των επαναλήψεων

- Η ποσότητα αλλαγής κάθε ανεξάρτητης μεταβλητής
 - Η επιθυμητή ακρίβεια κάθε ανεξάρτητης μεταβλητής
2. Δηλώνονται οι αλγεβρικές μεταβλητές, οι οποίες υπολογίζονται ώστε να προσεγγίζουν τις μετρήσεις σε κάθε σημείο λειτουργίας.
 3. Στη συνέχεια καλείται μια συνάρτηση, η οποία διαβάζει τις μετρήσεις του ΛΑΘ, μέσα από κατάλληλα διαμορφωμένα αρχεία και στη συνέχεια επιλύει το μαθηματικό μοντέλο για διακριτά σημεία λειτουργίας. Στην προκειμένη περίπτωση επιλέχθηκαν 6 σημεία για να καλυφθεί όλο το εύρος λειτουργίας της εγκατάστασης, ούτως ώστε σε κάθε σημείο τα αποτελέσματα που προκύπτουν να προσεγγίζουν τις μετρήσεις.
 4. Τέλος, υπολογίζονται οι συντελεστές κλίμακας, ώστε τα αποτελέσματα που προκύπτουν για τα έξι σημεία λειτουργίας που επιλέχθηκαν να έχουν τις μικρότερες δυνατές αποκλίσεις από τις μετρήσεις. Ταυτόχρονα, σε κάθε επανάληψη, υπολογίζεται η συνάρτηση κόστους (CF), αθροίζοντας τα τετράγωνα των αποκλίσεων.
 5. Η Simplex συγκρίνει τη τιμή της CF με αυτή της προηγούμενης επανάληψης και αποφασίζει για το πώς θα κινηθεί. Δηλαδή, εάν η νέα τιμή της CF είναι μικρότερη τότε σημαίνει πως θα μετατρέψει τις ανεξάρτητες μεταβλητές με τον ίδιο τρόπο που έκανε και στην προηγούμενη επανάληψη. Σε αντίθετη περίπτωση αλλάζει την κατεύθυνση των αλλαγών, στην αντίθετη πορεία.
 6. Η διαδικασία αυτή επαναλαμβάνεται έως ότου ελαχιστοποιηθούν οι αποκλίσεις ή ολοκληρωθεί ο μέγιστος αριθμός των επαναλήψεων που ορίστηκε αρχικώς.

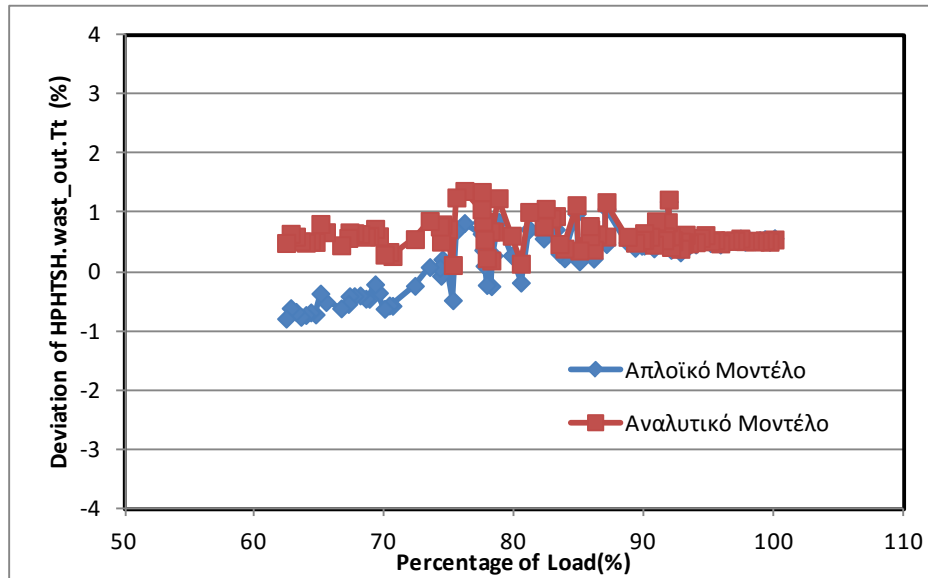
Με το πέρας της διαδικασίας προκύπτουν οι βέλτιστες τιμές των συντελεστών κλίμακας. Ο Πίνακας 6.4 παρουσιάζει τις τιμές αυτές για το αναλυτικό μοντέλο. Αντίστοιχοι συντελεστές προέκυψαν και για το απλοϊκό μοντέλο.

Πίνακας 6.4: Βέλτιστες τιμές των συντελεστών κλίμακας για το αναλυτικό μοντέλο

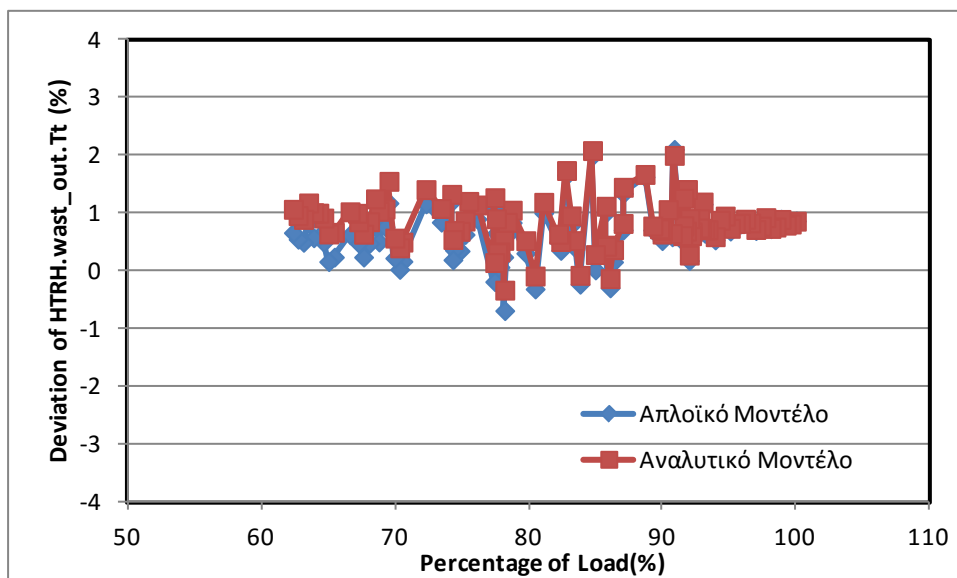
Συνιστώσα	Τιμή	Συνιστώσα	Τιμή
C1_HPHTSH.s_U	1.09929	C9_LPSH.s_U	0.915811
C2_HTRH.s_U	1.20295	C10_HPECON2.s_U	1.27056
C3_HPMTSH.s_U	1.15537	C11_IPEVAP.s_U	0.760094
C4_LTRH.s_U	0.874687	C12_HPECON3.s_U	1.28148
C5_HPLTSH.s_U	1.14981	C13_IPECON.s_U	0.939218
C6_HPEVAP.s_U	1.148567	C14_HPECON4.s_U	1.70878
C7_HPECON1.s_U	1.0521	C15_LPEVAP.s_U	0.600401
C8_IPSH.s_U	1.70712	C16_LPECON.s_U	1.25934

Αποκλίσεις των δυο μοντέλων σε σχέση με τις μετρήσεις

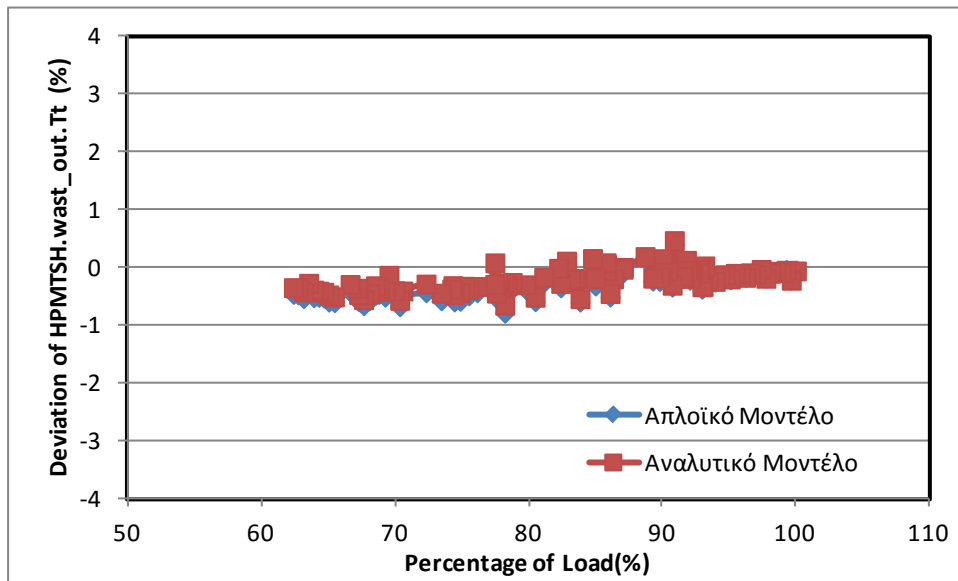
Εισάγοντας τους συντελεστές κλίμακας, στις συνιστώσες και των δυο μοντέλων, υπολογίστηκαν όλα τα ζητούμενα μεγέθη για ένα εύρος λειτουργίας από το 100% μέχρι το 60% του φορτίου της μονάδας. Στο Σχήμα 6.5 έως Σχήμα 6.15 παρουσιάζονται οι ποσοστιαίες αποκλίσεις των δύο μοντέλων από τις μετρήσεις συναρτήσει του φορτίου της μονάδας.



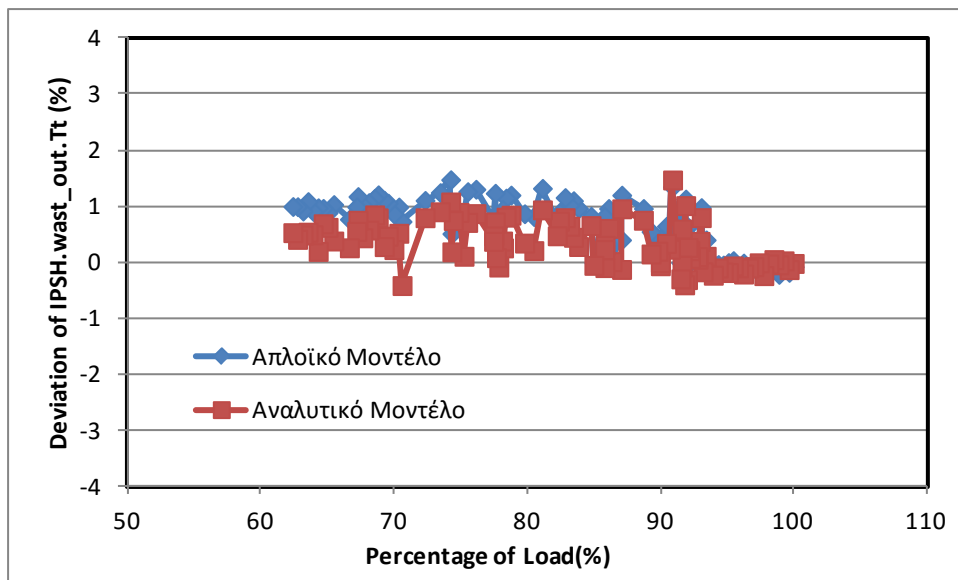
Σχήμα 6.5: Ποσοστιαίες αποκλίσεις των δυο μοντέλων για τη θερμοκρασία εξόδου του ατμού από τον πρώτο υπερθερμαντήρα υψηλής πίεσης.



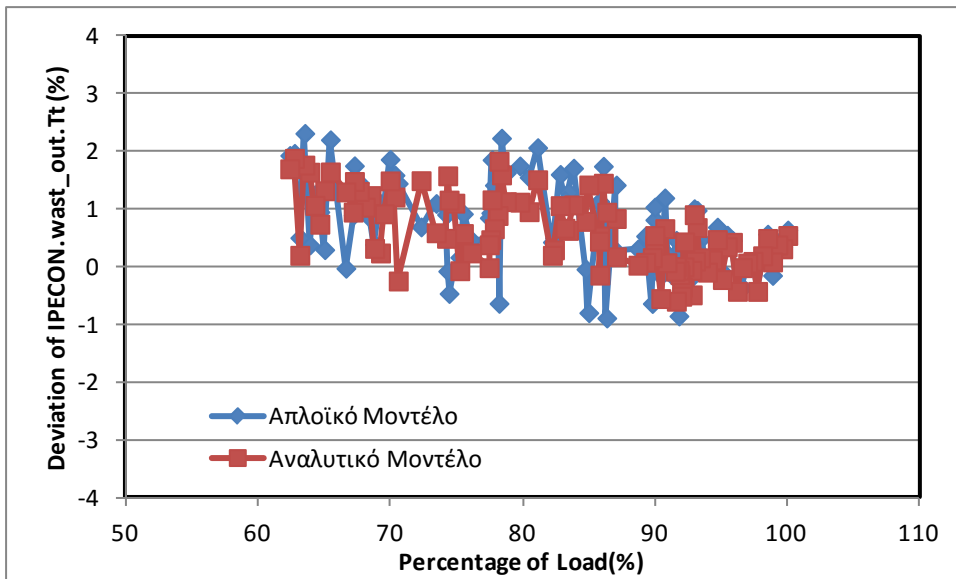
Σχήμα 6.6 : Ποσοστιαίες αποκλίσεις των δυο μοντέλων για τη θερμοκρασία εξόδου του ατμού από τον προθερμαντήρα μέσης πίεσης.



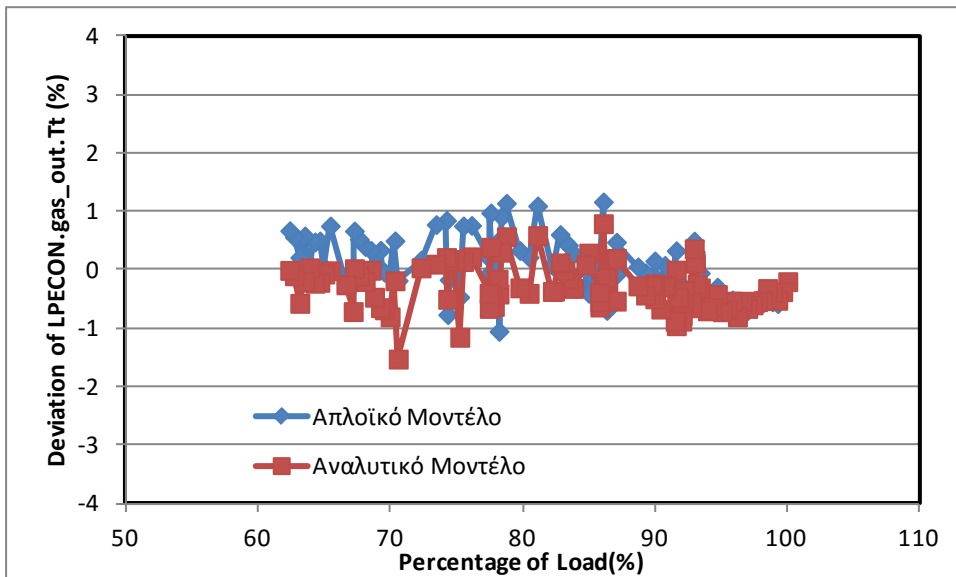
Σχήμα 6.7: Ποσοστιαίες αποκλίσεις των δυο μοντέλων για τη θερμοκρασία εξόδου του ατμού από τον προθερμαντήρα υψηλής πίεσης, μέσης θερμοκρασίας.



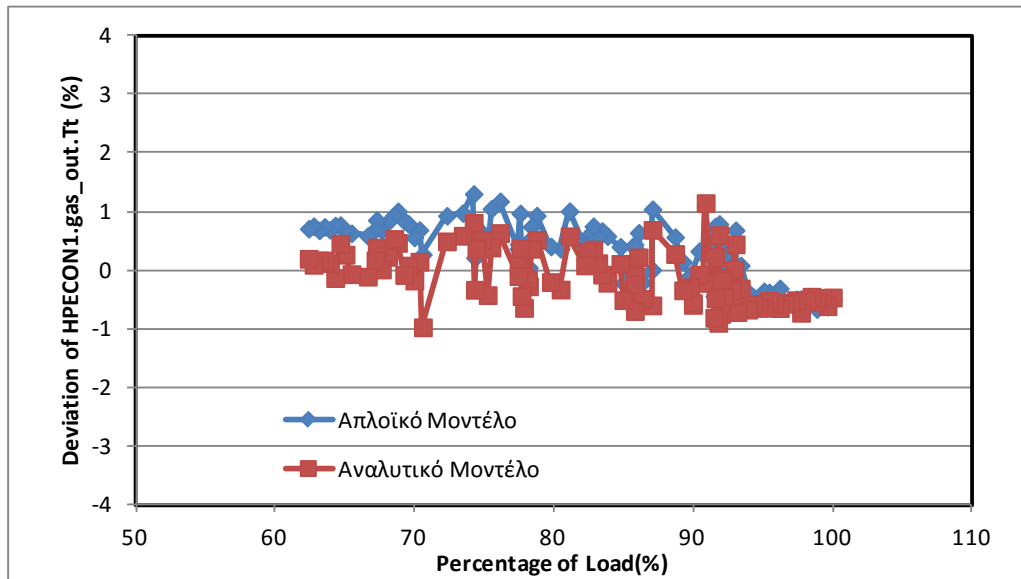
Σχήμα 6.8: Ποσοστιαίες αποκλίσεις των δυο μοντέλων για τη θερμοκρασία εξόδου του ατμού από τον υπερθερμαντήρα μέσης πίεσης.



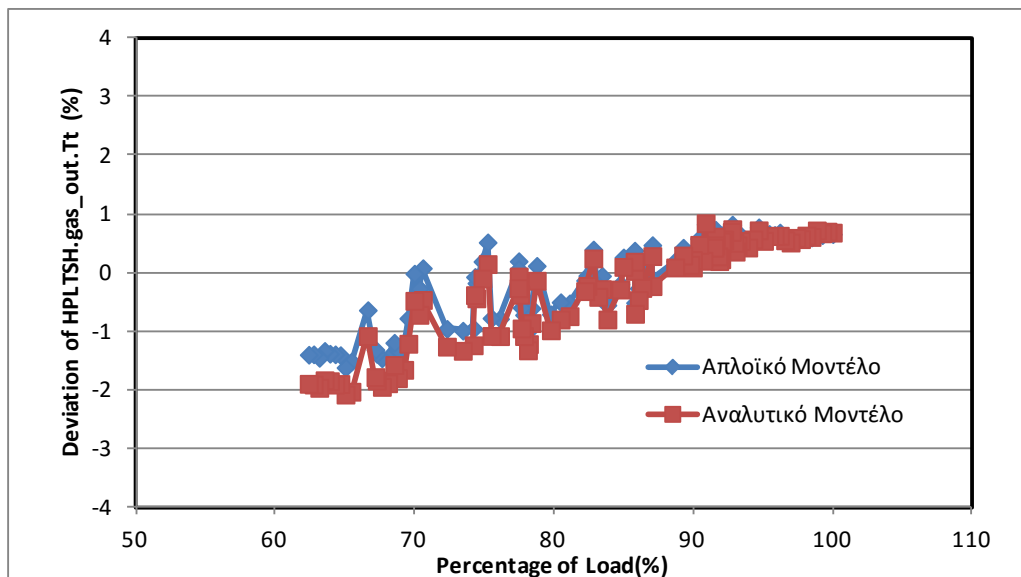
Σχήμα 6.9: Ποσοστιαίες αποκλίσεις των δυο μοντέλων για τη θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον οικονομητήρα μέσης πίεσης.



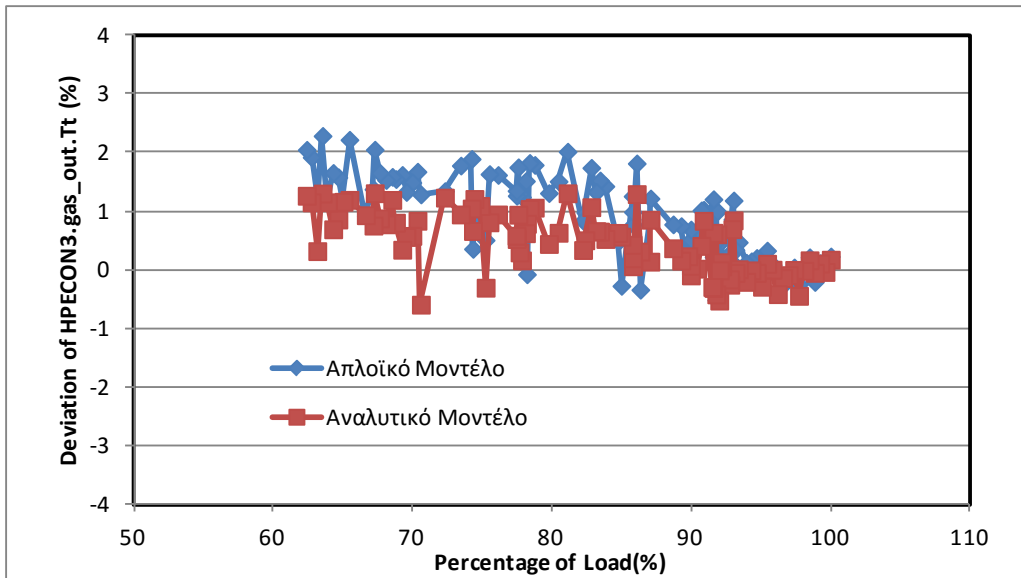
Σχήμα 6.10: Ποσοστιαίες αποκλίσεις των δυο μοντέλων για τη θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από τον οικονομητήρα χαμηλής πίεσης.



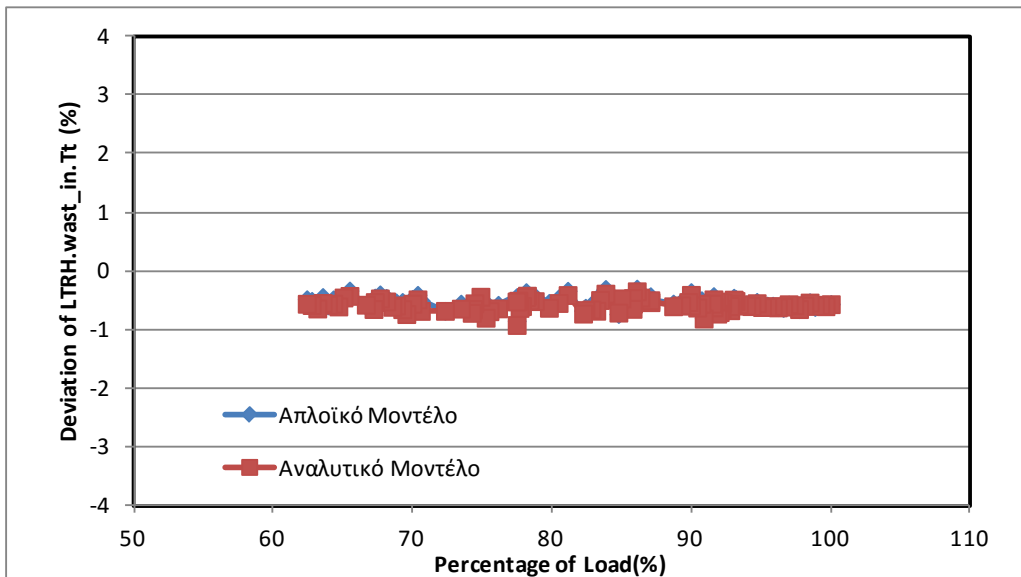
Σχήμα 6.11: Ποσοστιαίες αποκλίσεις των δυο μοντέλων για τη θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου σε έναν από τους οικονομητήρες υψηλής πίεσης.



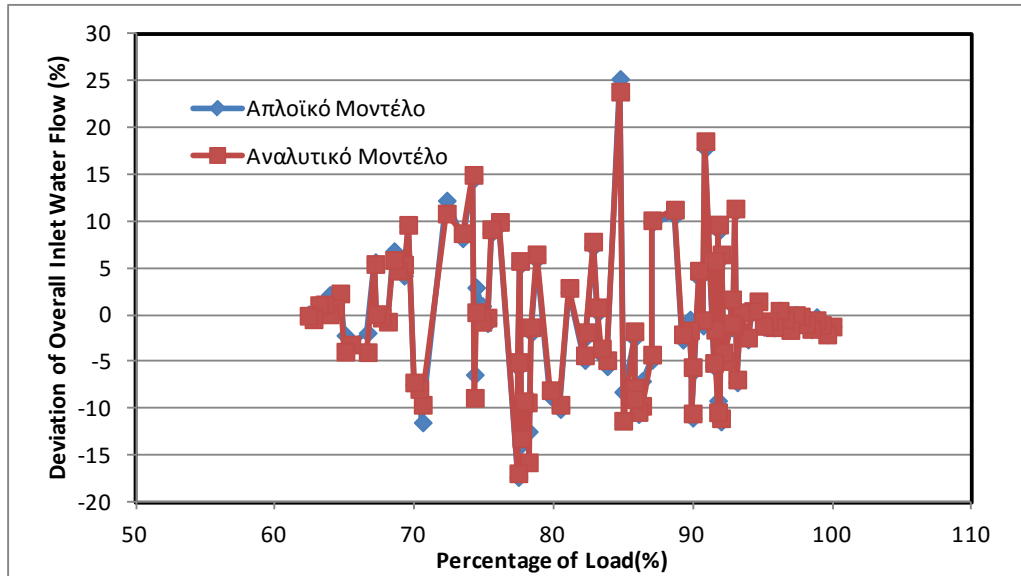
Σχήμα 6.12: Ποσοστιαίες αποκλίσεις των δυο μοντέλων για τη θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από τον υπερθερμαντήρα υψηλής πίεσης.



Σχήμα 6.13: Ποσοστιαίες αποκλίσεις των δυο μοντέλων για τη θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου στον 3^ο οικονομητήρα υψηλής πίεσης.



Σχήμα 6.14: Ποσοστιαίες αποκλίσεις των δυο μοντέλων για τη θερμοκρασία εισόδου του ατμού στον προθερμαντήρα χαμηλής πίεσης.



Σχήμα 6.15: Ποσοστιαίες αποκλίσεις των δυο μοντέλων για τη συνολική παροχή του νερού που εισέρχεται στον ΛΑΘ.

Αρχικά αξίζει να σημειωθεί ότι οι αποκλίσεις όλων των μεγεθών είναι της τάξης του $\pm 2\%$, εκτός από την συνολική παροχή που εισέρχεται στον ΛΑΘ (Σχήμα 6.15). Η μεγάλη αυτή διαφορά οφείλεται στο ότι γενικά, η μέτρηση της παροχής του νερού και ειδικά του ατμού δεν είναι αξιόπιστη. Επίσης, κυρίως στα ενδιάμεσα φορτία όπου παρατηρούνται και οι μεγαλύτερες αποκλίσεις, η κατάσταση λειτουργίας της εγκατάστασης δεν είναι σταθερή, με αποτέλεσμα οι μετρήσεις να μην έχουν πλήρως σταθεροποιηθεί.

Επίσης, είναι εμφανές ότι και τα δυο μοντέλα στα υψηλά φορτία παρουσιάζουν τα ίδια αποτελέσματα και τα αντίστοιχα σημεία στα διαγράμματα ταυτίζονται. Με την μείωση του φορτίου το αναλυτικό μοντέλο παρουσιάζει λίγο καλύτερη συμπεριφορά εκτός από την θερμοκρασία εξόδου του ατμού από τον προθερμαντήρα μέσης πίεσης (Σχήμα 6.6) και την θερμοκρασία εξόδου του καυσαερίου από τον υπερθερμαντήρα υψηλής πίεσης (Σχήμα 6.12). Αλλά και σε αυτές τις περιπτώσεις οι διαφορές είναι πολύ μικρές.

Το γεγονός ότι δεν φαίνεται μια ξεκάθαρη υπεροχή του αναλυτικού μοντέλου έναντι του απλοϊκού, όταν χρησιμοποιούνται πραγματικές μετρήσεις, σε αντίθεση με τα δεδομένα του κατασκευαστή, οφείλεται πιθανά, στο ότι η διαφορά των δύο μοντέλων είναι μικρότερη από την αβεβαιότητα της ίδιας της μέτρησης.

6.3 Επίδραση των επικαθίσεων στους σωλήνες του ΛΑΘ

Στους ΛΑΘ με την πάροδο της λειτουργίας τους παρατηρούνται, όπως έχει αναφερθεί και στο Κεφάλαιο 2, επικαθίσεις εσωτερικά και εξωτερικά των σωλήνων, οι

οποίες επηρεάζουν τη λειτουργία τους. Οι εξωτερικές επικαθίσεις αποτελούν, στην ουσία, ρύπανση των σωλήνων από τα σωματίδια του καυσαερίου, τα οποία προσκολλώνται στο εξωτερικό των σωλήνων και στα περύγια. Οι εξωτερικές επικαθίσεις εξαρτώνται κατά κύριο λόγο από τον τύπο του καυσίμου που χρησιμοποιείται. Στην συγκεκριμένη εγκατάσταση χρησιμοποιείται φυσικό αέριο, το οποίο ως καθαρό καύσιμο, δεν περιέχει πολλά σωματίδια αιθάλης σε αντίθεση με άλλα καύσιμα, όπως π.χ. πετρέλαιο.

Οι εσωτερικές επικαθίσεις αντίστοιχα, προκαλούνται από τα άλατα του νερού, τα οποία προσκολλώνται στο εσωτερικό των σωλήνων, μειώνοντας την ενεργό διατομή τους και δημιουργώντας διαβρώσεις. Η εναπόθεση σωματιδίων και στις δυο πλευρές των σωλήνων έχει σαν αποτέλεσμα την αύξηση της θερμικής αντίστασης και την ταυτόχρονη μείωση της συνολικής απόδοσης του ΛΑΘ. Αναφέρονται χαρακτηριστικά, ορισμένες επιπτώσεις των επικαθίσεων στη συνολική λειτουργία του ΛΑΘ:

- Αυξάνεται το κόστος συντήρησης λόγω της αναγκαιότητας καθαρισμού των σωλήνων ανά συγκεκριμένα χρονικά διαστήματα
- Μειώνεται η παραγωγή ατμού άρα και ενέργειας, καθώς με την αύξηση των επικαθίσεων είτε εσωτερικών είτε εξωτερικών, μειώνεται η αποδοτικότητα του ΛΑΘ.
- Αυξάνεται η πίεση εξόδου που αντιλαμβάνεται ο αεριοστρόβιλος (Back Pressure), με αποτέλεσμα την μείωση των επιδόσεων του.

Για τους παραπάνω λόγους είναι σημαντική η μελέτη της επίδρασης των επικαθίσεων στις διάφορες συνιστώσες του ΛΑΘ. Η σχέση υπολογισμού του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, όπως αυτή υπολογίζεται από την Σχέση (2.30), δίνει τη δυνατότητα πραγματοποίησης τέτοιου είδους μελετών, μέσω των συντελεστών ff_o , ff_i που αντιστοιχούν σε εξωτερικές και εσωτερικές επικαθίσεις αντίστοιχα. Τυπικές τιμές επικαθίσεων από τη βιβλιογραφία κυμαίνονται στο εύρος $0,0001-0,0003 \left[\frac{m^2 K}{W} \right]$. Επομένως, πραγματοποιούνται μελέτες, όπου επιβάλλονται μόνο εξωτερικές επικαθίσεις σε κάθε συνιστώσα διαδοχικά, στη συνέχεια μόνο εσωτερικές και στην τελευταία περίπτωση επιβάλλονται και οι δυο μορφές επικαθίσεων ταυτόχρονα. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στις παρακάτω υποενότητες.

6.3.1 Εξωτερικές επικαθίσεις.

Για να μελετηθεί η επίδραση των εξωτερικών επικαθίσεων στα διάφορα Components της εγκατάστασης, πραγματοποιείται ανάλυση ευαισθησίας (sensitivity analysis), όπου ο συντελεστής εξωτερικής ρύπανσης ff_o παίρνει την τιμή $ff_o = 0.0001 \frac{m^2 K}{W}$ σε κάθε μια συνιστώσα διαδοχικά, ενώ όλες οι υπόλοιπες συνιστώσες είναι υγιείς. Ο Πίνακας 6.5 παρουσιάζει τα αποτελέσματα των αποκλίσεων

του υπολογιζόμενου U σε κάθε συνιστώσα, στην περίπτωση εξωτερικών επικαθίσεων, σε σχέση με την υγιή κατάσταση.

Πίνακας 6.5: Αποκλίσεις συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κάθε συνιστώσας από την υγιή κατάσταση στην περίπτωση εξωτερικών επικαθίσεων.

Συνιστώσα	$\Delta U[\%]$	Συνιστώσα	$\Delta U[\%]$
C10_HPECON2	-0.314577606	C2_HTRH	-0.434609336
C11_IPEVAP	-0.348781018	C3_HPMTSH	-0.310685445
C12_HPECON3	-0.313370196	C4_LTRH	-0.343459983
C13_IPECON	-0.265035672	C5_HPLTSH	-0.288481906
C14_HPECON4	-0.313985875	C6_HPEVAP	-0.347027125
C15_LPEVAP	-0.333504733	C7_HPECON1	-0.317128913
C16_LPECON	-0.318048539	C8_IPSH	-0.164425476
C1_HPHTSH	-0.34348904	C9_LPSH	-0.291532383

Παρατηρείται ότι ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας όπως αναμένεται μειώνεται με την ύπαρξη εξωτερικών επικαθίσεων. Η μείωση αυτή κυμαίνεται από 0.16-0.43% για όλες τις συνιστώσες.

6.3.2 Εσωτερικές επικαθίσεις.

Στη συνέχεια μελετάται με την ίδια διαδικασία, η επίδραση των εσωτερικών επικαθίσεων στον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Ο Πίνακας 6.6 παρουσιάζει τα αντίστοιχα αποτελέσματα για την περίπτωση εσωτερικών επικαθίσεων.

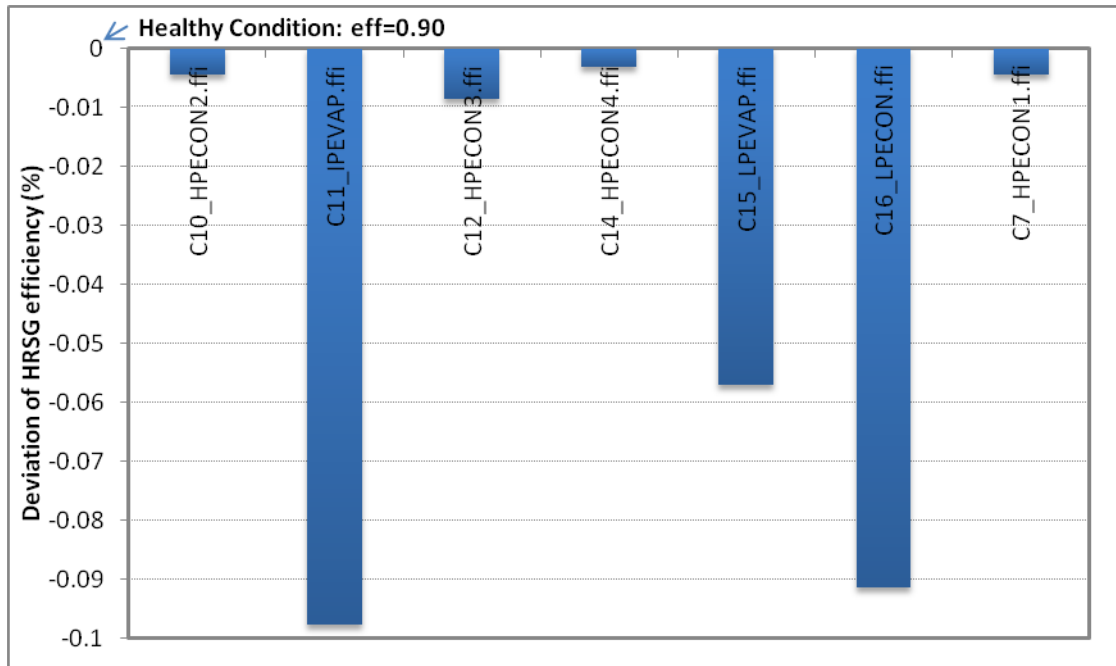
Πίνακας 6.6: Αποκλίσεις συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κάθε συνιστώσας από την υγιή κατάσταση στην περίπτωση εσωτερικών επικαθίσεων.

Συνιστώσα	$\Delta U[\%]$	Συνιστώσα	$\Delta U[\%]$
C10_HPECON2	-4.223903032	C2_HTRH	-2.485341704
C11_IPEVAP	-4.654954396	C3_HPMTSH	-3.250543877
C12_HPECON3	-4.208440192	C4_LTRH	-3.631399959
C13_IPECON	-3.60711713	C5_HPLTSH	-4.073880558
C14_HPECON4	-4.216319984	C6_HPEVAP	-4.636276959
C15_LPEVAP	-4.46763284	C7_HPECON1	-4.256067895
C16_LPECON	-4.268437417	C8_IPSH	-2.2498019
C1_HPHTSH	-3.967701617	C9_LPSH	-1.519090373

Παρατηρείται ότι σε αυτή την περίπτωση οι συνολικές αποκλίσεις του U , είναι σημαντικά μεγαλύτερες από τις αντίστοιχες των εξωτερικών επικαθίσεων ξεκινώντας από το 1.5% και φτάνοντας μέχρι και το 4.6%. Διαπιστώνεται λοιπόν η σαφέστερα μεγαλύτερη επίδραση που έχει η ύπαρξη εσωτερικών σε σχέση με τις εξωτερικές επικαθίσεις.

Η ύπαρξη βλάβης σε κάθε συνιστώσα επιδρά και στο ίδιο το Component και στις συνολικές επιδόσεις του ΛΑΘ, όπως π.χ. στον συνολικό βαθμό απόδοσης. Ανάλογα της διεργασίας που εκτελεί η κάθε συνιστώσα και των χαρακτηριστικών το μέγεθος της επίδρασης διαφέρει.

Στο Σχήμα 6.16 παρουσιάζεται η ποσοστιαία απόκλιση του βαθμού απόδοσης του ΛΑΘ από την υγιή λειτουργία για τις συνιστώσες με την σημαντικότερη επίδραση.



Σχήμα 6.16: Συνιστώσες με ρύπανση και την μεγαλύτερη επίδραση στις επιδόσεις του ΛΑΘ.

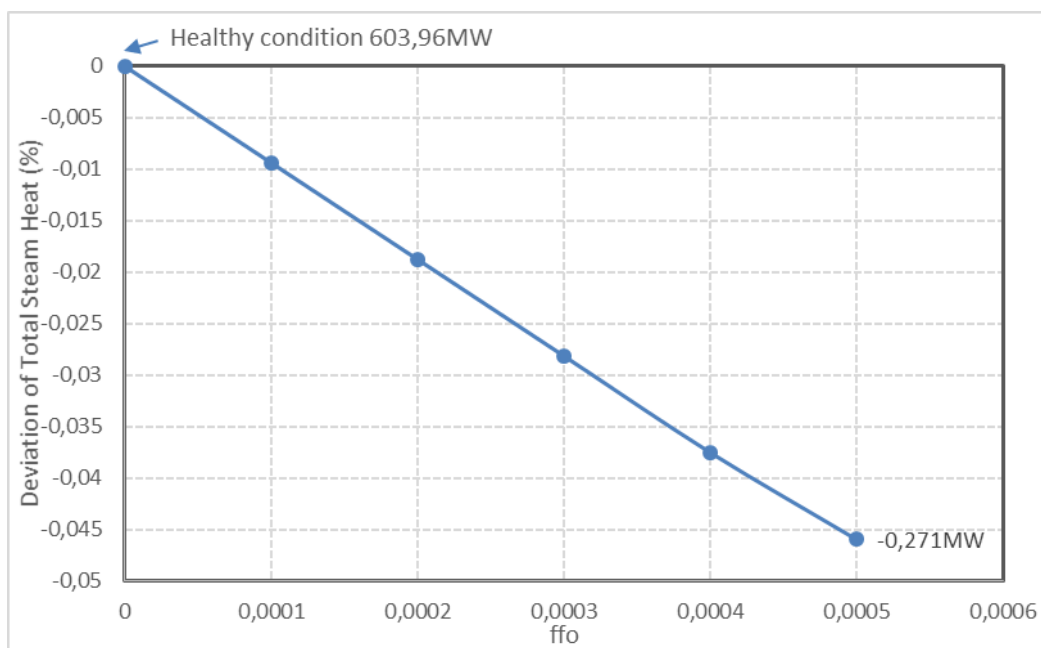
Παρατηρείται ότι η μέγιστη επίδραση στον βαθμό απόδοσης του ΛΑΘ, για το συγκεκριμένο μέγεθος ρύπανσης είναι της τάξης του 0.1% με την μεγαλύτερη επίδραση να έχει η εσωτερική ρύπανση του IPEVAP και ακολούθως των LPECON και LPEVAP. Τα μεγέθη αυτά αναμένεται να είναι λίγο μεγαλύτερα διότι στη διαδικασία της μοντελοποίησης δεν λαμβάνεται υπόψη η μεταβολή της παροχής λόγω ρύπανσης του ΛΑΘ που επιστρέφει από τον ατμοστρόβιλο.

6.4 Παραμετρική μελέτη επικαθίσεων σωλήνων ΛΑΘ.

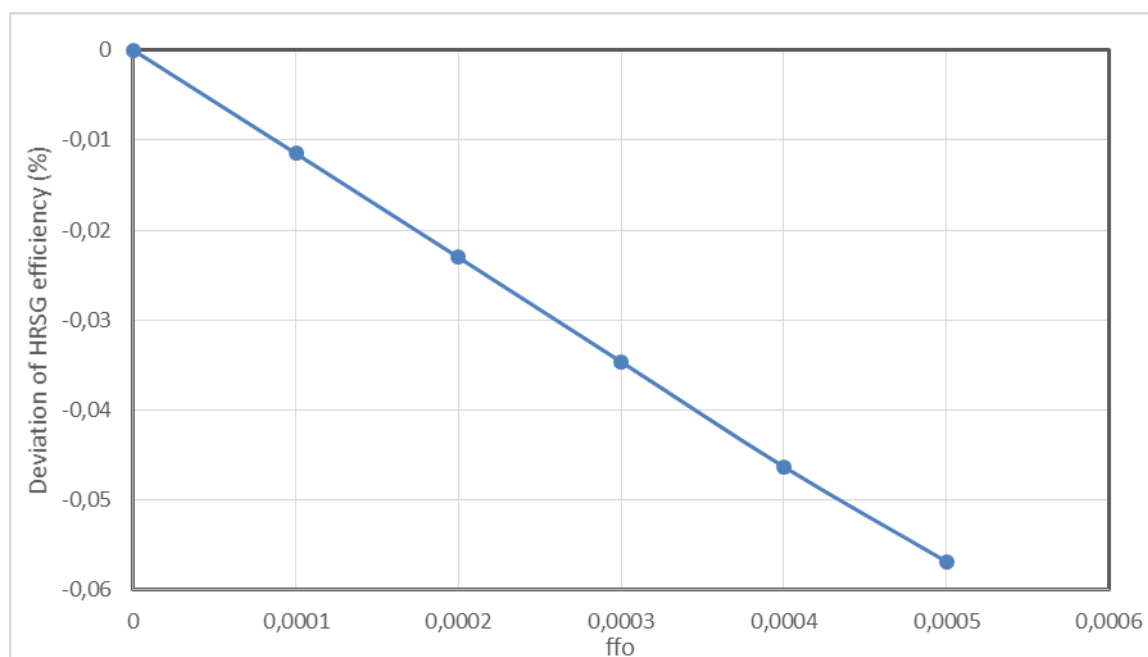
Στην προηγούμενη ενότητα, μελετήθηκε η επίδραση των συντελεστών επικαθίσεων στον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κάθε συνιστώσας. Επομένως, σε επόμενο βήμα είναι σκόπιμη η μελέτη της επίδοσης της συνολικής εγκατάστασης όταν έχουμε σταδιακή ρύπανση όλης της εγκατάστασης είτε μόνο στο εξωτερικό ή εσωτερικό των σωλήνων ή και συνδυασμός αυτών.

6.4.1 Εξωτερικές επικαθίσεις.

Αυξάνεται διαδοχικά ο συντελεστής ff_o , όπως αναφέρθηκε και παραπάνω και παρουσιάζεται η συμπεριφορά της συνολικής παραγόμενης θερμότητας, καθώς και του συνολικού βαθμού απόδοσης του ΛΑΘ, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.17 και Σχήμα 6.18 αντίστοιχα.



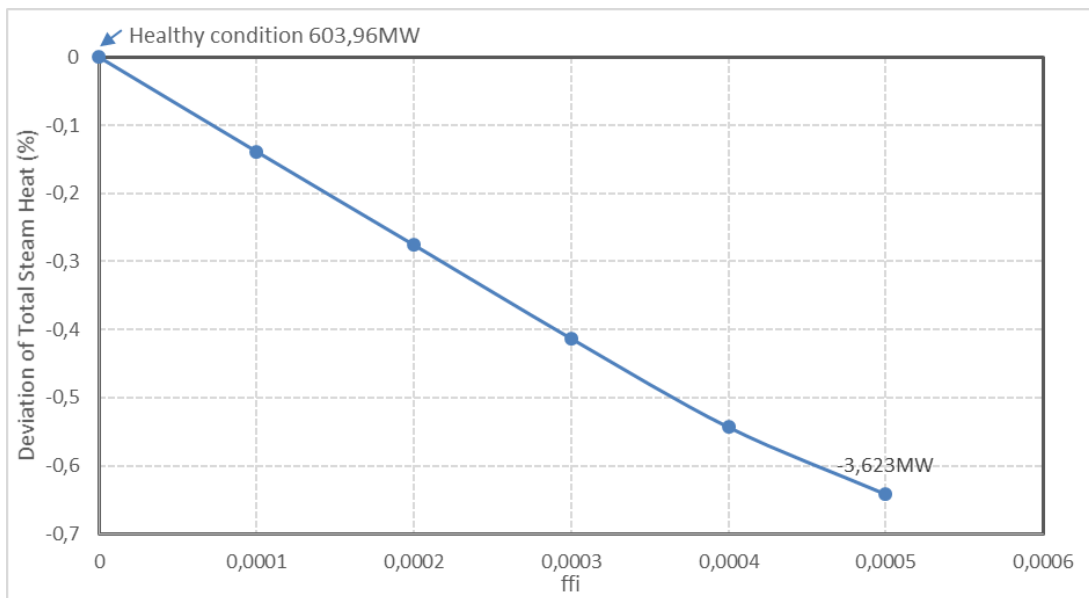
Σχήμα 6.17: Ποσοστιαία μεταβολή της συνολικής παραγόμενης θερμότητας του ατμού συναρτήσει του συντελεστή εξωτερικών επικαθίσεων για γενική ρύπανση του ΛΑΘ.



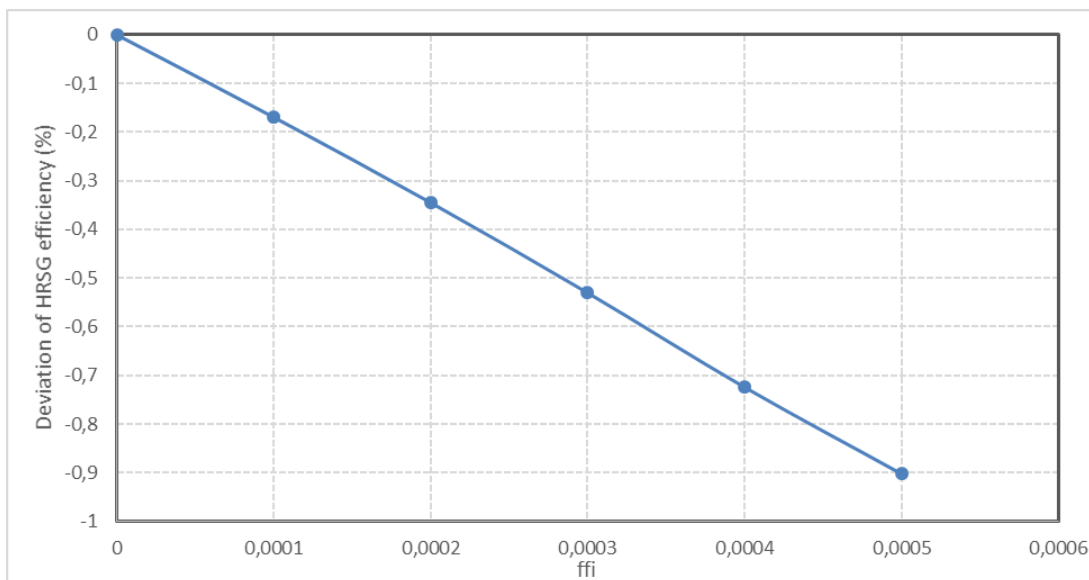
Σχήμα 6.18: Ποσοστιαία μεταβολή της συνολικής απόδοσης του ΛΑΘ συναρτήσει του συντελεστή εξωτερικών επικαθίσεων για γενική ρύπανση του ΛΑΘ.

6.4.2 Εσωτερικές επικαθίσεις.

Σε αυτή την περίπτωση αυξάνεται διαδοχικά ο συντελεστής εσωτερικών επικαθίσεων στο ίδιο εύρος όπως και στην προηγούμενη περίπτωση. Τα αντίστοιχα αποτελέσματα παρουσιάζονται στο Σχήμα 6.19 και Σχήμα 6.20.



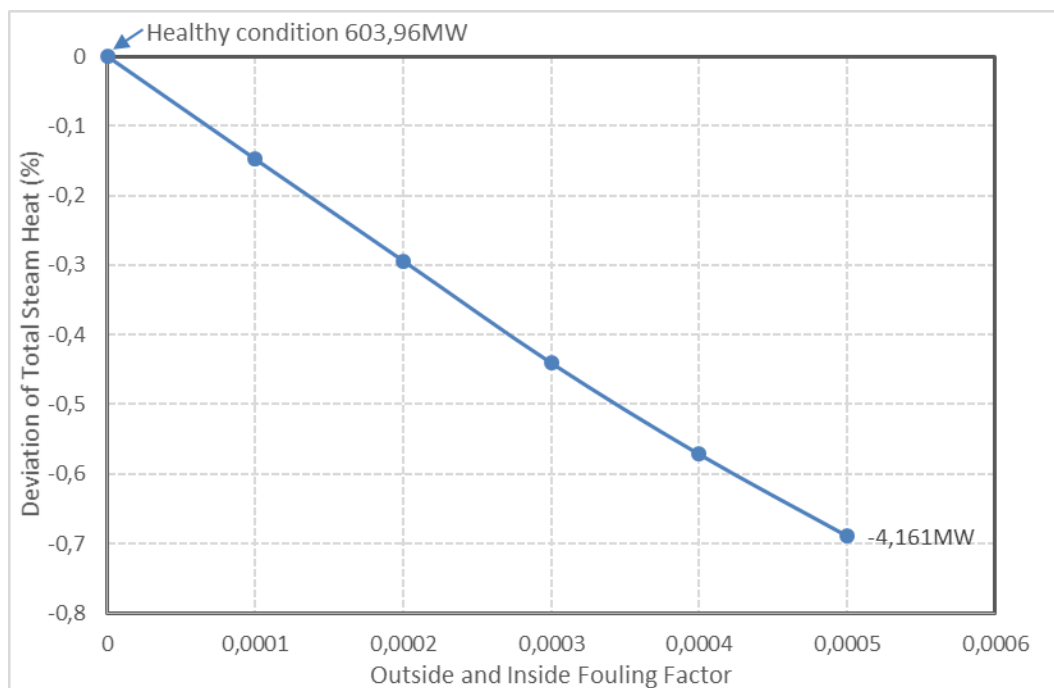
Σχήμα 6.19: Ποσοστιαία μεταβολή της συνολικής παραγόμενης θερμότητας του ατμού συναρτήσει του συντελεστή εσωτερικών επικαθίσεων για γενική ρύπανση του ΛΑΘ.



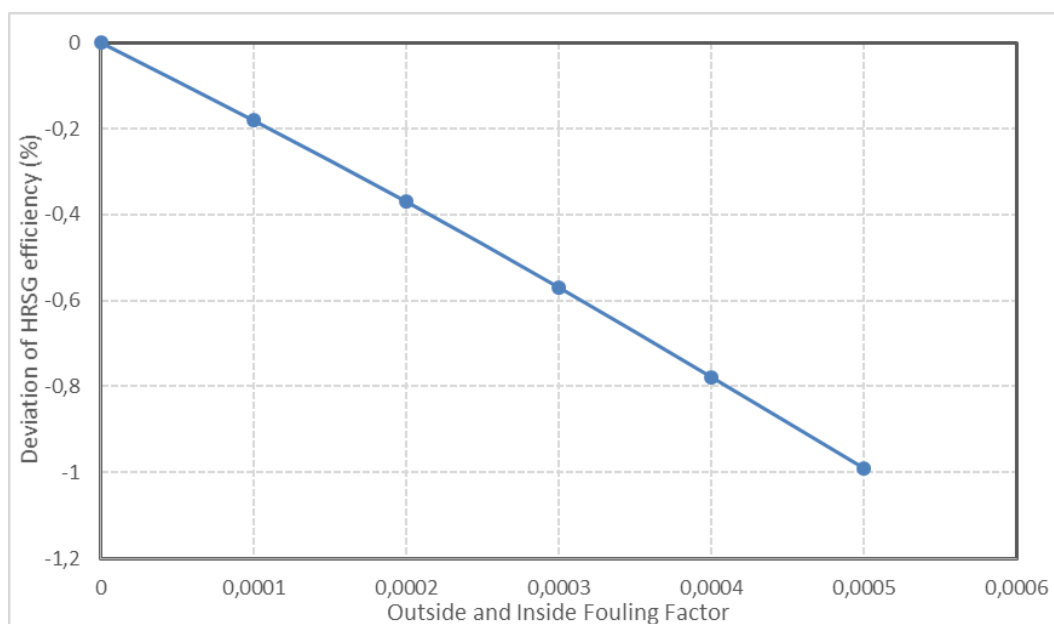
Σχήμα 6.20: Ποσοστιαία μεταβολή της συνολικής απόδοσης του ΛΑΘ συναρτήσει του συντελεστή εσωτερικών επικαθίσεων για γενική ρύπανση του ΛΑΘ.

6.4.3 Συνδυασμός εσωτερικών και εξωτερικών επικαθίσεων.

Σε τελευταίο στάδιο πραγματοποιούνται οι ίδιες μελέτες, συνοπολογίζοντας και τους δυο παράγοντες ρύπανσης και μελετάται η επίδραση στις συνολικές επιδόσεις του ΛΑΘ όπως και παραπάνω. Στο Σχήμα 6.21 και στο Σχήμα 6.22 παρουσιάζονται τα συνολικά αποτελέσματα.



Σχήμα 6.21: Ποσοστιαία μεταβολή της συνολικής παραγόμενης θερμότητας του ατμού συναρτήσει των συντελεστών εσωτερικών και εξωτερικών επικαθίσεων για γενική ρύπανση του ΛΑΘ.



Σχήμα 6.22: Ποσοστιαία μεταβολή της συνολικής απόδοσης του ΛΑΘ συναρτήσει των συντελεστών εσωτερικών και εξωτερικών επικαθίσεων για γενική ρύπανση του ΛΑΘ.

Από τα παραπάνω διαγράμματα προκύπτουν παρόμοια συμπεράσματα με την ανάλυση ευαισθησίας για ρύπανση μεμονωμένης συνιστώσας, με τα μεγέθη όμως να είναι σημαντικά αυξημένα. Συγκεκριμένα, παρατηρείται ότι στην περίπτωση γενικής ρύπανσης του ΛΑΘ, η μείωση του παραγόμενου ατμού και ακολούθως του βαθμού απόδοσής του, μπορεί να φτάσει και το 1% σε σχέση με το 0.1% για μια μεμονωμένη συνιστώσα. Η επίδραση μόνο της εξωτερικής ρύπανσης είναι πολύ μικρή και σε αυτήν την περίπτωση, ενώ την μεγαλύτερη επίδραση έχει η εσωτερική ρύπανση.

7

Ανακεφαλαίωση-Συμπεράσματα- Προτάσεις

7.1 Ανακεφαλαίωση

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας πραγματοποιήθηκε η μοντελοποίηση των συνιστωσών ενός Λέβητα Ανάκτησης Θερμότητας (ΛΑΘ) με χρήση ημι-εμπειρικών σχέσεων για τον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας λαμβάνοντας υπόψη τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά τους.

Το έναυσμα αποτέλεσε η ανάγκη ακριβέστερης μοντελοποίησης της μονάδας συνδυασμένου κύκλου Λαύριο Νο V, στα πλαίσια της παρακολούθησης της λειτουργίας του σταθμού από την ερευνητική ομάδα του Εργαστηρίου Θερμικών Στροβιλομηχανών.

Αρχικά, αναπτύχθηκε ένα απλοϊκό μοντέλο προσομοίωσης του λέβητα, όπου ο ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, υπολογίζεται με βάση μια τιμή αναφοράς και στη συνέχεια διορθώνεται λαμβάνοντας υπόψη το λόγο της παροχής του καυσαερίου προς την αντίστοιχη παροχή αναφοράς. Η απαίτηση της γνώσης του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας στις συνθήκες αναφοράς καθώς και οι αποκλίσεις του απλοϊκού μοντέλου μακριά από το σημείο σχεδίασης, δημιούργησαν την ανάγκη ανάπτυξης ενός αναλυτικότερου μοντέλου.

Για το σκοπό αυτό, πραγματοποιήθηκε αρχικά εκτενής βιβλιογραφική ανασκόπηση με έμφαση στις σχέσεις υπολογισμού του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, λαμβάνοντας υπ' όψιν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των εναλλακτών, των φαινομένων μεταφοράς θερμότητας που λαμβάνουν χώρα σε κάθε συνιστώσα και την κατάσταση υγείας του ΛΑΘ. Στη συνέχεια, πραγματοποιήθηκε η μοντελοποίηση των συνιστωσών στο υπολογιστικό πρόγραμμα PROOSIS, στο οποίο έχουν δημιουργηθεί τα μοντέλα των στροβιλοσυνιστωσών από τα οποία αποτελείται η συγκεκριμένη μονάδα, δηλαδή του αεριοστροβίλου και του ατμοστροβίλου της.

Για την πιστοποίηση της ορθής λειτουργίας του μοντέλου, αρχικά πραγματοποιήθηκαν παραμετρικές μελέτες, μεταβάλλοντας τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά των εναλλακτών καθώς και τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του

καυσαερίου στην είσοδο κάθε συνιστώσας. Παράλληλα, έγιναν συγκρίσεις των αποτελεσμάτων του μοντέλου, με διαθέσιμα δεδομένα από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή της μονάδας του Λαυρίου για κάθε μία συνιστώσα ξεχωριστά.

Στη συνέχεια, δημιουργήθηκε λέβητας μιας πίεσης με σκοπό την σύγκριση των αποτελεσμάτων του αναλυτικού και του απλοϊκού μοντέλου. Χρησιμοποιήθηκαν και σε αυτή την περίπτωση δεδομένα από το εγχειρίδιο του κατασκευαστή για δυο περιπτώσεις λειτουργίας, στο 80% και στο 50% του συνολικού φορτίου της μονάδας.

Στη συνέχεια αναπτύχθηκε το συνολικό μοντέλο του ΛΑΘ της μονάδας του Λαυρίου. Αρχικά, έγινε αναγνώριση των επιμέρους συνιστωσών του ΛΑΘ και η δημιουργία του σχηματικού διαγράμματος στο PROOSIS. Η εργασία αυτή πραγματοποιήθηκε δύο φορές, μια χρησιμοποιώντας τα components του απλοϊκού μοντέλου και μια με τα αντίστοιχα του αναλυτικού. Στη συνέχεια δημιουργήθηκε το μαθηματικό μοντέλο με την επιλογή κατάλληλων αλγεβρικών μεταβλητών και αναπτύχθηκε κατάλληλο πείραμα λαμβάνοντας υπόψη το σύστημα ελέγχου της μονάδας. Το επόμενο βήμα ήταν η βαθμονόμηση του συνολικού μοντέλου μέσω διαδικασίας βελτιστοποίησης χρησιμοποιώντας πραγματικές μετρήσεις. Το τελικό μοντέλο είχε τη δυνατότητα προσομοίωσης της λειτουργίας του ΛΑΘ για όλο το εύρος του φορτίου λειτουργίας της μονάδας. Για την πιστοποίηση του μοντέλου πραγματοποιήθηκαν προσομοιώσεις για ένα εύρος λειτουργίας από το 100% μέχρι το 60% του φορτίου.

Τέλος, πραγματοποιήθηκαν μελέτες για την επίδραση των επικαθίσεων εσωτερικά και εξωτερικά των σωλήνων του ΛΑΘ στον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για κάθε συνιστώσα αλλά και στις συνολικές επιδόσεις του ΛΑΘ.

7.2 Συμπεράσματα

Με βάση τα αποτελέσματα από όλα τα στάδια της εργασίας μπορούν να εξαχθούν τα εξής συμπεράσματα:

- Το αναλυτικό μοντέλο των συνιστωσών του ΛΑΘ που αναπτύχθηκε στα πλαίσια της παρούσας εργασίας προσομοιώνει καλύτερα τη συμπεριφορά του ΛΑΘ σε σχέση με το απλοϊκό μοντέλο. Αυτό οφείλεται στο ότι λαμβάνει υπόψη τόσο τη γεωμετρία των εναλλακτών όσο και τις διαφορετικές φάσεις του εργαζόμενου μέσου που παρατηρούνται εντός αυτών. Η συμπεριφορά του μοντέλου ήταν παρόμοια τόσο σε απλές (μίας πίεσης) όσο και σε πιο πολύπλοκες διατάξεις (τριών πιέσεων).
- Οι αποκλίσεις του αναλυτικού μοντέλου από τα δεδομένα του κατασκευαστή είναι μικρότερες σε σχέση με τις αντίστοιχες που παρουσιάζει το απλοϊκό. Μάλιστα οι αποκλίσεις του απλοϊκού μοντέλου σε αντίθεση με το αναλυτικό αυξάνονται όσο μειώνεται το φορτίο. Συγκεκριμένα, οι αποκλίσεις του αναλυτικού μοντέλου στις θερμοκρασίες εξόδου και στην υπολογιζόμενη παροχή

είναι μικρότερες του 0,5% και 1% αντίστοιχα. Το απλοϊκό μοντέλο από την άλλη μεριά παρουσιάζει αποκλίσεις που κυμαίνονται στα υψηλά φορτία στο 1% με 2% και στα χαμηλά φορτία φτάνουν το 1,5% με 2,5%.

- Στην περίπτωση πραγματικών μετρήσεων, τα αποτελέσματα και των δυο μοντέλων είναι συγκρίσιμα χωρίς να φαίνεται κάποια ιδιαίτερη υπεροχή του αναλυτικού μοντέλου, το οποίο μπορεί να εξηγηθεί πιθανά από το γεγονός ότι η απόκλιση μεταξύ των δύο μοντέλων είναι μικρότερη από την απόκλιση που προκύπτει από την ανακρίβεια της ίδιας της μέτρησης.
- Το αναλυτικό μοντέλο δίνει τη δυνατότητα προσομοίωσης βλαβών των συνιστωσών του ΛΑΘ μέσω των συντελεστών επικαθίσεων εσωτερικά και εξωτερικά των σωλήνων, που επιδρούν στον υπολογιζόμενο ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Με αυτόν τον τρόπο μπορεί να εξαχθεί πληροφορία που μετέπειτα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για διαγνωστικούς σκοπούς.
- Από τη μελέτη των επικαθίσεων διαπιστώθηκε ότι η επίδραση ύπαρξης εσωτερικών επικαθίσεων στους σωλήνες είναι σημαντικά μεγαλύτερη από αυτή των εξωτερικών τόσο όσον αφορά τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας όσο και τις συνολικές επιδόσεις του ΛΑΘ.
- Η ενιαία μοντελοποίηση ατμοποιητή-τύμπανου ως μια συνιστώσα, δίνει αξιόπιστα αποτελέσματα και μικρές αποκλίσεις από πραγματικά δεδομένα, και επομένως επαρκεί για προσομοίωση σταθερής λειτουργίας.
- Σε επίπεδο μοντελοποίησης, ένα πολύ σημαντικό στοιχείο είναι η γνώση του αριθμού των ρευμάτων ειδικά στις συνιστώσες του οικονομητήρα και υπερθερμαντή, διότι με αυτό τον τρόπο καθορίζεται η παροχή του εργαζόμενου μέσου ανά σωλήνα και κατά προέκταση υπολογίζεται ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του νερού/ ατμού.

7.3 Προτάσεις

Για την βελτίωση και περαιτέρω ανάπτυξη της παρούσας εργασίας προτείνονται οι παρακάτω κατευθύνσεις.

- Ο υπολογισμός της πτώσης πίεσης να πραγματοποιείται λαμβάνοντας υπ' όψιν τη γεωμετρία των αγωγών και τη φάση του εργαζόμενου μέσου. Ειδικά για τη διφασική περιοχή, στον υπολογισμό να συμπεριλαμβάνεται και ο τύπος της ατμοποίησης. Η παρούσα ανάλυση χρησιμοποιεί σταθερή πτώση πίεσης στο σημείο σχεδίασης, η οποία διορθώνεται με την παροχή για σημεία εκτός σχεδίασης.
- Η παρούσα εργασία αντιμετωπίζει τον ατμοποιητή και το τύμπανο σαν μια ενιαία συνιστώσα. Προτείνεται ξεχωριστή μοντελοποίηση των δυο αυτών συνιστωσών,

ώστε να είναι δυνατή η προσομοίωση καταστάσεων μεταβατικής λειτουργίας και ο υπολογισμός μεγεθών ελέγχου όπως η στάθμη νερού στο τύμπανο.

- Προτείνεται η υλοποίηση και χρήση μεθόδου σχεδίασης ΛΑΘ. Το απλοϊκό μοντέλο θα χρησιμοποιείται κατά την προκαταρκτική σχεδίαση, ούτως ώστε να προσδιορίζεται η τιμή της ποσότητας UA στο σημείο σχεδίασης. Εν συνεχεία θα γίνεται ο υπολογισμός όλων των γεωμετρικών χαρακτηριστικών των συνιστωσών. Κατόπιν, τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά θα τροφοδοτούνται στο αναλυτικό μοντέλο υπολογίζοντας ακριβέστερα τη συμπεριφορά των συνιστωσών σε όλο το εύρος λειτουργίας. Επίσης, η παραπάνω διαδικασία μπορεί να χρησιμοποιηθεί κατά τη βελτιστοποίηση σχεδίασης ΛΑΘ με στόχο συγκεκριμένες επιδόσεις.
- Έχει αναφερθεί και παραπάνω η ευαισθησία στην αρχικοποίηση ενός μοντέλου ΛΑΘ η οποία αυξάνεται ανάλογα με τον βαθμό πολυπλοκότητας της διάταξης. Ένα σημαντικό βήμα βελτίωσης θα αποτελούσε η διεξοδική μελέτη του μαθηματικού μοντέλου που δημιουργείται κάθε φορά με στόχο την βελτίωση της ευστάθειας του, με πιθανή αλλαγή των εξισώσεων σφάλματος και των μεταβλητών επίλυσης.
- Προτείνεται η εισαγωγή και άλλων σχέσεων που αφορούν την αποδοτικότητα των συνιστωσών του ΛΑΘ με βάση τον τύπο της ροής των ρεόντων ρευστών ώστε να καλύπτεται ένα μεγαλύτερο φάσμα μοντελοποίησης τους.
- Τέλος, προτείνεται η ανάπτυξη τεχνοοικονομικών μοντέλων που θα έχουν στόχο την ταυτόχρονη βελτιστοποίηση των επιδόσεων αλλά και του κόστους κατασκευής του ΛΑΘ.

8

Βιβλιογραφία

- [1] Παπαγεωργίου Ν., Ατμοπαραγωγοί Ι, Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 1991.
- [2] Κακαράς Ε., Καρέλας Σ., Αντιρρυπαντική Τεχνολογία Θερμικών Σταθμών, Εκδόσεις Τσότρας, Αθήνα 2013.
- [3] Mills A.F., 1995, Heat and Mass Transfer, 2nd Edition,
- [4] Jose Zambrana Gonzalez, Madrid 2009, Water Evaporation in Vertical Tubes: An Analytical Approach For The Subcooled Flow Boiling Region and Development of a Method for Evaluation and Sizing Evaporators.
- [5] [http://web.iitd.ac.in/~prabal/MEL242/\(30-31\)-Heat-exchanger-part-2.pdf](http://web.iitd.ac.in/~prabal/MEL242/(30-31)-Heat-exchanger-part-2.pdf)
- [6] Κακάτσιος Ξ., Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζης, Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 2006.
- [7] Arsalis A., Virginia 2007, Thermo-economic Modeling and Parametric Study of Hybrid Solid Oxide Fuel Cell – Gas Turbine – Steam Turbine Power Plants Ranging from 1.5MWe to 10MWe.
- [8] Charles A Kang, Adam R Brandt, Louis J Durlofsky, California 2004, Supplementary Material (SM) for ‘Optimizing heat integration in a flexible coal – natural gas power station with CO₂ capture’.
- [9] Λιγνός Ι.: Διπλωματική Εργασία: Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας: Σχεδιασμός και Εμπειρία, Essen 2007.
- [10] Collier J.G., Thome J.R., Oxford 1994, Convective Boiling and Condensation, 3rd edition.
- [11] Allesandro Franko, Nicola Giannini, A general method for the optimum design of heat recovery steam generators, Energy 31 (2006) 3342-3361.
- [12] Steiner, D., Taborek, J., Flow boiling heat transfer in vertical tubes correlated by an asymptotic model. Heat Transfer Engineering 1992.
- [13] Shah, R.K., Sekulic, D.P., New Jersey 2003, Fundamentals of Heat Exchanger Design.
- [14] Marco Mucino, Cranfield University 2007, CCGT Performance Simulation and Diagnostics for Operations Optimisation and Risk Management.
- [15] Kays, W.M., London, A.L., New York 1984, Compact Heat Exchangers. 3rd edition.
- [16] Shah, R.K., Sekulic, D.P., New Jersey 2003, Fundamentals of Heat Exchanger Design.
- [17] V. P. Carey, Washington 1992, Liquid – vapor phase-change phenomena.

- [18]K. Stephan, Berlin 1992, Heat Transfer in Condensation and Boiling, Springer – Verlag, 1992.
- [19]V. Ganapathy, Boiler Circulation Calculations.
- [20] I. P. Δώδη : Διπλωματική Εργασία: Μοντελοποίηση αξονικού συμπιεστή με τη μέθοδο συσσώρευσης βαθμίδων σε περιβάλλον αντικειμενοστραφούς προγραμματισμού. Αθήνα 2013.
- [21] A. Alexiou, T. Tsalavoutas: Introduction to Gas Turbine Modelling with PROOSIS, 2011, Empresarios Agrupados Internacional, 1st Edition.
- [22]Juan I. Manassaldi, Sergio F. Mussati, Nicolas J. Scenna, Optimal synthesis and design of Heat Recovery Steam Generation (HRSG) via mathematical programming, Energy 36 (2011) 475-485.
- [23]V. Ganapathy, Steam Generators and Waste Heat Boilers For Process and Plant Engineers.