

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους εκείνους που συνεισέφεραν στο γράμμα αυτής της Διπλωματικής Εργασίας. Πιο συγκεκριμένα, θα ήθελα να εκφράσω την ευγνωμοσύνη μου στους:

Καθηγητή Δρ. Ε. Κακαρά του Ε.Μ.Π., ο οποίος μου άνοιξε την πόρτα σε αυτήν την εμπειρία συστήνοντάς με στην Εταιρία “VGB PowerTech e.V.”

Δρ. Franz Bauer, ο οποίος μου έδωσε την ευκαιρία να εργαστώ πάνω στο αντικείμενο των Συστημάτων Ανάκτησης Θερμότητας στην Εταιρία “VGB PowerTech e.V.”

κ. Christian Stolzenberger, ο οποίος με επέβλεπε, συμβούλευε, δίδασκε, πάντα πρόθυμα απαντούσε στις απορίες μου και με καθοδηγούσε σε όλες τις φάσεις αυτής της εργασίας

κ. Lothar Rüdiger, ο οποίος μοιράστηκε με πάθος την πολύτιμη και πολύχρονη εμπειρία του και εθελοντικά με συνόδευσε στους Θερμοηλεκτρικούς Σταθμούς

κ. Jens Löffel, που απλόχερα με τροφοδότησε με όλα τα απαραίτητα τεχνικά στοιχεία που ήταν αναγκαία για την εκπόνηση της Εργασίας

Δρ. H. J. Feuerborn (VGB), Δρ. U.Schirmer (VGB), κ. U. Hollenberg (VGB), Δρ. Δ. Γιαννακόπουλο (Ε.Μ.Π.), κ. Χ. Παπαπαύλου (Δ.Ε.Η.), κ. Ι. Παναγιωτίδη (Δ.Ε.Η.), κ. Α. Βλαχογιάννη (Δ.Ε.Η.), Δρ. Deckers (Siemens), κ. Ewering (E-ON), για την συνεισφορά τους στην τεχνική και επιστημονική μου κατάρτιση

Katherina Perialis, η οποία προσέφερε χρόνο για να διορθώσει το πρωτότυπο κείμενο που γράφτηκε στα αγγλικά με ιδιαίτερη υπομονή και φροντίδα

Παναγιώτη Ταρσινό, για την υποστήριξή του

Maria Palatianou, η οποία πρόθυμα φιλοτέχνησε το εξώφυλλο

Katherina, Judit, Lydia, Christos, Maria, Matthias, Anke, Bob και τους φίλους μου από το CGW, Arnaud and Maureen, τους συναδέλφους από την VGB και τον κ. Rüdiger, οι οποίοι κάναν την παραμονή μου στη Γερμανία όμορφη

Τους γονείς μου, για την ατελείωτη υλική και πνευματική συμπαράστασή τους, καθιστώντας με ικανό να κυνηγήσω όνειρα και στόχους

Το Θεό, που με ευλόγησε με όλους αυτούς τους ανθρώπους και μου χάρισε μια ακόμη πολύτιμη περίοδο στη ζωή μου.

Ιωάννης Δ. Λιγνός
Ιούλιος 2007, Essen

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ	1
ΜΕΡΟΣ Ι: ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑΣ & ΕΜΠΕΙΡΙΑ	3
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΒΑΣΙΚΕΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ/ΑΡΧΕΣ	
1.1 Εισαγωγή	4
1.2 Κατηγοριοποίηση των Συσκευών Ανάκτησης Θερμότητας	4
1.2.1 Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας Αερίου με Αέριο	4
1.2.2 Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας Υγρού με Υγρό	5
1.2.3 Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας Αερίου με Υγρό	5
1.2.4 Διάφορα Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας	5
1.3 Περιγραφή των συσκευών	6
1.3.1 Recuperators	6
1.3.1.1 Μεταλλικός Recuperator Ακτινοβολίας	6
1.3.1.2 Recuperator με Σωλήνες	8
1.3.1.3 Υβριδικός Recuperator Ακτινοβολίας/Σωλήνων	9
1.3.1.4 Κεραμικός Recuperator	10
1.3.2 Αναγεννητές	10
1.3.3 Θερμικοί Τροχοί	12
1.3.4 Οικονομητήρας	14
1.3.5 Εναλλάκτες Θερμότητας Κελύφους και Σωλήνων	15
1.3.6 Διάφοροι Εναλλάκτες Θερμότητας	16
1.3.6.1 Εναλλάκτης Πλακών	16
1.3.6.2 Περιρεόμενα Κελύφη	17
1.3.6.3 Εναλλάκτες Θερμότητας Αμέσου Επαφής	17
1.4 Διάφορες Εφαρμογές και Συστήματα σε Θερμοηλεκτρικούς Σταθμούς	18
1.4.1 Προθέρμανση Τροφοδοτικού Νερού Χαμηλής Πίεσης	18
1.4.2 Το Σύστημα Eco-Gavo και Εναλλακτικά EcoGavo Συστήματα	19
1.4.3 Το Σύστημα Eco-Cross	21
1.4.4 Προθέρμανση Αέρα Καύσης	22
1.4.5 Συνδυασμένη Προθέρμανση Αέρα Καύσης και Τροφοδοτικού Νερού	23
1.4.6 Το Σύστημα REKULUVO-PLUS	23
1.4.7 Το Σύστημα WawaLUVO	24
1.4.8 Το Σύστημα Lubeco (LUvo-Bypass-ECOnomizer)	25
1.4.9 Εξωτερική χρήση/τηλεθέρμανση	25
1.4.10 Το Σύστημα EcoFlow	26

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΣΤΟΧΟΙ ΚΑΙ ΟΦΕΛΗ ΚΑΤΑ ΤΗ ΧΡΗΣΗ ΤΩΝ ΣΑΘ

2.1	Εισαγωγή	28
2.2	Στόχοι και Οφέλη κατά τη χρήση των ΣΑΘ	30
2.2.1	Στόχοι από τη χρήση των ΣΑΘ	30
2.2.1.1	Ελάττωση των Θερμικών Απωλειών/Αύξηση του Β. Απόδοσης	30
2.2.2	Οφέλη από τη χρήση των ΣΑΘ	31
2.2.2.1	Ελάττωση των Θερμικών Απωλειών/Αύξηση του Β. Απόδοσης	31
2.2.2.2	Βελτίωση της απόδοσης των Η/Φ	42
2.2.2.3	Βελτίωση της απόδοσης του Λέβητα	42
2.2.2.4	Η εγκατάσταση της Μονάδας Αποθείωσης	43
2.2.2.5	Λοιπά Οικολογικά Οφέλη	44
2.3	Η Εφαρμογή	46
2.3.1	Σχετικά χαμηλό Τεχνικό Ρίσκο	46
2.3.2	Σχετικά χαμηλό Κόστος Επένδυσης	46
2.3.3	Συντομότερη απαιτούμενη περίοδος αδράνειας της Μονάδας	47
2.3.4	Διάρκεια της Εφαρμογής	47

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ ΚΑΤΑ ΤΗ ΧΡΗΣΗ ΤΩΝ ΣΑΘ

3.1	Εισαγωγή	48
3.2	Προβλήματα κατά τη χρήση των ΣΑΘ	48
3.2.1	Περιορισμένη εκμετάλλευση της διαθέσιμης Θερμότητας λόγω διάβρωσης	48
3.2.2	Επικαθίσεις στην επιφάνεια των Εναλλακτών Θερμότητας-Fouling	50
3.2.3	Διαρροή του Νερού του κλειστού κυκλώματος	58
3.2.4	Θόρυβος	59
3.2.5	Τριβή μεταξύ των σωλήνων	59

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΤΩΝ ΣΑΘ ΣΕ ΑΗΣ

4.1	Εισαγωγή	60
4.2	Παρουσίαση των Εφαρμογών	60
4.2.1	ΑΗΣ Lippendorf	60
4.2.2	ΑΗΣ Boxberg	63
4.2.3	ΑΗΣ Schwarze Pumpe	65
4.2.4	ΑΗΣ Schwandorf, Μονάδα D	66
4.2.5	ΑΗΣ Voitsberg, Μονάδα 3	67
4.2.6	ΑΗΣ Καρδιάς, Μονάδες III και IV	69
4.2.7	ΑΗΣ Καρδιάς, Μονάδες I και II	71
4.2.8	ΑΗΣ Niederaussem, Μονάδα K	72
4.2.9	ΑΗΣ Mehrum	73
4.2.10	ΑΗΣ Werndorf, Μονάδα II	74
4.2.11	ΑΗΣ Αγ. Δημητρίου, Μονάδες I και II	75

ΜΕΡΟΣ ΙΙ: ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ	76
1. Εισαγωγή	77
2. Χτίζοντας το Μοντέλο-Βασική Θεωρία	78
2.1 Ο Ψυκτήρας καυσαερίων	79
2.2 Ο Προθερμαντήρας του Συμπυκνώματος	83
3. Εξισώσεις που χρησιμοποιούνται για τις Μεταβλητές	86
3.1 Ο Ψυκτήρας καυσαερίων	86
3.2 The Condensate Preheater	90
4. Υπολογισμοί για το Συντελεστή U της ειδικής θερμικής διαπερατότητας λιγνιτικής Μονάδας στην ανατολική Γερμανία (Αντίστροφος Υπολογισμός)	92
5. Ρύθμιση στο Μοντέλο του Ψυκτήρα των καυσαερίων	97
5.1 Επεξήγηση της διαδικασίας	97
5.2 Τα Αποτελέσματα	98
6. Υπολογισμοί για το Συντελεστή U ₂ της ειδικής θερμικής διαπερατότητας (Αντίστροφος Υπολογισμός)	99
7. Ρύθμιση στο Μοντέλο του Ψυκτήρα των καυσαερίων / Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος	102
7.1 Επεξήγηση της διαδικασίας	102
7.2 Τα Αποτελέσματα	102
8. Συμπεριφορά του Συστήματος στο Χρόνο	103
8.1 Επεξήγηση της διαδικασίας	103
8.2 Τα Αποτελέσματα	103
9. Η Εφαρμογή στην υπό εξέταση λιγνιτική Μονάδα	108
9.1 Ο Εναλλάκτης Καυσαερίων/Ψυκτικού Νερού	109
9.2 Ο Εναλλάκτης Ψυκτικού Νερού/Συμπυκνώματος	114
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ	115
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ	117
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	140

Αυτή η έκθεση είναι το αποτέλεσμα μιας έρευνας σε επίπεδο Διπλωματικής Εργασίας, που αποτελεί προϊόν συνεργασίας μεταξύ του Εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Ε.Μ.Π. και της Εταιρίας VGB PowerTech e.V.

Ο στόχος αυτής της εργασίας είναι να επιδείξει το πως τα Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας επηρεάζουν τη λειτουργία Θερμοηλεκτρικών Σταθμών με παραγόμενη Ηλεκτρική Ισχύ μεγαλύτερη των 100MW. Ακόμη, αυτή η εργασία επιδιώκει να εκτιμήσει την επίδραση του “fouling” που προκαλείται με τον χρόνο λειτουργίας. Γι’ αυτόν το λόγο, σχεδιάστηκε μία επίσκεψη σε μια λιγνιτική Μονάδα στην ανατολική Γερμανία, λήφθηκαν πραγματικές τιμές από μετρήσεις και δημιουργήθηκε ένα πρόγραμμα το οποίο μοντελοποιεί τη λειτουργία των Συστημάτων Ανάκτησης Θερμότητας της Μονάδας.

Πιο συγκεκριμένα, η Διπλωματική αυτή Εργασία χωρίζεται σε δύο μέρη, ως περιγράφεται ακολούθως:

Το **Πρώτο Μέρος** κυρίως σκοπεύει να παρουσιάσει το θεωρητικό υπόβαθρο το οποίο έχει αποκτηθεί μέσω της **Εμπειρίας** των εφαρμογών των Συστημάτων Ανάκτησης Θερμότητας σε Σταθμούς Παραγωγής Ενέργειας. Έτσι λοιπόν:

Το **Πρώτο Κεφάλαιο** παρουσιάζει κάποια βασικά τεχνολογικά στοιχεία που αναφέρονται σε διάφορες συσκευές (Εναλλάκτες Θερμότητας) οι οποίες μπορούν να απαντηθούν σε Θερμοηλεκτρικούς Σταθμούς. Επίσης, παρουσιάζονται κάποιες Τεχνολογικές Λύσεις και Συστήματα τα οποία εφαρμόζονται σε Σταθμούς.

Το **Δεύτερο Κεφάλαιο** ασχολείται με τους Στόχους και τα Οφέλη που προκύπτουν από την χρήση των ΣΑΘ, όπως αυτά μπορούν να βρεθούν μέσα στη διεθνή βιβλιογραφία.

Το **Τρίτο Κεφάλαιο** αναφέρεται σε κάποια από τα προβλήματα που εμφανίζονται κατά τη χρήση των ΣΑΘ. Αυτό το κεφάλαιο ήταν προσανατολισμένο κυρίως στην παρουσίαση της εμπειρίας που αποκτήθηκε κατά την επίσκεψη σε ένα λιγνιτικό

Σταθμό παραγωγής Ηλεκτρικής Ενέργειας στην ανατολική Γερμανία. Στο Σταθμό αυτόν, πλαστικοί σωλήνες χρησιμοποιούνται για να ανακτήσουν Θερμική Ενέργεια από τα καυσαέρια ανάντι της Μονάδος Αποθείωσης. Γίνεται ακόμη μια μικρή αναφορά στα υλικά που χρησιμοποιούνται .

Το **Τέταρτο Κεφάλαιο** απαριθμεί Σταθμούς Παραγωγής που χρησιμοποιούν ΣΑΘ που ανακτούν Θερμότητα από τα καυσαέρια. Υποθετικά σενάρια για την εφαρμογή τέτοιων Συστημάτων σε άλλους Σταθμούς επίσης συγκαταλέγονται.

Το **Δεύτερο Μέρος** επιχειρεί να παρουσιάσει το **Σχεδιασμό** ενός ΣΑΘ σε ένα λιγνιτικό Σταθμό. Ο Σταθμός αυτός χρησιμοποιεί τη Θερμότητα που ανακτάται από τα καυσαέρια για να προθερμάνει το Συμπύκνωμα. Μια μοντελοποίηση της λειτουργίας του Συστήματος έχει γίνει. Έτσι λοιπόν, ήταν δυνατό να επιτευχθεί ένας προσδιορισμός της επίδρασης των επικαθίσεων πάνω στις επιφάνειες των Εναλλακτών. Σε αυτό το Μέρος το θεωρητικό υπόβαθρο για τις εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν μπορούν να βρεθούν και τα αποτελέσματα παρατίθενται.

ΜΕΡΟΣ Ι

Επισκόπηση Βιβλιογραφίας & Εμπειρία

1. ΒΑΣΙΚΕΣ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ

1.1 Εισαγωγή

Ο στόχος αυτού του κεφαλαίου είναι να παρουσιάσει μερικές από τις βασικές Τεχνολογικές Έννοιες διαφόρων

- ❖ Υπαρχουσών **συσκευών Συστημάτων Ανάκτησης Θερμότητας** και
- ❖ **Εφαρμοσμένων εγκαταστάσεων και συστημάτων** που μπορούν να βρεθούν στην αγορά και σε Θερμοηλεκτρικούς Σταθμούς.

1.2 Κατηγοριοποίηση των συσκευών Ανάκτησης Θερμότητας

Οι συσκευές μπορούν να κατηγοριοποιηθούν ανάλογα με το είδος των μέσων που εναλλάσσουν Θερμότητα σε:

- ❖ Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας Αερίου με Αέριο
- ❖ Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας Υγρού με Υγρό
- ❖ Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας Αερίου με Υγρό
- ❖ Διάφορα Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας
- ❖ Αντλίες Θερμότητας

1.2.1 Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας Αερίου με Αέριο

Αυτή είναι η κατηγορία που παρουσιάζει και τη μεγαλύτερη ποικιλία συσκευών. Τις δυο κύριες ομάδες αποτελούν οι αποκαλούμενοι στη διεθνή βιβλιογραφία **recuperators** και οι **αναγεννητές** (regenerators). Ο recuperator λειτουργεί με τρόπο τέτοιον ώστε η Θερμότητα να ρέει σταθερά και συνεχόμενα από το ένα ρευστό στο άλλο μέσω ενός διαχωριστικού τοιχώματος. Σε έναν αναγεννητή όμως, η ροή Θερμότητας είναι διακοπτόμενη και χαρακτηρίζει επίσης περιστρεφόμενα συστήματα όπως το **Θερμικό Τροχό**. Τα **Περιερόμενα Κελύφη** επίσης θεωρούνται μερικές φορές σαν ένας τύπος αναγεννητή, καθώς περιλαμβάνουν ένα διακινούμενο κύκλωμα υγρού το οποίο μεταφέρει Θερμότητα μεταξύ δύο ρευμάτων. Ο **Εναλλάκτης Κελύφους και Σωλήνων** (Shell and Tube) είναι πιο συνηθισμένος σε περιπτώσεις Εναλλαγής Θερμότητας μεταξύ υγρών, αλλά μπορεί ακόμα να συναντάται και σε

περιπτώσεις εναλλαγής μεταξύ αερίων, ειδικά όταν τίθεται πρόβλημα καθαρισμού, ή όταν λόγω των πιέσεων που επικρατούν η χρήση αναγεννητικών περιστροφικών Εναλλακτών ή Εναλλακτών πλακών περιορίζεται. Οι **Εναλλάκτες Πλακών** αερίου/αερίου είναι από τους απλούστερους Εναλλάκτες Θερμότητας στην κατηγορία των recuperators.

1.2.2 Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας Υγρού με Υγρό

Τούτη είναι η δεύτερη μεγαλύτερη κατηγορία των ΣΑΘ. Συναντώνται πιο συχνά σε βιομηχανικές εφαρμογές. Οι Εναλλάκτες **Κελύφους και Σωλήνων** είναι οι παλαιότεροι και πιο συχνά χρησιμοποιούμενοι στη βιομηχανία. Οι **Εναλλάκτες Πλακών** προσφέρουν σημαντικά πλεονεκτήματα στον τομέα της θερμικής απόδοσης (συνήθως περί το 90%).

1.2.3 Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας Αερίου με Υγρό

Τα Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας Αερίου με Υγρό καλύπτουν ένα πολύ ευρύ φάσμα εφαρμογών. Το εύρος τους μπορεί να αποτελείται από λέβητες και υψικαμίνους, αεριοστροβίλους και αποτεφρωτήρες. Η οικογένεια των Συστημάτων αυτών μπορεί ακόμη να περιέχει: **Οικονομητήρες, Προθερμαντήρες καυσίμου, Λέβητες Ανάκτησης Θερμότητας, Υπερθερμαντήρες, Εναλλάκτες Ρευστοποιημένης Κλίνης, Εναλλάκτες Θερμορροής, Εναλλάκτες Κελύφους και Σωλήνων, Εγκαταστάσεις Ανάκτησης Θερμότητας από τα καυσαέρια των αεριοστροβίλων και των μηχανών Diesel και Οργανικούς κύκλους Rankine.**

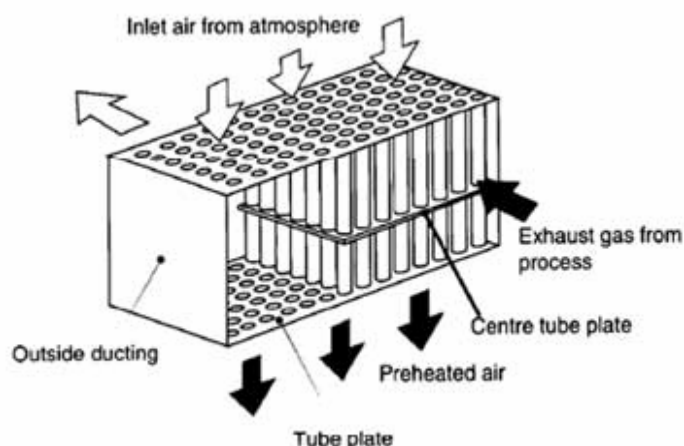
1.2.4 Διάφορα Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας

Στην κατηγορία αυτήν μπορούν να βρεθούν ΣΑΘ που δεν αναφέρονται στις παραπάνω κατηγορίες, π.χ. **Εναλλάκτες αμέσου επαφής (ψεκασμού), Δοχεία αποτόνωσης κ.α.**

1.3. Περιγραφή των Συσκευών

1.3.1 Recuperators

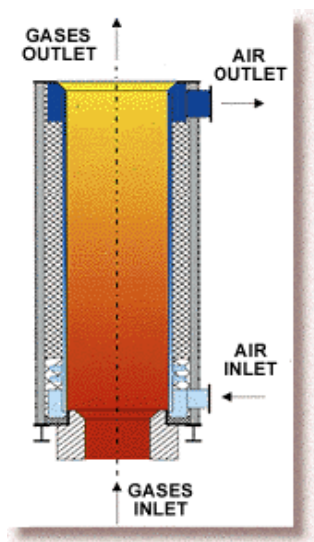
Οι Recuperators είναι Εναλλάκτες Θερμότητας που μεταφέρουν Θερμότητα από τα καυσαέρια στον αέρα καύσης μέσω μεταλλικών ή κεραμικών τοιχωμάτων. Όταν η Θερμότητα των καυσαερίων χρησιμοποιείται, σημαντικά ποσά καυσίμου εξοικονομούνται. Αυτό επιτυγχάνεται πολύ απλά με τη χρήση των recuperators, επανατροφοδοτώντας έτσι μέρος της (άλλως χαμένης) Θερμότητας στο Λέβητα. Σε περιπτώσεις όπου χρησιμοποιούνται καύσιμα χαμηλής θερμογόνου ικανότητας, οι επιθυμητές θερμοκρασίες μπορούν συχνά να επιτευχθούν μόνον κατόπιν προθερμάνσεως του αέρα. Εν τιαύτη περίπτωση, η χρήση των recuperators καθίσταται απολύτως απαραίτητη, ακόμα και αν η σκοπιμότητα εξοικονόμησης Ενέργειας αμεληθεί. Σωλήνες μεταφέρουν τον αέρα προθέρμανσης, καθώς τα καυσαέρια ρέουν γύρω τους, όπως φαίνεται στο Σχ 1.1.



Σχ. 1.1: Ανάκτηση Θερμότητας με χρήση Recuperator
Πηγή: Bureau of Energy Efficiency

1.3.1.1. Μεταλλικός recuperator ακτινοβολίας

Η απλούστερη διάταξη ενός recuperator είναι ο μεταλλικός recuperator ακτινοβολίας, ο οποίος αποτελείται από δύο ομόκεντρους μεταλλικούς σωλήνες, όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.2.



Σχ. 1.2: Μεταλλικός Recuperator Ακτινοβολίας
 Πηγή: Bureau of Energy Efficiency

Οι recuperators ακτινοβολίας αποτελούνται από δύο ομόκεντρους μεταλλικούς κυλίνδρους. Τα καυσαέρια ρέουν μέσα στον εσωτερικό κύλινδρο της μεγάλης διαμέτρου, ενώ ο αέρας οδηγείται μέσω του στενού δακτυλιοειδούς κενού. Αυτός ο τύπος κατασκευής έχει αποδειχθεί επιτυχής στις εφαρμογές του στην περιβαλλοντική τεχνολογία, στη χαλυβουργία, στα σιδηρουργεία, στους κλιβάνους υαλουργίας και αλουμινίου, καθώς και σε μονάδες αποτέφρωσης για υψηλές θερμοκρασίες εισόδου. Ο εσωτερικός αγωγός μεταφέρει τα θερμά καυσαέρια, ενώ μέσω του εξωτερικού δακτυλιοειδούς αγωγού μεταφέρεται ο κρύος αέρας καύσης και έτσι εναλλάσσεται Θερμότητα. Με αυτόν τον τρόπο, ποσά Ενέργειας για καύση που θα έπρεπε να αποδοθούν από το καύσιμο προσφέρονται από τα καυσαέρια. Αυτό αποφέρει μειωμένες απώλειες στις καπνοδόχους, καθώς οι θερμοκρασίες των καυσαερίων στην καπνοδόχο μειώνονται και παράγονται λιγότερα καυσαέρια.

Η ονομασία που έχει δοθεί στον recuperator ακτινοβολίας οφείλεται στο ότι μία ουσιώδης μερίδα της μεταφερόμενης Θερμότητας από τα θερμά καυσαέρια στην επιφάνεια του εσωτερικού σωλήνα διεξάγεται **με μετάδοση Θερμότητας με ακτινοβολία**. Ο κρύος αέρας του δακτυλιοειδούς αγωγού όμως, σχεδόν δεν επηρεάζεται καθόλου από την υπέρυθη ακτινοβολία και έτσι μόνο μέσω συναγωγής μεταφέρεται Θερμότητα στον εισερχόμενο αέρα. Όπως φαίνεται στο διάγραμμα, τα δύο ρευστά κινούνται συνήθως παράλληλα, παρόλο που η διαμόρφωση θα ήταν απλούστερη και η μεταφορά Θερμότητας πιο αποδοτική εάν κινούνταν σε αντιρροή

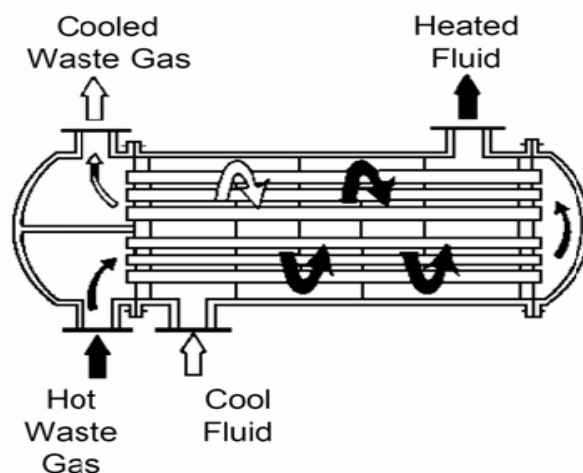
(counter flow). Ο λόγος για τη χρήση της παράλληλης ροής είναι ότι οι recuperators συνήθως εξυπηρετούν την επιπρόσθετη λειτουργία της ψύξης του αγωγού που απομακρύνει τα καυσαέρια ώστε να επεκτείνεται ο χρόνος λειτουργίας.

Όταν οι αρχικές πιέσεις ή θερμοκρασίες του μέσου που πρόκειται να προθερμανθεί είναι υπερβολικά υψηλές, αρκετοί σωλήνες πρέπει να εγκατασταθούν για την αντικατάσταση του δακτυλιοειδούς κενού. Διαμορφώνεται ένας κλωβός σωλήνων με ομόκεντρα τοποθετημένους σωλήνες στην κυκλική περιφέρεια. Αυτός ο κλωβός εγκαθίσταται σε ένα περίβλημα από πυρίμαχο υλικό. Στην περίπτωση μιας τέτοιας κατασκευής ενός recuperator ακτινοβολίας, η μεταφορά Θερμότητας προς το μέρος των καυσαερίων γίνεται κατά τον ίδιο τρόπο όπως στον recuperator ακτινοβολίας διπλού κελύφους. Μια τέτοια διαμόρφωση καθιστά τους σωλήνες ανθεκτικότερους σε ζημιά που μπορεί να προκληθεί από πολύ υψηλές θερμοκρασίες.

1.3.1.2 Recuperator με σωλήνες

Μια άλλη διαμόρφωση των recuperators είναι αυτή με σωλήνες (tube type ή convective recuperator). Τα καυσαέρια στην περίπτωση αυτή οδηγούνται μέσω μερικών παραλλήλων –μικρής διαμέτρου- σωλήνων, ενώ ο εισερχόμενος αέρας που πρόκειται να θερμανθεί εισέρχεται σε ένα κέλυφος που περικλύει τους σωλήνες και έρχεται σε επαφή με αυτούς μία ή περισσότερες φορές.

Εάν η διαμόρφωση στους σωλήνες επιτρέπει στα καυσαέρια να περάσουν δύο φορές από τους σωλήνες, ο Εναλλάκτης Θερμότητας ονομάζεται δύο διαδρομών. Αντίστοιχα, εάν τα καυσαέρια περνούν τρεις φορές, τριών διαδρομών, κ.ο.κ. Παρόλο που η διάταξη αυτή αυξάνει τόσο το κόστος του Εναλλάκτη, όσο και την πτώση της πίεσης στην διαδρομή του αέρα καύσης, αυξάνει την αποδοτικότητα της μεταφορούμενης Θερμότητας. Οι recuperators Κελύφους και Σωλήνων είναι γενικά πιο ανθεκτικοί και έχουν υψηλότερη αποδοτικότητα από τους recuperators ακτινοβολίας, λόγω της μεγαλύτερης επιφάνειας μεταφοράς Θερμότητας.



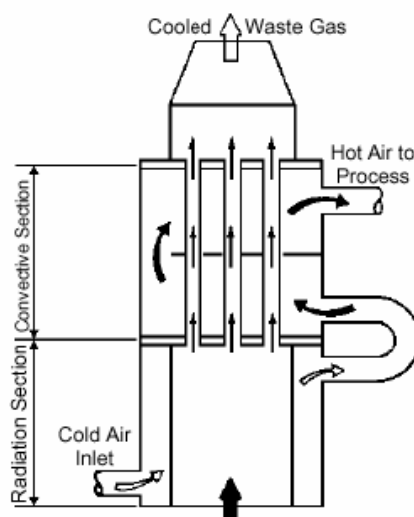
Σχ. 1.3: *Recuperator με Σωλήνες*
Πηγή: *Bureau of Energy Efficiency*

Αυτές οι συσκευές είναι ειδικά κατασκευασμένες για περιπτώσεις που τα καυσαέρια περιέχουν πολλή σκόνη ή για αέρια διεργασιών με θερμοκρασίες που φθάνουν τους 1100° C. Ο αέρας καύσης μετά την προθέρμανση μπορεί να φθάσει μέχρι και τους 900° C. Ο καθαρισμός καθίσταται δυνατός με τη βοήθεια ακροφυσίων ατμού. Αυτός ο τύπος recuperator βρίσκει κυρίως εφαρμογή σε κλιβάνους ρευστοποίησης μετάλλων, στη βιομηχανία αλουμινίου, σε κλιβάνους ρευστοποίησης της κεραμικής βιομηχανίας, σε χημικές και πετροχημικές διεργασίες και σε κλιβάνους ρευστοποιημένης κλίνης για την αποτέφρωση λυμάτων.

Τα καυσαέρια εισέρχονται στον recuperator από το άνω ή το κάτω μέρος και περνούν τους σωλήνες με υψηλή ταχύτητα. Όταν ψύχονται καυσαέρια που περιέχουν σκόνη σε μεγάλο βαθμό, κάθε σωλήνας είναι εξοπλίζεται με μια ξεχωριστή βαλβίδα διαστολής. Ο καθορισμός της ταχύτητας των καυσαερίων και η επιλογή των διαμέτρων των σωλήνων εξαρτώνται από το είδος της σκόνης στα καυσαέρια.

1.3.1.3 Υβριδικός Recuperator Ακτινοβολίας/Σωλήνων

Προκειμένου να επιτευχθεί η μέγιστη απόδοση στη μεταφορά Θερμότητας, χρησιμοποιούνται συνδυασμοί σχεδιασμού ακτινοβολίας και σωλήνων. Αυτοί οι συνδυασμοί είναι πιο ακριβοί από τους απλούς μεταλλικούς recuperators ακτινοβολίας, αλλά λιγότερο ογκώδεις. Ένας τέτοιος παρουσιάζεται στο Σχήμα 1.4.



Σχ.1.4: Υβριδικός Recuperator
Πηγή: Bureau of Energy Efficiency

1.3.1.4 Κεραμικός Recuperator

Προκειμένου να ξεπεραστούν οι θερμοκρασιακοί περιορισμοί των μεταλλικών recuperators, κεραμικοί σωληνωτοί recuperators έχουν σχεδιαστεί, των οποίων τα υλικά επιτρέπουν τη λειτουργία μέχρι τους 1550°C από την πλευρά των καυσαερίων και μέχρι τους 815°C από τη μεριά του αέρα προθέρμανσης. Αρχικά στους κεραμικούς recuperators που κατασκευάζονταν χρησιμοποιούνταν τσιμέντο για τις αρθρώσεις. Οι θερμοκρασιακές αλλαγές προκαλούσαν σπασίματα των αρθρώσεων και ταχεία φθορά των σωλήνων. Σε ύστερους σχεδιασμούς, διάφορα είδη μικρών σωλήνων από σιλικόνη και καρβίδιο εφαρμόστηκαν, τα οποία ενώνονταν με ελαστικές τσιμούχες.

Στις αρχικές κατασκευές τα ποσοστά των διαρροών κυμαίνονταν από 8% μέχρι 60%. Αναφέρεται πως οι σημερινοί σχεδιασμοί διαρκούν δύο χρόνια με θερμοκρασίες προθέρμανσης αέρα που φθάνουν τους 700°C , με πολύ μικρότερα ποσοστά διαρροών.

1.3.2 Αναγεννητές

Η λειτουργία των αναγεννητών στηρίζεται στην “αρχή Ljungström” (Σχ. 1.5). Οι αναγεννητές αποτελούνται από στοιχεία (storage mass-heating elements) που συνεχώς απορροφούν και αποδίδουν Θερμότητα μεταξύ δύο ή περισσότερων ρευστών μέσων.

Ο σχεδιασμός αποτελείται από ένα κεντρικά περιστρεφόμενο στοιχείο που περιβάλλεται από ένα στεγανοποιημένο σκέπαστρο που είναι χωρισμένο σε δύο ή τρεις τομείς. Η διαρροή των αερίων μεταξύ των τομέων περιορίζεται στο ελάχιστο ενώ ξεχωριστοί δίοδοι οδηγούν καυσαέρια και αέρα από τον ένα τομέα στον άλλο (www.wikipedia.com).

Το περιστρεφόμενο στοιχείο είναι το μέσο μεταφοράς Θερμότητας στο σύστημα, και συνήθως η δομή του είναι χαλύβδινη ή/και κεραμική. Περιστρέφεται αρκετά αργά (με περίπου 3-5 RPM) για να επιτευχθεί η βέλτιστη μετάδοση Θερμότητας πρώτα από τα θερμά καυσαέρια στο στοιχείο και μετά, καθώς περιστρέφεται, από το στοιχείο στον ψυχρότερο αέρα στους άλλους τομείς.

Σύμφωνα με το Δρ. Hartleben, από όλα τα διαφορετικά είδη συστημάτων Εναλλακτών Θερμότητας, το περιστρεφόμενο σύστημα που λειτουργεί στηριζόμενο στην αρχή αποθήκευσης μάζας, έχει αποδειχθεί το καλύτερο (Hartleben, 1997).

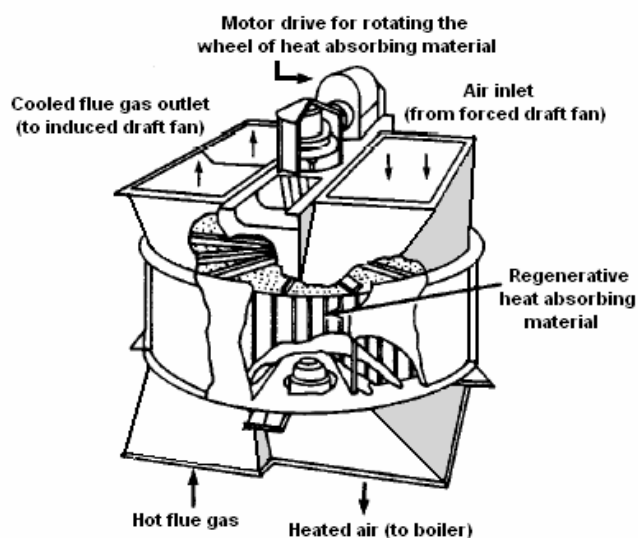
Σημαντικοί είναι οι συσχετισμοί που υφίστανται μεταξύ του μεγέθους του αναγεννητή, του χρόνου μεταξύ των περιστροφών, του πάχους, της αγωγιμότητας και του λόγου αποθήκευσης Θερμότητας του υλικού.

Καθώς ο χρόνος μεταξύ περιστροφών είναι ένας σημαντικός παράγοντας, μεγάλες περίοδοι συνεπάγονται υψηλότερη θερμική αποθήκευση και άρα υψηλότερο κόστος. Επίσης, μεγάλες περίοδοι περιστροφής συνεπάγονται χαμηλότερη μέση θερμοκρασία προθέρμανσης και έτσι μειώνεται η εξοικονόμηση καυσίμου.

Σύμφωνα ακόμα με τον Δρ. Hartleben, οι σύγχρονοι αναγεννητές πρέπει να χαρακτηρίζονται από υψηλά επίπεδα μεταφερόμενης Θερμότητας, ελάχιστη διαρροή αέρα στο ρεύμα καυσαερίων, υψηλή αντίσταση στη διάβρωση και στις θερμοκρασιακές διακυμάνσεις. Οι επιφάνειές τους θα πρέπει να καθαρίζονται εύκολα, να αντικαθίστανται εύκολα και θα πρέπει ακόμα να είναι έχουν υψηλή αντίσταση σε περιπτώσεις καθαρισμού υψηλής πίεσης και αντίσταση χαμηλής ροής. Οι παλαιότεροι LUVOs δεν είναι σε θέση να ανταπεξέλθουν στις απαιτήσεις αυτές.



Σχ.1.5: Αναγεννητής

Πηγή: <http://www.balcke-duerr.de>

Σχ.1.6: Αναγεννητής

Πηγή: www.wikipedia.com

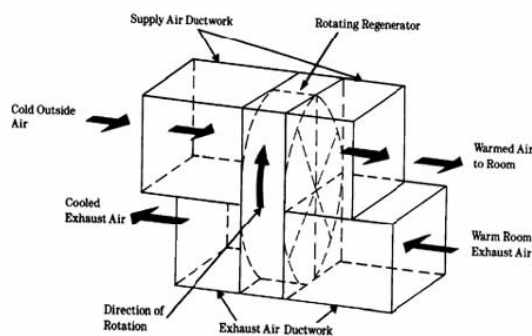
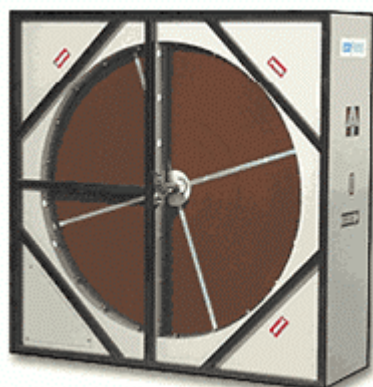
1.3.3 Θερμικοί Τροχοί

Οι Θερμικοί τροχοί (Heat or enthalpy wheels) είναι περιστροφικοί Εναλλάκτες Θερμότητας αερίου-αερίου. Οι Θερμικοί τροχοί συνήθως βρίσκουν εφαρμογή σε

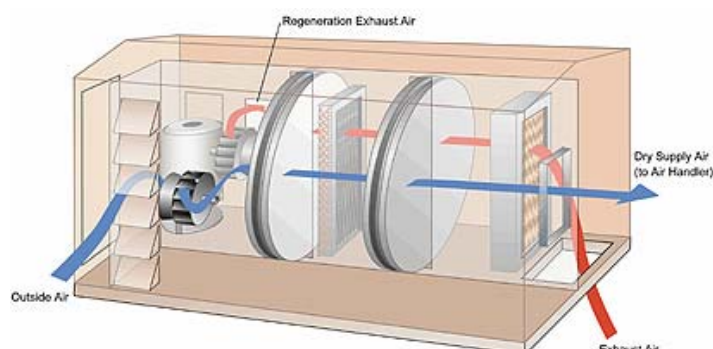
Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας χαμηλών με μέτριων θερμοκρασιακών επιπέδων (Σχ.7). Ο Θερμικός τροχός (που λειτουργεί βάσει της αρχής Rothemühle) είναι ένας ευμεγέθης πορώδης δίσκος, που κατασκευάζεται με υλικά σχετικά υψηλής θερμοχωρητικότητας και ο οποίος περιστρέφεται μεταξύ δύο αγωγών: ενός αγωγού ψυχρών καυσαερίων και ενός αγωγού θερμών καυσαερίων. Ο άξονας του δίσκου είναι τοποθετημένος παράλληλα στους δύο αγωγούς και επί του χωρίσματος των αγωγών. Καθώς ο δίσκος περιστρέφεται αργά, αισθητή Θερμότητα (σταγονίδια νερού που περιέχουν λανθάνουσα Θερμότητα) μεταφέρεται στο δίσκο από το ζεστό αέρα και καθώς ο δίσκος περιστρέφεται, από το δίσκο στον κρύο αέρα. Ο ολικός βαθμός απόδοσης της μεταφοράς της αισθητής θερμότητας για αυτό το είδος αναγεννητή μπορεί να φθάσει μέχρι και το 85%. Θερμικοί τροχοί κατασκευάζονται με διαμέτρους που φθάνουν μέχρι και τα 21 μέτρα με παροχές αέρα που φθάνουν μέχρι και τα 1130 m³/min.

Μια παραλλαγή του Θερμικού τροχού αποτελεί ο περιστροφικός αναγεννητή, όπου το πλέγμα βρίσκεται εντός ενός κυλίνδρου που περιστρέφεται κατά μήκος των ρευμάτων των καυσαερίων και του αέρα. Ο Θερμικός τροχός είναι ένας περιστρεφόμενος Αναγεννητής Θερμότητας αερίων, που μπορεί να μεταφέρει Θερμότητα από τα καυσαέρια στα εισερχόμενα αέρια.

Το πεδίο στο οποίο βρίσκει κυρίως εφαρμογή είναι εκεί όπου απαιτείται μεταφορά Θερμότητας μεταξύ μεγάλων μαζών αέρα που διαφέρουν θερμοκρασιακά λίγο. Τυπικές εφαρμογές ακόμα αποτελούν τα συστήματα θέρμανσης και αερισμού και η ανάκτηση Θερμότητας από αέρα ξηραντών.



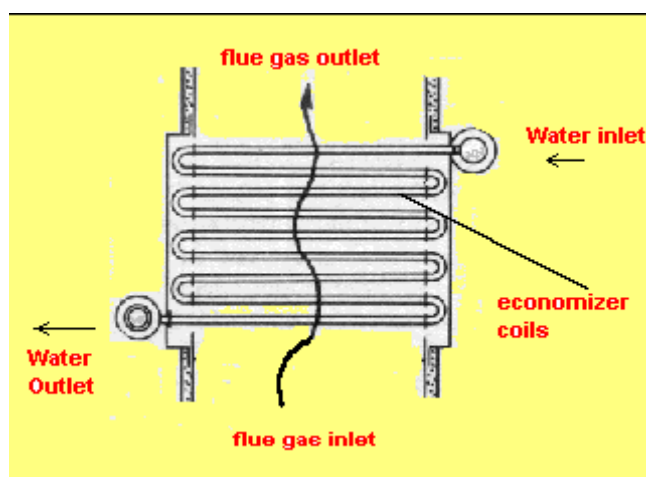
Σχ.1.7: Θερμικός Τροχός
Πηγή: Bureau of Energy Efficiency



Σχ.1.8: Θερμικός Τροχός
Πηγή: Engelhard/ICC Corp.

1.3.4 Οικονομητήρας

Ο Οικονομητήρας χρησιμοποιεί τη Θερμότητα των καυσαερίων για να προθερμάνει το τροφοδοτικό νερό του λέβητα. Όπως και σε έναν προθερμαντήρα αέρα, όπου η Θερμότητα των καυσαερίων χρησιμοποιείται για να θερμάνει τον αέρα καύσης, ο οικονομητήρας οδηγεί σε μια αντίστοιχη μείωση των απαιτήσεων καυσίμου στο λέβητα. Ο σχεδιασμός και τα υλικά που χρησιμοποιούνται εξαρτώνται κυρίως από την ίδια την εφαρμογή, όπως: ψύξη καυσαερίων πάνω ή κάτω από το σημείο δρόσου, ή υψηλό/χαμηλό φορτίο κονιορτοποιημένου καυσίμου. Ο Οικονομητήρας απεικονίζεται στα Σχήματα 1.9 και 1.10.



Σχ.1.9: Οικονομητήρας
Πηγή: Bureau of Energy Efficiency



Σχ.1.10: Οικονομητήρας
Πηγή: www.babcock-borsig-service.de

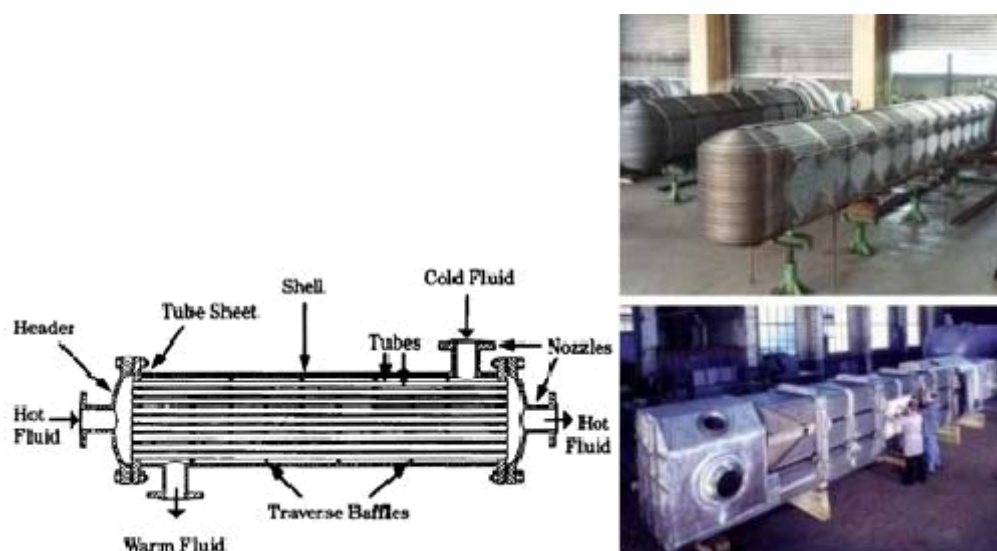
Υπολογισμοί δείχνουν πως υπάρχει ένα ποσοστό εξοικονόμησης καυσίμου του ύψους του 1% στο λέβητα για κάθε 22°C μείωσης της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Με άλλα λόγια, για κάθε 6°C αύξηση στη θερμοκρασία του τροφοδοτικού νερού μέσω του Οικονομητήρα, ή 20°C αύξηση στη θερμοκρασία του αέρα καύσης μέσω ενός προθερμαντήρα αέρα, υπάρχει ένα ποσοστό ίσο με 1% εξοικονόμησης καυσίμου στο λέβητα (Bureau of Energy Efficiency).

1.3.5 Εναλλάκτης Θερμότητας Κελύφους και Σωλήνων

Για εφαρμογές όπου το μέσο που μεταφέρει τη Θερμότητα είναι υγρό ή ατμός, το οποίο θερμαίνει ένα άλλο υγρό, ο Εναλλάκτης κελύφους και σωλήνων πρέπει να χρησιμοποιηθεί καθώς και οι δύο δίοδοι/αγωγοί που μεταφέρουν τα ρευστά πρέπει να είναι κλειστοί για να διατηρούνται οι πιέσεις των μέσων. Το κέλυφος περιέχει τη δεσμίδα σωλήνων και συνήθως εσωτερικά ανακλαστήρες (baffles) για να κατευθύνει το ρευστό εντός του κελύφους περισσότερες από μία φορές στους σωλήνες. Το κέλυφος είναι εκ κατασκευής πιο αδύναμο από τους σωλήνες και έτσι το ρευστό υψηλότερης πίεσης κυκλοφορεί εντός των σωλήνων, ενώ το ρευστό χαμηλότερης πίεσης κυκλοφορεί εντός του κελύφους. Εάν η Θερμότητα περιέχεται σε ατμό,

συνήθως συμπυκνώνεται, δίνοντας τη λανθάνουσα Θερμότητά του στο υγρό το οποίο θερμαίνεται. Στην εφαρμογή αυτή, ο ατμός περιέχεται σχεδόν αμετάβλητα εντός του κελύφους. Εάν το αντίστροφο επιχειρούνταν, η συμπύκνωση των ατμών εντός μικρών διαμέτρων παραλλήλων σωλήνων θα προκαλούσε αστάθεια της ροής. Οι Εναλλάκτες Κελύφους και Σωλήνων είναι διαθέσιμοι σε ένα μεγάλο εύρος τυποποιημένων μεγεθών με πολλούς συνδυασμούς υλικών για τους σωλήνες και τα κελύφη. Ένας τέτοιος Εναλλάκτης απεικονίζεται στο Σχ 1.11.

Ο θερμαντήρας Τροφοδοτικού νερού που φαίνεται είναι ένας Εναλλάκτης Κελύφους και Σωλήνων που θερμαίνει το Τροφοδοτικό νερό ή το Συμπύκνωμα με τη βοήθεια ατμού ή Συμπυκνώματος. Χρησιμοποιείται σχεδόν σε όλους τους Θερμοηλεκτρικούς Σταθμούς με αμοστροβίλους.



Σχ.1.11: Εναλλάκτης Θερμότητας Κελύφους και Σωλήνων
Πηγή: Bureau of Energy Efficiency, <http://www.balcke-duerr.com>

1.3.6 Διάφοροι Εναλλάκτες Θερμότητας

1.3.6.1 Εναλλάκτης Πλακών

Η εφαρμογή αυτού του τύπου Εναλλάκτη Θερμότητας είναι χρήσιμη όταν μικρότερα ποσά μεταφοράς Θερμότητας απαιτούνται. Ο Εναλλάκτης αποτελείται από μια σειρά ξεχωριστών παραλλήλων πλακών που σχηματίζουν ένα λεπτό πέρασμα ροής. Κάθε πλάκα χωρίζεται από τις επόμενες με φλάντζες και το θερμό ρεύμα διέρχεται

παράλληλα μέσω εναλλακτικών πλακών ενώ το υγρό που πρόκειται να θερμανθεί διέρχεται παράλληλα ανάμεσα από τις θερμές πλάκες. Το θερμό υγρό που περνά μέσα από μία βαλβίδα στη βάση μπορεί να κινηθεί προς τα πάνω κάθε δεύτερη πλάκα, ενώ στο κρύο υγρό επιτρέπει μια βαλβίδα στην κορυφή της κεφαλής να διέλθει με κατεύθυνση προς τα κάτω μεταξύ των περιττών πλακών. Όταν οι κατευθύνσεις των θερμών και κρύων ρευστών είναι αντίθετες, τότε πρόκειται για αντιρροή.

1.3.6.2 Περιερόμενα Κελύφη

Η Θερμότητα από το θερμό ρευστό μεταφέρεται στο ψυχρότερο ρευστό μέσω ενός άλλου ενδιάμεσου ρευστού, γνωστού και ως “Ρευστό Μεταφοράς Θερμότητας”. Ένα κέλυφος αυτού του κλειστού κυκλώματος είναι εγκατεστημένο στο θερμό ρεύμα, ενώ το άλλο είναι στο κρύο ρεύμα. Η κυκλοφορία αυτού του ρευστού διατηρείται με τη βοήθεια μιας αντλίας κυκλοφορίας.

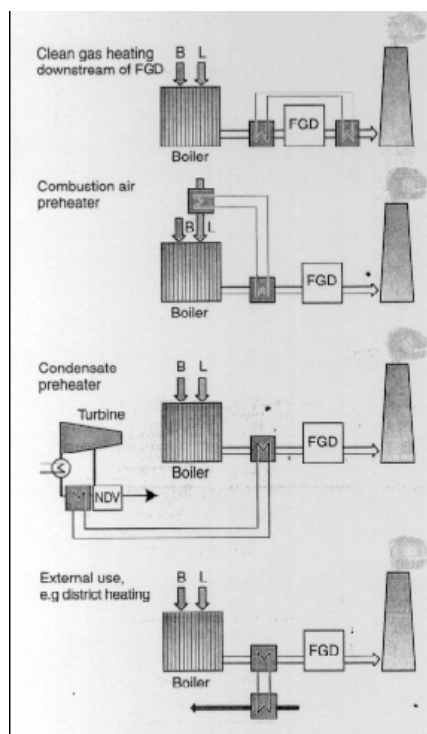
Ένα παρόμοιο τέτοιο σύστημα για το οποίο έγιναν θερμοδυναμικοί υπολογισμοί στο Μέρος ΙΙ, λειτουργεί πάνω σε αυτήν την αρχή: ένα κλειστό κύκλωμα νερού μεταφέρει τη Θερμότητα που ανακτάται από τα καυσαέρια στο Συμπύκνωμα.

1.3.6.3 Εναλλάκτες Θερμότητας Αμέσου Επαφής

Ο ατμός Χαμηλής Πίεσης μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί για να προθερμάνει το Τροφοδοτικό Νερό ή κάποιο άλλο ρευστό όπου η ανάμειξη είναι αποδεκτή. Αυτή η αρχή λειτουργίας χρησιμοποιείται σε αυτού του είδους τους Εναλλάκτες και βρίσκει πλατεία εφαρμογή σε ΑΗΣ (στο λεγόμενο Τροφοδοτικό Δοχείο).

1.4 Διάφορες εφαρμογές και συστήματα σε Θερμοηλεκτρικούς Σταθμούς

Πέρα από τους “θεμελιώδεις” Εναλλάκτες Θερμότητας που παρουσιάστηκαν παραπάνω, υπάρχουν κάποιες εφαρμογές που έχουν χρησιμοποιηθεί σε Θερμοηλεκτρικούς Σταθμούς, όπως παρουσιάζεται στο Σχ.1.12.



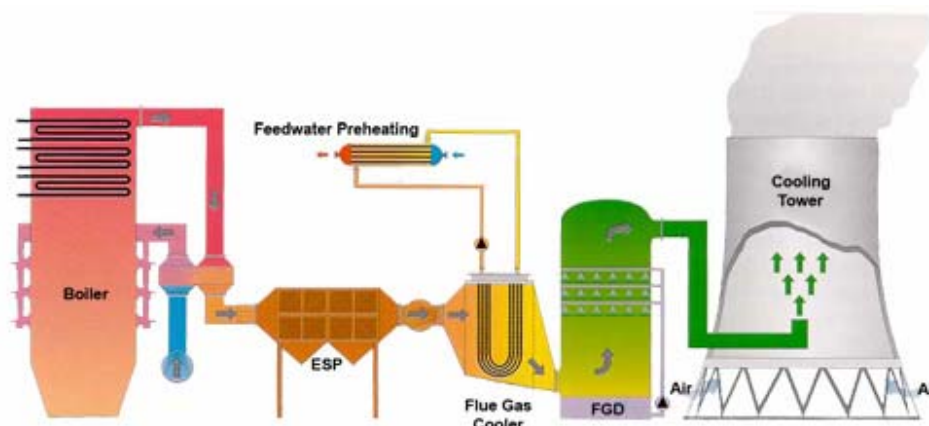
Σχ. 1.12: Εναλλακτικές εφαρμογές Ανάκτησης Θερμότητας
 Πηγή: *Waste Heat Recovery in the Voitsberg 3 Steam Power Station, Tauschitz, 1997*

1.4.1 Προθέρμανση Τροφοδοτικού Νερού Χαμηλής Πίεσης

Προκειμένου να εξοικονομηθούν ποσά απομάστευσης ατμού στο στρόβιλο και να αυξηθεί η παραγόμενη ηλεκτρική Ισχύς, ένας από τους πλέον συνηθισμένους τρόπους είναι να προθερμανθεί το τροφοδοτικό νερό χρησιμοποιώντας καυσαέρια. Για το λόγο αυτόν, ένα κύκλωμα μεταφοράς Θερμότητας και δύο ενδιάμεσοι Εναλλάκτες Θερμότητας απαιτούνται. Ανάλογα με τη δομή και τις ανάγκες του Σταθμού, μπορούν να βρεθούν διάφοροι συνδιασμοί.

Για παράδειγμα, εάν τα καυσαέρια μπορούν να οδηγηθούν στην ατμόσφαιρα μέσω ενός ψυκτικού πύργου, τότε η Θερμότητα που ανακτάται ανάντι της μονάδας αποθείωσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί προς προθέρμανση του Τροφοδοτικού νερού,

όπως φαίνεται και στο Σχ.1.13 παρακάτω. Τα πλεονεκτήματα της μεθόδου αυτής παρατίθενται στο κεφάλαιο 2.

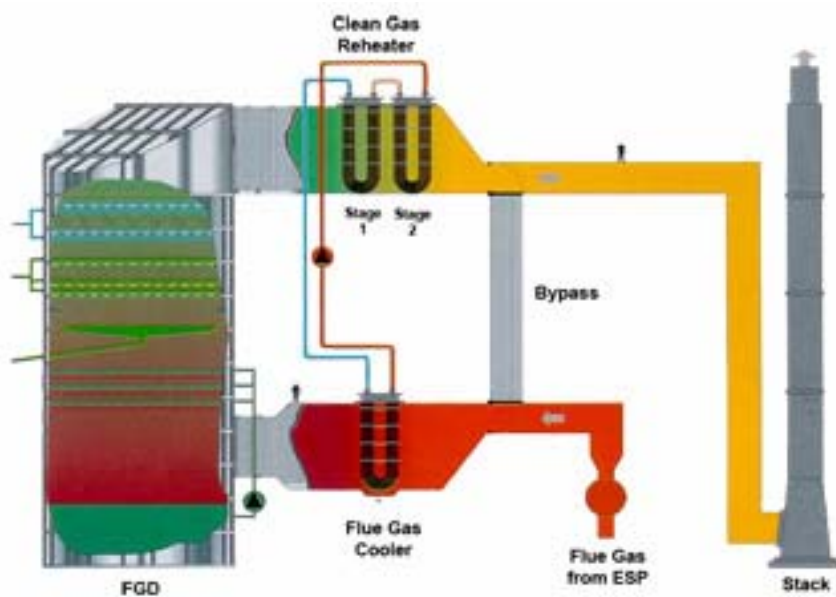


Σχ. 1.13: Προθέρμανση Τροφοδοτικού νερού Χαμηλής Πίεσης.
Πηγή: www.babcock-borsig-service.de

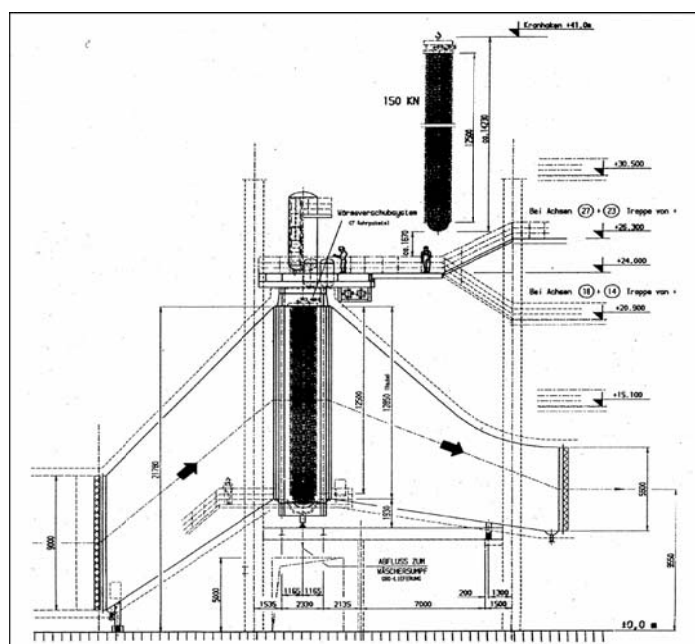
Σε περιπτώσεις κατά τις οποίες τα καυσαέρια εγκαταλείπουν το Σταθμό μέσω καπνοδόχου, είναι απαραίτητη η ανάκτηση εκ νέου της Θερμότητας από τα καθαρά πλέον καυσαέρια που αποσπάται προ της μονάδας αποθείωσης, όπως περιγράφεται παρακάτω:

1.4.2 Το Σύστημα EcoGano και Εναλλακτικά EcoGano Συστήματα

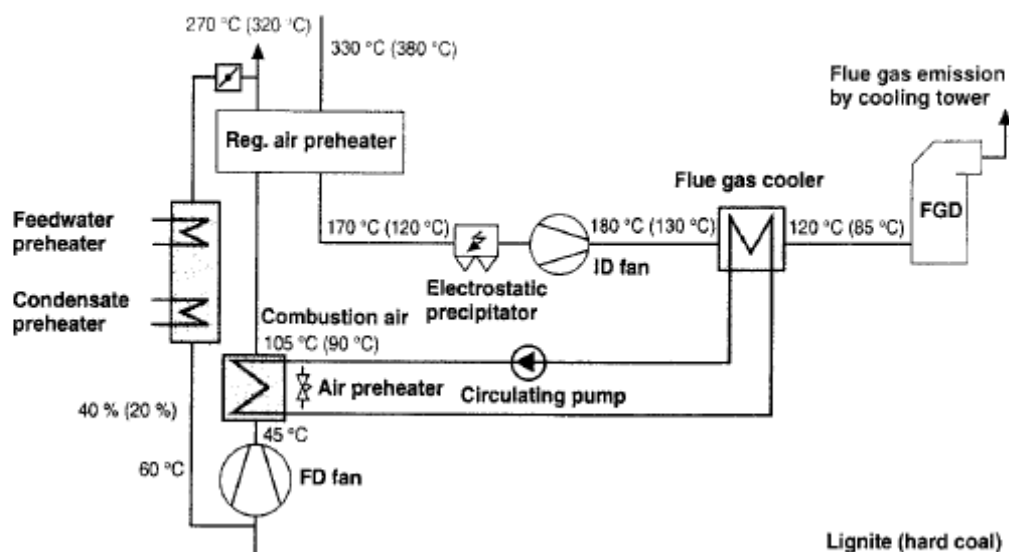
Όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.12, διαθέσιμη θερμική Ισχύς ανάντι της μονάδας αποθείωσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί με σκοπό την προθέρμανση των καυσαερίων προ της καπνοδόχου, εάν δεν χρησιμοποιείται ήδη για την προθέρμανση του αέρα καύσης ή του τροφοδοτικού νερού. Το Σύστημα EcoGano αποτελεί ένα **έμμεσο** Σύστημα μεταφοράς Θερμότητας που περιλαμβάνει έναν Ψυκτήρα και ένα Θερμαντήρα καυσαερίων. Ένα κλειστό κύκλωμα νερού είναι το μέσο που χρησιμοποιείται για να μεταφερθεί Θερμότητα από τον έναν Εναλλάκτη στον άλλον. Σε μερικούς από τους πλέον σύγχρονους Σταθμούς, μπορούν να βρεθούν επίσης διάφορα εναλλακτικά EcoGano Συστήματα, που συνδυάζουν άμεση προθέρμανση Συμπυκνώματος, έμμεσο Σύστημα εντός του κυκλώματος νερού-ατμού και εναλλακτικές προθερμάνσεις Τροφοδοτικού και Συμπυκνώματος με την επανακυκλοφορία θερμού αέρα (π.χ. Schwarze Pumpe, Niederaussem).



Σχ. 1.14: Το Σύστημα EcoGavo
 Πηγή: www.babcock-borsig-service.de



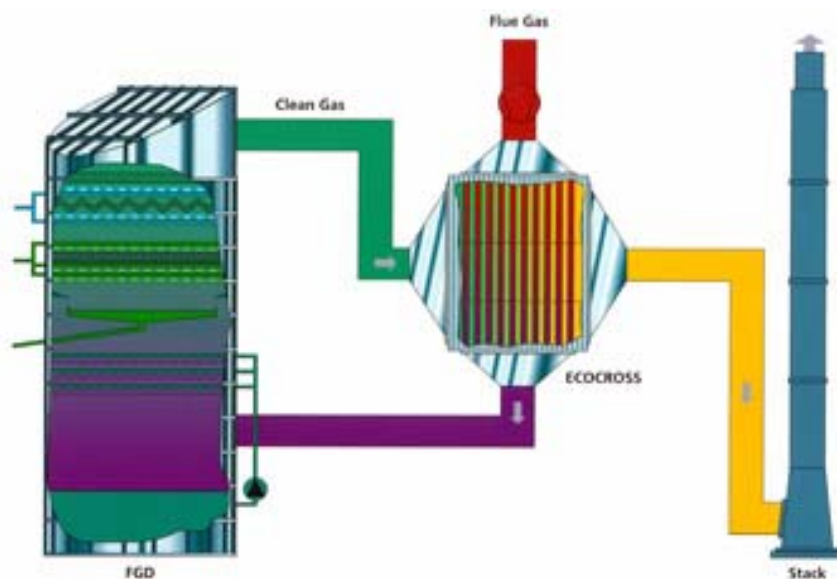
Σχ. 1.15: Το Σύστημα EcoGavo
 Πηγή: *Experiences with Heat Recovery Systems for Lignite Power Plants to increase the efficiency and to reduce CO2 emissions, Adamczyk 2001*



Σχ. 1.16: *Alternative feedwater and condensate preheating with hot air recirculation*
 Πηγή: *Increase of Unit Efficiency by Improved Waste Heat Recovery, Bauer 1997*

1.4.3 Το Σύστημα EcoCross

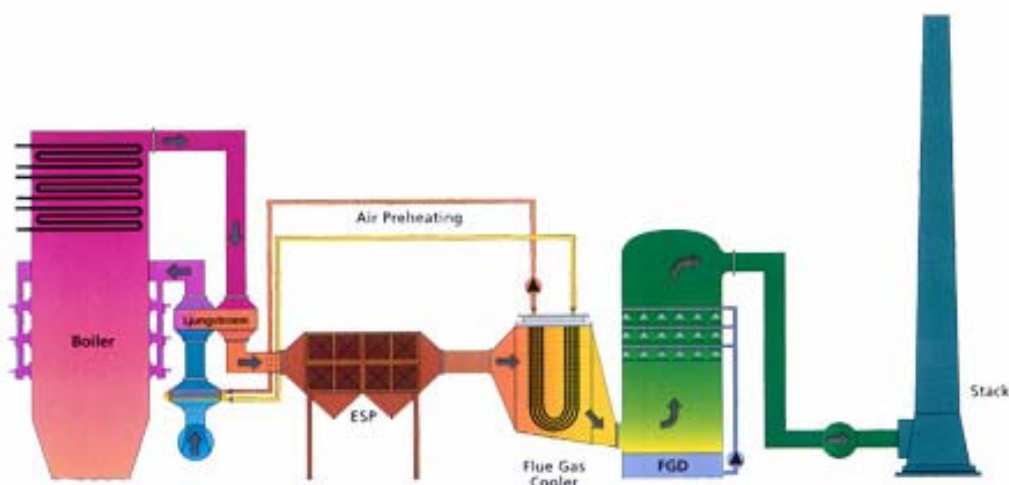
Αυτός είναι ένας Εναλλάκτης Θερμότητας ο οποίος βρίσκει εφαρμογή παρουσία μονάδων αποθείωσης. Όπως και το Σύστημα EcoGano, στοχεύει στη μεταφορά της Θερμικής Ισχύος που ανακτάται ανάντι της μονάδας αποθείωσης, κατάντι αυτής. Η διαφορά στη συγκεκριμένη εφαρμογή έγκειται στο ότι το Σύστημα EcoCross είναι ένας **άμεσος** Εναλλάκτης Θερμότητας, που εναλλάσσει Θερμότητα μεταξύ των καυσαερίων πριν και μετά τη μονάδα αποθείωσης. Πρόκειται για έναν αντιδιαβρωτικό και δίχως διαρροές Εναλλάκτη εγκάρσιας ροής με σωλήνες (cross-flow tubular). Ειδικά υλικά χρησιμοποιούνται, καθώς η λειτουργία του ψυχρού άκρου είναι κάτω από το σημείο δρόσου.



Σχ. 1.17: Το Σύστημα EcoCross
 Πηγή: www.babcock-borsig-service.de

1.4.4 Προθέρμανση Αέρα Καύσης

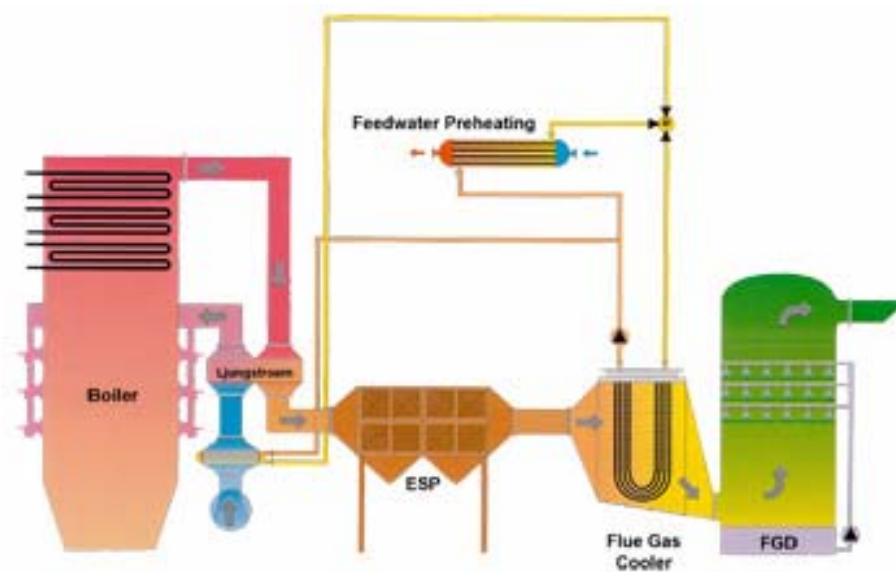
Ο αέρας καύσης προθερμαίνεται πριν την εισαγωγή του στο λέβητα. Προβλήματα όπως διάβρωση στο ψυχρό άκρο των αναγεννητών και μόλυνση εντός του Θερμαντήρα αέρα μπορούν να αποφευχθούν εάν η θερμοκρασία κρατηθεί άνω του σημείου δρόσου. Για το λόγο αυτόν, η ενέργεια που απαιτείται αποσπάται από το στρόβιλο, με ταυτόχρονη μείωση της παραγόμενης Ισχύος. Εναλλακτικά, θερμική Ενέργεια μπορεί να ανακτηθεί από τα καυσαέρια, έτσι ώστε το ποσό της παραγόμενης Ισχύος να μην ελαττώνεται.



Σχ.1.18: Προθερμαντήρας αέρα
 Source: www.babcock-borsig-service.de

1.4.5 Συνδυασμένη Προθέρμανση Αέρα Καύσης και Τροφοδοτικού Νερού

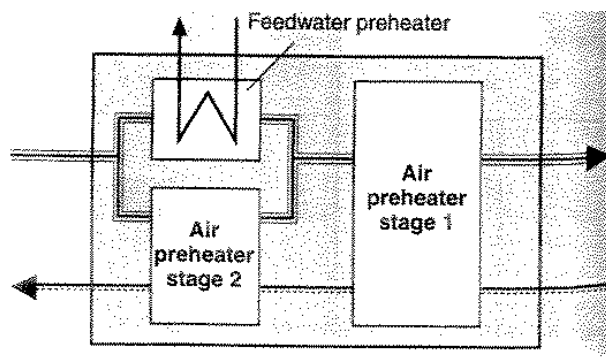
Τα ποσά Θερμότητας που ανακτώνται ανάντι της μονάδας αποθείωσης μεταφέρονται στο ψυκτικό μέσο (νερό). Το νέο μέσο Θερμότητας που κυκλοφορεί σε κλειστό κύκλωμα μπορεί να αποδώσει τη Θερμότητα αυτή είτε στον Προθερμαντήρα του αέρα καύσης –προστατεύοντας το “ψυχρό άκρο” του αναγεννητή από διάβρωση- ή στον Προθερμαντήρα του Τροφοδοτικού, ανάλογα με τις ανάγκες του Σταθμού (Σχ.1.19).



Σχ. 1.19: Ανάκτηση Θερμότητας από τα καυσαέρια για συνδυασμένη προθέρμανση
Πηγή: www.babcock-borsig-service.de

1.4.6 Το Σύστημα REKULUVO-PLUS

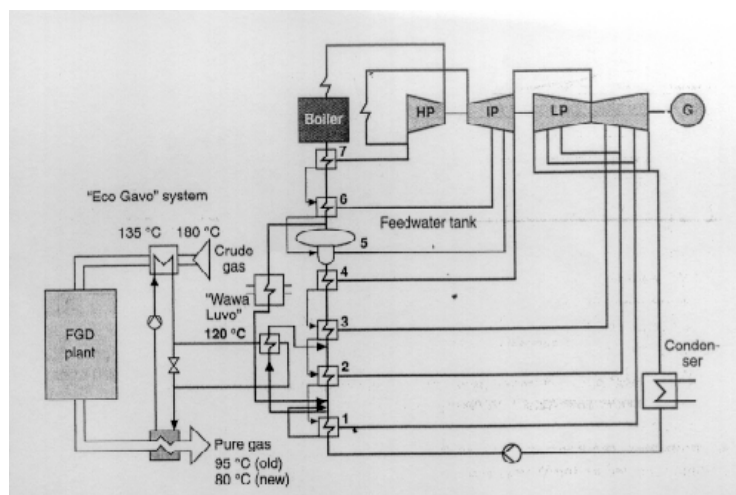
Η Balcke-Duerr εισήγαγε την τεχνολογία REKULUVO-plus, στην οποία ο αέρας καύσης και το τροφοδοτικό νερό θερμαίνονται παράλληλα στο θερμό τμήμα του Προθερμαντήρα. Μετά από αυτόν τον προθερμαντήρα, όπου ολόκληρη η ποσότητα των καυσαερίων χρησιμοποιείται, τα καυσαέρια χωρίζονται και θερμαίνουν τη δεύτερη βαθμίδα του αέρα καύσης και το τροφοδοτικό νερό (παράλληλα) (Σχ. 1.20). Το Σύστημα REKULUVO είναι ένα στατικό και χωρίς διαρροές σύστημα μεταφοράς Θερμότητας.



Σχ. 1.20: Προθέρμανση Τροφοδοτικού με REKULUVO plus κατασκευασμένο από την Balcke-Duerr
 Πηγή: Increase of Unit Efficiency by Improved Waste Heat Recovery, Bauer 1997

1.4.7 Το Σύστημα WawaLUVO

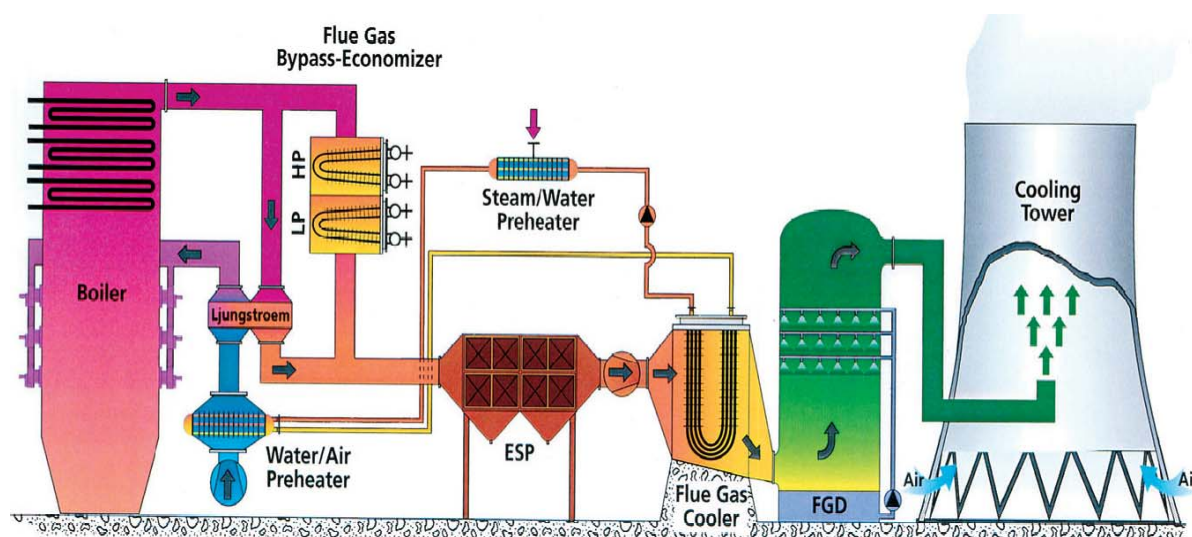
Στο σύστημα αυτό (Σχ. 1.21), ο αέρας καύσης θερμαίνεται ανάντι του LUVO χρησιμοποιώντας Θερμική Ισχύ από το Τροφοδοτικό νερό. Αυτή η αμφιλεγόμενη εφαρμογή περιορίζει τον κίνδυνο διάβρωσης των μεταλλικών ελασμάτων στο ψυχρό άκρο του LUVO, αλλά κοστίζει απώλεια ισχύος στη Μονάδα. Περισσότερα για το θέμα αυτό περιγράφονται στο Κεφάλαιο 4, στην παράγραφο που αναφέρεται στον ΑΗΣ Schwandorf.



Σχ. 1.21: Το Σύστημα WawaLUVO και EcoGavo για τον ΑΗΣ Schwandorf Power Plant
 Πηγή: Study for the Renovation Options for Power Plants Burning Indigenous Solid Fuels in an Enlarged European Union, CFSTA

1.4.8 Το Σύστημα Lubeco (LUvo-Bypass-ECOnomizer)

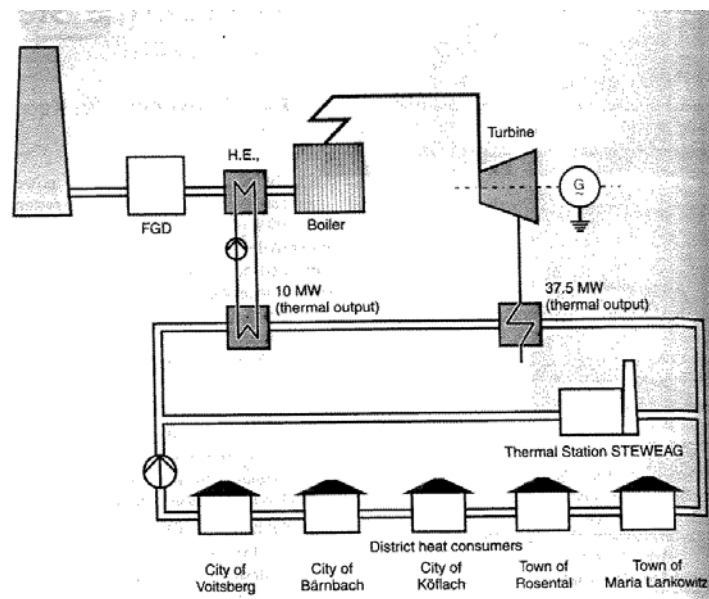
Το Σύστημα αποτελείται από έναν οικονομητήρα δύο βαθμίδων που είναι σχεδιασμένος να λειτουργεί στην παράκαμψη του LUVO και χρησιμοποιεί θερμική Ισχύ από τα καυσαέρια για να την μεταφέρει πρώτα στο Υψηλής Πίεσης Τροφοδοτικό μπροστά από το λέβητα και έπειτα στο Χαμηλής Πίεσης Συμπύκνωμα. Ουσιαστικά, μέρος της ενέργειας του λέβητα καυσαερίων υψηλής θερμοκρασίας διακλαδώνεται και μεταφέρεται μέσω ενός οικονομητήρα στο νερό. Αυτό το Σύστημα έχει βρει εφαρμογή στον ΑΗΣ Niederaussem (Σχ.1.22). Ο ΥΠ και ΧΠ Lubeco αποτελούνται από ευθείς σωλήνες σε παράλληλη διάταξη.



Σχ.1.22: Lubeco στον ΑΗΣ Niederaussem, Μονάδα Κ
Πηγή: www.babcock-borsig-service.de

1.4.9 Εξωτερική χρήση/τηλεθέρμανση

Όταν δεν απαιτείται αναθέρμανση των καυσαερίων κατάντι των μονάδων αποθείωσης, η Θερμότητα που ανακτάται ανάντι των μονάδων αποθείωσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε Θερμικές Καταναλώσεις εκτός του Σταθμού (Σχ. 1.23). Τέτοια συστήματα απαιτούν έναν ειδικά σχεδιασμένο αντιδιαβρωτικό Εναλλάκτη Θερμότητας, έναν ενδιάμεσο Εναλλάκτη Θερμότητας και ένα κλειστό κύκλωμα νερού. Με τον τρόπο αυτόν μπορεί να εξοικονομηθεί Ενέργεια για παροχή Θερμότητας εκεί όπου απαιτείται.

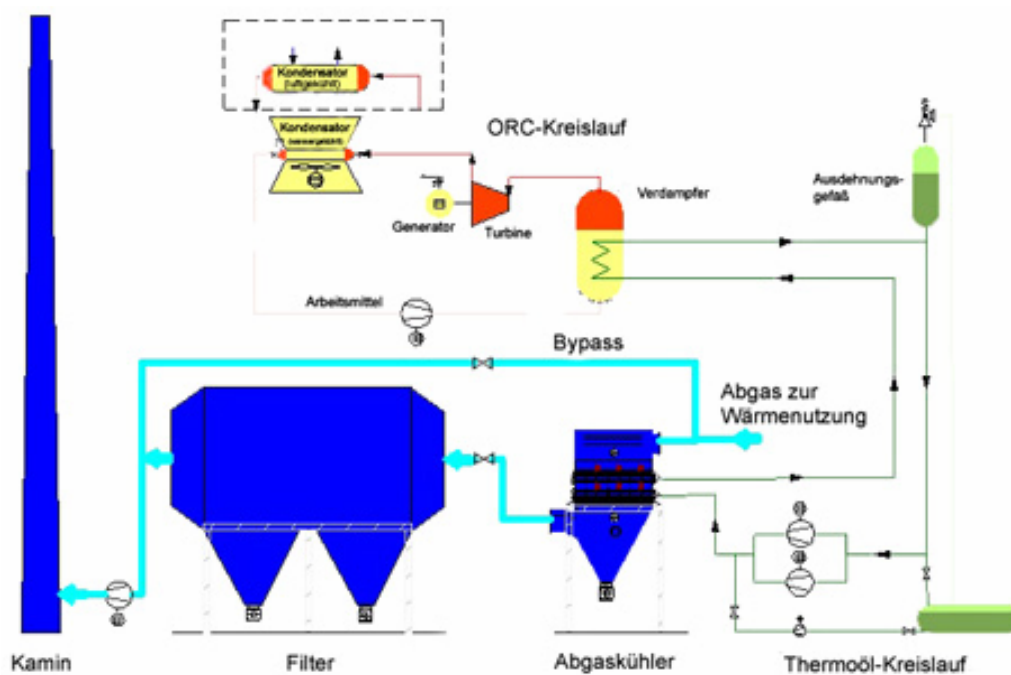


Σχ.1.23: Τηλεθέρμανση

Πηγή: *Waste Heat Recovery in the Voitsberg 3 Steam Power Station, Tauschitz, 1997*

1.4.10 Το Σύστημα EcoFlow

Εξωτερικές και εσωτερικές καταναλώσεις Ισχύος μπορούν να τροφοδοτηθούν (ενεργειακά) από τα καυσαέρια. Για να επιτευχθεί κάτι τέτοιο, χρησιμοποιούνται συνήθως λάδια (θερμικά) σαν μέσο μεταφοράς Θερμότητας. Όπως φαίνεται και στο επόμενο παράδειγμα, είναι δυνατή η παραγωγή ισχύος χαμηλής θερμοκρασίας με τη χρήση ORC (Organic Rankine Cycle). Αυτή η ισχύς μπορεί στη συνέχεια να καταναλωθεί εντός του Σταθμού (Σχ. 1.24).



Σχ.1.24: EcoFlow
 Πηγή: www.babcock-borsig-service.de

2. ΣΤΟΧΟΙ ΚΑΙ ΟΦΕΛΗ ΚΑΤΑ ΤΗ ΧΡΗΣΗ ΤΩΝ ΣΑΘ

2.1 Εισαγωγή

Σκοπός αυτού του κεφαλαίου είναι να παρουσιάσει τους βασικούς λόγους οι οποίοι καθιστούν τη χρήση των Συστημάτων Ανάκτησης Θερμότητας σημαντική και να επιδείξει οφέλη από τη χρήση τους σε Σταθμούς Παραγωγής Ηλεκτρικής Ενέργειας.

Καθώς η απόδοση των Σταθμών μπορεί να βελτιωθεί με τη χρήση των ΣΑΘ, τα τελευταία εφαρμόζονται είτε σαν μέρος του αρχικού σχεδιασμού ενός ΑΗΣ, είτε ως μέρος Εκσυγχρονισμού ήδη υπαρχουσών Μονάδων.

Ο Εκμοντερνισμός που μπορεί να εφαρμοσθεί σε Σταθμούς περιγράφεται ως: “Οποιαδήποτε μεμονωμένη τροποποίηση ή οποιοδήποτε σύνολο τροποποιήσεων ή/και δραστηριοτήτων βελτίωσης στοιχείων μιας Μονάδας που στοχεύει/στοχεύουν στην αναβάθμιση της λειτουργίας σε πιο αποδοτική και περιβαλλοντικά φιλική.” (CSFTA, 2000)

Ένα από τα μέτρα Εκμοντερνισμού είναι η χρήση των Συστημάτων Ανάκτησης Θερμότητας. Άλλα μέτρα μπορούν να είναι (Kakaras 1999, CFSTA 2000):

1. Ο Καθαρισμός επιφανειών συναλλαγής, συντήρηση και βελτιστοποίηση των εκκαπνιστών με παράλληλη χρήση καταλλήλων προγραμμάτων για τη συνεχή παρακολούθηση της ρύπανσης των επιφανειών.
2. Βελτίωση του Συστήματος Καύσης με μετατροπές στην προσαγωγή του αέρα, της θέσης καυστήρων, την ανακυκλοφορία των καυσαερίων κ.λ.π.
3. Στεγανοποίηση του λέβητα, για τη μείωση του ποσοστού του παρασατικού αέρα.
4. Βελτιστοποίηση του Προθερμαντήρα αέρα και μείωση των διαρροών.
5. Αναδιάταξη επιφανειών συναλλαγής, μεγέθυνση, σμίκρυνση ή και αντικατάστασή τους, έτσι ώστε να μειωθεί η διάβρωση και η ρύπανση των επιφανειών και να επιτευχθεί αύξηση της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου.
6. Μείωση των απωλειών του ανεμιστήρα.

7. Βελτιστοποίηση του κρύου άκρου του Σταθμού με επέμβαση στον Ατμοστρόβιλο, με την οποία μπορεί να επιτευχθεί σημαντική αύξηση του συνολικού βαθμού απόδοσης της Μονάδας.
8. Βελτίωση της λειτουργίας του Πύργου Ψύξης.
9. Μείωση των εκπομπών NO_x, SO₂ και σωματιδίων μέσω εγκατάστασης Low NO_x καυστήρων, μονάδων αποθείωσης και βελτίωσης των Η/Φ.
10. Εφαρμογή βέλτιστων μεθόδων ξήρανσης λιγνίτη.

Τα μέτρα που εφαρμόζονται περισσότερο στην Ευρώπη είναι:

- Η αναβάθμιση του ατμοστροβίλου και η βελτίωση του Συστήματος καύσης
- Τα μέτρα για τη μείωση των ρυπαντών
- Η εφαρμογή Συστημάτων Ανάκτησης Θερμότητας.

Η ανακτώμενη Θερμική Ισχύς από τέτοια συστήματα μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε άλλες Θερμικές Καταναλώσεις εντός του Σταθμού όπως: προθέρμανση του Συμπυκνώματος, του αέρα καύσης, του τροφοδοτικού νερού ή ακόμα και για τηλεθέρμανση. Ο βαθμός απόδοσης αυξάνει, καθώς οι απομαστεύσεις ατμού από τους στροβίλους καταργούνται και η ανακτώμενη Θερμική Ισχύς από τα καυσαέρια μπορεί να χρησιμοποιηθεί αντί του ατμού για τις όποιες Θερμικές Καταναλώσεις.

Παρακάτω δίνεται μια λεπτομερέστερη περιγραφή της σημαντικότητας της χρήσης των ΣΑΘ.

2.2 Στόχοι και Οφέλη από τη χρήση των ΣΑΘ

Συγκεκριμένοι στόχοι για τη λειτουργία των Σταθμών προβλέπουν τη χρήση των ΣΑΘ. Από τη χρήση των ΣΑΘ προκύπτουν κάποια οφέλη τα οποία συζητούνται στη συνέχεια, ανακτώμενα είτε από τη διεθνή εμπειρία, είτε από υποθετικά σενάρια και μελέτες.

2.2.1 Στόχοι από τη χρήση των ΣΑΘ

2.2.1.1 Ελάττωση των Θερμικών απωλειών / Αύξηση του βαθμού απόδοσης

Οι απώλειες λόγω θερμών καυσαερίων αποτελούν μετά το Συμπυκνωτή τη δεύτερη μεγαλύτερη πηγή απωλειών ενός Ατμοπαραγωγού. Για λιθανθρακικές μονάδες οι απώλειες αυτές ανέρχονται στο 5% της θερμικής ισχύος του καυσίμου, ενώ για τις λιγνιτικές στο 9% και οφείλονται στην υψηλή θερμοκρασία, με την οποία εγκαταλείπουν τα καυσαέρια την εγκατάσταση (Kakaras, 2003). Η εφαρμογή τέτοιων συστημάτων που χρησιμοποιούν την ανακτώμενη Ισχύ από τα καυσαέρια κατάντι των LUVO περιορίζεται από το σημείο δρόσου των καυσαερίων (όπως αναφέρεται και στο κεφάλαιο 3). Καθώς ο άνθρακας αναμένεται να αποτελέσει το πρωτεύον καύσιμο για την Παραγωγή Ενέργειας στο μέλλον (Theis, 2001), η αύξηση του βαθμού απόδοσης στοχεύει στη:

- **Μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου** και έτσι στη μείωση του κόστους παραγωγής, αφού για την ίδια ηλεκτρική παραγωγή λιγότερες πρωτογενείς πηγές απαιτούνται. Αυτό όχι μόνο συνεπάγεται στη διατήρηση των αποθεμάτων καυσίμου σαν μέτρο πρόληψης, αλλά ακόμα επηρεάζει την οικονομική κατάσταση του μέλλοντος, καθώς τα αποθέματα της φύσης θα λιγοστεύσουν και θα γίνουν ακριβότερα λόγω της κατανάλωσης μακροπρόθεσμα.
- **Μείωση της κατανάλωσης ισχύος των βοηθητικών μερών**, λόγω της μείωσης του μεγέθους του εξοπλισμού, καθώς λιγότερο καύσιμο οδηγεί σε μικρότερη παραγωγή καυσαερίων. Έτσι, ο όλος εξοπλισμός χειρισμού των καυσαερίων (όπως: ανεμιστήρες, καπνοδόχοι, αγωγοί, καυστήρες κλπ) μπορεί να ελαττωθεί.

- **Συνεισφορά στην έμμεση μείωση εκπομπών.** Ο υψηλός βαθμός απόδοσης αποφέρει οικονομικά οφέλη χάρη στη χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου καθώς και μειωμένες εκπομπές, συμπεριλαμβανομένου και του CO₂. Μια μείωση της τάξης του 10% στις εκπομπές CO₂ μπορεί να επιτευχθεί βελτιώνοντας το βαθμό απόδοσης από 40 σε 44% (Hotta, 2006).

2.2.2 Οφέλη από τη χρήση των ΣΑΘ

Οι Michels, Adamczyk και Koch, προτείνουν την εγκατάσταση ΣΑΘ σε ΑΗΣ που (σύμφωνα με τη μελέτη για τον εναπομείοντα χρόνο ζωής) πρόκειται να συνεχίσουν ακόμη για χρόνια τη λειτουργία τους. Η θεωρία τους στηρίζεται στην εμπειρία που αποκόμισαν από την εγκατάσταση ενός τέτοιου Συστήματος στο Mehrgum (Michels, 2004).

Η εγκατάσταση ενός ΣΑΘ μπορεί να αποφέρει:

2.2.2.1 Ελάττωση των θερμικών απωλειών / Αύξηση του βαθμού απόδοσης

Ειδικά μετά από μερικά χρόνια λειτουργίας, η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων κατάντι του LUVO αυξάνει (π.χ. στον ΑΗΣ Καρδιάς, στις Μονάδες III και IV, η θερμοκρασία αυξήθηκε από τους 162°C στους 198°C μέσα σε 15 έτη λειτουργίας - Kakaras 1999), καθιστώντας τη χρήση Ψύκτη καυσαερίων απαραίτητη εφαρμογή. Ο Πίνακας του Σχ.2.1 δείχνει το υποθετικό αποτέλεσμα από την εγκατάσταση δύο επιπλέον Εναλλακτών Θερμότητας στον ΑΗΣ Καρδιάς.

Μέτρο	Αύξηση Ισχύος	Αύξηση Βαθμού Απόδοσης της Μονάδας	Μείωση Θg	Κόστος	Ρίσκο
Στεγανοποίηση	Αμελητέα (1.87 MW)	Μικρή (0.45%)	Μικρή (9.5°C)	Χαμηλό	Μικρό
Προθερμαντής Υ.Π.	Σημαντική (14.2–4.29 MW)	Μικρή-Αμελητέα (0.34-0.1%)	Σημαντική (29.3-15.8°C)	Μέτριο	Μικρό
Προθερμαντής Χ.Π.	Αμελητέα (1.1MW)	Αμελητέα (0.13%)	Σημαντική (28.6°C)	Μέτριο	Μικρό

Σχ.2.1: Αποτελέσματα από την υποθετική εγκατάσταση ενός Ψυκτήρα Καυσαερίων στον ΑΗΣ Καρδιάς

Πηγή: *Efficiency Improvement of Existing Lignite-Fired Power Plants, Kakaras 1999*

Όπως μπορεί να φανεί από τα παραπάνω, η επίδραση στο βαθμό απόδοσης του ΑΗΣ από την εφαρμογή επιπλέον επιφανειών Ψύξης καυσαερίων δεν είναι σημαντική, αυξάνοντάς τον μέχρι και 0.34% για τις Μονάδες III και IV.

Παρά ταύτα, σύμφωνα με τους Δρ. Heitmüller και Δρ. Kather, η χρήση της Θερμικής Ισχύος των καυσαερίων στην Μονάδα K (BoA) του ΑΗΣ **Niederaußem** αποφέρει αύξηση του βαθμού απόδοσης της Μονάδας της τάξης του 1.3% σε σύγκριση με την Μονάδα των 600MW_{el} που κατασκευάστηκε τελευταία. Ο καθαρός βαθμός απόδοσης της Μονάδας φθάνει σε επίπεδα άνω του 45% (Heitmüller, 1999). Αυτό επιτυγχάνεται με τροφοδοσία της Θερμικής Ισχύος των περίπου 80 MJ/s που μεταφέρεται μέσω ενός κυκλώματος νερού. Το Σχ. 2.2 παρουσιάζει μία σύγκριση δεδομένων μεταξύ των Μονάδων H (μη εκμοντερνισμένη) και K σε ονομαστικό φορτίο. Οι θερμοκρασίες του Τροφοδοτικού και των καυσαερίων δείχνουν την απόδοση του Συστήματος Ανάκτησης Θερμότητας.

		Unit H	Unit K
Unit data:			
Year of commissioning		1974	2002
Gross output	MW	600	1012
On-site power needs	%	6.3	4.6
Net output	MW	562	965
Net plant efficiency	%	35.5	45.2
Steam generator data:			
Calorific value of design coal	kJ/kg	8180	9200
Fuel input	MJ/s	1583	2165
SH steam mass flow	t/h	1805	2620
Feedwater temperature	°C	236	294
Live steam condition	bar/°C	174/530	247/580
HRH steam condition	bar/°C	31.7/530	60/600
SH/RH pressure loss	bar/bar	44.1/2.1	34.0/2.0
Flue gas temperature	°C	150	100
Steam generator efficiency	%	89.5	94.4
Turbine/cycle data:			
HP turbine		single-flow	single-flow
IP turbine		double-flow	double-flow
LP turbine		four-flow	six-flow
LP outlet area	m ²	4 × 6.3	6 × 12.5
Turbine efficiency	%	approx. 87.3	approx. 92.6
Condenser pressure	mbar	66	28.9/35.5
Cooling water temperature	°C	21.6	14.7/24.7
Feed-heating train		six stages	ten stages

Σχ. 2.2: Σύγκριση Δεδομένων των Μονάδων H και K σε ονομαστικό φορτίο

Πηγή: *Thermal and Fuel Engineering Concept of the Steam Generator for the BoA Unit Niederaußem K*, Heitmüller, 1999

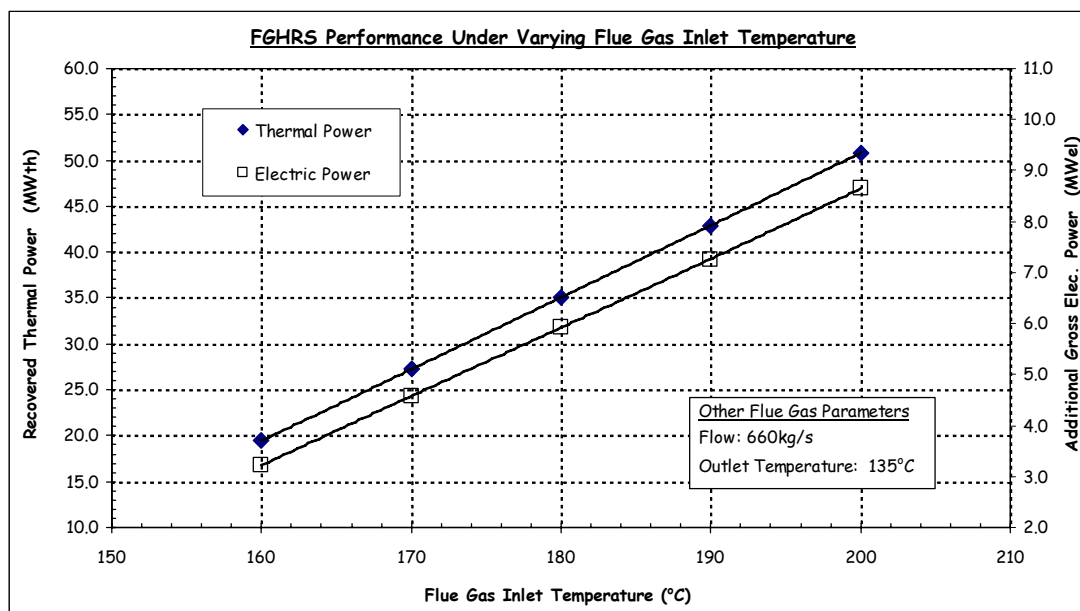
Για την ίδια Μονάδα, η Babcock υποστηρίζει πως 77.9 MW_{th} ανακτώνται από τον Ψύκτη καυσαερίων και μεταφέρονται στον Προθερμαντή του αέρα καύσης. Έτσι, καθώς ο LUVO παρακάμπτεται, 49.3 MW_{th} ανακτώνται στον Υψηλής Πίεσης LUBECO και 28.6 MW_{th} στον Χαμηλής Πίεσης LUBECO. Περισσότερα σχετικά με τη λειτουργία του Συστήματος μπορούν να βρεθούν στο αντίστοιχο κεφάλαιο που συζητώνται οι εφαρμογές τέτοιων Συστημάτων σε ΑΗΣ. Ο βαθμός απόδοσης της Μονάδας αυξάνεται σε ποσοστό 0.9%. Σύμφωνα με την RWE, οι εκπομπές CO₂ μειώθηκαν κατά 3 εκ. τόνους ανά έτος και οι εκπομπές σκόνης, SO₂ και NO_x είναι 30% λιγότερες.

Για τις Μονάδες Ι και ΙΙ στην Καρδιά, η VGB έχει προτείνει τρόπους για να εκμεταλλευθεί η Θερμική Ισχύς των καυσαερίων. Τα κίνητρα πίσω από τη μελέτη ήταν η υποστήριξη της εγκατάστασης τηλεθέρμανσης και η βελτίωση του βαθμού απόδοσης των Η/Φ, χωρίς να επηρεάζεται η λειτουργία του λέβητα. Η εγκατάσταση Εναλλακτών Θερμότητας ανάντι των Η/Φ, με σκοπό την προθέρμανση του Συμπυκνώματος, σε παράλληλη λειτουργία με τους Προθερμαντές ατμού-νερού HPH1 και HPH2 θα έφερε σαν αποτέλεσμα τα ακόλουθα (Σχ. 2.3):

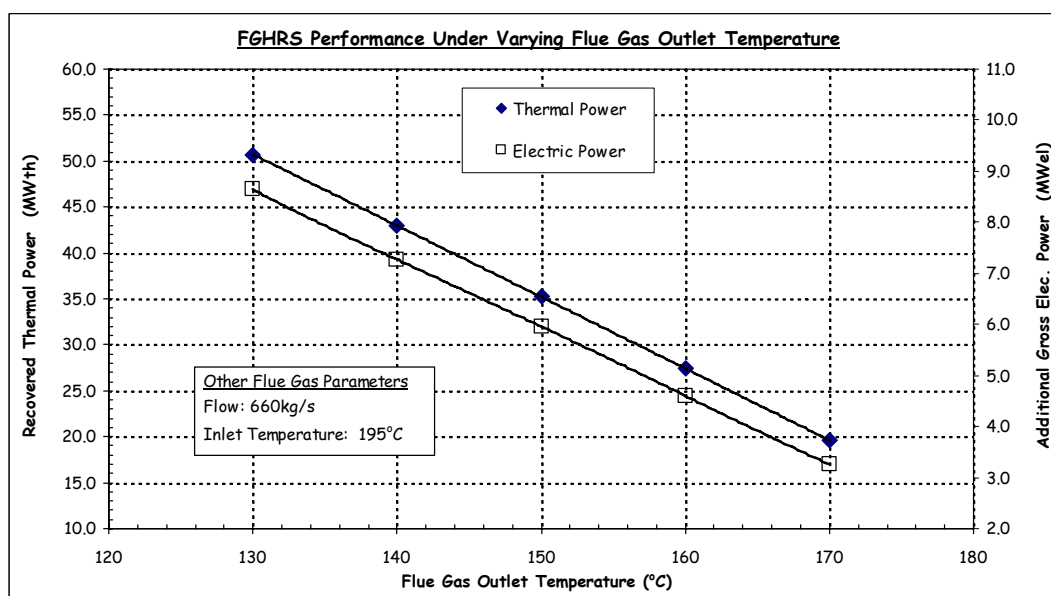
Προθέρμανση Τροφοδοτικού	
Χ.Π.	
Ανακτώμενη Θερμική Ισχύς (MW _{th})	46,8
Επιπρόσθετη Ηλεκτρική Ισχύς (MW _{el})	8,1
Επίπτωση στις απομαστεύσεις ατμού:	Καμία
HPH3	
HPH 2	Καμία
HPH 1	Καμία
Deaerator	Καμία
LPH 3	Αξιοσημείωτη ↓
LPH 2	Αξιοσημείωτη ↓
LPH 1	Πολύ μικρή ↑
Θερμοκρασία Εξόδου καυσαερίων στα Η/Φ (°C)	~ 135

Σχ. 2.3: Αξιολόγηση των Αποτελεσμάτων για την προτεινόμενη εφαρμογή για τον ΑΗΣ Καρδιάς Ι&ΙΙ
 Πηγή: Pre-engineering study of Complete Flue Gas Heat Recovery System for Heat Extraction for District Heating in Units I and II of Kardias SES, VGB, 2005

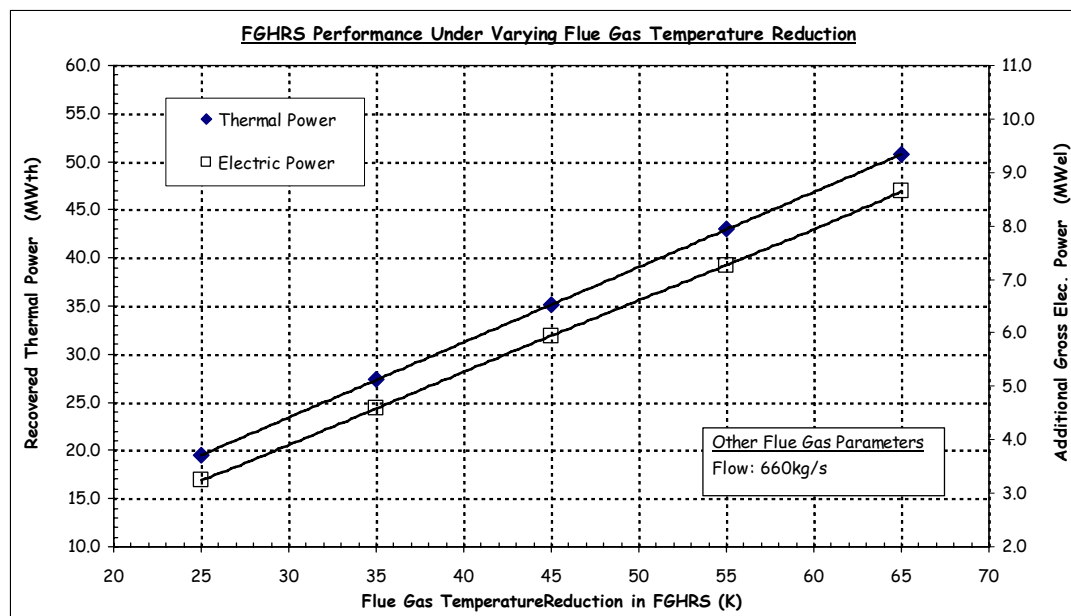
Τα επόμενα διαγράμματα παρουσιάζουν τη συμπεριφορά της Θερμικής και της επιπλέον Ηλεκτρικής Ισχύος που παράγεται από τη λειτουργία των ΣΑΘ σε σχέση με τη συμπεριφορά της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην είσοδο και την έξοδο του συστήματος για το προτεινόμενο σενάριο:



Σχ. 2.4: Συμπεριφορά της ανακτώμενης Θερμικής Ισχύος και της επιπλέον παραγόμενης Ηλεκτρικής Ενέργειας ως προς τη θερμοκρασία των καυσαερίων στην είσοδο του ΣΑΘ

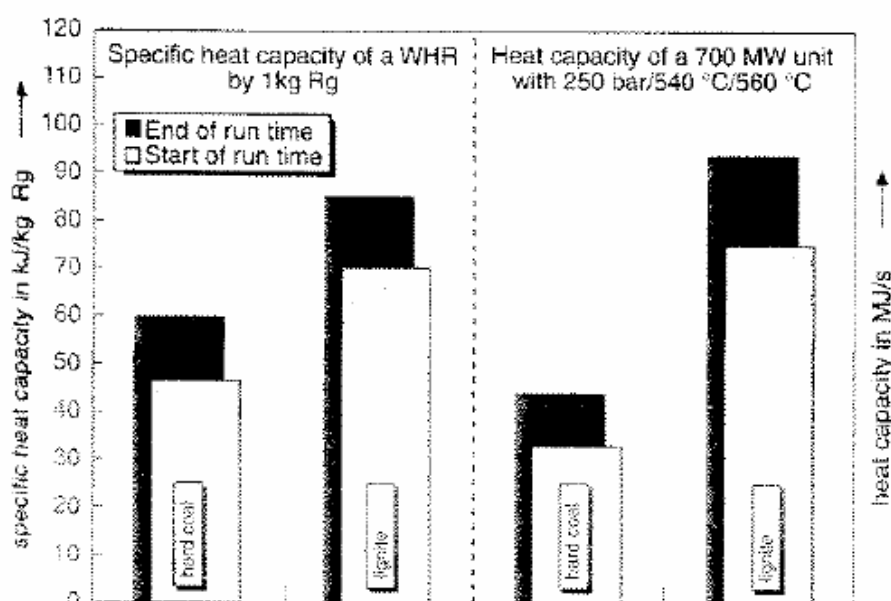


Σχ. 2.5: Συμπεριφορά της ανακτώμενης Θερμικής Ισχύος και της επιπλέον παραγόμενης Ηλεκτρικής Ενέργειας ως προς τη θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο του ΣΑΘ



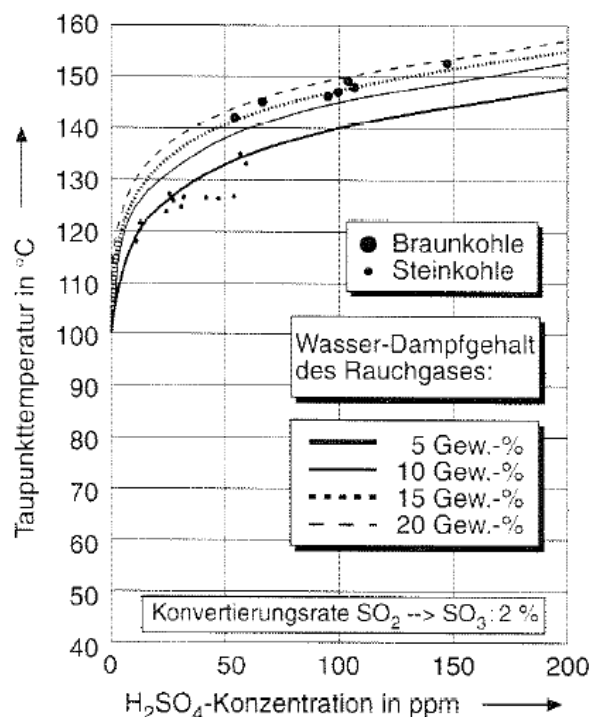
Σχ. 2.6: Συμπεριφορά της ανακτώμενης Θερμικής Ισχύος και της επιπλέον παραγόμενης Ηλεκτρικής Ενέργειας ως προς τη μείωση θερμοκρασίας των καυσαερίων του ΣΑΘ

Σύμφωνα με τους G. Bauer και F. Lankes, για μια **Μονάδα 700 MW με τυπικές παραμέτρους ατμού** (250 bar/ 540°C/560°C), η εκμεταλλεύσιμη Θερμική Ισχύς που μπορεί να αποσπασθεί είναι περίπου 33 MJ/s (για καύσιμο λιθάνθρακες) ή 74 MJ/s (για καύσιμο λιγνίτη) στο ξεκίνημα λειτουργίας ενός ΑΗΣ και περίπου 44 MJ/s ή 93 MJ/s στο τέλος λειτουργίας, όπως φαίνεται και στο Σχ.2.7.



Σχ. 2.7: Heat capacity για Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας
Πηγή: Increase of Unit Efficiency by Improved Waste Heat Recovery, Bauer, 1997

Στο Σχ.2.8 παρουσιάζεται η αναμενόμενη αύξηση του βαθμού απόδοσης σε διαφορετικές καταστάσεις, για άμεση ή έμμεση εφαρμογή, για λιγνίτη και λιθάνθρακα. Η αύξηση του βαθμού απόδοσης είναι περίπου 0.25% για άμεση χρήση της Θερμικής Ισχύος των καυσαερίων και 0.6 με 0.7% για έμμεση. Για λιγνιτικούς Σταθμούς ο βαθμός απόδοσης θα αυξηθεί για περίπου 0.7% και 1.6% για άμεση και έμμεση χρήση αντίστοιχα. Πρέπει να σημειωθεί πάντως πως οι παραπάνω τιμές προϋποθέτουν έξοδο καυσαερίων από Ψυκτικό Πύργο και όχι από καπνοδόχο, καθώς και ταυτόχρονη πλήρη (χωρίς απώλειες) εκμετάλλευση της διαθέσιμης Θερμικής Ισχύος. Σε περίπτωση που καπνοδόχος χρησιμοποιείται στη θέση Ψυκτικού Πύργου, η διαθέσιμη Θερμική Ισχύς θα μειωνόταν κατά περίπου 70% για τις λιθανθρακικές και περίπου 40% για τις λιγνιτικές Μονάδες! (Bauer, 1997)



Σχ. 2.8: Αύξηση του βαθμού απόδοσης σε διαφορετικές καταστάσεις
 Πηγή: Increase of Unit Efficiency by Improved Waste Heat Recovery, Bauer, 1997

Για παράδειγμα, η πρώτη εφαρμογή ενός POWERISE Συστήματος Ανάκτησης Θερμότητας στη Γερμανία για λιθανθρακικές Μονάδες εγκαταστάθηκε στη **Μονάδα 3 του ΑΗΣ Mehrum**. Η ολικός βαθμός απόδοσης αυξήθηκε κατά 0.2 % λόγω της επιπλέον παραγωγής 6.5 “πρασίνων” MW_{el}. Μία μείωση 31 000 t/a στις εκπομπές CO₂ επιτεύχθη και 11 000 t/a λιθάνθρακα δεν χρειάστηκε να καταναλωθούν ποτέ. Η

ποσότητα της Ισχύος που ανακτήθηκε από τα ΣΑΘ στη Μονάδα, όπου τα καυσαέρια ψύχονται κάτω από το σημείο δρόσου, ισοδυναμούν με $32.4 \text{ MW}_{\text{th}}$. Η Θερμική αυτή Ισχύς τροφοδοτείται στη συνέχεια στον Προθερμαντή αέρα.

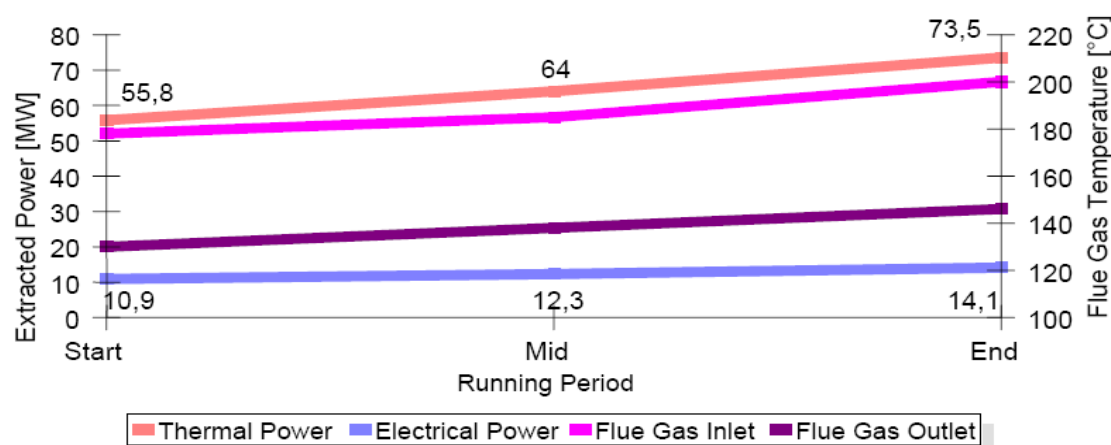
Στον **ΑΗΣ Lippendorf** δύο λιγνιτικές Μονάδες Ισχύος $930 \text{ MW}_{\text{el}}$ χρησιμοποιούν ΣΑΘ και έτσι σώζονται $125,000 \text{ t/a}$ λιγνίτη, ενώ οι εκπομπές CO_2 μειώνονται κατά $140\,000 \text{ t/a}$. Σύμφωνα με την Babcock, $2 \times 52 \text{ MW}_{\text{th}}$ ανακτώνται χρησιμοποιώντας τη Θερμική Ισχύ καυσαερίων για να προθερμανθεί το Συμπύκνωμα. Επιτυγχάνεται αύξηση 0.5% στον ολικό βαθμό απόδοσης.

Στη **Μονάδα II του ΑΗΣ Werndorf στην Αυστρία** η οποία καίει βαρύ πετρέλαιο και παράγει $165 \text{ MW}_{\text{el}}$, ο αέρας καύσης και το Συμπύκνωμα προθερμαίνονται από την ανακτώμενη από τα καυσαέρια ισχύ. $6.4 \text{ MW}_{\text{th}}$ μεταδίδονται στον αέρα καύσης και $3.7 \text{ MW}_{\text{th}}$ στο Συμπύκνωμα, καθώς η ολική Θερμική Ισχύς που ανακτάται από τα καυσαέρια φθάνει τα $10.1 \text{ MW}_{\text{th}}$.

Για μια μελέτη που έγινε για λογαριασμό μιας **λιθανθρακικής CFB Μονάδας $800 \text{ MW}_{\text{el}}$** , τα αποτελέσματα έδειξαν πως ο συνολικός βαθμός απόδοσης αυξήθηκε κατά 0.8% , ενώ η θερμοκρασία των καυσαερίων μειώθηκε στους 90°C (Hotta, 2006). Σε αυτήν την περίπτωση τα ΣΑΘ λειτουργούν μετά από τα Η/Φ και τα ID fans, ενώ PF πλαστικοί σωλήνες χρησιμοποιούνται για να ψύξουν τα καυσαέρια.

Η Babcock υποστηρίζει πως η Θερμική Ισχύς που ανακτάται από τα τέσσερα ρεύματα καυσαερίων ($4 \times 32 \text{ MW/h}$) των δύο Μονάδων του **ΑΗΣ Schwarze Pumpe Power Plant**, αποτελεί το μεγαλύτερο ποσό Θερμότητας που ανακτάται από καυσαέρια ανάντι μονάδας αποθείωσης παγκοσμίως. Οι κατασκευαστές ακόμη εκτιμούν πως η Ηλεκτρική Ισχύς αυξάνεται κατά 3% ($2 \times 12.3 \text{ MW}_{\text{el}}$) από αυτά τα συστήματα και πως ο βαθμός απόδοσης του Σταθμού αυξάνεται κατά 0.5% , ενώ οι εκπομπές CO_2 μειώνονται κατά $180\,000 \text{ t/a}$.

Το επόμενο Σχήμα δίνει την αλλαγή της Θερμικής Ισχύος που αποσπάται με τη θερμοκρασία των καυσαερίων σε σχέση με το χρόνο για τον ΑΗΣ Schwarze Pumpe.



Σχ. 2.9: Αλλαγή της αποσπώμενης ισχύος με το χρόνο

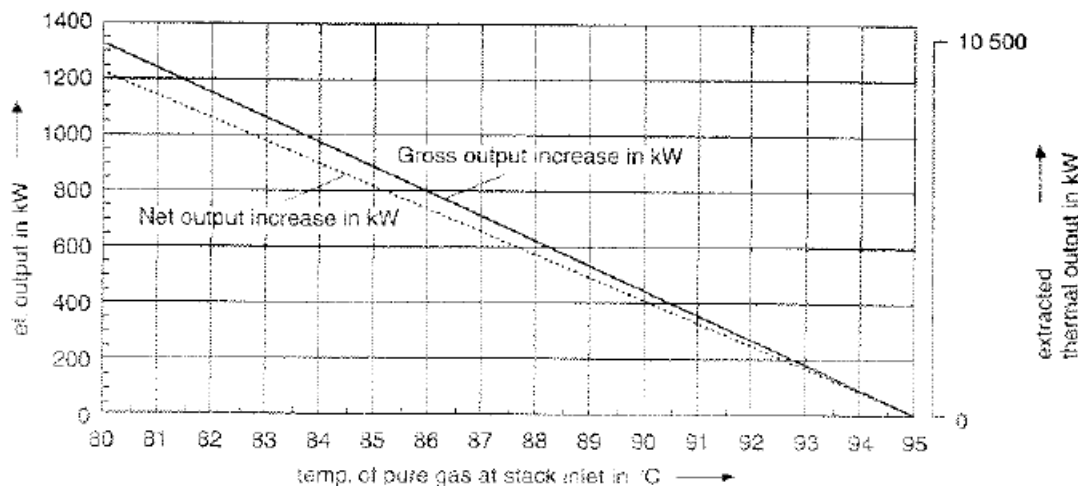
Πηγή: *Experiences with Heat Recovery Systems for Lignite Power Plants to increase the efficiency and to reduce CO₂ Emissions*, Adamczyk 2001

Σύμφωνα με τους Altmann και Margenberg, τα ΣΑΘ που εγκαταστάθηκαν στους καινούριους λιγνιτικούς σταθμούς της VE-G (**Lippendorf, Schwarze Pumpe and Boxberg**), έχουν επιτύχει τους στόχους τους (Altmann, 2003): Η στοχευόμενη αύξηση του βαθμού απόδοσης (0.5%) επετεύχθη, συνοδευόμενη με μειωμένες εκπομπές CO₂ και μία μειωμένη κατανάλωση νερού στη μονάδα αποθείωσης. Η αρχική οικονομική επένδυση είχε δικαιωθεί.

Ο λιγνιτικός ΑΗΣ των 325 MW_{el} στο **Offleben**, βρήκε λύση στο πρόβλημα που η καινούρια μονάδα αποθείωσης επέφερε, αυξάνοντας το μέγεθος των επιφανειών του ECO κατά 1/3. Το επιθυμητό εύρος διαδικασιών (165-175°C) των καυσαερίων ανάντι της μονάδας αποθείωσης επετεύχθη και ως εκ τούτου η προηγούμενα καταργημένη απομάστευση ατμού για την προθέρμανση του τροφοδοτικού επαναξεκίνησε, φέροντας ως αποτέλεσμα μια αύξηση Ισχύος 27 MW και μία 2.79% αύξηση του βαθμού απόδοσης (Bergeles, 1998).

Για την **Μονάδα D του Schwandor**, οι επιφάνειες εναλλαγής των αναθερμαντών αυξήθηκαν, επιφέροντας 0.5% αύξηση του βαθμού απόδοσης και 1.5 MW_{el} επιπλέον παραγόμενη ισχύ, ενώ ο λέβητας λειτουργούσε στα ίδια επίπεδα (Beer, 1997). Το επόμενο Σχήμα δείχνει τη θερμοκρασία των αποθειωμένων καυσαερίων στην είσοδο

της καπνοδόχου σε σχέση με την αύξηση της ηλεκτρικής παραγωγής, καθώς επίσης και την αντίστοιχη θερμική ισχύ που ανακτάται.



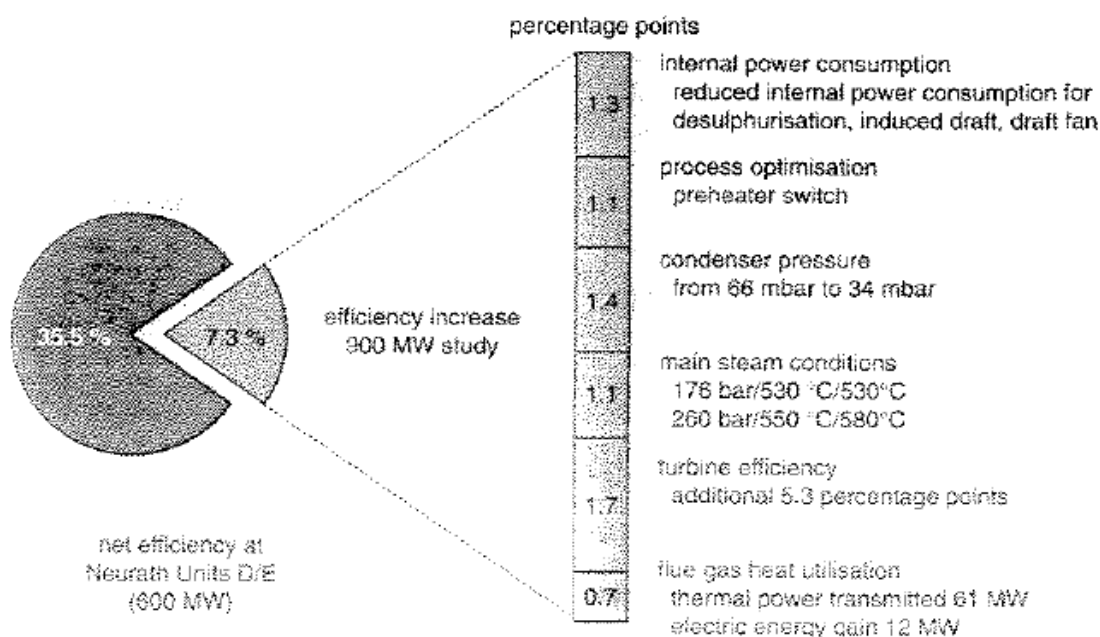
Σχ. 2.10: Αύξηση της παραγόμενης Ηλεκτρικής Ισχύος σε σχέση με την ανάκτηση Θερμότητας με Σύστημα EcoGavo

Πηγή: Measures to Increase the Net Efficiency of an Existing 300 MW Unit, Beer, 1997

Κάτι που αξίζει να σημειωθεί σε αυτήν την περίπτωση είναι ότι τα καυσαέρια οδηγούνται στην ατμόσφαιρα μέσω καπνοδόχου, παρόλο που η θερμοκρασία τους είναι μόλις 80°C. Αυτό οφείλεται στο χαμηλό ποσοστό SO₂ των καυσαερίων.

Μελέτες για τον εκσυγχρονισμό των **Μονάδων Ι και ΙΙ του ΑΗΣ Αγ. Δημητρίου**, προβλέπουν ένα Σύστημα Ανάκτησης Θερμότητας το οποίο λειτουργεί κατάντι του LUVO και ανακτά 45 MW_{th}. Αυτό επιτυγχάνεται με τη μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από 190°C σε 130°C. Το ποσό της ανακτώμενης Ισχύος στη συνέχεια προορίζεται για προθέρμανση του Συμπυκνώματος.

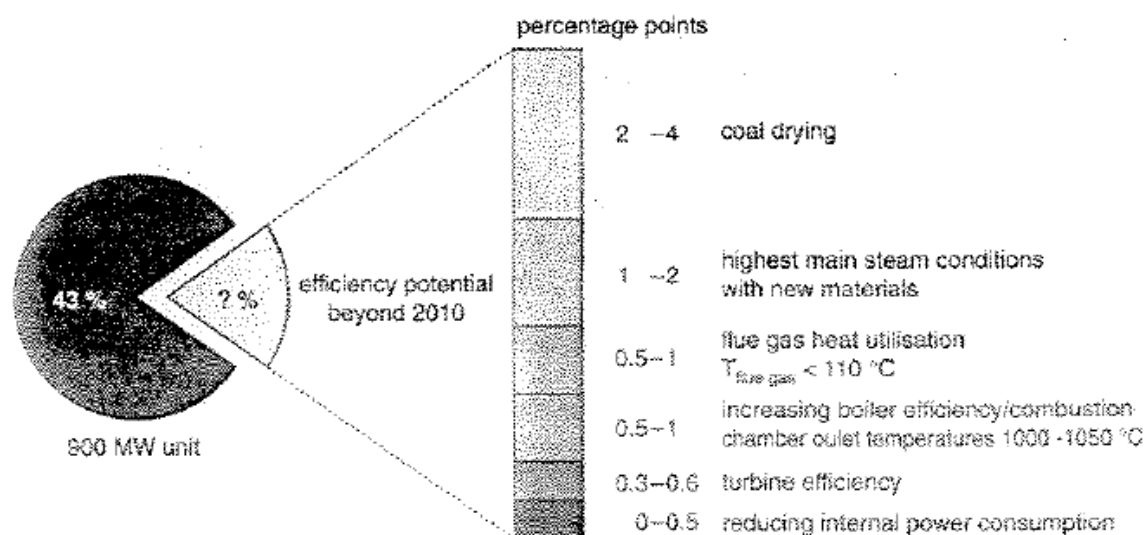
Το επόμενο Σχήμα παρέχει μία ανασκόπηση και δεικνύει την συνεισφορά της εκμετάλλευσης της θερμότητας των καυσαερίων στην αύξηση του βαθμού απόδοσης σήμερα σε σχέση με τις Μονάδες των 600 MW της δεκαετίας του 70 με βαθμούς απόδοσης του 35.5%.



Σχ.2.11: Σύγκριση βαθμού απόδοσης λιγνιτικών Μονάδων 600MW/900 MW

Πηγή: Development Potentials in Lignite-Fired Power Plant Technology, Bergmann and Bauer, 1995

Η δυνατότητα για επιπλέον βελτίωση του βαθμού απόδοσης πέρα του 2010 με τη χρήση της Θερμικής Ισχύος των καυσαερίων χρειάζεται να διερευνηθεί. Το επόμενο Σχήμα αναδεικνύει την πιθανή συνεισφορά στις λιγνιτικές μονάδες μετά το 2010, όπου περισσότερη έρευνα αναμένεται, καθώς η θερμοκρασία των καυσαερίων θα μειωθεί κάτω των 110°C.



Σχ.2.12: Δυνατότητες ανάπτυξης για λιγνιτικές Μονάδες πέρα του 2010

Πηγή: Development Potentials in Lignite-Fired Power Plant Technology, Bergmann and Bauer, 1995

Σύγκριση με την απομάστευση ατμού από στροβίλους

Κάνοντας χρήση της Θερμικής Ισχύος που αφαιρείται από τα καυσαέρια, ποσότητες ατμού που θα έπρεπε να απομαστευθούν από τους στροβίλους εξοικονομούνται και έτσι είναι πλέον διαθέσιμες για παραγωγή Ισχύος, καθιστώντας τα επίπεδα της παραγόμενης Ισχύος σταθερά.

Η εμπειρία που κερδίστηκε από τον ΑΗΣ Voitsberg στην Αυστρία έδειξε ότι ο βαθμός απόδοσης του Σταθμού παραγωγής αυξήθηκε κατά 0.20% και η κατανάλωση λιγνίτη μειώθηκε κατά 1.5 t/h, μετά από την εγκατάσταση ενός ΣΑΘ για τηλεθέρμανση σε σχέση με την προηγούμενη λειτουργία με απομάστευση από το Στρόβιλο. Το Σύστημα εγκαταστάθηκε με σκοπό να αυξηθεί ο βαθμός απόδοσης και να μειωθούν οι εκπομπές.

Η Babcock υποστηρίζει πως περίπου 10MW_{th} εξοικονομούνται στους Εναλλάκτες Θερμότητας.

Ο Πίνακας που ακολουθεί παρουσιάζει μια σύγκριση μεταξύ της εφαρμογής ενός Συστήματος Ανάκτησης Θερμότητας σε σχέση με την εφαρμογή απομάστευσης ατμού από στρόβιλο για τον ΑΗΣ Voitsberg.

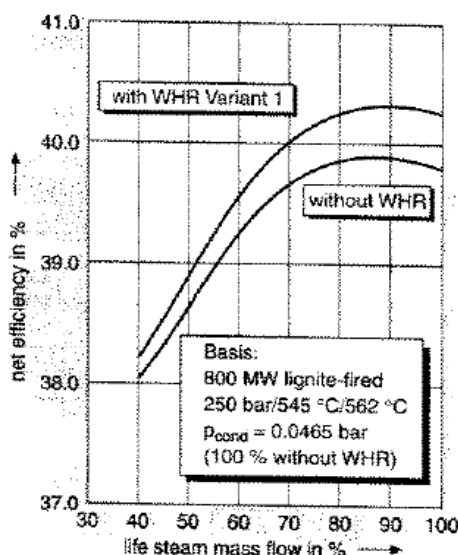
	Waste heat recovery through flue gas cooling	Turbine tapping
Technology	no long-standing experience	approved
Investment cost	high	low
Primary energy recovery	improvement of boiler efficiency by 1.2%	—
Loss in electric output	none	1.5 MW
Removal of output limiting FGD restriction	limited output of the unit is increased with poor coal up to 4 MW	—
Effects on the desulfurization rate	positive	—

Σχ.2.13: Σύγκριση ΣΑΘ από καυσαέρια με εφαρμογή απομάστευσης ατμού από στρόβιλο
Πηγή: Waste Heat Recovery in the Voitsberg 3 Steam Power Station, Tauschitz, 1997

Αύξηση του βαθμού απόδοσης σε κατάσταση μερικού φορτίου

Η κατάσταση κατά την οποία οι Μονάδες δεν λειτουργούν σε πλήρες φορτίο, περιγράφεται στο Σχ. 2.14. Όπως μπορεί να διαπιστωθεί και από την Θερμοδυναμική Ανάλυση του Μέρους ΙΙ αυτής της εργασίας, το κερδισμένο ποσοστό του βαθμού

απόδοσης είναι μικρό για φορτίο μικρότερο 60%. Η επίδραση των ΣΑΘ στη βελτίωση του βαθμού απόδοσης εξαφανίζεται καθώς η διαθέσιμη Θερμική Ισχύς μειώνεται δυσανάλογα με τη μείωση φορτίου λόγω της ελαττούμενης θερμοκρασίας των καυσαερίων:



Σχ. 2.14: Βαθμός Απόδοσης μερικού φορτίου με και χωρίς τη χρήση ΣΑΘ
 Πηγή: Increase of Unit Efficiency by Improved Waste Heat Recovery, Bauer, 1997

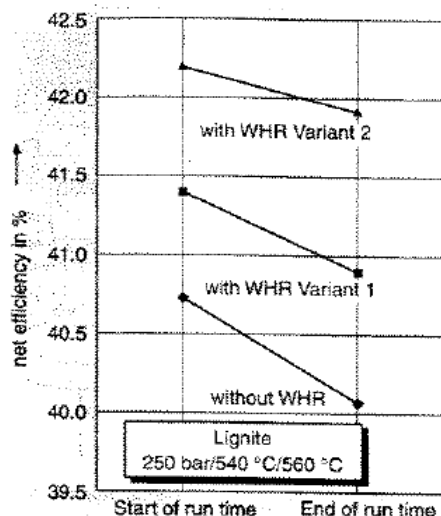
2.2.2.2 Βελτίωση της απόδοσης των Η/Φ

Παρόλο που η επίδραση στην απόδοση του Σταθμού με την εγκατάσταση επιπλέον επιφανειών συναλλαγής θερμότητας με τα καυσαέρια για τον ΑΗΣ Καρδιάς δεν θα επέφερε βελτίωση άνω του 0.34%, η λειτουργία των Η/Φ θα βελτιωνόταν (Kakaras, 1999). Η βελτίωση της λειτουργίας τους στην υποθετική περίπτωση εγκατάστασης Εναλλακτών στηρίζεται στο ότι οι Εναλλάκτες Θερμότητας τοποθετούνται ανάντι των Η/Φ. Με τη μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων, μειώνεται ο πραγματικός τους όγκος και επηρεάζεται η ειδική αντίστασή (resistivity) τους, καθιστώντας τον καθαρισμό των καυσαερίων πιο αποδοτικό.

2.2.2.3 Βελτίωση της απόδοσης του Λέβητα

Ένα ακόμα όφελος από τη χρήση των ΣΑΘ είναι το ότι προς το τέλος του χρόνου ζωής ενός Ατμοπαραγωγού, η πτώση του βαθμού απόδοσής του είναι μικρότερη, (βλ. Σχ. 2.15). Καθώς ο βαθμός απόδοσης του Ατμοπαραγωγού μειώνεται με τον καιρό, η θερμοκρασία των καυσαερίων του Ατμοπαραγωγού επιτρέπεται να αυξηθεί μέχρι

20K άνω της αρχικής του τιμής. Αυτό προκαλεί το ρυθμό ροής μάζας των καυσαερίων να αυξηθεί με τη ζήτηση καυσίμου.



Σχ. 2.15: Μείωση βαθμού απόδοσης Σταθμού στο τέλος του χρόνου ζωής του Α/Π
 Πηγή: Increase of Unit Efficiency by Improved Waste Heat Recovery, Bauer, 1997

Στον ΑΗΣ Voitsberg στην Αυστρία, όπου $10 \text{ MW}_{\text{th}}$ ανακτώνται κατά τη χρήση ΣΑΘ με σκοπό να χρησιμοποιηθούν για τηλεθέρμανση, ο βαθμός απόδοσης του λέβητα αυξήθηκε κατά 1.2% (Tauschitz, 1997).

2.2.2.4 Η εγκατάσταση της μονάδας αποθείωσης

Η λειτουργία μιας μονάδας αποθείωσης σε ένα Θερμοηλεκτρικό Σταθμό οδηγεί στην εγκατάσταση ενός ΣΑΘ ανάντι της μονάδας. Σε μια τέτοια περίπτωση, όχι μόνον **αυξάνεται η εκμετάλλευση των καυσαερίων**-καθώς τα καυσαέρια ψύχονται μέχρι κορεσμού, αλλά ακόμα η τροφοδοσία των κορεσμένων καυσαερίων στη μονάδα αποθείωσης **ελαττώνει την απαιτούμενη ποσότητα νερού**. Σε περίπτωση όπου δεν υφίσταται ΣΑΘ ανάντι της μονάδας αποθείωσης, η Θερμική Ισχύς που δεν ανακτάται, χάνεται καθώς χρησιμοποιείται επιπλέον νερό εντός της μονάδας για να μειωθεί η θερμοκρασία των καυσαερίων.

Η επιθυμητή θερμοκρασία των καυσαερίων στην είσοδο της μονάδας αποθείωσης δεν πρέπει να υπερβαίνει τους 120°C (Bergeles, 1998).

Λόγου χάρι, στον ΑΗΣ Voitsberg (όπως φαίνεται και στο Σχήμα παρακάτω), η εγκατάσταση του Εναλλάκτη Θερμότητας για τηλεθέρμανση επέτρεψε μια μείωση

σελίδα 50). Ακόμα, η ποσότητα aerosol που απελευθερώνεται στην ατμόσφαιρα ελαττώνεται.

2.3 Η εφαρμογή

2.3.1 Σχετικά χαμηλό τεχνικό ρίσκο

Όπως μπορεί να φανεί στο Σχ. 2.17, συγκριτικά με άλλες μεθόδους εκμοντερνισμού για την αύξηση του βαθμού απόδοσης ενός ΑΗΣ (όπως η εγκατάσταση προηγμένων τεχνολογιών ξήρανσης καυσίμου, ή η βελτίωση συστημάτων συγκράτησης των ρυπαντών) τα ΣΑΘ δεν αυξάνουν σημαντικά το τεχνικό ρίσκο (CSFTA&VGB, 2000). Στον ΑΗΣ Voitsberg στην Αυστρία, όπου ένα ΣΑΘ χρησιμοποιείται για τηλεθέρμανση, η μελέτη των τεχνικών ρίσκων έδειξε πως οποιαδήποτε αποτυχία του Συστήματος Ανάκτησης Θερμότητας (π.χ. χαλασμένοι σωλήνες) δεν θα επηρέαζε την διαθεσιμότητα της Μονάδας, αλλά απλά θα περιόριζε την δυνατότητα παροχής τηλεθέρμανσης. Για αυτό το ενδεχόμενο, εγκαταστάθηκε ένας Θερμικός Σταθμός με αέριο καύσιμο σε κατάσταση αναμονής (Tauschitz, 1997).

2.3.2 Σχετικά χαμηλό κόστος Επένδυσης

Στο Σχ. 2.17 μπορούμε να δούμε ότι ανάμεσα σε άλλα διαθέσιμες πιθανές εφαρμογές εκμοντερνισμού για έναν ΑΗΣ, η εγκατάσταση ενός ΣΑΘ απαιτεί τη χαμηλότερη επένδυση ανά KW (μόλις 300€/KW). Καθώς το κόστος επένδυσης αποτελεί συνήθως την κύρια παράμετρο στην αξιολόγηση εναλλακτικών επιλογών εκμοντερνισμού από τεχνική πλευρά, η χρήση των ΣΑΘ είναι μια πολύ ελκυστική εφαρμογή. Παρά ταύτα, η λειτουργία ενός ΣΑΘ και ο λειτουργικός τους στόχος δύναται ακόμη να επιτευχθεί κάνοντας χρήση του ατμού απομάστευσης του στροβίλου. Σε αυτήν την περίπτωση, το κόστος επένδυσης είναι σημαντικά χαμηλότερο. Για τον ΑΗΣ Mehrum, η απόσβεση της απόσβεσης είχε υπολογισθεί γύρω στα 8 έτη, για μία αρχική επένδυση ύψους 4.7 εκ. Ευρώ (Michels, 2004).

Η κατασκευαστές της τεχνολογίας POWERISE υπολογίζουν το χρόνο απόσβεσης της επένδυσης μεταξύ 3 και 6 ετών. Ένα ακόμη οικονομικό πλεονέκτημα της εφαρμογής αυτής της τεχνολογίας είναι πως δεν απαιτείται επιπλέον προσωπικό για τη λειτουργία.

2.3.3 Συντομότερη απαιτούμενη περίοδος αδράνειας για τη Μονάδα

Η εγκατάσταση ενός ΣΑΘ σε ένα Σταθμό Παραγωγής Ηλεκτρικής Ενέργειας προϋποθέτει μια περίοδο παύσης λειτουργίας της Μονάδας. Αυτό σημαίνει απώλεια χρημάτων και για αυτόν το λόγο χρειάζεται να είναι όσο πιο σύντομη γίνεται. Η παύση λειτουργίας υπολογίζεται να είναι μεταξύ 1 και 3 μηνών. Το Σχ. 2.17 συνοψίζει τα παραπάνω και μια σύγκριση μεταξύ εναλλακτικών μέτρων εκμοντερνισμού δίνεται παρακάτω:

Measure	Result	Ease of Application	Technical Risk	Investment Cost (10 ³ EURO)	Shutdown Period (months)
Improvement of firing system	Increase of burnout and reduction of gas pollutant emission	4	2	High	6
Improvement of pollutant emission precipitating systems	Reduction of gas and solid pollutant emissions	2	3	High	2 to 12
Replacement, rearrangement or change of size of heat exchange surfaces	Improvement of boiler efficiency and reduction of flue gas temperatures	4	2	~ 0,46 / kW of extra power	4
Implementation of heat recovery systems	Minor increase of plant efficiency	3	2	~ 0,30 / kW of extra surface	1 to 3
Optimisation of the heat exchanger maintenance and the soot blowers operation	Reduction of slagging, fouling and erosion problems and increase of flue gas thermal exploitation	1	1	~ 3200 (for KEDI)	1/2
Improvement of steam generator sealing	Improvement of combustion control and reduction of flue gas exit temperature	2	1	~ 310	2 months
Reduction of the ID and FD fan losses	Reduction of power consumption	2	1	~ 0,31 / kW of extra power	1/2
Optimisation of cold end and improvement of steam turbine	Increase of power production	2	1	~ 0,80 / kW of extra power	1
Improvement of cooling tower	Increase of power production	2	1	~ 0,31 / kW of extra power	1
Implementation of advance fuel drying techniques	Improvement of combustion and increase of the plant efficiency	4	4	unknown	-

Σχ. 2.17: Σύγκριση μεταξύ εναλλακτικών μέτρων εκμοντερνισμού

Πηγή: Study for the Renovation Options for Power Plants Burning Indigenous Solid Fuels in an Enlarged European Union, CFSTA 2000

2.3.4 Διάρκεια της εφαρμογής

Τα ΣΑΘ για προθέρμανση Συμπυκνώματος μπορούν να λειτουργούν για το συνολικό χρονικό διάστημα λειτουργίας του Σταθμού. Εφαρμογές που εισάγουν προθέρμανση αέρα έχουν χαρακτηριστικά ασυνεχούς λειτουργίας, λόγω του χρονικά εναλλασσόμενου φορτίου των Προθερμαντήρων αέρα.

3. ΠΡΟΒΛΗΜΑΤΑ ΚΑΤΑ ΤΗ ΧΡΗΣΗ ΤΩΝ ΣΑΘ

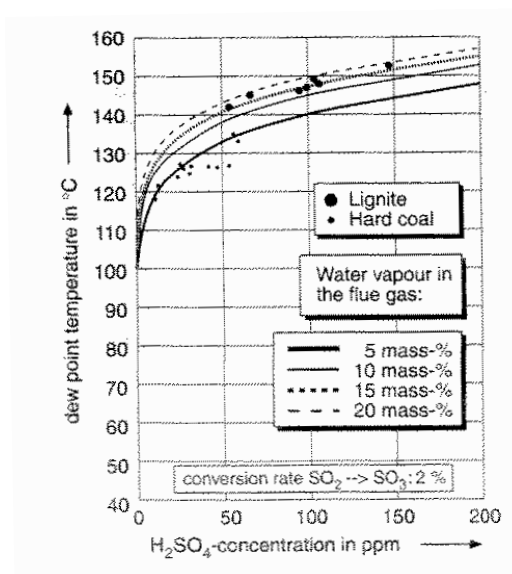
3.1 Εισαγωγή

Σκοπός αυτού του κεφαλαίου είναι να παρουσιάσει κάποια από τα προβλήματα που αντιμετωπίζονται κατά τη λειτουργία ενός Συστήματος Ανάκτησης Θερμότητας. Το κεφάλαιο εστιάζει κυρίως στην εμπειρία που αποκομίστηκε από τη λειτουργία ενός λιγνιτικού Σταθμού που βρίσκεται στην περιοχή της ανατολικής Γερμανίας. Η επίσκεψη στο Σταθμό αποτέλεσε μέρος της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας και τα στοιχεία που παρουσιάζονται στις επόμενες σελίδες βρέθηκαν τόσο μέσω της διεθνούς Βιβλιογραφίας όσο και μέσω της επιτόπου παρουσίας και παρατήρησης.

3.2 Προβλήματα κατά τη χρήση των ΣΑΘ

3.2.1 Περιορισμένη εκμετάλλευση της διαθέσιμης Θερμότητας λόγω διάβρωσης

Συγκεκριμένοι περιορισμοί δεν επιτρέπουν την άνευ ορίων εκμετάλλευση της διαθέσιμης θερμικής Ισχύος των καυσαερίων. Όπως απεικονίζεται στο Σχήμα 3.1, το **σημείο δρόσου** των καυσαερίων των λιθανθρακικών Μονάδων αναμένεται να είναι μεταξύ 120 και 135°C, ενώ το αντίστοιχο των λιγνιτικών αναμένεται γύρω στους 150°C (εξαιτίας της μεγαλύτερης περιεκτικότητας σε νερό του λιγνίτη και του χαμηλότερου ειδικού όγκου καυσαερίου ανά kg καυσίμου). Εντούτοις, είναι αξιοσημείωτο ότι το σημείο δρόσου μετά τον Προθερμαντή αέρα –ο οποίος συμπεριφέρεται σαν “παγίδα οξέων”– μειώνεται σε θερμοκρασία μικρότερη των 120°C για λιθάνθρακικές μονάδες και σε 140°C για λιγνιτικές μονάδες (Bauer, 1997). Τα Η/Φ, οι αγωγοί καυσαερίων και τα ID fans εκτίθενται στα καυσαέρια και για αυτόν το λόγο μπορεί να προσβληθούν από **διάβρωση**, ειδικά σε περιοχές χαμηλής ροής. Αυτός είναι ο λόγος για τον οποίον οι θερμοκρασίες των καυσαερίων δεν πρέπει να πέφτουν σημαντικά κάτω των προαναφερθέντων τιμών.



Σχ. 3.1: Σημείο Δρόσου καυσαερίων

Πηγή: Increase of Unit Efficiency by Improved Waste Heat Recovery, Bauer 1997

Ωστόσο, η επιθυμητή θερμοκρασία για τα καυσαέρια στην είσοδο της μονάδας αποθείωσης είναι γύρω στους 120°C! Προκειμένου να επιτευχθούν τέτοια θερμοκρασιακά επίπεδα, νέες μέθοδοι έπρεπε να χρησιμοποιηθούν. Για Θερμοηλεκτρικούς Σταθμούς που χρησιμοποιούν μονάδα αποθείωσης, μία εγκατάσταση Ψύξης καυσαερίων, παρόμοια με αυτήν που περιγράφεται στο Μέρος ΙΙ αυτής της εργασίας, είναι απαραίτητη. Κάτι το οποίο πρέπει να ληφθεί υπόψιν είναι ότι οι Σταθμοί Παραγωγής Ηλεκτρικής Ενέργειας που εκσυγχρονίζονται με μονάδες αποθείωσης, συνήθως αναμένεται να συνεχίσουν τη λειτουργία τους για ακόμη 15 έτη (Hartleben, 1997). Όσον αφορά τη συντήρηση και το χρόνο ζωής των υπό εγκατάσταση ΣΑΘ, αυτό σημαίνει πως υπάρχει ανάγκη ταύτισής τους με τον υπολειπόμενο χρόνο ζωής των Μονάδων.

Αντιμετώπιση της διάβρωσης

Μια λύση που προτάθηκε από την Babcock ήταν η εφαρμογή ενός Συστήματος Ψύξης των καυσαερίων ανάντι των μονάδων αποθείωσης FGD (π.χ. όπως στον ΑΗΣ Schwarze Pumpe) όπου η θερμοκρασία των καυσαερίων μπορεί να μειωθεί κάτω από το σημείο δρόσου χωρίς πρόκληση βλάβη στο Σύστημα. Η επιφάνεια των Εναλλακτών Θερμότητας, το σκέπαστρο και οι αγωγοί των καυσαερίων κατάντι των μονάδων αποθείωσης είναι κατασκευασμένοι από ανοξείδωτο υλικό. Ακόμα, μία **πλαστική επίστρωση** προστατεύει τα τοιχώματα των σωλήνων, ενώ **σωλήνες από Teflon** χρησιμοποιούνται σαν υλικό του Εναλλάκτη Θερμότητας, εφόσον, όπως οι

Bauer and Lankes (1997) υποστηρίζουν, η αντίσταση του ανοξειδωτού χάλυβα στα οξέα απεδείχθη ανεπαρκής κατά τις επικρατούσες συνθήκες. Προτού η VEAG καταλήξει στο συγκεκριμένο υλικό, μία σύγκριση υλικών είχε προηγηθεί. Ανάμεσα σε αυτά που δοκιμάστηκαν ήταν:

- ♦ Σωλήνες hastelloy (A 59, C 22)
- ♦ Σωλήνες High-Grade Steel tubes 1.4435, 1.4571 και 1.4539 με επικάλυψη PFA
- ♦ PFA (Perfluoralkoxy-Copolymer, thermoplastic fluorsynthetic) full-plastic σωλήνες
- ♦ Υλικά Nickel-based (Inconel 686) + επικάλυψη PFA

Τελικά, η απόφαση που λήφθηκε ήταν να χρησιμοποιηθούν PFA full plastic σωλήνες στον ΑΗΣ Lippendorf και Schwarze Pumpe, ενώ Ni-master alloy No. υλικού 2.4606 (Inconel 686) +0.4 PFA επικάλυψη στον ΑΗΣ Boxberg. Τα εσωτερικά τοιχώματα του Ψύκτη επικαλύφθηκαν με PFA. Παρά ταύτα, αυτοί οι σωλήνες δεν φέρουν αντίσταση στην **διάχυση οξέων (acid diffusion)**. Σαν αποτέλεσμα, η τιμή του pH στον πρώτο κύκλο πέφτει.

Για τον λόγο αυτόν, ένα διάλυμα NaOH παρέχεται με τη βοήθεια αντλίας στο κλειστό κύκλωμα του νερού, όπως μπορεί να φανεί στα πρωτότυπα διαγράμματα που παραλήφθηκαν από τον εν λόγω Σταθμό και παρατίθενται στο Παράρτημα. Στον ΑΗΣ Voitsberg καυστική σόδα προστίθεται στο νερό προκειμένου να διατηρηθεί μία τιμή για το pH άνω του 9 (Tauschitz, 1997).

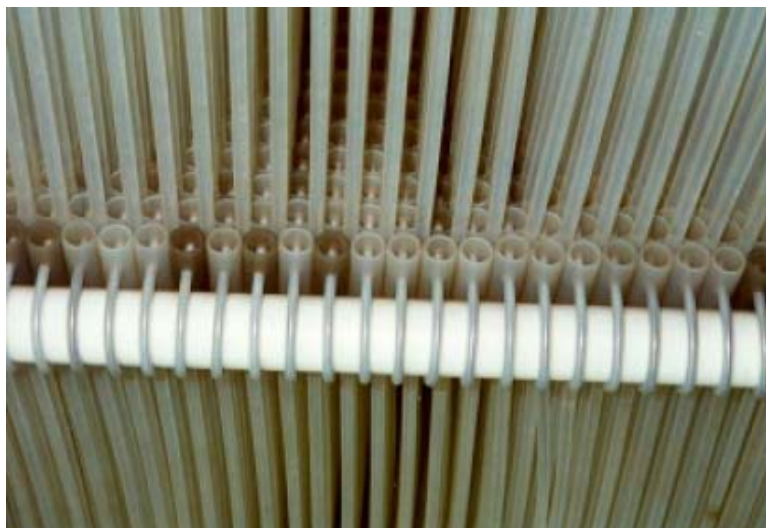
3.2.2 Επικαθίσεις στην επιφάνεια των Εναλλακτών Θερμότητας-Fouling

Ένα πρόβλημα που εμφανίζεται όταν τα καυσαέρια συμπυκνώνονται στην εξωτερική επιφάνεια των σωλήνων είναι η **συλλογή επικαθίσεων** (ή αλλιώς κατάσταση αναφερόμενη ως **fouling**). Αυτή η κατάσταση οδηγεί σε απώλεια Θερμικής Ισχύος που θα μπορούσε να ανακτηθεί στον Εναλλάκτη Θερμότητας. Όπως φαίνεται στις φωτογραφίες των επομένων σελίδων, η ροή των καυσαερίων μπορεί να εμποδισθεί λόγω εκτεταμένης συσσώρευσης επικαθίσεων γύρω από τους σωλήνες.

Σαν μέρος της παρούσας Διπλωματικής Εργασίας, το Μάιο του 2007 πραγματοποιήθηκε επίσκεψη σε έναν ΑΗΣ στην ανατολική Γερμανία και η επιθεώρηση του Συστήματος Ανάκτησης Θερμότητας από τα καυσαέρια, υπέδειξε τα ακόλουθα:

Fouling στις επιφάνειες του Ψύκτη καυσαερίων της λιγνιτικής Μονάδας

Οι επόμενες φωτογραφίες και τα διαγράμματα στο Παράρτημα επιδεικνύουν την κατάσταση στην οποία βρισκόταν το ΣΑΘ κατά τη διάρκεια της επίσκεψης και δίνουν μια καθαρή εικόνα για το πως φαίνονται οι επικαθίσεις μετά από μερικά χρόνια λειτουργίας.



Φώτο 3.1 Οι σωλήνες λίγο μετά την εγκατάσταση



Φώτο 3.2-3.5: Επικαθίσεις μετά από 4 χρόνια λειτουργίας

Όπως περιγράφεται και στο Μέρος ΙΙ της εργασίας αυτής, κάθε Μονάδα ήταν εξοπλισμένη με 14 δεσμίδες (bundles) σωλήνων σχήματος U. Υπάρχουν 2 ρεύματα καυσαερίων ανά Μονάδα, οπότε κάθε ρεύμα περνούσε διαμέσου 7 δεσμίδων του ΣΑΘ προ της μονάδας αποθείωσης. Οι επόμενες φωτογραφίες δείχνουν τις δεσμίδες εγκαταστημένες και έτοιμες προς λειτουργία.



Φώτο 3.6 και 3.7: Οι δεσμίδες εγκαταστημένες

Μία φορά την εβδομάδα γινόταν online-καθαρισμός των δεσμίδων με νερό που ψεκάζεται με ακροφύσια. Εκτός του καθαρισμού των σωλήνων, αυτά τα ακροφύσια προορίζονται και για την ψύξη των καυσαερίων όταν ανιχνεύονται θερμοκρασίες πολύ υψηλές (το οποίο σημαίνει ότι ο LUVO δεν έχει τις αναμενόμενη επίδοση).

Παρά την προσπάθεια καθαρισμού όμως, είναι αξιοσημείωτο πως εξαιτίας των επικαθίσεων, το βάρος των δεσμίδων διπλασιάστηκε! Κατά την εγκατάσταση μία δεσμίδα ζύγιζε 8500kg και 4 χρόνια αργότερα το βάρος της έφθανε τους 16 τόνους. Αυτός ο λόγος οδήγησε στην απομάκρυνση μίας εκ των δεσμίδων σε κάθε ένα από τα δύο ρεύματα και στην αντικατάστασή τους με μία κολώνα, προκειμένου να επιβεβαιωθεί η ευστάθεια και η ασφάλεια της κατασκευής. Η εμπειρία έδειξε πως το fouling αυξανόταν με το χρόνο. Οι οπές παροχέτευσης (discharge holes) των διαχωριστών (spacers) είχαν βουλώσει, φέροντας σαν αποτέλεσμα μία υπερβολική συσσώρευση στους σωλήνες. Διάφορες τεχνικές καθαρισμού δοκιμάστηκαν από τους λειτουργούς και τους κατασκευαστές όπως επανακατασκευή στα ακροφυσίων στα 3 χαμηλότερα επίπεδα ψεκασμού και η διάταξη των σωλήνων ψεκασματος οριζοντίως πάνω από τα επίπεδα των διαχωριστών (Altmann, 2003). Τελευταία οι λειτουργοί του Σταθμού έπρεπε να αλλάξουν τη θέση των ακροφυσίων από την μπροστινή μεριά των σωλήνων στα πλάγια των σωλήνων, καθώς η δίοδος των καυσαερίων είχε κλείσει στο πίσω μέρος.

Όταν πολλές σκληρές επικαθίσεις συσσωρεύονται, απαιτείται αποσυναρμολόγηση των δεσμίδων. Τενικές offline καθαρισμού μπορούν τότε να εφαρμοσθούν, υψηλής πίεσης που κυμαίνεται στα επίπεδα των 400 ή ακόμη και των 700bar. Κατά την επανεγκατάσταση του Συστήματος διαπιστώνεται η βελτίωση της λειτουργίας.

Στον ΑΗΣ Voitsberg, τα εμπρόσθια ακροφύσια αντικαταστάθηκαν από σωλήνες καθαρισμού που οδηγούνται μέσα στις δεσμίδες των Εναλλακτών Θερμότητας. Η εμπειρία έδειξε καλύτερα αποτελέσματα κατά τη λειτουργία αυτή.

Στον ΑΗΣ Niederaubem περίπου 300kg συμπυκνωμένου οξέος συσσωρεύονται σε κάθε μία ώρα λειτουργίας επί των επιφανειών των Εναλλακτών.

Μηχανισμός των επικαθίσεων

Μετά από συνεντεύξεις που παραχωρήθηκαν από ειδικούς της VGB, μια εκτίμηση για το σχηματισμό αυτών των επικαθίσεων παρατίθεται:

Καθώς το καύσιμο εισέρχεται μέσα στο λέβητα, τα οργανικά συστατικά (άνθρακας) και τα ανόργανα υπόκεινται σε υψηλές θερμοκρασίες. Παρόλο που ο άνθρακας καίγεται, τα ανόργανα συστατικά συνήθως τήκονται (ανάλογα με την χημική τους σύνθεση) και οδηγούνται στα Η/Φ. Εκεί, λόγω του ηλεκτρικού πεδίου που δημιουργείται, περίπου το 99.9% των μορίων της ιπτάμενης τέφρας αναμένεται να συλλεχθεί. Η εναπομείνουσα ποσότητα σχηματίζει τις επικαθίσεις στις επιφάνειες των Εναλλακτών Θερμότητας. Για αυτόν το λόγο μπορούμε να υποθέσουμε πως η χημική σύσταση του fouling είναι ίδια με αυτήν της ιπτάμενης τέφρας που συλλέγεται. Καθώς αναμένεται, τα μόρια αυτά είναι εμπλουτισμένα με ασβέστιο και θείο. Μερικά άλλα μόρια ακόμη αναμένονται, όπως τα Si, Al και Fe.

Καθώς η μία από τις Μονάδες κατά την επίσκεψη τελούσε υπό συντήρηση, το ΣΑΘ ήταν προσβάσιμο και στη διαδικασία offline καθαρισμού. Έτσι, κατέστη δυνατή η λήψη ενός δείγματος μέσα από τον Ψύκτη καυσαερίων. Το δείγμα εξετάσθηκε στο εργαστήριο της VGB, χρησιμοποιώντας την τεχνολογία ενός “scanning electron microscope” σε συνδυασμό με το “EDAX Genesis Software”. Ο ακόλουθος Πίνακας που αφορά στη χημική ανάλυση του δείγματος προέκυψε. Μετρήσεις λήφθηκαν από 4 διαφορετικά σημεία του δείγματος:

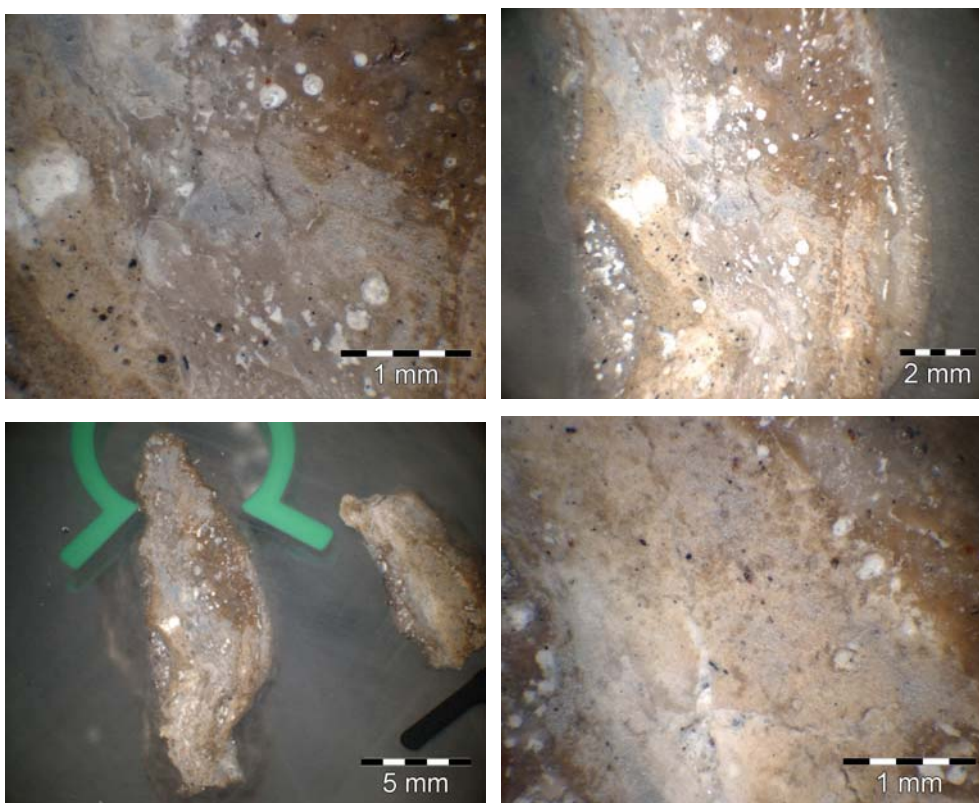
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4
Element	Wt %	Wt %	Wt %	Wt %
O	38.44	42.91	37.32	35.03
F	0.81	0.68	0.58	0.81
Na	0.77	0.29	0.35	0.31
Mg	0.67	4.35	0.66	0.6
Al	5.32	6.3	4.74	5.2
Si	13.62	6.63	16.44	17.43
P	0.64	0.3	0.67	0.66
S	18.29	14.82	17.67	17.95
Cl	0.42	0.16	0.53	0.59
K	0.35	0.28	0.31	0.3
Ca	18.64	20.78	19.06	19.32
Ti	0.51	0.6	0.5	0.43
Fe	1.5	1.89	1.17	1.38
Total	100	100	100	100

Πίνακας 3.1: Χημική ανάλυση των επικαθίσεων πάνω στις επιφάνειες του Εναλλάκτη Θερμότητας

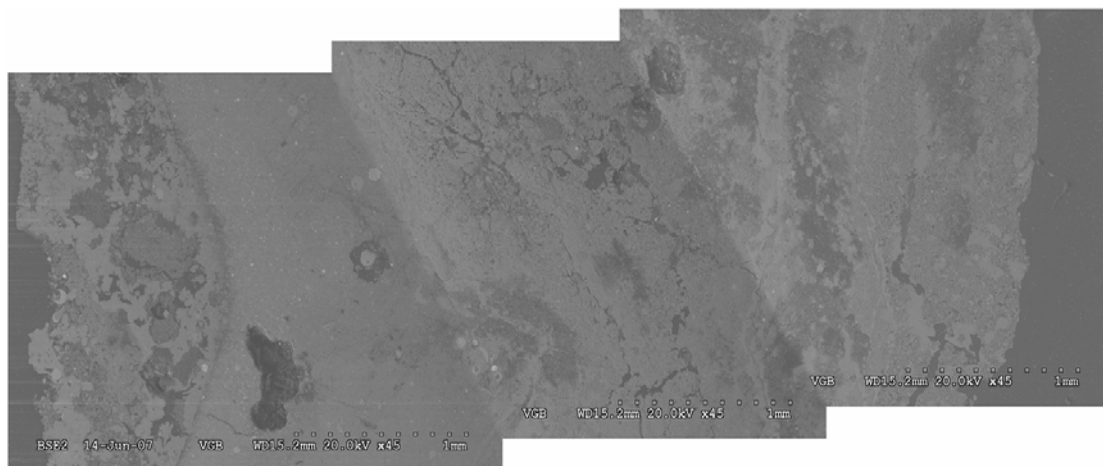
Λεπτομερείς φωτογραφίες του δείγματος που λήφθηκαν στο εργαστήριο δίνονται παρακάτω και η ανάλυση του ηλεκτρονικού μικροσκοπίου δίδεται στις επόμενες σελίδες. Το δείγμα αρχικά τεμαχίστηκε σε δύο κομμάτια (το μικρότερο κομμάτι μάς επέτρεψε την πρόσβαση στην εσωτερική δομή) και οι μετρήσεις του μικροσκοπίου επίσης λήφθηκαν από εσωτερικά μέρη του κομματιού. Όπως μπορεί να φανεί από τους αριθμούς πιο πάνω, η χημική ανάλυση είναι παρόμοια και στα τέσσερα σημεία: Οξυγόνο (35.03% - 42.91%), Ασβέστιο (18.64% - 20.78%), Θείο (14.82% - 18.29%) και Πυρίτιο (6.63% - 17.43%) βρίσκονται με αυτήν τη σειρά στο δείγμα. Το Ca θα είναι παρόν ως CaO, το Al ως Al₂O₃, ο Fe ως Fe₂O₃, το S ως SO₃ και το Si ως SiO₂. Το σημαντικότερο συμπέρασμα της εξέτασης του δείγματος είναι πως η χημική ανάλυσή του είναι κοντά σε αυτήν που αναμενόταν.



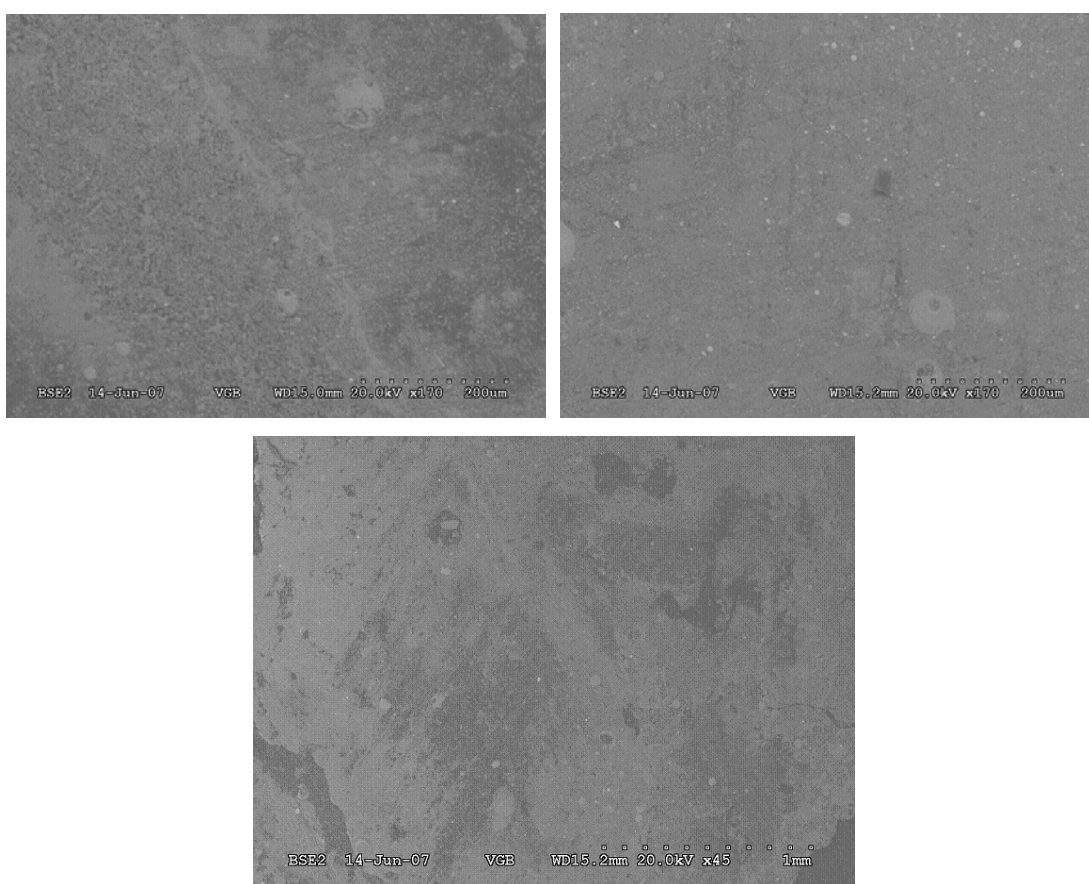
Φώτο: Το δείγμα υπό εξέταση



Φώτο 3.9-3.12: Λεπτομερείς φωτογραφίες (Μακρο) του μεγάλου και του μικρού κομματιού



Φώτο 3.13: Το μεγάλο κομμάτι στο ηλεκτρονικό μικροσκόπιο



Φώτο 3.14-3.16: Το μικρό κομμάτι στο ηλεκτρονικό μικροσκόπιο

Τα υπολοιπόμενα μόρια εκτίθενται στο όξινο περιβάλλον του Εναλλάκτη Θερμότητας. Καθώς το όξινο περιβάλλον επιτίθεται στα μόρια, οι επιφάνειές τους γίνονται τραχείς. Αυτά τα μόρια έπειτα προσκολλώνται στους σωλήνες, πιθανόν λόγω της εναπομείνουσας φόρτισης την οποία φέρουν από το ηλεκτρικό φορτίο μέσα από το οποίο έχουν διέλθει.

Η διαδικασία θα μπορούσε να ξεκινήσει με μία προσκόλληση ενός λεπτού μορίου σκόνης στην επιφάνεια των σωληνών Teflon λόγω του διαφορετικού ηλεκτρικού φορτίου. Μετά από αυτό, το επόμενο μόριο μπορεί εύκολα να κολλήσει στην επιφάνεια του προηγούμενου μορίου, αφού η επιφάνεια του σωλήνα Teflon δεν είναι πλέον καθαρή και λεία. Η υπερπίεση και οι υψηλές θερμοκρασίες (130-175°C) κάτω από τις οποίες τα παραπάνω λαμβάνουν χώρα επιταχύνουν την όλη διαδικασία. Μια υπόθεση είναι πως θα αναμέναμε πρώτα τους τελευταίους σωλήνες να σχηματίσουν στρώσεις fouling, καθώς εκεί η ταχύτητα των καυσαερίων είναι μειωμένη σε σύγκριση με τις πρώτες γραμμές.

Ενδεχομένως ο σχηματισμός του στρώματος του fouling μπορεί ακόμη να ευνοήθηκε και ως εξής:

Προκειμένου να βοηθηθεί η διαδικασία της πόλωσης στα Η/Φ, χρησιμοποιείται νερό και έτσι μια μικρή ποσότητα νερού/ατμού μπορεί να εναπομείνει. Μερικά από αυτά τα μόρια μπορεί να αντιδράσουν με το νερό και να σχηματίσουν μεταλλεύματα. Αυτό μπορεί να συμβεί ακόμα και όταν κολλούν πάνω στην Teflon επιφάνεια

Η πιο αξιοσημείωτη αντίδραση όμως, είναι όταν όξινες σταγόνες δημιουργούνται κατά μήκος των σωληνών, καθώς η διάταξη και η μηχανική σχεδίαση των δεσμίδων ευνοούν τη ροή των οξέων που συμπυκνώνονται από τα καυσαέρια προς τα κάτω (Altmann, 2003). Σε αυτήν την περίπτωση, όταν μια σταγόνα έρθει σε επαφή με μία κρούστα τέφρας ή σκόνης, η κρούστα θα υποστεί όξινη επίθεση. Αυτό θα οδηγήσει σε μετακίνηση κάποιων μορίων, καθιστώντας την επιφάνειά τους τραχύτερη και ο σχηματισμός περεταίρω επικαθίσεων ευνοείται.

3.2.3 Διαρροή του νερού του κλειστού κυκλώματος

Οι διαφορετικές θερμοκρασίες λειτουργίας (140°C με 60°C ανάλογα με το αν ο λέβητας είναι σε λειτουργία ή όχι) οδηγούν σε **διαρροή** του νερού του κλειστού κυκλώματος. Στον εν λόγω Σταθμό ο όγκος του νερού που δεν μπορούσε να κρατηθεί εντός του συστήματος έφθανε τα 12m³ την ημέρα. Αυτός είναι ο λόγος για τον οποίο οι λειτουργοί χρειάστηκε να φράξουν την είσοδο του νερού στους σωλήνες με διαρροή, όπως φαίνεται και στην επόμενη φωτογραφία.



Φώτο 3.17: Κλειστές εισοδοι του νερού λόγω διαρροής

Αξίζει εδώ να σημειωθεί πως ένα καινούριο υλικό δοκιμάζεται αυτόν τον καιρό. Μία δεσμίδα που κατασκευάστηκε από την Babcock από Crom / Nickel Alloy με κωδικό υλικού 2.4605 θα είναι ύπο δοκιμή για τα επόμενα ένα με δύο έτη.

3.2.4 Θόρυβος

Στον ΑΗΣ Voitsberg ένας δυνατός θόρυβος παραγόταν καθώς τα καυσαέρια διέρχονταν ανάμεσα από τους σωλήνες. Ο ήχος των δονήσεων αυτών οδηγούνταν μέσω του καλύμματος του Εναλλάκτη Θερμότητας στα χαμηλότερα μέρη του δημιουργώντας “τρομερή ηχορύπανση”, όπως αναφέρεται. Για την επίλυση του προβλήματος αυτού εγκαταστάθηκαν πλαστικά φύλλα εντός των δεσμίδων και ο ήχος ελαττώθηκε.

3.2.5 Τριβή μεταξύ των σωλήνων

Παρόλο που διαχωριστές (spacers) χρησιμοποιούνταν στον ΑΗΣ Voitsberg προκειμένου να κρατηθούν οι αποστάσεις μεταξύ των σωλήνων σταθερές, παρατηρήθηκαν περιοχές τριβής επί των σωλήνων, με αποτέλεσμα να μειωθεί το πάχος των σωλήνων, οι οποίοι έπρεπε στη συνέχεια να αντικατασταθούν.

4. ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΤΩΝ ΣΑΘ ΣΕ ΑΗΣ

4.1 Εισαγωγή

Ο σκοπός αυτού του κεφαλαίου είναι να παρουσιάσει υπάρχουσες ή προτεινόμενες εφαρμογές των ΣΑΘ σε διαφόρους ΑΗΣ. Τα οφέλη των εφαρμογών αυτών παρατίθενται στο κεφάλαιο 2 της παρούσας μελέτης.

4.2 Παρουσίαση των Εφαρμογών

Ο επόμενος Πίνακας παρέχει μια επισκόπηση των εφαρμογών των ΣΑΘ σε μερικούς ΑΗΣ. Στις επόμενες παραγράφους δίνεται μια λεπτομερέστερη περιγραφή.

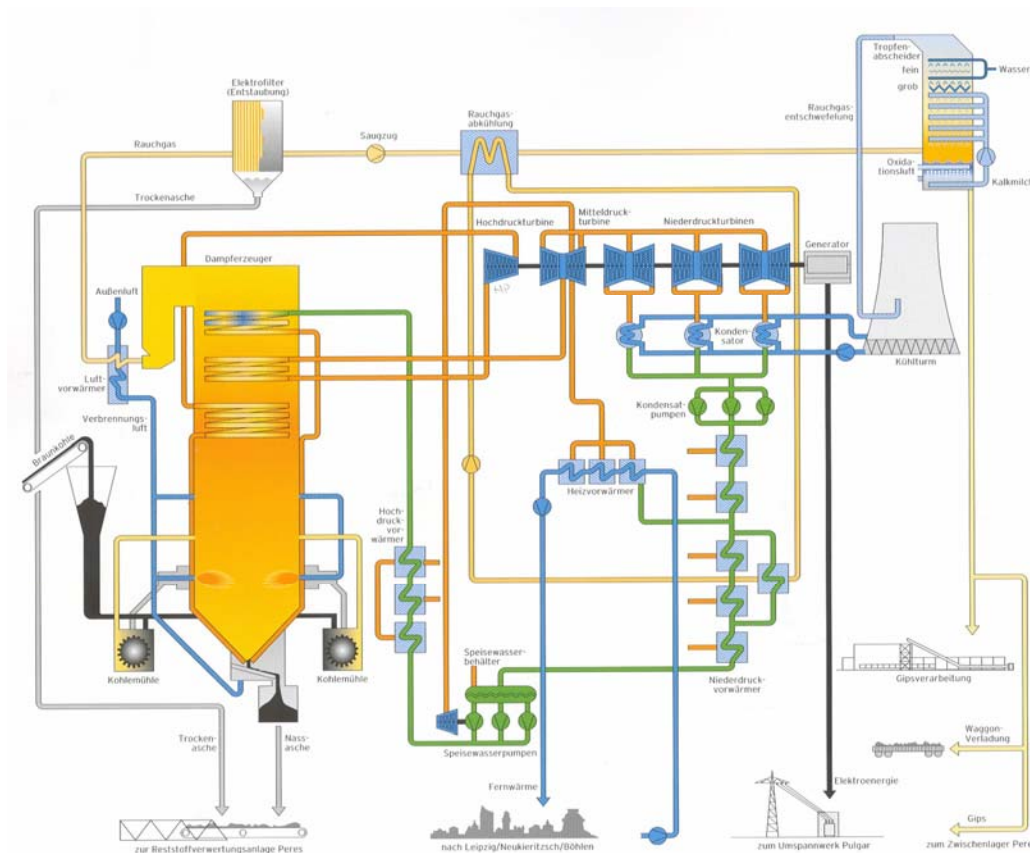
ΑΗΣ και Μονάδες	Καύσιμο	Καθαρή Ισχύς ανά Μονάδα (MW_{el})	Ανακτώμενη Θερμική Ισχύς ανά Μονάδα (MW_{th})
Lippendorf, R&S	λιγνίτης	930	52
Schwarze Pumpe, A&B	λιγνίτης	800	64
Schwandorf, D	λιγνίτης	300	10.5
Voitsberg, 3	λιγνίτης	330	10
Kardia, III& IV (hypothetical)	λιγνίτης	300	-
Kardia, I & II (hypothetical)	λιγνίτης	300	23.4
Niederaußem, K	λιγνίτης	1000	80
Mehrum, 3	λιθάνθρακες	712	28.6
Werndorf, II	βαρύ πετρέλαιο	165	10.1
Aghios Dimitrios, I & II (hypothetical)	λιγνίτης	300	22.5

Πίνακας 4.1

4.2.1 ΑΗΣ Lippendorf

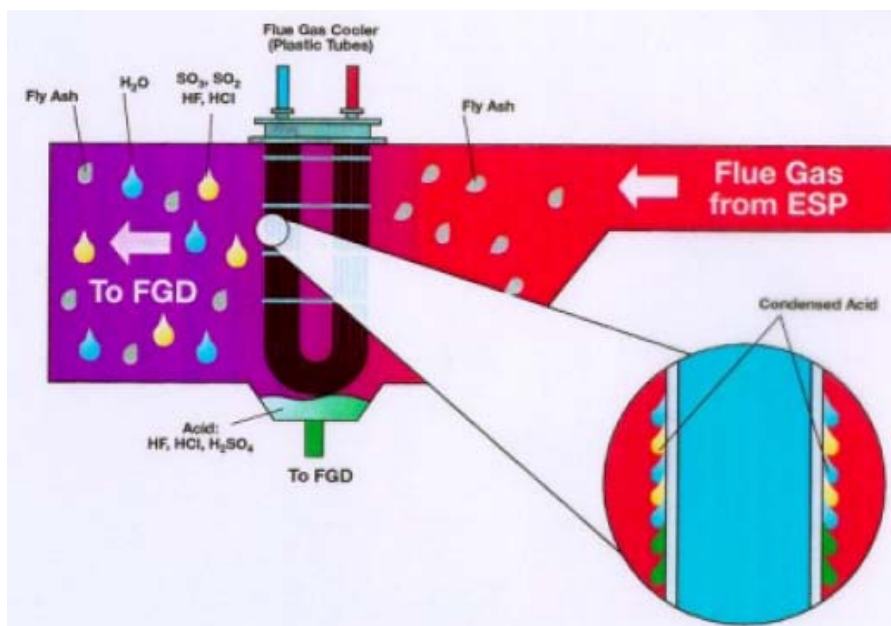
Ο Σταθμός αποτελείται από τις Μονάδες R και S. Η συνολικά παραγόμενη Ισχύς και από τις δύο Μονάδες φθάνει τα $1840MW_{el}$. Τα ΣΑΘ είναι εγκατεστημένα κατάντι των Η/Φ και χρησιμοποιούνται για την προθέρμανση του Συμπυκνώματος. Ένα ενδιάμεσο κλειστό κύκλωμα νερού μεταφέρει την ανακτώμενη από τα καυσαέρια θερμική Ισχύ στο Συμπύκνωμα. Η αρχική σχεδίαση του Συστήματος προέβλεπε την

ανάκτηση 52MW_{th} . Στο επόμενο Σχήμα φαίνεται η διάταξη της μίας από τις δύο Μονάδες.



Σχ. 4.1: Οι Μονάδες R και S του ΑΗΣ Lippendorf
 Πηγή: Ostdeutsche Braunkohlenwirtschaft im 21. Jahrhundert, Brochure Vattenfall

Τα καυσαέρια σε αυτό το ΣΑΘ ψύχονται κάτω από το σημείο δρόσου τους. Για τον λόγο αυτό, ο Εναλλάκτης Θερμότητας σχήματος U αποτελείται από πλαστικούς σωλήνες (επίσης αναφέρονται ως Teflon, ή G-Flon, ή PFA tubes) προκειμένου να αποφευχθεί η διάβρωση. Οι σωλήνες αυτοί μπορούν να εκτεθούν σε θερμοκρασίες που φθάνουν τους 260°C και είναι ανθεκτικοί σε θερμοκρασιακές μεταβολές (Adamczyk, 2001).



Σχ.4.2: Συμπύκνωση οξέων στον Ψύκτη Καυσαερίων
 Πηγή: *Experiences with Heat Recovery Systems for Lignite Power Plants to increase the efficiency and to reduce CO₂ Emissions*, Adamczyk, 2001



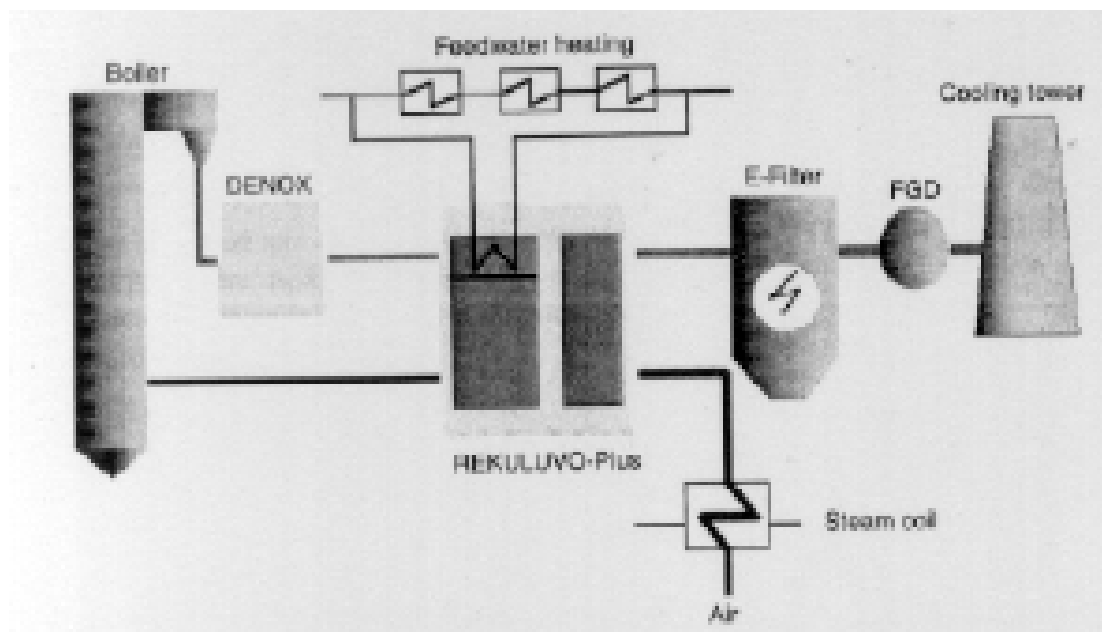
Σχ. 4.3: Σύγκριση διαφόρων υλικών σωλήνων
 Πηγή: *Experiences with Heat Recovery Systems for Lignite Power Plants to increase the efficiency and to reduce CO₂ Emissions*, Adamczyk, 2001

Το κλειστό κύκλωμα νερού χρησιμοποιεί την ανακτώμενη θερμική Ισχύ προκειμένου να προθερμάνει το Συμπύκνωμα παρακάμπτοντας τους Προθερμαντήρες ΧΠ Νο3 και Νο4. Το 28% της συνολικής παροχής μάζας του Συμπυκνώματος παρακάμπτεται για να προθερμανθεί από το Σύστημα Ψύξης των Καυσαερίων. Τα εσωτερικά τοιχώματα των καλυμμάτων εξόδου καθώς και τα τοιχώματα και οι κάτω επιφάνειες της επένδυσης του Εναλλάκτη Θερμότητας επικαλύπτονται με ανοξειδωτες στρώσεις PFA (Altmann, 2003). Τα δύο ρεύματα των καυσαερίων που διατρέχουν κάθε μονάδα ανάκτησης Θερμότητας ψύχονται πριν την είσοδό τους στις μονάδες αποθείωσης (από τους 170°C στους 130°C περίπου). Τα καυσαέρια κατάντι των μονάδων αποθείωσης οδηγούνται στην ατμόσφαιρα μέσω των Πύργων Ψύξης χωρίς να αναθερμαίνονται.

Μετά τη διαδικασία καθαρισμού των σωλήνων, τα συμπυκνώματα και λοιπές εκροές που απομακρύνονται από τους σωλήνες συγκεντρώνονται και κατακάθονται στη λεκάνη απορρόφησης. (Σχετικά με τις μεθόδους που χρησιμοποιούνται στο καθαρισμό των επιφανειών των Εναλλακτών Θερμότητας από τις επικαθίσεις, περισσότερα στοιχεία μπορούν να βρεθούν στο κεφάλαιο 3.)

4.2.2 ΑΗΣ Boxberg

Το 1994 ένα Σύστημα REKULUVO-Plus εγκαταστάθηκε επιτυχώς για πρώτη φορά στο Σταθμό. Τα οφέλη που προέκυψαν ήταν: λειτουργία χωρίς διαρροές, λιγότερη συντήρηση, μικρότερα κόστη λειτουργίας και αέρας καύσης χωρίς σκόνη. Το Σχήμα 4.4 απεικονίζει το σύστημα. Για τις δύο Μονάδες των 500MW του Σταθμού (N και P) η ικανοποιητική απόδοση του Προθερμαντήρα αέρα ανακτήθηκε από τη συντήρηση των επιφανειών του Εναλλάκτη Θερμότητας και από την αντικατάσταση ελαττωματικών τμημάτων.



Σχ.4.4: Εφαρμογή του Συστήματος REKULUVO-Plus

Πηγή: Study for the Renovation Options for Power Plants Burning Indigenous Solid Fuels in an Enlarged European Union, CFSTA, 2000

Κάθε Μονάδα διατρέχεται από ένα διπλό ρεύμα καυσαερίων και κάθε ένα από αυτά τα ρεύματα περνά μέσα από έναν Ψυκτήρα Καυσαερίων ανάντι των μονάδων αποθείωσης. Κάθε Ψυκτήρας Καυσαερίων αποτελείται από 10 μονάδες δεσμίδων σωλήνων (bundles) ανά ρεύμα καυσαερίων. Ακριβώς η ίδια τεχνολογία χρησιμοποιείται στον ΑΗΣ Schwarze Pumpe και ΑΗΣ Lippendorf. Αυτές οι δεσμίδες αποτελούνται από σωλήνες σχήματος U που κατασκευάζονται (μόνο για τον ΑΗΣ Boxberg) από Ni-master alloy (material No. 2.4606), εξωτερικής διαμέτρου 25mm και πάχους 0.7mm + 0.4mm κάλυμμα από PFA. Ένα ειδικό σύστημα διατήρησης ενδιάμεσων αποστάσεων συγκρατεί τους σωλήνες στη θέση τους και αποτρέπει πιθανές μετακινήσεις. Ένας ακόμη Εναλλάκτης Θερμότητας νερού/νερού μεταφέρει τη Θερμική Ισχύ από το νερό του κλειστού κυκλώματος στο Συμπύκνωμα. Ανάμεσα σε άλλα, το Σύστημα χαρακτηρίζουν:

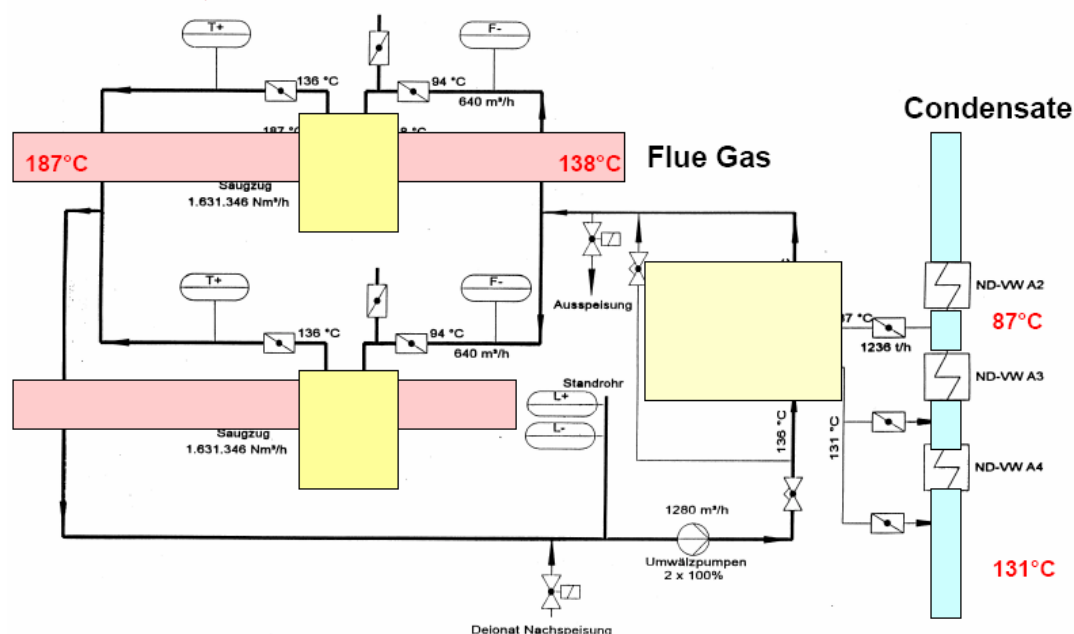
- ♦ Τα ακροφύσια που χρησιμοποιούνται για τον καθαρισμό των επικαθίσεων πάνω στις επιφάνειες των εναλλακτών.
- ♦ Το Σύστημα Ψύξης των καυσαερίων λειτουργεί κάτω από πίεση 25bar. Αυτό σημαίνει πως ακόμα και σε ειδικές περιπτώσεις, όπως π.χ. κατά τη διακοπή Συμπυκνώματος, υπάρχει ακόμη η δυνατότητα αποθήκευσης της ανακτώμενης Θερμικής Ισχύος από τα καυσαέρια.

- ♦ Η Θερμοκρασία του Συμπυκνώματος του Εναλλάκτη του αέρα κυκλοφορίας είναι ρυθμισμένη στους 125°C.

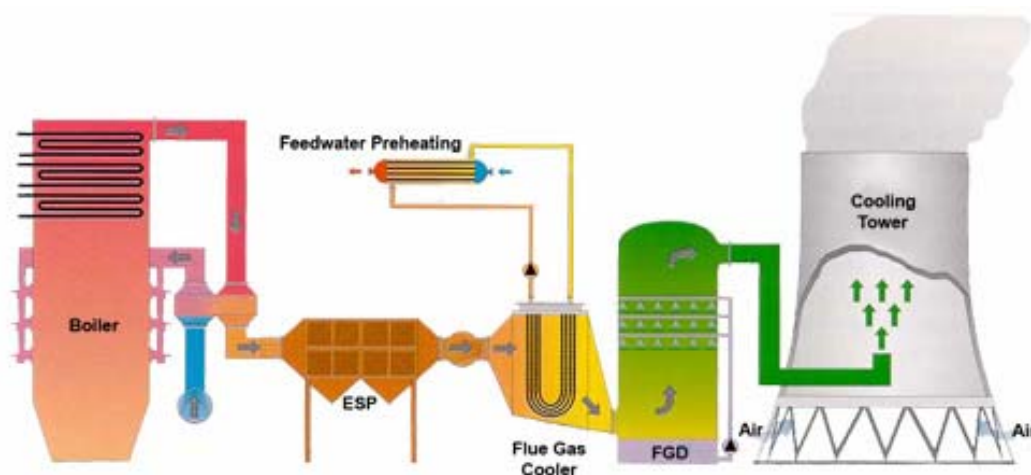
Υπάρχουν τρεις απομαστεύσεις Συμπυκνώματος και η παροχή μάζας του Συμπυκνώματος ελέγχεται.

4.2.3 ΑΗΣ Schwarze Pumpe

Το Σύστημα Ψύξης των καυσαερίων είναι όμοιο με αυτό του ΑΗΣ Lippendorf. Περισσότερα στοιχεία σχετικά με τη λειτουργία του του Συστήματος μπορούν να βρεθούν στην παράγραφο που περιγράφει τον ΑΗΣ Lippendorf. Καθώς η θερμοκρασία των καυσαερίων πέφτει από τους 187 στους 138°C κατάντι του Ψυκτήρα καυσαερίων, μέρος της διαδικασίας μετάδοσης θερμότητας γίνεται χαμηλότερα του σημείο δρόσου των καυσαερίων, καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία του Συμπυκνώματος από τους 87°C στους 131°C. Ο βαθμός απόδοσης του Σταθμού φθάνει το 41%, παράγοντας 2x800MW_{el}. Στα επόμενα Σχήματα παρουσιάζεται η τεχνολογία προθέρμανσης Χαμηλής Πίεσης “POWERISE”.



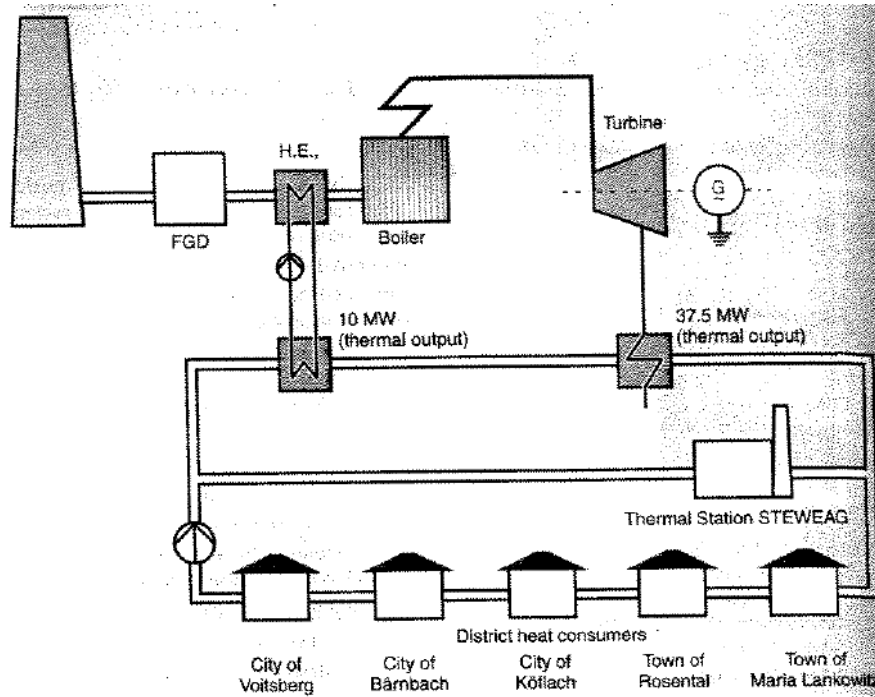
Σχ. 4.5: Διάγραμμα Προθέρμανσης Χαμηλής Πίεσης για τις Μονάδες Α,Β του ΑΗΣ Schwarze Pumpe
 Πηγή: *Experiences with Heat Recovery Systems for Lignite Power Plants to increase the efficiency and to reduce CO₂ Emissions*, Adamczyk 2001



Σχ.4.6: Οι Μονάδες A και B του ΑΗΣ Schwarze Pumpe
Πηγή: www.babcock-borsig-service.de

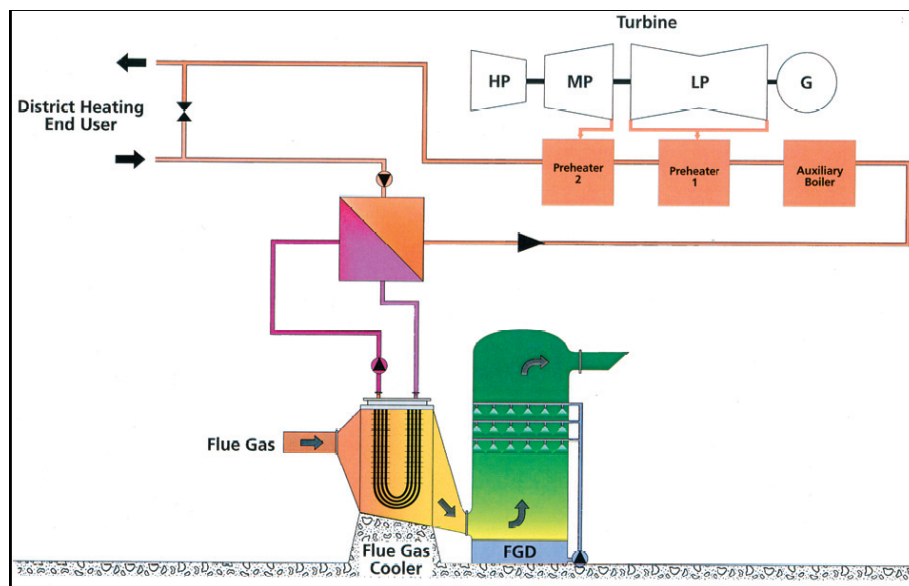
4.2.4 ΑΗΣ Schwandorf, Μονάδα D

Η θερμοκρασία των καυσαερίων ανάντι της μονάδας αποθείωσης έφθανε τους 180°C και η ανάγκη για τη μείωσή της στους 135°C οδήγησε στην εγκατάσταση ενός ΣΑΘ (EcoGavo) προ της μονάδας αποθείωσης. Το ΣΑΘ είναι εξοπλισμένο με πλαστικές δεσμίδες (fluoric plastic bundles). Η ανακτώμενη Θερμική Ισχύς μεταφέρεται σε ένα κύκλωμα νερού το οποίο αναθερμαίνει τα αποθειωμένα καυσαέρια κατάντι της μονάδας αποθείωσης από τους 55 στους 95°C. Τα καυσαέρια που είναι φτωχά πλέον σε SO₂ στην έξοδο της μονάδας αποθείωσης, είναι δυνατόν να οδηγηθούν στην ατμόσφαιρα ακόμα και στη θερμοκρασία των 80°C μέσω καπνοδόχου, με επουσιώδη προβλήματα διάβρωσης. Αυτό σήμαινε πως υπήρχε ακόμη μία διαφορά θερμοκρασίας 15K διαθέσιμη (η οποία ισοδυναμεί με περίπου 10.5MW_{th}) προς εκμαάλλευση προκειμένου να αυξηθεί ο βαθμός απόδοσης. Όπως φαίνεται και στο Σχήμα που ακολουθεί, αυτό είναι δυνατόν να γίνει εάν διακλαδωθεί μέρος του κυκλοφορούντος νερού για να προθερμανθεί το 30% του Συμπυκνώματος. Αυτή η παράκαμψη του Συμπυκνώματος τοποθετείται πριν και μετά το δεύτερο Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος και αυξάνει τη θερμοκρασία από τους 67 στους 116°C και την ηλεκτρική παραγόμενη Ισχύ κατά 1323 kW.



Σχ. 4.8: ΑΗΣ Voitsberg Μονάδα 3

Πηγή: Waste Heat Recovery in the Voitsberg 3 Steam Power Station, Tauschitz, 1997



Σχ. 4.9: Η δομή του ΑΗΣ Voitsberg

Πηγή: www.babcock-borsig-service.de

Τα 10 επιπλέον θερμικά MW που χρειαζόταν η πόλη από μια εφαρμογή τηλεθέρμανσης ανακτήθηκαν από ένα ΣΑΘ ανάντι της μονάδας αποθείωσης, όπως φαίνεται στα παραπάνω Σχήματα. Περισσότερα στοιχεία για τους Εναλλάκτες Θερμότητας μπορούν να βρεθούν στους επόμενους Πίνακες:

Thermal output	MW	10
Water heating at 10 MW		
primary cycle (waste heat)	°C	70 to 86
secondary cycle (district heat)	°C	65 to 81
Flue gas rate	m ³ /h, s.t.p. wet	705 000
Flue gas temperature		
inlet	°C	150
outlet	°C	114
SO ₂	mg/m ³ , s.t.p. dry	3000 – 6000
SO ₃	mg/m ³ , s.t.p. dry	5 – 10
Chloride content (HCl)	mg/m ³ , s.t.p. dry	40
Fluorine compounds (HF)	mg/m ³ , s.t.p. dry	20
Dust content	mg/m ³ , s.t.p. dry	<50

Σχ.4.10: Στοιχεία Σχεδιασμού

Πηγή: *Waste Heat Recovery in the Voitsberg 3 Steam Power Station, Tauschitz, 1997*

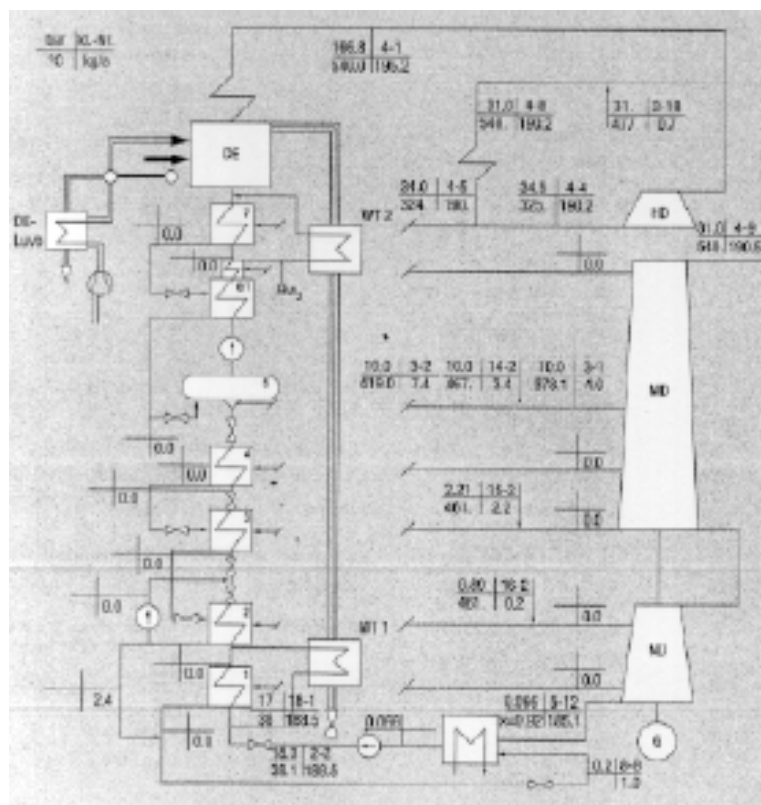
Material used		PFA St 37.2 PFA/PTFE
Tubes		
Casing		
Lining		
Number of tube bundles	Qty.	4
Heat transfer surface	m ²	2866
Water content	m ³	6.30
Heat exchanger casing		
length × depth × height	mm	2600 × 8300 × 10 025
Empty weight	kg	32 000
Full weight	kg	40 300

Σχ.4.11: Τεχνικά Στοιχεία

Πηγή: *Waste Heat Recovery in the Voitsberg 3 Steam Power Station, Tauschitz, 1997*

4.2.6 ΑΗΣ Καρδιάς, Μονάδες III και IV

Μία προτεινόμενη λύση για να μειωθούν οι πολύ υψηλές θερμοκρασίες κατάντι του LUVO, ήταν η εγκατάσταση ενός Ψυκτηρα καυσαερίων στο δεύτερο πέρασμά τους τους (η εγκατάσταση ενός τέτοιου συστήματος στο πρώτο πέρασμα των καυσαερίων καθίσταται αδύνατη λόγω του περιορισμένου χώρου). Η ανακτώμενη Θερμότητα θα μπορούσε να μεταφερθεί είτε στα Χαμηλής είτε στα Υψηλής Πίεσης τμήματα Προθέρμανσης νερού/ατμού. Ακόμα, η απομάστευση ατμού από τους στροβίλους θα μπορούσε να μειωθεί. Το υποθετικό διάγραμμα παρατίθεται μαζί με τα τεχνικά χαρακτηριστικά μιας τέτοιας εφαρμογής.



Σχ. 4.12: Εναλλακτική τοποθέτηση των ΣΑΘ στον ΑΗΣ Καρδιάς
 Πηγή: Efficiency Improvement of Existing Lignite-Fired Power Plants

Bled Steam flow (kg/s) (20.4 kg/s nominal)	0	5	10	15
A ECO ₂ , (m ²)	3,692.42	2,639.74	1,699.33	787.81
H ECO ₂ , (m)	5.4	3.8	2.2	0.6
Δpe, (MW electric)	14.20	12.93	8.30	4.29
Δη, (%)	0.348	—	—	0.100
Supply water inlet (θ _w) in WT2	215.0	223.9	232.7	241.4
Flue gas outlet temperature, (°C) (downstr. LUV0)	X	X	169.2	182.7
Flue gas outlet temperature, (°C) (upstr. LUV0)	252.3	274	295	315

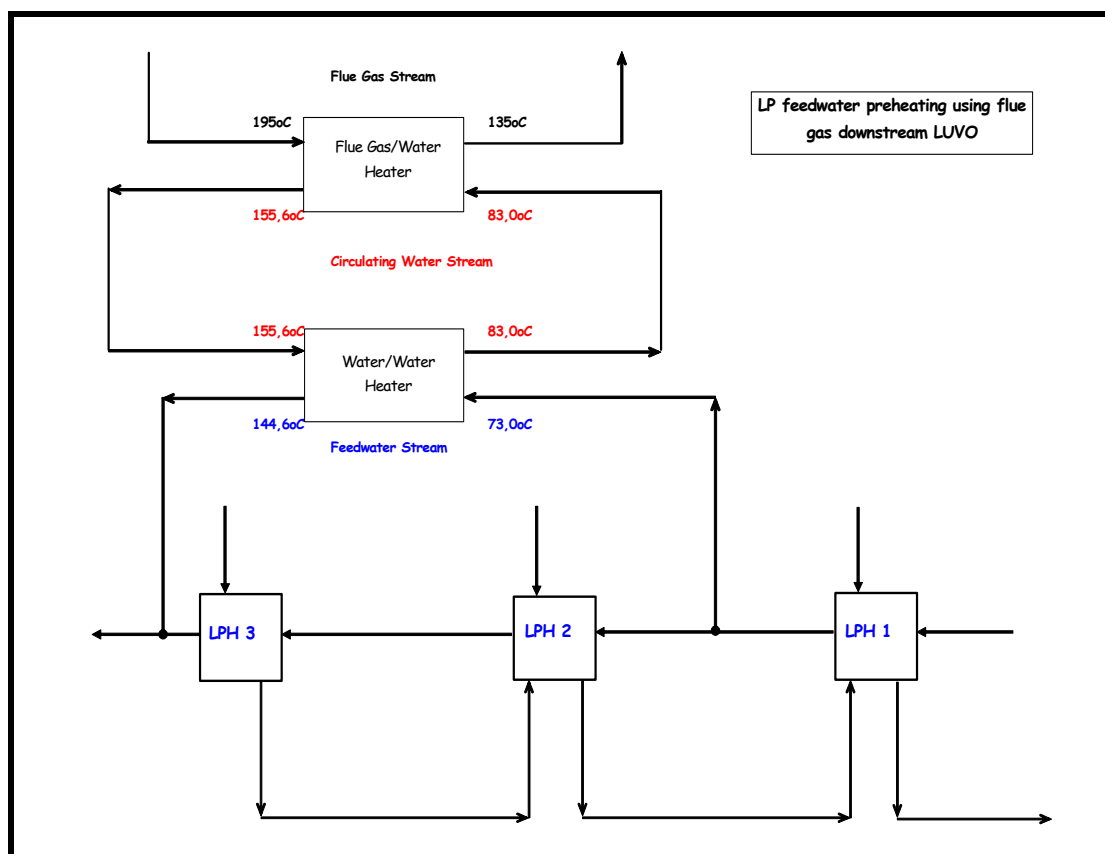
Σχ. 4.13: Πρόσθετος Εναλλάκτης Θερμότητας παράλληλα με τον Προθερμαντή Χαμηλής Πίεσης (WT2)
 Πηγή: Efficiency Improvement of Existing Lignite-Fired Power Plants

A ECO ₂ , (m ²)	1,050.62
H ECO ₂ , (m)	1.60
L ECO ₂ , (m)	55.53
D _a , (m)	38
Tubes arrangement	Normal
Δpe, (MW electric)	+ 1.1
Δη, (%)	+ 0.13
Flue gas outlet temperature, (°C) (downstream of LUVO)	169.9 (-28.6)

Σχ.4.14: Πρόσθετος Εναλλάκτης Θερμότητας παράλληλα με τον Προθερμαντή Χαμηλής Πίεσης (WT1)
Πηγή: *Efficiency Improvement of Existing Lignite-Fired Power Plants*

4.2.7 ΑΗΣ Καρδιάς, Μονάδες Ι και ΙΙ

Κατάντι του LUVO τα καυσαέρια μπορεί να εγκαταλείπουν την καπνοδόχο με θερμοκρασίες που φθάνουν μέχρι και τους 210°C. Η πρόταση που κατατέθηκε από την VGB προτείνει την ανάκτηση θερμικής Ενέργειας με στόχο την χρήση της για τηλεθέρμανση (καθώς η πόλη της Πτολεμαΐδας χρειάζεται ακόμη 60 MW_{th}) και την αύξηση του βαθμού απόδοσης. Το σενάριο προβλέπει την εγκατάσταση των ΣΑΘ ανάντι των Η/Φ όπου η επιθυμητή θερμοκρασία των καυσαερίων θα ήταν στους 135°C. Προτείνεται η χρήση αντιδιαβρωτικών υλικών για την εναλλαγή Θερμότητας. Για τον καθαρισμό των επιφανειών προτείνονται εκκαπνιστές.



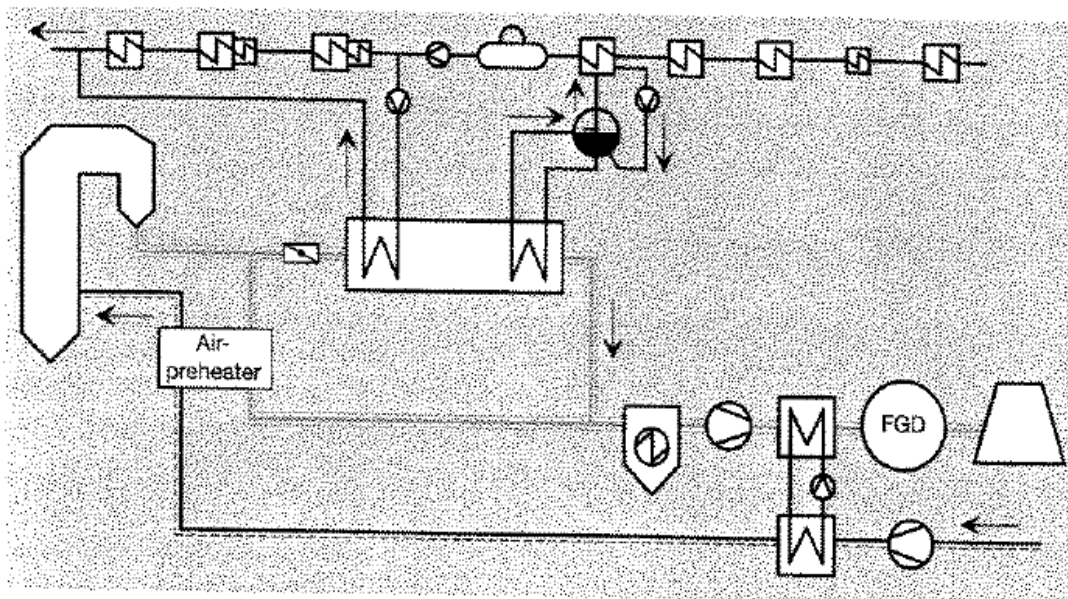
Σχ. 4.15: Προθέρμανση Τροφοδοτικού Χαμηλής Πίεσης με τη χρήση καυσαερίων κατάντι του LUVU
 Πηγή: Pre-engineering study of Complete Flue Gas Heat Recovery System for Heat Extraction for District Heating in Units I and II of Kardias SES, VGB, 2005

Το νερό Χαμηλής Πίεσης παρακάμπτει τους Προθερμαντήρες Χαμηλής Πίεσης LPH2 και LPH3. Το ποσό Θερμότητας που ανακτάται από τα ΣΑΘ είναι περιορισμένο λόγω του ότι το 10% τουλάχιστον της μάζας του τροφοδοτικού πρέπει να περάσει μέσα από τους Προθερμαντήρες νερού-ατμού με σκοπό να διατηρηθεί η ασφαλής τους λειτουργία. Ακόμα, η ελάχιστη θερμοκρασία κατάντι των ΣΑΘ είναι 135°C, λόγω της διάβρωσης. Η Θερμική Ισχύς που ανακτάται είναι 46.8MW_{th}. Η ανακτώμενη Θερμότητα μπορεί να αποφέρει αύξηση της παραγόμενης Ηλεκτρικής Ισχύος κατά 8MW_{el}.

4.2.8 ΑΗΣ Niederaussem, Μονάδα Κ

Η Μονάδα Κ είναι μια υπερσύγχρονη λιγνιτική Μονάδα που παράγει 1000 MW_{el} σε μία μόνο άτρακτο και λειτουργεί στο υψηλότερο επίπεδο υπερκρίσιμότητας (265/60 bar και 580/600°C), ενώ ο καθαρός βαθμός απόδοσης της Μονάδας ξεπερνά το 45%. Το ΣΑΘ της Μονάδας εκμεταλλεύεται τη Θερμική Ενέργεια των καυσαερίων για να

προθερμάνει το τροφοδοτικό νερό και τον αέρα καύσης. Στο επόμενο Σχήμα φαίνεται το Διάγραμμα της Μονάδας.



Σχ. 4.16: ΑΗΣ Niederaussem, Μονάδα K

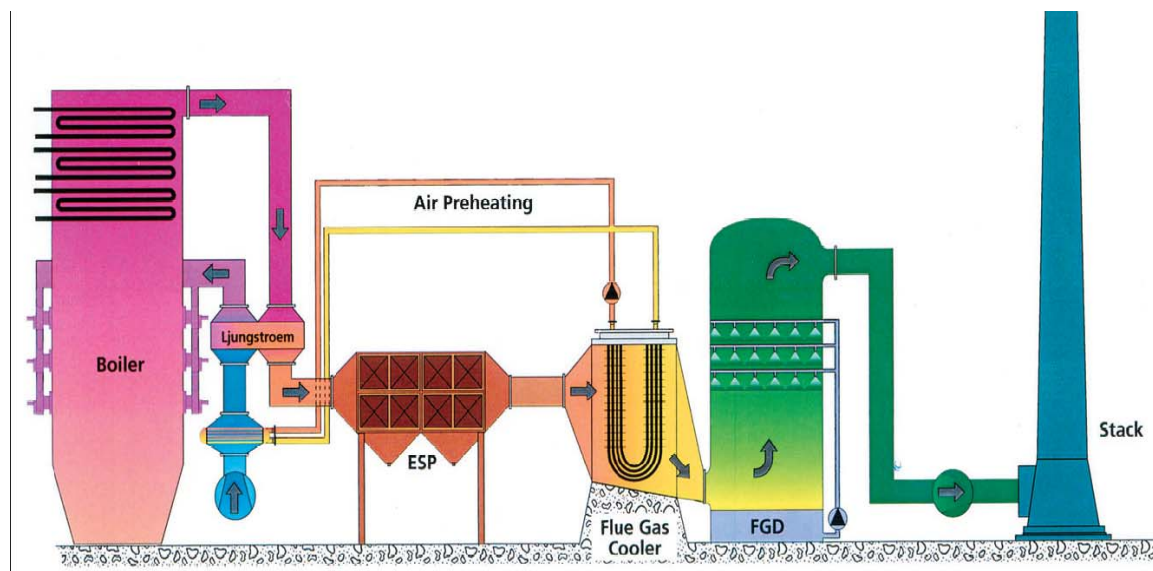
Πηγή: *Thermal and Fuel Engineering Concept of the Steam Generator for the BoA Unit Niederaussem K*

Ανάнти της μονάδας αποθείωσης βρίσκεται εγκατεστημένος ένας Ψυκτήρας καυσαερίων στον οποίο περίπου 80MW_{th} ανακτώνται από τη μείωση της θερμοκρασίας των καυσαερίων από τους 160°C στους 100°C . Οι Εναλλάκτες Θερμότητας είναι κατασκευασμένοι από PFA. Στη συνέχεια αυτό το ποσό Θερμικής Ισχύος χρησιμοποιείται για την προθέρμανση του αέρα καύσης. Αυτή η εφαρμογή διευκολύνει τη λειτουργία του LUVO και έτσι μπορεί πλέον μέρος (το ένα τρίτο) των καυσαερίων ανάнти του LUVO να τον παρακάμψει και να χρησιμοποιηθεί για την προθέρμανση του νερού Υψηλής και Χαμηλής Πίεσης.

4.2.9 ΑΗΣ Mehrum

Ο ΑΗΣ Mehrum εκμοντερνίστηκε και ένα ΣΑΘ εγκαταστάθηκε προ της μονάδας αποθείωσης. Υπήρχαν δυο ρεύματα καυσαερίων που οδηγούσαν σε δυο διαφορετικές μονάδες αποθείωσης. Ενώ το πρώτο ρεύμα οδηγούνταν απευθείας στη μονάδα υπό τη θερμοκρασία των 150°C , για το δεύτερο ρεύμα ένας αναγεννητής αερίου/αερίου χρησιμοποιούνταν για να μεταφέρει Θερμότητα από τα καυσαέρια προ της μονάδας αποθείωσης στα καθαρά καυσαέρια μετά τη μονάδα. Στη συνέχεια τα δυο αποθειωμένα ρεύματα αναμιγνύονταν και οδηγούνταν στην καπνοδόχο. Αυτή η

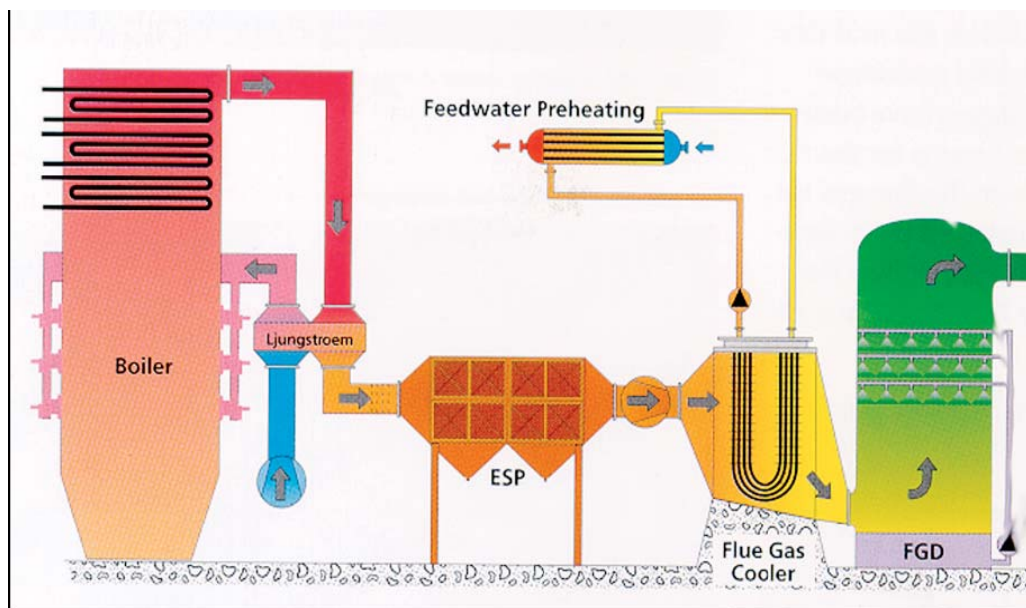
ανάμιξη σήμαινε την ύπαρξη μιας ανεκμετάλλευτης ποσότητας Θερμικής Ισχύος ύψους $30 \text{ MW}_{\text{th}}$ στο πρώτο ρεύμα. Κατόπιν των απαραίτητων μελετών για την επιλογή του σωστού συστήματος που θα μπορούσε να ικανοποιήσει τις απαιτήσεις, επιλέχθηκε ένα σύστημα προθέρμανσης του αέρα καύσης που ψύχει τα καυσαέρια κάτω του σημείου δρόσου:



Σχ. 4.17: Η δομή του ΑΗΣ Mehrum
Πηγή: www.babcock-borsig-service.de

4.2.10 ΑΗΣ Werndorf, Μονάδα ΙΙ

Η εν λόγω εκσυγχρονισμένη Μονάδα παράγει $165 \text{ MW}_{\text{el}}$ και καίει βαρύ πετρέλαιο. Το ΣΑΘ προθερμαίνει τον αέρα καύσης και το Συμπύκνωμα. Η Θερμική Ισχύς που παράγεται από τα καυσαέρια ανάντι της μονάδας αποθείωσης αποφέρει ψύξη των καυσαερίων κάτω του σημείο δρόσου. Η κατασκευάστρια εταιρία ήταν η Babcock και τα υλικά που χρησιμοποιήθηκαν για τα ΣΑΘ ήταν ίδια με αυτά των ΑΗΣ Lippendorf και Schwarze Pumpe.



Σχ. 4.18: ΑΗΣ Werndorf, Μονάδα ΙΙ
 Πηγή: www.babcock-borsig-service.de

4.2.11 ΑΗΣ Αγίου Δημητρίου, Μονάδες Ι και ΙΙ

Μελέτες για τις Μονάδες αυτές προϋποθέτουν την εφαρμογή ενός ΣΑΘ κατάντι του LUVO με σκοπό την προθέρμανση του Συμπυκνώματος χρησιμοποιώντας ένα έμμεσο σύστημα που αποτελείται από ένα κλειστό κύκλωμα νερού και δυο Εναλλάκτες Θερμότητας (έναν καυσαερίων/ψυκτικού νερού και έναν νερού κλειστού κυκλώματος/Συμπυκνώματος). Το Σύστημα αυτό σχεδιάζεται να δουλεύει παράλληλα με τους Προθερμαντήρες Χαμηλής Πίεσης 2 και 3. Η λειτουργία του θα μπορούσε να φέρει σαν αποτέλεσμα είτε επιπλέον ηλεκτρική παραγωγή (με τη μείωση της απομάστευσης ατμού από τους στροβίλους), είτε μείωση της κατανάλωσης καυσίμου για την παραγωγή ίδιου φορτίου. Οι θερμοκρασίες των καυσαερίων θα μπορούσαν να μειωθούν από τους 190°C στους 130°C θερμαίνοντας παράλληλα το ψυκτικό νερό του κλειστού κυκλώματος από τους 90° C στους 145° C. Η εκτιμώμενη Θερμική Ισχύς που θα μπορούσε να ανακτηθεί φθάνει τα 45MW_{th}.

ΜΕΡΟΣ ΙΙ

Θερμοδυναμικοί Υπολογισμοί

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Ο σκοπός αυτού του κεφαλαίου είναι να παρουσιάσει ένα μοντέλο βασικών Θερμοδυναμικών Υπολογισμών το οποίο δημιουργήθηκε με στόχο να παρέχει μια επισκόπηση της λειτουργίας ενός Συστήματος Ανάκτησης Θερμότητας από τα καυσαέρια ενός λιγνιτικού Σταθμού στην ανατολική Γερμανία. Οι υψηλές θερμοκρασίες των καυσαερίων κατάντι των Η/Φ μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να προθερμανθεί το συμπύκνωμα.

Για να επιτευχθεί κάτι τέτοιο, το Σύστημα χρησιμοποιεί δύο Εναλλάκτες Θερμότητας (έναν καυσαερίων/νερού και έναν νερού/νερού) καθώς και ένα ενδιάμεσο κλειστό κύκλωμα νερού.

Σκοπός των υπολογισμών είναι να:

- a) Μοντελοποιηθεί η **θερμοδυναμική συμπεριφορά** του Συστήματος. Για το λόγο αυτό πραγματικές από μέτρηση τιμές λήφθηκαν από το Σταθμό Παραγωγής και χρησιμοποιήθηκαν. Οι πρώτες τιμές που λήφθηκαν χρονολογούνται από τον Απρίλιο και Μάιο του 2000, όταν το Σύστημα εγκαταστάθηκε.
- b) Υπολογίσει τον **παράγοντα fouling** μετά από δεδομένο χρόνο λειτουργίας. Για το λόγο αυτόν, πιο πρόσφατες τιμές συγκρίθηκαν με αυτές κατά τη λειτουργία του 2000.

2. ΧΤΙΖΟΝΤΑΣ ΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ – ΒΑΣΙΚΗ ΘΕΩΡΙΑ

Η Θερμότητα που μεταφέρεται από ένα θερμό σε ένα ψυχρό ρευστό εντός ενός Εναλλάκτη Θερμότητας μπορεί να υπολογισθεί ως:

$$Q=U A \Delta T_{lm} \quad (\text{εξ.1})$$

Πιο συγκεκριμένα, για τη Θερμότητα που μεταφέρεται από τα καυσαέρια στο νερό του κλειστού κυκλώματος, η παραπάνω εξίσωση διαμορφώνεται ως εξής:

2.1 Ο Ψυκτήρας Καυσαερίων

Καθώς ο δανεισμένος όρος από την αγγλική βιβλιογραφία “cross counter flow” περιγράφει τον Ψύκτη των Καυσαερίων καλύτερα, χρησιμοποιούμε το ακόλουθο διάγραμμα με σκοπό να υπολογίσουμε το ΔT_{lm} :

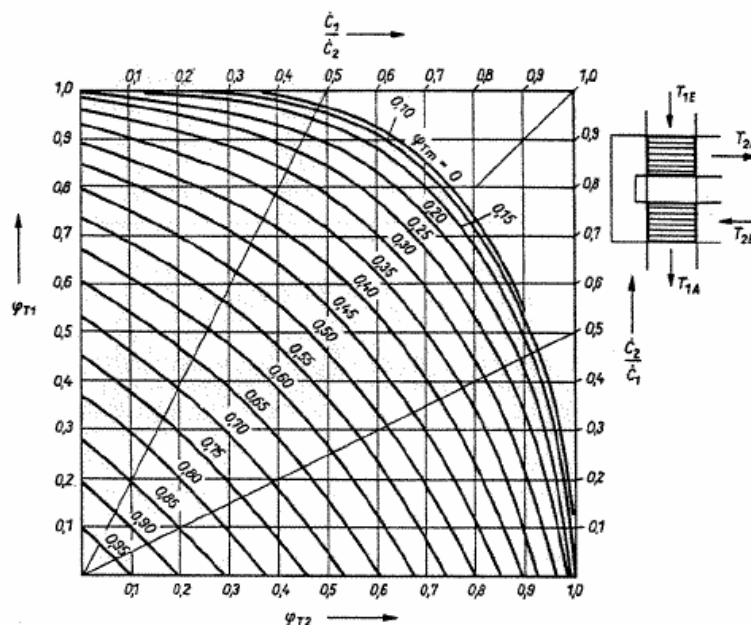


Bild 1.-30 Mittlere Temperaturdifferenz bei Kreuzgegenstrom. Medium 1 quervermischt. Medium 2 in beiden Apparaten nicht vermischt, jedoch zwischen ihnen

Σχ.1: Διάγραμμα cross counter flow
 Πηγή: Verfahrenstechnische Berechnungsmethoden, 1987

Ο όρος ΔT_{lm} πρέπει να υπολογίζεται κάνοντας χρήση ενός διορθωτικού συντελεστή “ Θ ” ο οποίος μπορεί να βρεθεί χρησιμοποιώντας τις (εξ.2a), (εξ.2b) και το παραπάνω διάγραμμα, όπως προτείνεται και στο βιβλίο “Verfahrenstechnische Berechnungsmethoden”:

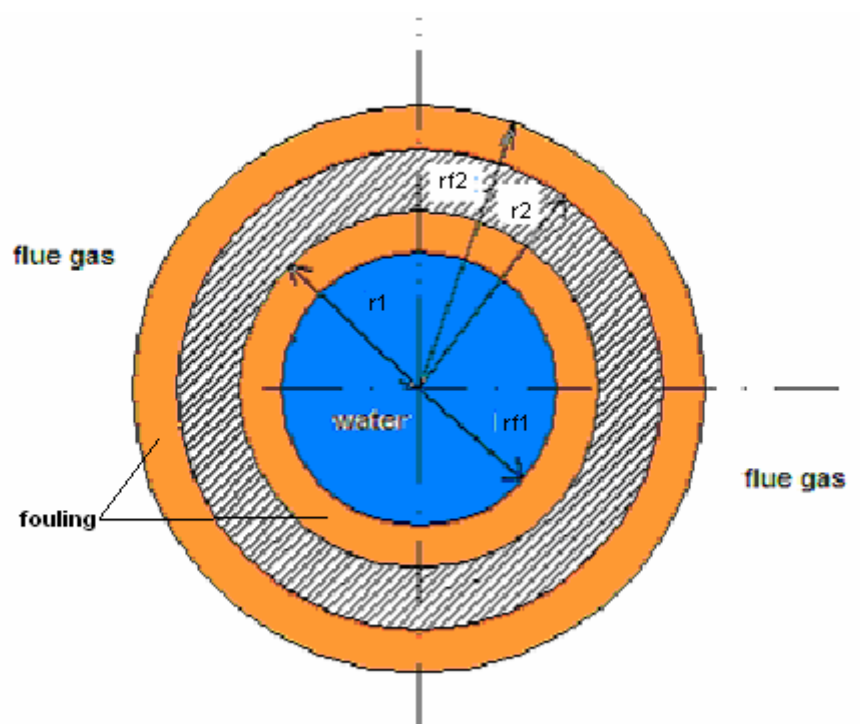
$$\Phi_{T,1} = \frac{T_{gin} - T_{gout}}{T_{gin} - T_{win}} \quad (\text{εξ.2a})$$

$$\Phi_{T,2} = \frac{T_{wout} - T_{win}}{T_{gin} - T_{win}} \quad (\text{εξ.2b})$$

$$\text{Έτσι, } \Delta T_{lm} = \Theta (T_{gin} - T_{win}). \quad (\text{εξ.3})$$

Οι υπολογισμοί δίδονται στις επόμενες σελίδες.

U είναι η ειδική θερμική διαπερατότητα. Προκειμένου να υπολογίσουμε το U , θα πρέπει να λάβουμε υπόψιν μας όλα τα μέσα μέσω των οποίων το ρεύμα Θερμότητας πρέπει να περάσει (Σχ.2). Οι επιφάνειες των Εναλλακτών Θερμότητας προσβάλλονται από τα καυσαέρια, προκαλώντας διάβρωση και επικαθίσεις στην εξωτερική επιφάνεια των σωλήνων (όπως παρουσιάζεται και στο κεφάλαιο “Προβλήματα κατά τη χρήση των ΣΑΘ”).



Σχ. 2

Για το λόγο αυτόν, οι επικαθίσεις πάνω στις επιφάνειες εναλλαγής Θερμότητας λαμβάνεται υπόψιν κατά το σχεδιασμό των Εναλλακτών, εισάγοντας τις αντιστάσεις του παράγοντα fouling στον υπολογισμό του συντελεστή U . Η επιρροή του παράγοντα fouling είναι πολύ πιο έντονη στο εξωτερικό τοίχωμα (πλευρά όπου τα καυσαέρια έρχονται σε επαφή με με τους σωλήνες) από ότι στο εσωτερικό τοίχωμα του σωλήνα. Αυτά τα στρώματα των επικαθίσεων βρίσκονται στην εσωτερική και εξωτερική επιφάνεια του σωλήνα, όπως φαίνεται παραπάνω στο Σχήμα 2. Ο συντελεστής U υπολογίζεται ως:

$$U = \frac{1}{\frac{d_{f2}}{d_{f1} \cdot h_w} + \frac{d_{f2}}{2 \cdot k_{f1}} \ln \frac{d_1}{d_{f1}} + \frac{d_{f2}}{2 \cdot k} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_{f2}}{2 \cdot k_{f2}} \ln \frac{d_{f2}}{d_2} + \frac{1}{h_g}} \quad (\text{εξ.4})$$

Στην παραπάνω εξίσωση, οι h_w και h_g είναι οι *συντελεστές ειδικής συναγωγιμότητας* του νερού και των καυσαερίων αντίστοιχα, ενώ οι k , k_{f1} και k_{f2} είναι οι *συντελεστές θερμικής αγωγιμότητας* του τοιχώματος, του εσωτερικού και εξωτερικού στρώματος των επικαθίσεων αντίστοιχα. Οι ακτίνες από το κέντρο του σωλήνα φαίνονται στο Σχήμα 2.

Με A_{f2} συμβολίζεται η *συνολική εξωτερική επιφάνεια των σωλήνων*. N_p είναι ο αριθμός των σωλήνων που βρίσκονται κάθετα στη ροή των καυσαερίων και N_l ο αριθμός των σωλήνων παράλληλα στη ροή. Με L συμβολίζεται το μισό του συνολικού μήκους ενός σωλήνα, όπως περιγράφεται και στην παράγραφο 9.

$$A_{f2} = \pi d_{f2} L N_p N_l \quad (\text{εξ.5})$$

Για έναν Εναλλάκτη Θερμότητας που μεταφέρει Θερμότητα από τα καυσαέρια στο νερό που ρέει εντός σωλήνων, γνωρίζουμε ακόμη δύο εξισώσεις που μας δίνουν το ποσό Θερμότητας που μεταφέρεται:

$$Q_g = \dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot \Delta T_g = \dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot (T_{g,in} - T_{g,out}), \quad (\text{εξ.6})$$

Για το ποσό Θερμότητας που χάνεται από τα καυσαέρια

$$Q_w = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} \cdot \Delta T_w = \dot{m}_w \cdot c_{p_w} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (\text{εξ.7})$$

για το ποσό Θερμότητας που δίδεται στο νερό του κλειστού κυκλώματος.

Καθώς οι τρεις εξισώσεις που περιγράφουν το Q πρέπει να είναι ίσες, μπορούμε να υπολογίσουμε τις $T_{g,out}$, $T_{w,out}$ και Q , θεωρώντας τις \dot{m}_g , \dot{m}_w , $T_{g,in}$, $T_{w,in}$ και U (λαμβάνοντας και τον παράγοντα των επικαθίσεων-fouling factor υπόψιν) σαν δοσμένες παραμέτρους.

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις 6 και 7, καταλήγουμε στην εξ. 8:

$$\frac{\dot{m}_w \cdot c_{p_w}}{\dot{m}_g \cdot c_{p_g}} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) = T_{g,in} - T_{g,out} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow T_{g,out} = T_{g,in} - \frac{\dot{m}_w \cdot c_{p_w}}{\dot{m}_g \cdot c_{p_g}} \cdot (T_{w,out} - T_{w,in}) \quad (\text{Εξ.8})$$

Η διαδικασία υπολογισμού της $T_{g,out}$ είναι η εξής:

- Ξεκινούμε υποθέτοντας μια τιμή για την $T_{w,out}$.
- Χρησιμοποιώντας την (Εξ.8), υπολογίζουμε την $T_{g,out}$
- Ελέγχουμε εάν ισχύει $Q_g=Q$. Εάν δεν ισχύει, επαναλαμβάνουμε τα πρώτα δυο βήματα, δοκιμάζοντας μια νέα και θερμότερη $T_{w,out}$.
- Ο υπολογισμός σταματά όταν βρεθεί μια λύση για την οποία: $Q=Q_g$.

2.2 Ο Προθερμαντήρας του Συμπυκνώματος

Ο Προθερμαντήρας του Συμπυκνώματος είναι Εναλλάκτης Θερμότητας **αντιρροής**,
 οπότε η εξ.1 τώρα διαμορφώνεται ως εξής:

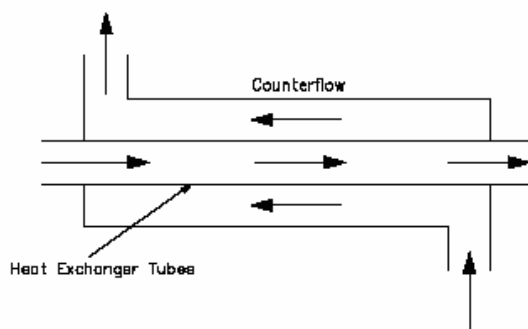
$$\Delta T_{\ln 2} = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln \frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}} \quad (\text{εξ.9})$$

Όταν δυο ρεύματα κινούνται σε αντιρροή:

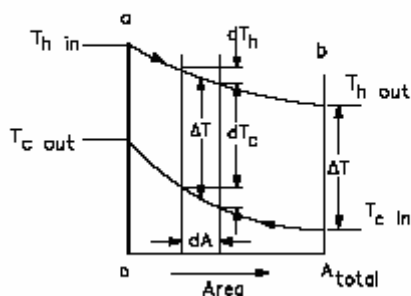
$$\Delta T_{out} = T_{g2} - T_{w1} \quad (\text{εξ.10a})$$

$$\Delta T_{in} = T_{g1} - T_{w2} \quad (\text{εξ.10b})$$

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα που ακολουθεί:

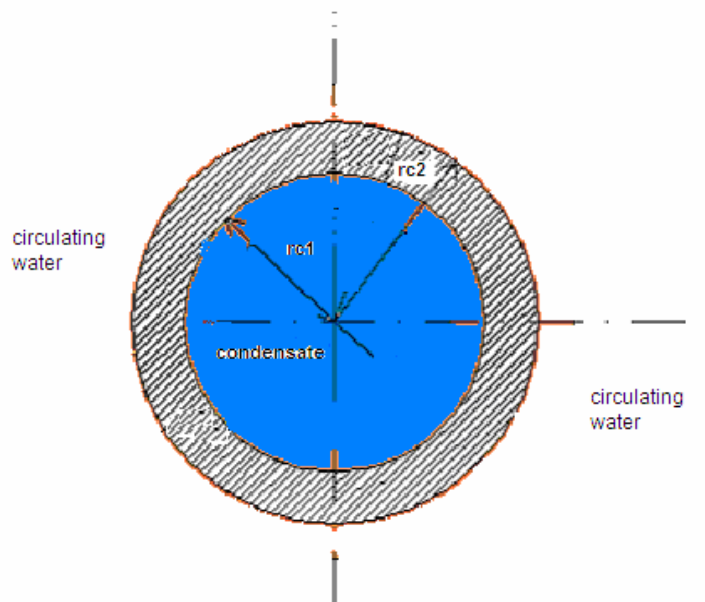


Σχ.3: Αντιρροή
 Πηγή: www.engineersedge.com



Σχ.4: Προφίλ Θερμοκρασίας Εναλλάκτη Θερμότητας σε Αντιρροή
 Πηγή: www.engineersedge.com

U_2 είναι η ειδική θερμική διαπερατότητα του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος. Ο παράγοντας fouling είναι μια αμελητέα παράμετρος στο συγκεκριμένο τύπο Εναλλάκτη. Για αυτόν το λόγο, στρώματα των επικαθίσεων δεν λαμβάνονται υπόψιν.



Σχ.5

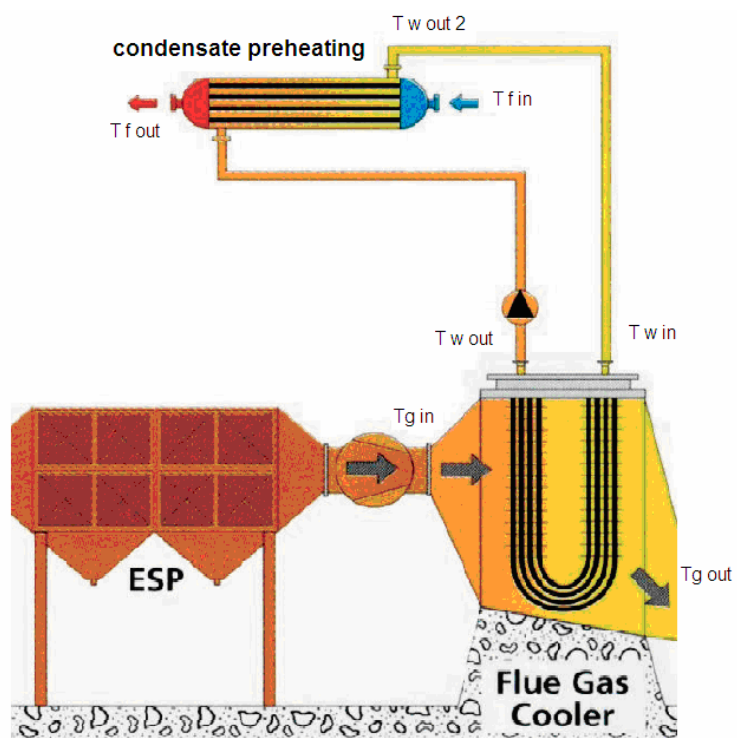
$$U_2 = \frac{1}{\frac{d_{c2}}{d_{c1} \cdot h_f} + \frac{d_{c2}}{2 \cdot k_c} \ln \frac{d_{c2}}{d_{c1}} + \frac{1}{h_w}} \quad (\text{εξ.11})$$

$$A_2 = \pi d_{c2} L_t N_{nt} \quad (\text{εξ.12})$$

Ακολουθώντας ακριβώς την ίδια διαδικασία και για αυτόν τον Εναλλάκτη, καταλήγουμε στην αντίστοιχη σχέση με την εξ.8:

$$T_{w,out2} = T_{w,out} - \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_w} \cdot (T_{f,out} - T_{f,in}) \quad (\text{εξ.13})$$

Το επόμενο Σχήμα απεικονίζει όλες τις θερμοκρασίες που αναφέρονται παραπάνω. Στο Παράρτημα δίδεται Πίνακας που συγκεντρώνει όλες τις μεταβλητές που αναφέρονται στις σελίδες αυτής της Εργασίας, μαζί με το συμβολισμό τους, καθώς και το συμβολισμό που χρησιμοποιήθηκε στο Πρόγραμμα που δημιουργήθηκε σε γλώσσα Fortran.



Σχ. 6: Το Διάγραμμα της εγκατάστασης

3.ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΠΟΥ ΧΡΗΣΙΜΟΠΟΙΟΥΝΤΑΙ ΓΙΑ ΤΙΣ ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ

3.1 Ο Ψυκτήρας Καυσαερίων

Όπως φαίνεται και στο Σχ.2, οι εξισώσεις που μας δίνουν τις διαμέτρους d_{f1} και d_{f2} είναι:

$$d_{f1} = d_1 - 2 t_{f1} \quad (\text{εξ.14a})$$

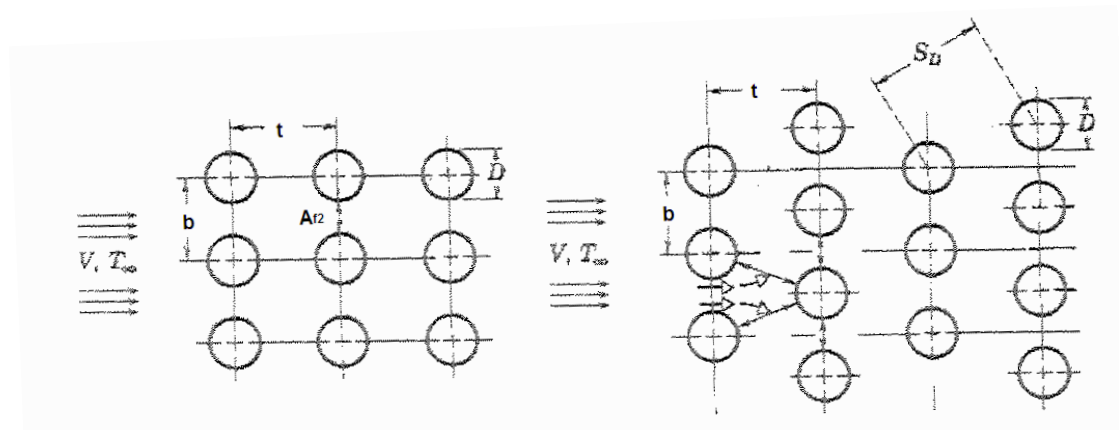
και

$$d_{f2} = d_2 + 2 t_{f2} \quad (\text{εξ.14b})$$

Για να χρησιμοποιηθούν οι h_w και h_g στις εξισώσεις 4 και 11, χρειάζεται πρώτα να υπολοισθούν οι τιμές τους. Οι εξισώσεις για τον υπολογισμό του h_g λήφθηκαν από το βιβλίο “ΑΤΜΟΠΑΡΑΓΩΓΟΙ Ι” του Καθηγητή Δρ. Παπαγεωργίου και είναι οι ακόλουθες:

Υπολογισμός του h_g

Η ροή των καυσαερίων είναι κάθετη στους σωλήνες, όπως απεικονίζεται στο Σχ.7. Καθώς οι σωλήνες έχουν τη δομή του Fig.7a, όπου η απόσταση μεταξύ των σωλήνων παράλληλα και κάθετα στη ροή είναι η ίδια, η εξίσωση υπολογισμού του h_g , έχει ως εξής:



Σχ.7: a) Παράλληλοι και b) Μετατοπισμένοι σωλήνες σε δέσμη
Πηγή: «Μετάδοση Θερμότητας», Kakatsios 2002

$$h_g = \frac{Nu_g \cdot k_g}{L^*} \quad (\text{εξ.15}),$$

όπου L^* είναι το ειδικό μήκος του σωλήνα:

$$L^* = \frac{\pi}{2} d_{f2} \quad (\text{εξ.16})$$

Ο αριθμός Nusselt δίδεται ως:

$$Nu_g = Nu_g^* \cdot f_e^* \quad (\text{εξ.17})$$

Ο συμβολισμός Nu_g^* αναφέρεται στην τιμή του Nusselt, υπολογισμένη για έναν σωλήνα:

$$Nu_g^* = (1.95 + 0.178 \cdot Re_g^{*0.4} \cdot Pr_g^{0.116})^2 \cdot Pr_g^{0.19} \quad (\text{εξ.18})$$

Οι Re_g^* και Nu_g παραπάνω χρησιμοποιούν το υπολογισμένο L^* .

Αυτή η εξίσωση μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο εάν:

$$10^2 < Re^* Pr^{0.29} < 10^7, \text{ όπου:}$$

$$Re_g^* = \frac{v_g \cdot \rho_g}{\eta_g} \cdot L^* \quad (\text{εξ.19})$$

και

$$Pr_g = \frac{\eta_g \cdot c_{pg}}{k_g} \quad (\text{εξ.20})$$

Προκειμένου να υπολογισθεί η v_g :

$$v_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g \cdot \Psi \cdot A_c} \quad (\text{εξ.21})$$

χρησιμοποιούμε τον συντελεστή “Ψ”, ο οποίος δίνεται σαν:

$$\Psi = 1 - \frac{\pi \cdot d_{f2}^2}{4 \cdot b \cdot t} \quad (\text{εξ. 22})$$

Το σύμβολο A_c παριστάνει την επιφάνεια του καναλιού των καυσαερίων, οπότε:

$$A_c = W_c L_c \quad (\text{εξ.23})$$

όπου W_e είναι το πλάτος και L_c το μήκος του καναλιού.

Ο όρος f_e^* δίδεται σαν:

$$f_e^* = 1 + \left(1.9 - \frac{1.8 \cdot df_2}{t} \right) \cdot \frac{1}{f_1 - 0.4} \quad (\text{εξ.24})$$

και

$$f_1 = \frac{4 \cdot \Psi \cdot b}{\pi \cdot d_{f2}} \quad (\text{εξ.25})$$

Σημείωση:

- Στα παραπάνω, οι αποστάσεις b και t χρησιμοποιούνται σε αδιάστατη μορφή, καθώς διαιρούνται με το d_{f2} .
- Οι εξισώσεις ισχύουν μόνον όταν:

$$f_e^* \leq 2 + f_1 \quad \text{και} \quad \frac{t}{d_{f2}} \leq 6$$

Η πυκνότητα ροής μάζας Φ υπολογίζεται ως:

$$\Phi = \frac{\dot{m}}{A} = v \cdot \rho \quad (\text{εξ.26})$$

όπου:

$$\Phi_\psi = \frac{\Phi}{\Psi} \quad (\text{εξ.27})$$

Υπολογισμός του h_w

Για τον υπολογισμό του h_w , χρησιμοποιήθηκαν εξισώσεις από το βιβλίο του Walter Wagner, "Wärmeübertragung":

$$h_w = \frac{Nu_w \cdot k_w}{d_{f1}} \quad (\text{εξ.28})$$

Για τον αριθμό Nu_w , χρησιμοποιούμε την ακόλουθη εξίσωση

$$Nu_w = \frac{\xi/8 \cdot Re_w \cdot Pr_w}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\xi/8} \cdot (Pr_w^{2/3} - 1)} \cdot f_6 \cdot f_2 \quad (\text{εξ.29})$$

όταν $10^4 < Re_w < 10^6$, $0.6 < Pr_w < 1000$ και $L > d_{f1}$.

Υπολογίζουμε τους Pr_w , Re_w , ξ ως:

$$Pr_w = \frac{\eta_w \cdot c_{p_w}}{k_w} \quad (\text{εξ.30}),$$

$$Re_w = \frac{v_w \cdot d_{f1} \cdot \rho_w}{\eta_w} \quad (\text{εξ.31})$$

και

$$\xi = (1.8 \cdot \log Re_w - 1.5)^{-2} \quad (\text{εξ.32}).$$

Ο όρος f_6 υπολογίζεται:

$$f_6 = 1 + \left(\frac{d_{f1}}{L}\right)^{2/3} \quad (\text{εξ.33})$$

και ο f_2 :

$$f_2 = \left(\frac{Pr_w}{Pr_{wall}}\right)^{0.11} \quad (\text{εξ.34})$$

Ο όρος f_2 ουσιαστικά υφίσταται λόγω της διαφοράς μεταξύ των τιμών που μπορεί να λάβει ο αριθμός Prandtl, όταν αυτός μετριέται στο κέντρο του σωλήνα ή κοντά στα τοιχώματα του σωλήνα. Δεδομένα τέτοιας λεπτομέρειας δεν λαμβάνονται υπόψη στην παρούσα Εργασία, και έτσι υποθέτουμε πως $Pr_w = Pr_{wall}$ και $f_2 = 1$.

3.2 Ο Προθερμαντήρας του Συμπυκνώματος

Ακολουθώντας παρόμοια διαδικασία μπορούμε να υπολογίσουμε τις ίδιες παραμέτρους για τον Εναλλάκτη νερού/νερού. Η διαφορά εδώ έγκειται στο ότι το θερμό ρευστό είναι το νερό του κλειστού κυκλώματος και το ψυχρό είναι το Συμπύκνωμα. Πρόκειται για αντιρροή, οπότε οι εξισώσεις είναι οι:

Υπολογισμός του h_f για το Συμπύκνωμα, που κυκλοφορεί εντός των σωλήνων:

$$h_f = \frac{Nu_f \cdot k_f}{d_{c1}} \quad (\text{εξ.35})$$

Για τον Nu_f , χρησιμοποιούμε την ακόλουθη σχέση:

$$Nu_f = \frac{\xi/8 \cdot Re_f \cdot Pr_f}{1 + 12.7 \cdot \sqrt{\xi/8} \cdot (Pr_f^{2/3} - 1)} \cdot f_6 \cdot f_2 \quad (\text{εξ.36})$$

την οποία μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε όταν: $4 < Re_f < 10^6$, $0.6 < Pr_f < 1000$ και $L_t > d_{c1}$.

Οι Pr_f , Re_f , ξ δίνονται ως:

$$Pr_f = \frac{\eta_f \cdot c_{p_f}}{k_f} \quad (\text{εξ.37}),$$

$$Re_f = \frac{v_f \cdot d_{c1} \cdot \rho_f}{\eta_f} \quad (\text{εξ.38})$$

και

$$\xi = (1.8 \cdot \log Re_f - 1.5)^{-2} \quad (\text{εξ.39}).$$

Ακόμη:

$$f_{6c} = 1 + \left(\frac{d_{c1}}{L_t}\right)^{2/3} \quad (\text{εξ.40})$$

και

$$f_{2c} = \left(\frac{Pr_f}{Pr_{wall}}\right)^{0.11} \quad (\text{εξ.41})$$

$$f_{2c} = 1.$$

Υπολογισμός του h_w για το νερό του κλειστού κυκλώματος που ρέει γύρω από τους σωλήνες και εντός του κελύφους:

Σύμφωνα με τις σχέσεις από το βιβλίο του Καθηγητή ΕΜΠ, Δρ. Παπαγεωργίου (1991), η τιμή του h_w δίδεται από τις παρακάτω εξισώσεις:

$$h_w = \frac{Nu_w \cdot k_w}{d_{shell}} \quad (\text{εξ.42}),$$

$$Nu_w = 0,037(Re_w^{0,75} - 180) \cdot Pr_w^{0,42} \cdot \left(1 + \frac{d_{shell}}{L_t}\right)^{\frac{2}{3}} \quad (\text{εξ.43})$$

και

$$Re_w = \frac{4 \cdot m_w}{\pi \cdot d_{shell} \cdot \eta_w \cdot Nns} \quad (\text{εξ.44})$$

Παρόλο που οι σχέσεις αυτές δεν χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό της παραμέτρου U_2 του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος, αλλά αντί αυτών προτιμήθηκε η διαδικασία αντίστροφου υπολογισμού (back calculation), εδώ οι σχέσεις αυτές αναφέρονται για λόγους πληρότητας.

4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΓΙΑ ΤΟ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ U ΤΗΣ ΕΙΔΙΚΗΣ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΔΙΑΠΕΡΑΤΟΤΗΤΑΣ ΛΙΓΝΙΤΙΚΗΣ ΜΟΝΑΔΑΣ ΣΤΗΝ ΑΝΑΤΟΛΙΚΗ ΓΕΡΜΑΝΙΑ (ΑΝΤΙΣΤΡΟΦΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ)

Είναι δυνατόν να δημιουργηθεί ένα μοντέλο για τη λειτουργία του Ψύκτη των Καυσαερίων, καθώς τιμές για 3 διαφορετικά φορτία (100%, 80% και 60%) λειτουργίας για τον ΑΗΣ είναι διαθέσιμα από το έτος 2000 και παρατίθενται στον επόμενο Πίνακα, καθώς και στα συνημμένα πρωτότυπα έγγραφα στο Παράρτημα.

	100%	80%	60%
T_{gin} (°C)	157.46	150.15	144.42
$T_{wout_2}=T_{win}$ (°C)	92.08	103.70	112.88
\dot{m}_g (kg/s)	1343.01	1121.53	830.71
\dot{m}_w (kg/s)	211.20	210.88	211.23
Q_{g-w} (MW)	38.47	27.14	16.63
$T_{w out}$ (°C)	134.86	132.47	129.94
$T_{g out}$ (°C)	131.59	129.40	129.03
T_{fin} (°C)	78.45	71.63	69.21
T_{fout} (°C)	132.24	133.52	130.69
\dot{m}_f (kg/s)	176.24	104.28	64.18

Πίνακας 1: Η λειτουργία του Συστήματος το 2000

Αυτές οι παράμετροι απεικονίζονται στο Σχ.6.

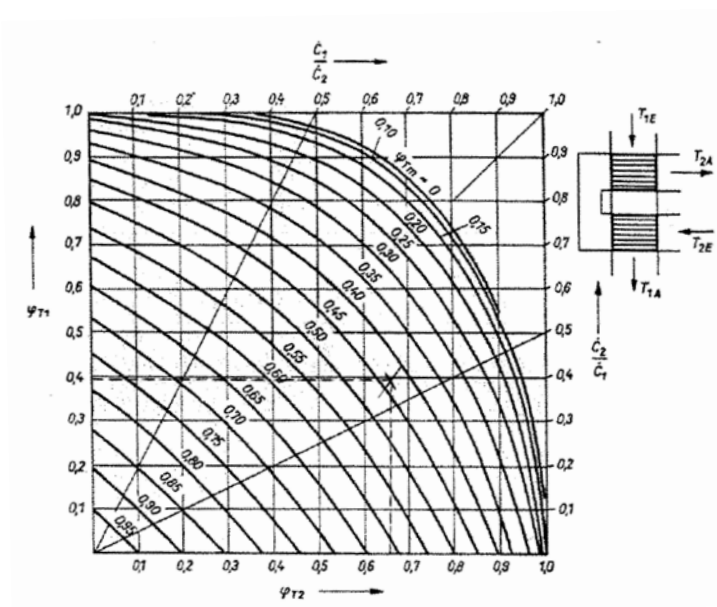
Χρησιμοποιώντας την εξ.1, με γνωστές τις παραμέτρους Q , A και ΔT_{lm} , μπορούμε να βρούμε την τιμή του U για κάθε μία από τις τρεις καταστάσεις φορτίου για το έτος 2000. Η απόδοση της Μονάδας αμέσως μετά την εγκατάσταση των ΣΑΘ ερμηνεύεται μέσα από αυτές τις τιμές. Η εξ.1 μπορεί να γραφεί τώρα ως εξής:

$$Q_g = A_{f2} U \Theta (T_{gin} - T_{win}) \quad (\text{εξ.45}) \rightarrow$$

$$U = \frac{Q_g}{A_{f2} \cdot \Theta \cdot (T_{g,in} - T_{w,in})} \quad (\text{εξ.46})$$

$$A_{f2} = \pi d_{f2} L_{tube} N_p N_l = 22309.55 \text{ m}^2$$

(όλα τα σύμβολα που αναφέρονται εδώ εξηγούνται στον Πίνακα Γεωμετρικών Δεδομένων στις επόμενες σελίδες, καθώς και στο Παράρτημα). Μπορούμε ακόμη να υπολογίσουμε τον συντελεστή Θ για κάθε φορτίο, κάνοντας χρήση του Σχ.1 και των εξισώσεων 2a και 2b:

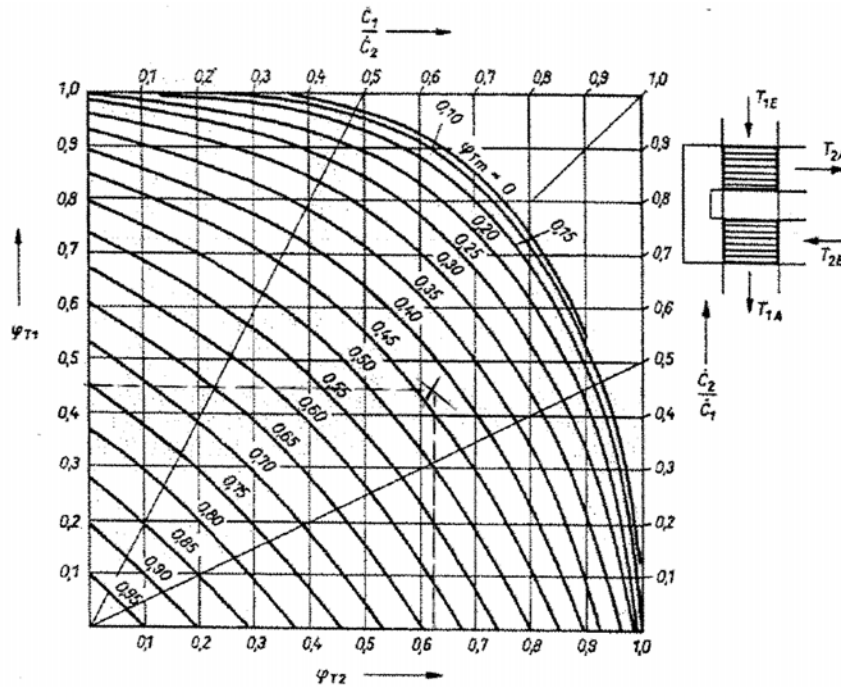


Σχ. 8a: Διάγραμμα για τον υπολογισμό του διορθωτικού συντελεστή Θ για φορτίο 100%

$$\Phi_{\tau,1} = 0.395$$

$$\Phi_{\tau,2} = 0.654$$

$$\rightarrow \Theta_{100\%} = 0.44$$

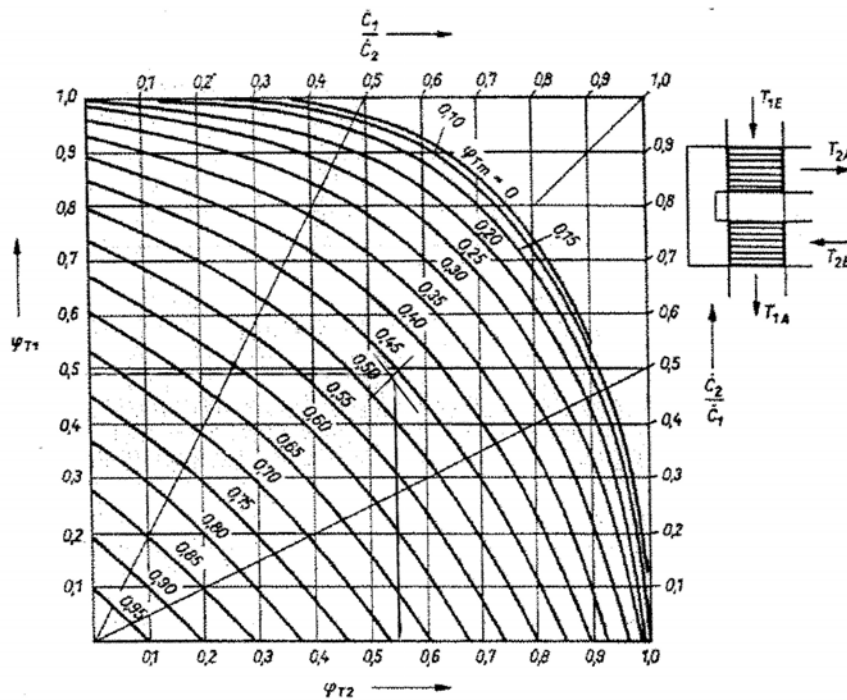


Σχ. 8b: Διάγραμμα για τον υπολογισμό του διορθωτικού συντελεστή Θ για φορτίο 80%

$$\Phi_{\tau,1}=0.4$$

$$\Phi_{\tau,2}=0.62$$

$$\rightarrow \Theta_{80\%}=0.44$$



Σχ. 8c: Διάγραμμα για τον υπολογισμό του διορθωτικού συντελεστή Θ για φορτίο 60%

$$\Phi_{\tau,1}=0.49$$

$$\Phi_{\tau,2}=0.54$$

$$\rightarrow \Theta_{60\%}=0.46$$

Η εξ. 46 μπορεί να γραφεί για τις τρεις καταστάσεις φορτίου:

$$U_{100\%} = \frac{38,470,000}{22309.55 \cdot 0.44 \cdot (157.46 - 92.08)} \text{ W/m}^2\text{K} \rightarrow$$

$$\mathbf{U_{100\%}=59.942 \text{ W/m}^2\text{K}}$$

$$U_{80\%} = \frac{27,140,000}{22309.55 \cdot 0.44 \cdot (150.15 - 103.70)} \text{ W/m}^2\text{K} \rightarrow$$

$$\mathbf{U_{80\%}=59.522 \text{ W/m}^2\text{K}}$$

$$U_{60\%} = \frac{16,630,000}{22309.55 \cdot 0.46 \cdot (144.42 - 112.88)} \text{ W/m}^2\text{K} \rightarrow$$

$$\mathbf{U_{60\%}=51.378 \text{ W/m}^2\text{K}}$$

Χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις 6 και 7, μπορούμε ακόμη να υπολογίσουμε τις τιμές των C_{p_g} και C_{p_w} :

$$c_{p_g} = \frac{Q_g}{\dot{m}_g \cdot (T_{g,in} - T_{g,out})} \quad (\text{εξ. 47}) \rightarrow$$

$$c_{p_{g-100\%}} = \frac{38,470,000}{1343.01 \cdot (157.46 - 131.59)} \text{ J/kgK} \rightarrow$$

$$c_{p_{g-100\%}} = 1107.25 \text{ J/kgK}$$

$$c_{p_{g-80\%}} = \frac{27,140,000}{1121.53 \cdot (150.15 - 129.40)} \rightarrow$$

$$c_{p_{g-80\%}} = 1166.22 \text{ J/kgK}$$

$$c_{p_{g-60\%}} = \frac{16,630,000}{830.71 \cdot (144.42 - 129.03)} \rightarrow$$

$$c_{p_{g-60\%}} = 1300.78 \text{ J/kgK}$$

$$c_{p_w} = \frac{Q_w}{\dot{m}_w \cdot (T_{w,out} - T_{w,in})} \quad (\text{εξ.48}) \rightarrow$$

$$c_{p_{w-100\%}} = \frac{38,470,000}{211.20 \cdot (134.86 - 92.08)} \text{ J/kgK} \rightarrow$$

$$c_{p_{w-100\%}} = 4257.82 \text{ J/kgK}$$

$$c_{p_{w-80\%}} = \frac{27,140,000}{210.88 \cdot (132.47 - 103.70)} \rightarrow$$

$$c_{p_{w-80\%}} = 4473.37 \text{ J/kgK}$$

$$c_{p_{w-60\%}} = \frac{16,630,000}{211.23 \cdot (129.94 - 112.88)} \rightarrow$$

$$c_{p_{w-60\%}} = 4614.85 \text{ J/kgK}$$

5. ΡΥΘΜΙΣΗ ΣΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΤΟΥ ΨΥΚΤΗΡΑ ΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ**5.1 Επεξήγηση της διαδικασίας**

Οι αναμενόμενες τιμές για το U έχουν ήδη υπολογισθεί και για τις τρεις καταστάσεις φορτίου. Για το λόγο αυτόν, μπορούμε να προχωρήσουμε στην **εισαγωγή των παραμέτρων που ορίζουν το U** . Δημιουργήθηκε ένας κώδικας σε γλώσσα προγραμματισμού Fortran που χρησιμοποιεί τις εξισώσεις που περιγράφονται στο κεφάλαιο 3.1. Τρέχοντας τον κώδικα με τις εξισώσεις αυτές, παρατηρήθηκε μια απόκλιση μεταξύ των υπολογισμένων και των μετρούμενων τιμών για το U . Ως εκ τούτου, ένας συντελεστής διόρθωσης “ζ” έπρεπε να εισαχθεί, ούτως ώστε να “ρυθμιστεί” η τιμή του U . Ο συντελεστής διόρθωσης “ζ” εισήχθη στο πρόγραμμα για κάθε κατάσταση φορτίου και έτσι το πρώτο μισό του προγράμματος “overall.f” εξομοιώνει τη λειτουργία του Ψύκτη των Καυσαερίων και στις τρεις καταστάσεις. Η τιμή του για κάθε ένα από τα φορτία είναι:

$$\zeta_{100\%} = 0.914168$$

$$\zeta_{80\%} = 0.94389$$

$$\zeta_{60\%} = 0.86787$$

Το εν λόγω πρόγραμμα είναι διαθέσιμο στο Παράρτημα.

5.2 Τα Αποτελέσματα

Τα αποτελέσματα του προγράμματος για τις παραμέτρους δίνονται στον Πίνακα που ακολουθεί:

	mg (kg/s)	mw (kg/s)	q (MWth)	T _{win} (oC)	T _{wout} (oC)	T _{gin} (oC)	T _{gout} (oC)
100%	1343.01	211.2	38.47	92.08	134.85	157.46	131.6
80%	1121.53	210.88	27.14	103.7	132.46	150.15	129.41
60%	830.71	211.23	16.63	112.88	129.93	144.42	129.04
	Prg	Reg	h _w (W/m ² K)	h _g (W/m ² K)	U (W/m ² K)	Af2 (m ²)	dtln (K)
100%	0.67	3522.31	2671.06	135.6	59.94	22309.55	28.77
80%	0.71	2941.43	2760.2	125.03	59.52	22309.55	20.44
60%	0.79	2178.7	2845.08	110.55	51.38	22309.55	14.51

Πίνακας 2: Πίνακας με τα αποτελέσματα του προγράμματος για τις διορθωμένες τιμές

6. ΥΠΟΛΟΓΙΜΟΙ ΓΙΑ ΤΟΝ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ U_2 ΤΗΣ ΕΙΔΙΚΗΣ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΔΙΑΠΕΡΑΤΟΤΗΤΑΣ (ΑΝΤΙΣΤΡΟΦΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ)

Είναι δυνατόν να δημιουργηθεί ένα μοντέλο για τη λειτουργία του Προθερμαντήρα του Συμπυκνώματος, καθώς τιμές για 3 διαφορετικά φορτία (100%, 80% και 60%) λειτουργίας για τον ΑΗΣ είναι διαθέσιμα από το έτος 2000 και παρατίθενται στον Πίνακα 1, καθώς και στα συνημμένα πρωτότυπα έγγραφα στο Παράρτημα.

Αυτές οι παράμετροι είναι διαθέσιμες στο Σχ.6.

Με τη χρήση της εξ.1 και με γνωστά τα Q , A_2 και ΔT_{ln2} , μπορούμε να βρούμε την τιμή του U_2 για κάθε μία από τις τρεις καταστάσεις φορτίου, για το έτος 2000.

Η εξ.1 τώρα μπορεί να γραφτεί:

$$Q_2 = A_2 U_2 \Delta T_{ln2} \quad (\text{εξ.49}) \rightarrow$$

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_2 \cdot \Delta T_{ln2}} \quad (\text{εξ.50})$$

Μπορούμε να υποθέσουμε πως $Q_2 = Q_g$, αφού το ποσό της μεταφερόμενης Θερμότητας στο Συμπύκνωμα ισούται με το ποσό Θερμότητας που μεταφέρεται από τα καυσαέρια στο νερό του κλειστού κυκλώματος. Μπορούμε να υπολογίσουμε την επιφάνεια A_2 των σωλήνων του Εναλλάκτη Θερμότητας νερού/νερού.

Ο όρος ΔT_{ln2} υπολογίζεται εύκολα με τις (εξ.9), (εξ.10a) και (εξ.10b).

Ο αριθμός των σωλήνων αντιστοιχεί σε 3880 ανά κέλυφος. Συνολικά 15 520 σωλήνες χρησιμοποιούνται. Εφόσον το μήκος κάθε σωλήνα είναι 11500 mm και η εξωτερική διάμετρος κάθε σωλήνα είναι 16mm, η συνολική επιφάνεια θα ισούται με:

$$A_2 = (0.016 \times \pi \times 11.5 \times 15520) \text{ m}^2 \rightarrow$$

$$A_2 = 8971.38 \text{ m}^2$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_{in} - \Delta T_{out}}{\ln \frac{\Delta T_{in}}{\Delta T_{out}}} \rightarrow$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{w,out} - T_{f,out}) - (T_{w,out2} - T_{f,in})}{\ln \frac{T_{w,out} - T_{f,out}}{T_{w,out2} - T_{f,in}}} \rightarrow$$

$$\Delta T_{lm-100\%} = \frac{(134.86 - 132.24) - (92.08 - 78.45)}{\ln \frac{134.86 - 132.24}{92.08 - 78.45}} \rightarrow$$

$$\Delta T_{lm-100\%} = 6.6763K$$

$$\Delta T_{lm-80\%} = \frac{(132.47 - 133.52) - (103.70 - 71.63)}{\ln \frac{132.47 - 133.52}{103.70 - 71.63}} \rightarrow$$

$$\Delta T_{lm-80\%} = 9.6867K$$

$$\Delta T_{lm-60\%} = \frac{(129.94 - 130.69) - (112.88 - 69.21)}{\ln \frac{129.94 - 130.69}{112.88 - 69.21}} \rightarrow$$

$$\Delta T_{lm-60\%} = 10.9293K$$

Έτσι, αφού η τιμή του U_2 δίνεται ως:

$$U_2 = \frac{Q_2}{A_2 \cdot \Delta T_{ln2}}$$

$$U_{2-100\%} = \frac{38,470,000}{8,971.38 \cdot 6.6763}$$

$$\rightarrow U_{2-100\%} = 642.28 \text{ W/m}^2\text{K}$$

και

$$U_{2-80\%} = \frac{27,140,000}{8,971.38 \cdot 9.6867}$$

$$\rightarrow U_{2-80\%} = 312.30 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$U_{2-60\%} = \frac{16,630,000}{8,971.38 \cdot 10.9293}$$

$$\rightarrow U_{2-60\%} = 169.60 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Καθίσταται δυνατός ο υπολογισμός του c_p και για το νερό κλειστού κυκλώματος και για το Συμπύκνωμα. Σύμφωνα με την εξίσωση 7:

$$c_{pw} = \frac{Q_2}{\dot{m}_w \cdot \Delta T} \quad (\text{εξ. 51}) \quad (\text{για το νερό του κλειστού κυκλώματος})$$

$$c_{pf} = \frac{Q_2}{\dot{m}_f \cdot \Delta T} \quad (\text{εξ. 52}) \quad (\text{για το Συμπύκνωμα})$$

	100%	80%	60%
$c_{pw} \text{ (J/kgK)}$	4,261.86	4,473.36	4,614.85
$c_{pf} \text{ (J/kgK)}$	4,058.04	4,205.22	4,214.62

Πίνακας 3: Τιμές για το c_p σύμφωνα με τις μετρήσεις

7. ΡΥΘΜΙΣΗ ΣΤΟ ΜΟΝΤΕΛΟ ΤΟΥ ΨΥΚΤΗΡΑ ΤΩΝ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ / ΠΡΟΘΕΡΜΑΝΤΗΡΑ ΣΥΜΠΥΚΝΩΜΑΤΟΣ**7.1 Επεξήγηση της διαδικασίας**

Χρησιμοποιώντας τα παραπάνω, μπορούμε τώρα να τρέξουμε το πρόγραμμα και να εξομοιώσουμε την καθολική λειτουργία του ΣΑΘ. Ρύθμιση των παραμέτρων που συντελούν στην τιμή για το U_2 δεν ήταν αναγκαία, καθώς η συγκεκριμένη Εργασία εστιάζει κυρίως στη λειτουργία του Ψύκτη των Καυσαερίων. Οι υπολογισμένες τιμές για το U_2 εισήχθησαν απευθείας στο πρόγραμμα. Το πρόγραμμα “overall.f” για την καθολική λειτουργία του ΣΑΘ παρατίθεται στο Παράρτημα.

7.2 Τα Αποτελέσματα

Όπως ήταν αναμενόμενο, μετά το τρέξιμο του προγράμματος, τα αποτελέσματα ήταν ίδια με αυτά του Πίνακα 1, όπου και περιγράφεται η λειτουργία του συστήματος.

8. ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΤΟ ΧΡΟΝΟ**8.1 Επεξήγηση της διαδικασίας**

Γίνεται προσπάθεια να εκτιμηθεί η επίδραση του φαινομένου “fouling” στο Σύστημα, συγκρίνοντας την αρχική λειτουργία κατά το έτος 2000 με αυτήν των επόμενων χρόνων. Πιο συγκεκριμένα, συγκρίνουμε τη λειτουργία του ΣΑΘ για:

το 100% του φορτίου μεταξύ 03.04.00 και 23.12.2003, 05.01.2005, 14.10.2005

το 80% του φορτίου μεταξύ 14.04.00 και 26.12.2003, 03.01.2005, 09.10.2005

το 60% του φορτίου μεταξύ 17.05.00 και 25.12.2003, 02.01.2005, 12.10.2005

Ο Πίνακας 4 συνοψίζει όλες τις τιμές που λήφθηκαν από τη Μονάδα. Ακόμα, ο διορθωτικός συντελεστής Θ χρησιμοποιείται για να υπολογισθεί ο U καθώς η τιμή του Q μπορεί να βρεθεί από την εξίσωση 7. Μπορούμε τώρα να τρέξουμε τον υπολογιστικό κώδικα με σκοπό να βρούμε το υποτιθέμενο πάχος των επικαθίσεων.

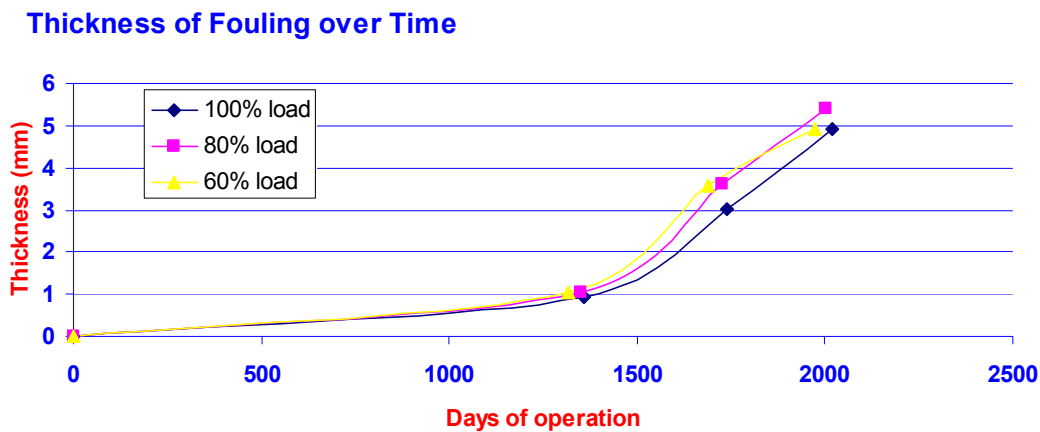
8.2 Τα Αποτελέσματα

Ο Πίνακας 4 παρουσιάζει τις μετρούμενες τιμές καθώς και τις παραμέτρους που είναι κρίσιμες κατά τη λειτουργία του Συστήματος. Η σημασία τους συζητιέται στις επόμενες σελίδες:

Measured point	DIM.	100%-DE-Last				80%-DE-Last				60%-DE-Last			
		03.04.00	23.12.03	05.01.05	14.10.05	14.04.00	26.12.03	03.01.05	09.10.05	17.05.00	25.12.03	02.01.05	12.10.05
P	MW _{el}	910.77	917.40	904.80	905.50	722.10	724.80	731.30	761.90	571.93	583.60	589.00	582.70
Sollwert DE	%	97.90	98.60	97.30	97.40	77.60	77.90	78.60	81.90	61.50	62.70	63.30	62.60
Tg out	°C	131.59	137.40	145.90	158.60	129.40	133.20	139.90	151.20	129.03	131.20	135.30	148.20
Tg in	°C	157.46	161.60	167.00	168.45	150.15	158.70	163.20	163.85	144.42	155.75	159.80	158.95
m _g (1)+(2)	kg/s	1343.01	1113.30	1131.00	1158.70	1121.50	926.60	950.70	1013.90	830.71	785.20	805.80	931.50
Tw in=Tw out2	kg/s	92.08	83.40	80.40	83.50	103.70	91.80	82.80	81.50	112.88	99.00	86.50	90.00
Tw out	°C	134.86	125.10	108.20	104.40	132.50	124.40	106.60	101.60	129.94	124.30	106.90	106.60
m _w	kg/s	211.20	219.40	240.40	246.50	210.90	217.80	226.80	233.00	211.23	217.00	220.80	232.00
T f in	°C	78.45	77.00	76.90	77.90	71.60	71.20	71.50	73.90	69.21	67.20	67.60	63.90
T f out	°C	132.24	115.10	100.10	101.50	133.50	119.30	101.00	98.30	130.69	121.70	103.80	103.60
m _f	kg/s	176.24	225.20	266.70	220.00	104.30	147.10	193.50	209.10	64.18	97.80	124.20	167.90
Q -1+2	MW _{th}	38.47	40.69	29.72	22.91	27.14	31.57	24.00	20.83	16.63	24.41	20.03	17.13
θ		0.44	0.60	0.72	0.82	0.44	0.57	0.70	0.80	0.46	0.57	0.70	0.80
U	W/M2k	59.94	38.87	21.37	14.74	59.52	37.11	19.12	14.17	51.38	33.83	17.50	13.92
tf	mm	0	0.917	3.004	4.925	0	1.06	3.608	5.395	0	1.032	3.588	4.925
days from installation		0	1359	1738	2020	0	1351	1725	2004	0	1317	1691	1974
ΔU/Uo			0.35158171	0.6435739	0.75406148		0.376454385	0.678812	0.761937		0.34153608	0.65942	0.729128
ΔT1	K	39.51	54.00	65.50	75.10	25.70	41.40	57.10	69.70	16.15	32.20	48.80	58.20
ΔT2	K	22.60	36.50	58.80	64.05	17.65	34.30	56.60	62.25	14.48	31.45	52.90	52.35

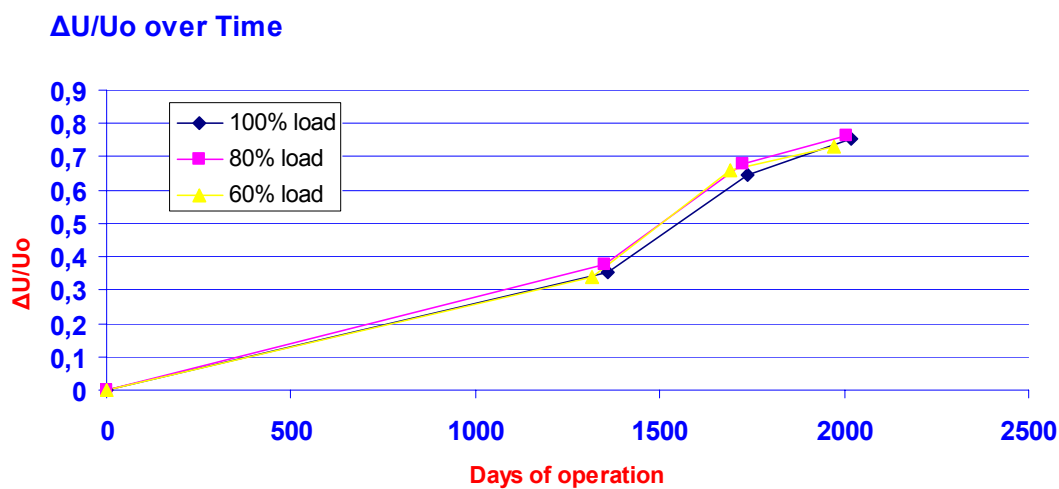
Πίνακας 4: Δεδομένα από μετρήσεις και Αποτελέσματα από τη λειτουργία των ΣΑΘ μιας λιγνιτικής Μονάδας στην ανατολική Γερμανία

Το επόμενο Διάγραμμα δεικνύει πως αυξάνει το πάχος των επικαθίσεων με το χρόνο, χρησιμοποιώντας το εν λόγω πρόγραμμα. Εμφανώς μετά από 1500 μέρες λειτουργίας το φαινόμενο “fouling” γίνεται πιο έντονο.

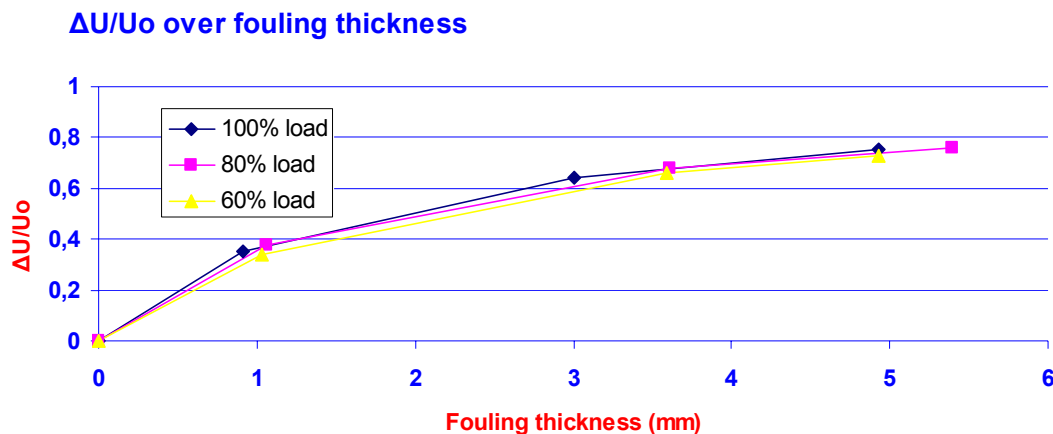


Σχ. 9

Τα Διαγράμματα εκφράζουν το ποσοστό της απώλειας της ειδικής θερμικής διαπερατότητας εξαιτίας των διαδικασιών “fouling” με το χρόνο και με το πάχος των επικαθίσεων για τις τρεις καταστάσεις φορτίου.



Σχ.10



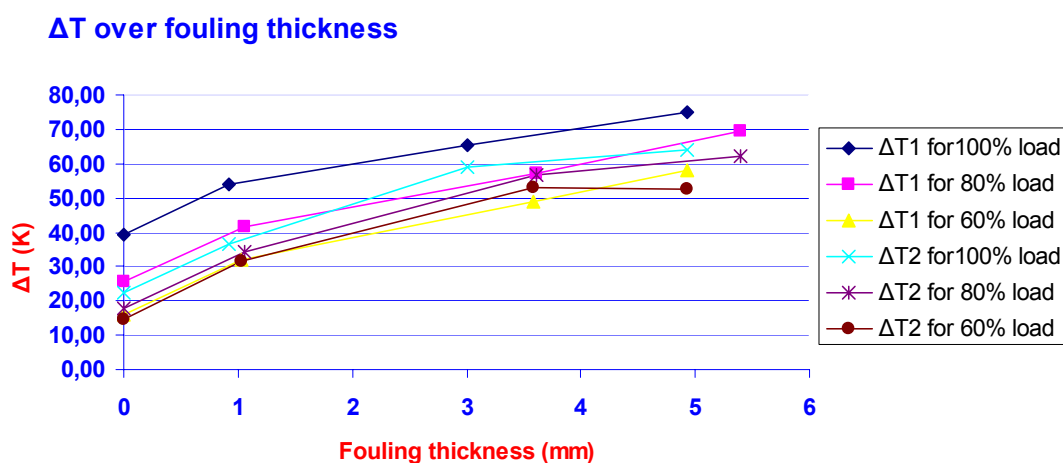
Σχ.11

Μια ένδειξη του πόσο καλά λειτουργούν τα ΣΑΘ είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ των δυο υγρών στα δυο άκρα των Εναλλακτών Θερμότητας. Όσο πιο μεγάλη είναι αυτή η θερμοκρασιακή διαφορά, τόσο μικρότερο είναι το ποσό Θερμότητας που εναλλάσσεται μεταξύ των δυο υγρών. Είναι φανερό ότι λόγω των επικαθίσεων το ΔΤ αυξάνει:

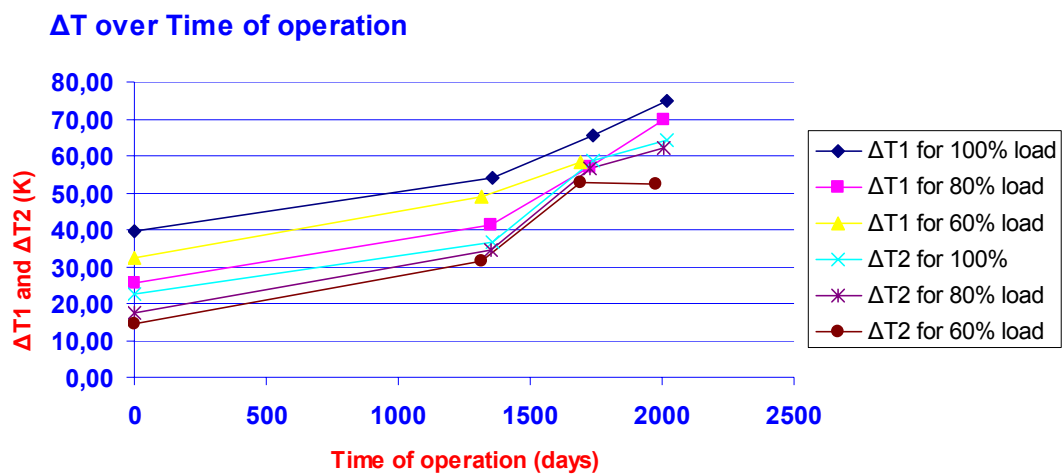
$$\Delta T_1 = T_{g \text{ out}} - T_{w \text{ in}}$$

και

$$\Delta T_2 = T_{g \text{ in}} - T_{w \text{ out}}$$



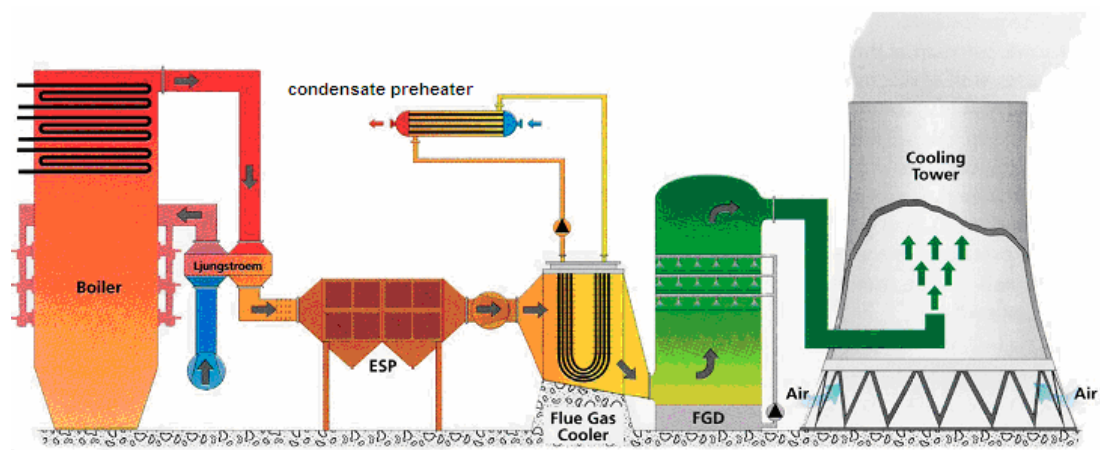
Σχ. 12



Σχ. 13

9. Η ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΤΗΝ ΥΠΟ ΕΞΕΤΑΣΗ ΛΙΓΝΙΤΙΚΗ ΜΟΝΑΔΑ

Οι παραπάνω υπολογισμοί εφαρμόστηκαν στον εν λόγω Θερμοηλεκτρικό Σταθμό. Στην παράγραφο αυτή συζητούνται οι τιμές των παραμέτρων που χρησιμοποιούνται. Όπως φαίνεται και στο επόμενο Σχήμα, ο Ψυκτήρας Καυσαερίων προθερμαίνει το Συμπύκνωμα με τη βοήθεια ενός κλειστού κυκλώματος νερού.



Σχ. 14: Προθέρμανση Συμπυκνώματος
Πηγή: www.babcock-borsig-service.de

9.1 Ο Εναλλάκτης Καυσαερίων/Ψυκτικού Νερού

Ο Ψυκτήρας Καυσαερίων παρουσιάζεται στην φωτογραφία πιο κάτω. Στην εικόνα αυτή μόνο μία από τις 14 δεσμίδες της Μονάδας φαίνεται:



Σχ. 15: Μία από τις 14 δεσμίδες που ήταν εγκατεστημένες ανά Μονάδα στον Ψυκτήρα Καυσαερίων

Κάθε μια από τις δυο Μονάδες του ΑΗΣ είναι εξοπλισμένη με δυο σετ των επτά δεσμίδων. Στον ΑΗΣ Schwarze Pumpe χρησιμοποιείται το ίδιο Σύστημα Ψύξης Καυσαερίων και για το λόγο αυτό, το Σχέδιο του Ψυκτήρα Καυσαερίων του ΑΗΣ Schwarze Pumpe επισυνάπτεται στην παρούσα εργασία και είναι διαθέσιμο στο Παράρτημα. Κάθε σετ του Συστήματος ψύχει και ένα διαφορετικό ρεύμα καυσαερίων. Προκειμένου να χρησιμοποιήσουμε το πρόγραμμα για τους θερμοδυναμικούς υπολογισμούς, οι διάφορες τιμές λήφθηκαν ανηγμένες σε ολόκληρη τη Μονάδα. Δίνονται ακόμα τα πρωτότυπα έγγραφα και οι πρωτότυποι Πίνακες λειτουργίας για το 2000 από τον ΑΗΣ. Ακόμη, στο Παράρτημα μπορεί να βρεθεί ένας συγκεντρωτικός Πίνακας με όλες τις παραμέτρους που χρησιμοποιούνται στον κώδικα προγραμματισμού, καθώς και στις μαθηματικές σχέσεις.

Για τις τιμές εισόδου (input) που δίνονται από τον χρήστη όταν τρέχει τον κώδικα έχουμε τα εξής:

Γεωμετρικά Δεδομένα		
Εσωτερική Διάμετρος	d_1	0.0075m
Εξωτερική Διάμετρος	d_2	0.01m
Πάχος Εσωτερικού Fouling	t_{f1}	0.0m
Πάχος Εξωτερικού Fouling	t_{f2}	See results
Απόσταση μεταξύ των κέντρων δύο σωλήνων παράλληλα προς τη διεύθυνση ροής	t	0.02294m
Απόσταση μεταξύ των κέντρων δύο σωλήνων κάθετα προς τη διεύθυνση ροής	b	0.02294m
Μήκος σωλήνα κάθετα στη ροή (το μισό του συνολικού του μήκους)	L	12.835m
Αριθμός σωλήνων κάθετα στη ροή	N_p	1064.0
Αριθμός σωλήνων παράλληλα στη ροή	N_l	52.0
Αριθμός σωλήνων μέσα στους οποίους μοιράζεται το νερό	N_n	27664.0
Μήκος καναλιού για την ροή των καυσαερίων (για ένα ρεύμα)	L_c	12.5m
Πλάτος καναλιού για τη ροή των καυσαερίων (για ένα ρεύμα)	W_c	12.7m

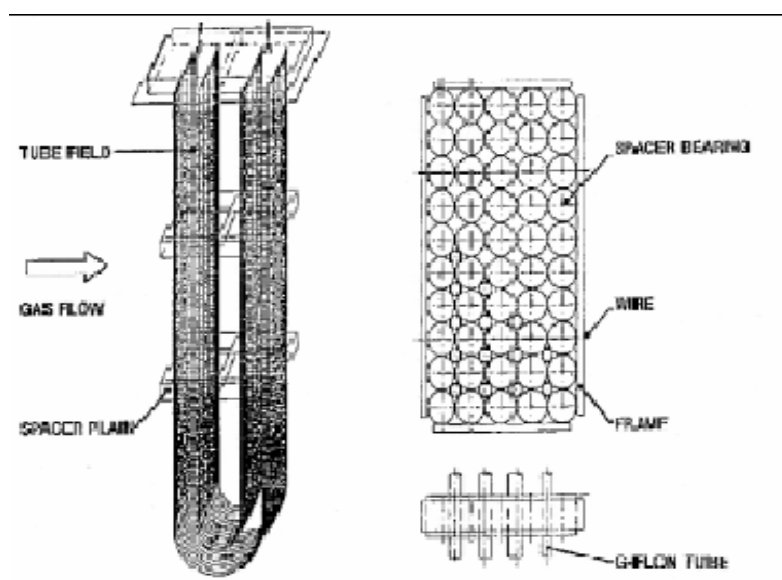
Πίνακας 5a

Ιδιότητες		
Θερμική Αγωγιμότητα του νερού	k_w	0.6853 W/ mK
Κινηματικότητα του νερού για τη μέση θερμοκρασία νερού	η_w	0.000244366 kg/m s
Ειδική Θερμόχωρητικότητα του νερού υπό σταθερή Πίεση (μέση τιμή από την εξ.48)	cp_w	4446.98 J/kg K
Θερμική Αγωγιμότητα των καυσαερίων	k_g	0.03640 W/Mk
Κινηματικότητα των καυσαερίων	η_g	0.000022173 kg/m s
Ειδική Θερμοχωρητικότητα των καυσαερίων υπό σταθερή Πίεση (μέση τιμή από την εξ.47)	cp_g	1107.25 J/kg K
Πυκνότητα καυσαερίων	ρ_g	0.71 kg/m ³
Θερμική Αγωγιμότητα του σωλήνα από PFA	k_t	0.195 W/ mK
Θερμική Αγωγιμότητα του εσωτερικού fouling	k_{f1}	--

Θερμική Αγωγιμότητα του εξωτερικού fouling	k_{f2}	0.16 W/mK
--	----------	-----------

Πίνακας 5b

Έχουμε ήδη αναφερθεί στις θερμοκρασίες και στις παροχές μαζών που χρησιμοποιούνται. Τα επόμενα σχήματα και οι ακόλουθες εξισώσεις βοηθούν στην επεξήγηση της διαδικασίας που ακολουθήθηκε για να υπολογισθούν ή εκτιμηθούν οι απαραίτητες τιμές.



Σχ. 16: Τα μέρη μιας δεσμίδας του Ψύκτη Καυσαερίων

Πηγή: *Experiences with Heat Recovery Systems for Lignite Power Plants to increase the efficiency and to reduce CO₂ Emissions*, F. Adamczyk 2001

- Οι εσωτερικές και εξωτερικές διαμέτροι δίδονται από τον κατασκευαστή.
- Το πάχος των εσωτερικών επικαθίσεων (fouling) μπορεί να αμεληθεί (Altmann, 2003).
- Το πάχος των εξωτερικών επικαθίσεων (fouling) αλλάζει με το χρόνο. Φωτογραφίες των επικαθίσεων που δίνουν μια αίσθηση του μεγέθους είναι διαθέσιμες στο κεφάλαιο που αναφέρεται στα προβλήματα των ΣΑΘ.
- Οι αποστάσεις μεταξύ των σωλήνων κάθετα και παράλληλα της ροής είναι ίσες και σταθερές από σωλήνα σε σωλήνα, όπως μπορεί να φανεί και στο επίσημο Σχέδιο που επισυνάπτεται.
- Λόγω της δομής της δεσμίδας οι σωλήνες δεν έχουν το ίδιο μήκος παντού και έτσι λαμβάνεται το μέσο μήκος των σωλήνων για τους υπολογισμούς.

- Ο αριθμός των σωλήνων που βρίσκονται κάθετα στη ροή των καυσαερίων μπορεί να φανεί στο Σχέδιο. Περιέχονται 76 σωλήνες σε κάθε δεσμίδα. Αυτό σημαίνει πως για ολόκληρη τη Μονάδα $1064 (=76 \times 14)$ σωλήνες βρίσκονται κάθετα στη ροή των καυσαερίων.
- Ο αριθμός των σωλήνων κατά μήκος της ροής φαίνεται στο Σχέδιο.
- Οι σωλήνες αυτοί είναι $(26 \times 2 =) 52$ για ολόκληρη τη Μονάδα.
- Ο αριθμός των σωλήνων μέσα στους οποίους μοιράζεται το νερό είναι 1976 $(=26 \times 76)$ ανά δεσμίδα, ή 27664 $(=1976 \times 14)$ για ολόκληρη τη Μονάδα.
- Το μήκος του καναλιού των καυσαερίων είναι 12.5m και το πλάτος είναι 12.7m για ένα ρεύμα μιας Μονάδας. Για ολόκληρη τη Μονάδα, διπλασιάζονται.
- Για την τιμή του συντελεστή της θερμικής αγωγιμότητας του εξωτερικού fouling υπετέθη τιμή ίση με 0.16 W/mK.

Δυστυχώς επίσημη τιμή για τη θερμική αγωγιμότητα δεν είναι διαθέσιμη στη διεθνή βιβλιογραφία προς το παρόν. Σύμφωνα με μελέτες που διεξάγονται στο Πανεπιστήμιο του Bochum, για τέφρα με ποσοστό CaO άνω του 14 % δίνονται τιμές από 1 μέχρι 1,5 W/mK για θερμοκρασίες περί των 950°C. Αποτελέσματα για χαμηλότερες θερμοκρασίες δεν είναι διαθέσιμα, λόγω των μεθόδων που χρησιμοποιούνται στην έρευνα και επίσης λόγω του ότι τα πορώδη υλικά εξετάζονται δύσκολα. Μία καλύτερη μέθοδος είναι υπό έρευνα, αλλά δεν χρησιμοποιείται ακόμη.

Θεωρητικές τιμές που βρίσκονται στο βιβλίο του Zelkowsky δίνουν για τον άνθρακα: από 0,06 έως 0,6 W/mK, ανάλογα με την υγρασία και την πυκνότητα.

Στο “Taschenbuch Der Physik” βρίσκουμε για 20°C για τα εξής υλικά τις εξής τιμές:

- ανθρακίτη και λιθάνθρακα: 0,25 W/mK
- τσιμέντο (porous calciumsilicate): περίπου 1 W/mK
- γρανίτης (dense rock): 2.1 έως 2.9 W/mK
- ξύλο: 0.1 έως 0.2 W/mK
- μάρμαρο (dense carbonatious rock) 2.8 W/mK
- sandrock (porous siliceous rock) 1.6 με 2.1 W/mK
- loose sand 0,35 W/mK

Δυστυχώς η πυκνότητα των στρωμάτων δεν είναι γνωστή. Όσο πιο πυκνά είναι τα στρώματα και όσο πιο λίγα είναι τα πορώδη εγκλείσματα, τόσο πιο υψηλή τιμή θα έχει η θερμική αγωγιμότητα. Το ηλεκτρονικό μικροσκόπιο έδωσε εικόνες πολύ λεπτόκοκκων σωματιδίων με ένα εύλογο ποσό πόρων και ρωγμών. Οι πόροι είναι πολύ λεπτότεροι από αυτούς της άμμου (loose sand), η πυκνότητα δεν είναι τόσο υψηλή όσο στο σκληρυμένο τσιμέντο (hardened concrete) και το γρανίτη.

Με την υποτιθέμενη τιμή των 0.16 W/mK για τη θερμική αγωγιμότητα, το μοντέλο φαίνεται να αποφέρει ικανοποιητικά και λογικά αποτελέσματα.

9.2 Ο Εναλλάκτης Ψυκτικού νερού/Συμπυκνώματος

Πρόκειται για έναν Εναλλάκτη Θερμότητας του τύπου Κελύφους και Σωλήνων.



Σχ. 17: Ο ένας από τους τέσσερις Εναλλάκτες που χρησιμοποιούνται στο ΣΑΘ για την προθέρμανση του Συμπυκνώματος

Καθώς το Συμπύκνωμα ρέει υπό υψηλότερη πίεση από ότι αυτήν του νερού του κλειστού κυκλώματος, πρέπει να βρίσκεται μέσα στους σωλήνες, ενώ το νερό ψύξης που είναι χαμηλότερης πίεσης ρέει εντός του κελύφους και γύρω από τους σωλήνες. Ο εν λόγω Σταθμός χρησιμοποιεί τέσσερις τέτοιους Προθερμαντήρες ανά Μονάδα. Τα επίσημα Τεχνικά Χαρακτηριστικά και λοιπά Σχεδιαγράμματα που λήφθηκαν κατά την επίσκεψη στον ΑΗΣ, μπορούν να βρεθούν στο Παράρτημα και παρέχουν μερικές ακόμη πληροφορίες για την λειτουργία του Συστήματος. Τούτος ο Εναλλάκτης Θερμότητας λειτουργεί παράλληλα με τους Εναλλάκτες απομάστευσης ατμού, όπως διαφαίνεται και στο Σχήμα “HprtKond HprtPpn BI.r”. Ένα 28% της συνολικής μάζας του Συμπυκνώματος παρακάμπτει τη διαδικασία προθέρμανσης με απομάστευση ατμού και απορροφά το ποσό Θερμότητας που προσφέρεται από τα καυσαέρια.

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Τα Συστήματα Ανάκτησης Θερμότητας εφαρμόζονται σε Σταθμούς Παραγωγής Ηλεκτρικής Ενέργειας με σκοπό να βελτιώσουν το βαθμό απόδοσης και να συνεισφέρουν γενικότερα στην επίτευξη των στόχων των Σταθμών. Παρόλο που η συνεισφορά αυτών των μέτρων είναι μικρή στην ποσοστιαία αύξηση του βαθμού απόδοσης των Σταθμών (συνήθως περί το 0.5%), η δυνητική τους εφαρμογή δε θα πρέπει να αμελείται. Η θερμική Ενέργεια που εμπεριέχεται στα καυσαέρια είναι σίγουρο ότι εν πάσει περιπτώσει πρόκειται να υποβιβασθεί σε χαμηλότερο ενεργειακό επίπεδο και τελικά να χαθεί. Αυτός είναι ο λόγος που η εφαρμογή ενός Συστήματος Ανάκτησης Θερμότητας μπορεί μονάχα οφέλη να αποφέρει εκ θερμοδυναμικής όψεως στη λειτουργία ενός Σταθμού. Τούτο μπορεί να επιτευχθεί κάνοντας χρήση της διαθέσιμης Ενέργειας η οποία υπό άλλες συνθήκες θα χάνονταν στη μονάδα αποθείωσης και/ή στην ατμόσφαιρα.

Παρά ταύτα, μία κατηγορηματική και σαφής αξιολόγηση της εφαρμογής των Συστημάτων αυτών δεν πρόκειται να βρεθεί μέσα στις σελίδες της παρούσης Διπλωματικής Εργασίας. Μια τέτοια προσπάθεια θα αποτελούσε προϊόν μιας πολυδιάστατης και βαθύτερης ανάλυσης πάνω στη διαθέσιμη αυτή τεχνολογία.

Η παρούσα Εργασία εστιάζει κυρίως στη θερμοδυναμική συμπεριφορά των Συστημάτων Ανάκτησης Θερμότητας με το Χρόνο. Αποδείχθηκε πως το φαινόμενο του “fouling” αποτελεί ένα μεγάλο πρόβλημα κατά τη λειτουργία των Συστημάτων αυτών. Περισσότερη έρευνα απαιτείται σε διαφόρους τομείς, όπως:

- Στην εύρεση καλύτερων μεθόδων καθαρισμού, προκειμένου να επεκταθεί ο χρόνος λειτουργίας των Συστημάτων.
- Στην εισαγωγή πιο ανθεκτικών υλικών, όπου οπωσδήποτε υπάρχει ακόμα πολύς χώρος για περαιτέρω έρευνα, τα οποία θα μπορούσαν να αποτρέψουν τις διαρροές και θα μπορούσαν να λειτουργούν πιο αποδοτικά κάτω από τις επικρατούσες συνθήκες στο περιβάλλον του Ψύκτη καυσαερίων.

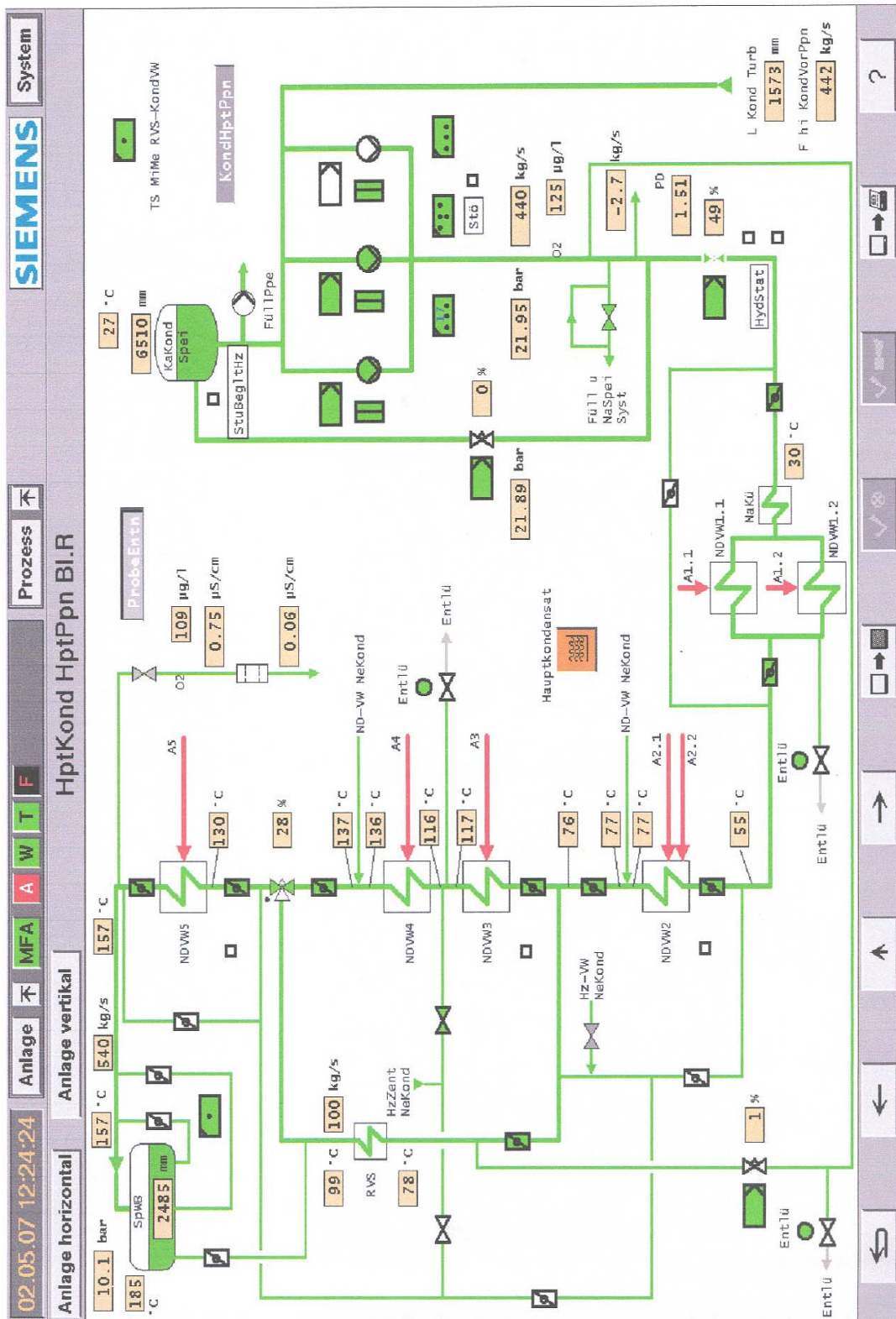
- Στον προσδιορισμό μιας τιμής για την θερμική αγωγιμότητα των επικαθίσεων επί των επιφανειών των Εναλλακτών Θερμότητας, όπου η έρευνα που μέχρι τώρα έχει γίνει βρίσκεται ακόμη σε προκαταρκτικά στάδια. Αν και υπάρχουν τιμές για την ιπτάμενη τέφρα, ακόμη ολοκληρωμένη έρευνα που να προσδιορίζει τις επακριβείς τιμές της θερμικής αγωγιμότητας των επικαθίσεων για τις συγκεκριμένες συνθήκες που επικρατούν εντός του Ψύκτη των καυσαερίων για τη συγκεκριμένη ποιότητα του καυσίμου δεν έχει διεξαχθεί.

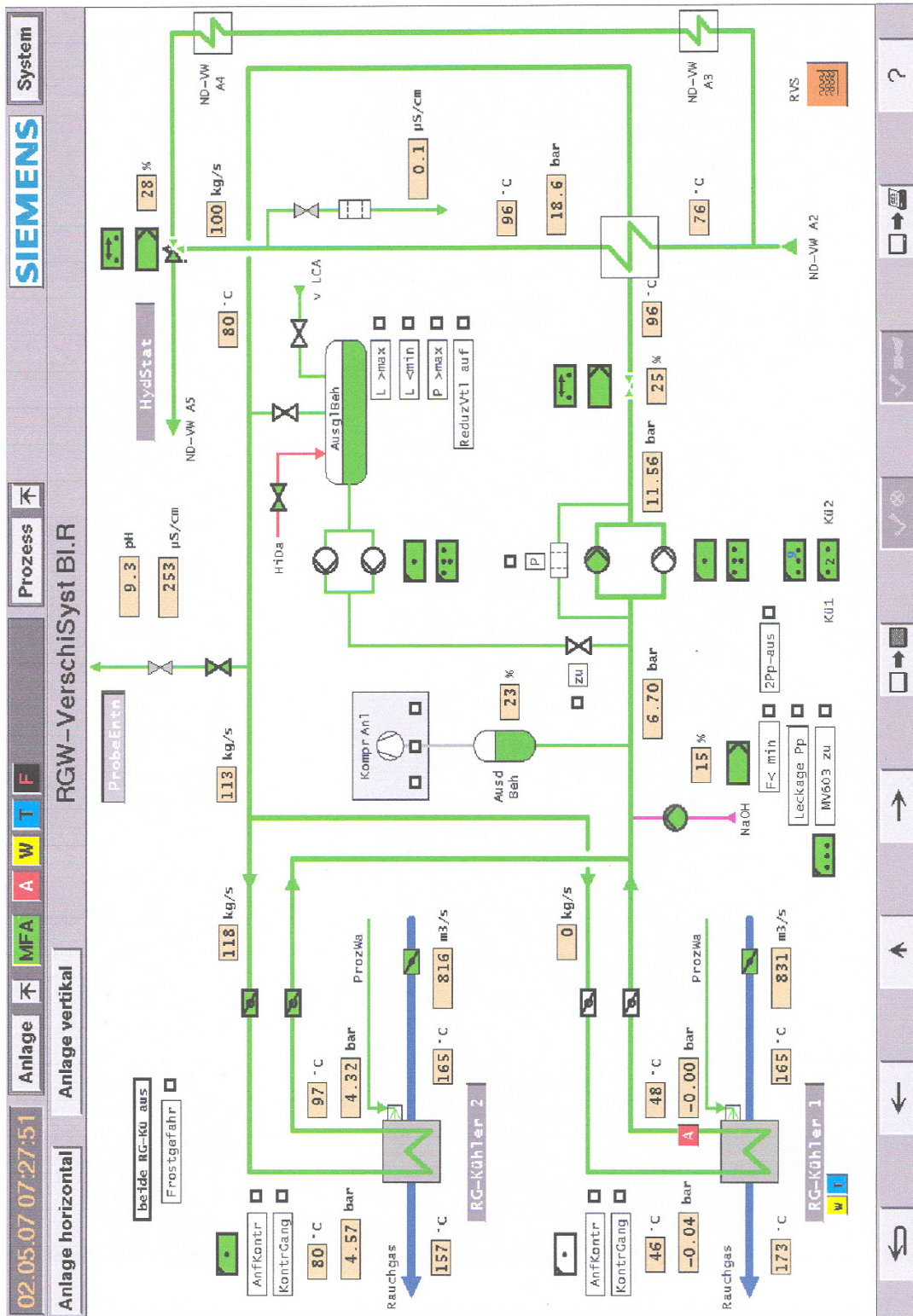
Μέσα στις σελίδες της Διπλωματικής αυτής Εργασίας, παρουσιάζεται η εμπειρία που έχει αποκτηθεί μέσα από τη χρήση των Συστημάτων Ανάκτησης Θερμότητας. Είναι όμως προφανές ότι κάθε περίπτωση πρέπει να εξετάζεται ξεχωριστά και με ιδιαίτερη προσοχή πριν την έκβαση συμπερασμάτων, καθώς οι στόχοι, οι ανάγκες και οι εκάστοτε επικρατούσες συνθήκες ποικίλλουν από Θερμοηλεκτρικό Σταθμό σε Θερμοηλεκτρικό Σταθμό. Για παράδειγμα, οι ΑΗΣ Lippendorf και Schwarze Pumpe χρησιμοποιούν σωλήνες Teflon για να ανακτήσουν Θερμότητα ανάντι της μονάδας αποθείωσης και να αυξήσουν το βαθμό απόδοσης κατά 0.5%. Στην Καρδιά όμως, η χρήση μεταλλικών εναλλακτών στοχεύει να βελτιώσει πρώτα τη λειτουργία των Η/Φ. Καθώς το ποσοστό στο οποίο περιέχεται θείο στον ελληνικό λιγνίτη είναι σε πολύ χαμηλά επίπεδα από ότι συνήθως συναντάται π.χ. στη Γερμανία, μεταλλικοί σωλήνες μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε χαμηλότερες θερμοκρασίες χωρίς το πρόβλημα της οξείδωσης των επιφανειών.

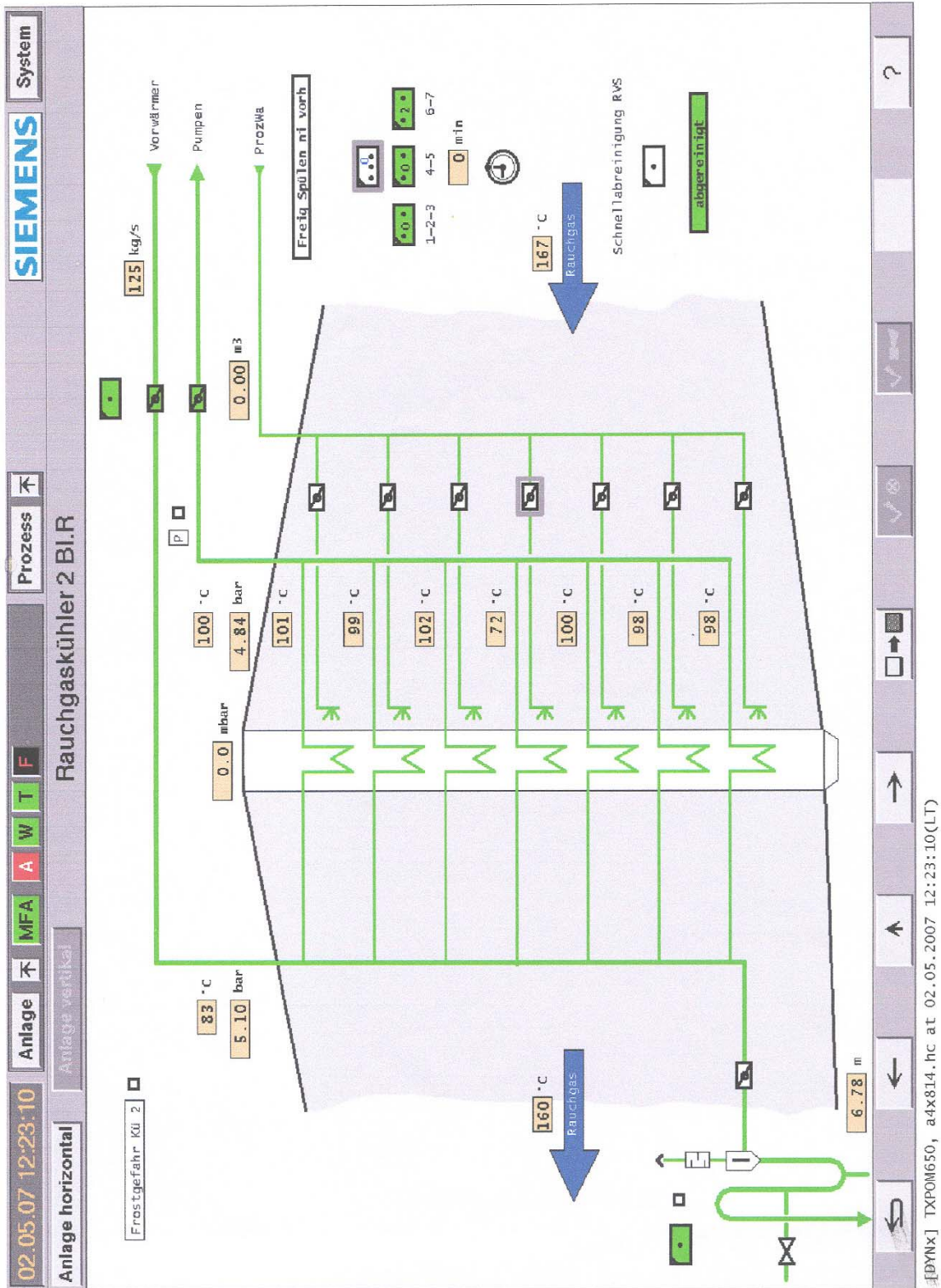
Ο διαθέσιμος χώρος για τις Μονάδες που πρόκειται να εκμοντερνισθούν με ένα τέτοιο Σύστημα είναι μια σημαντική παράμετρος που πρέπει να λαμβάνεται υπόψιν. Κατά την περίοδο κατασκευής νέων και υπερσύγχρονων Σταθμών, αυτή η παράμετρος ποτέ δεν αποτελεί περιορισμό στην εφαρμογή των Συστημάτων, καθώς αυτά είναι μέρος του αρχικού σχεδιασμού.

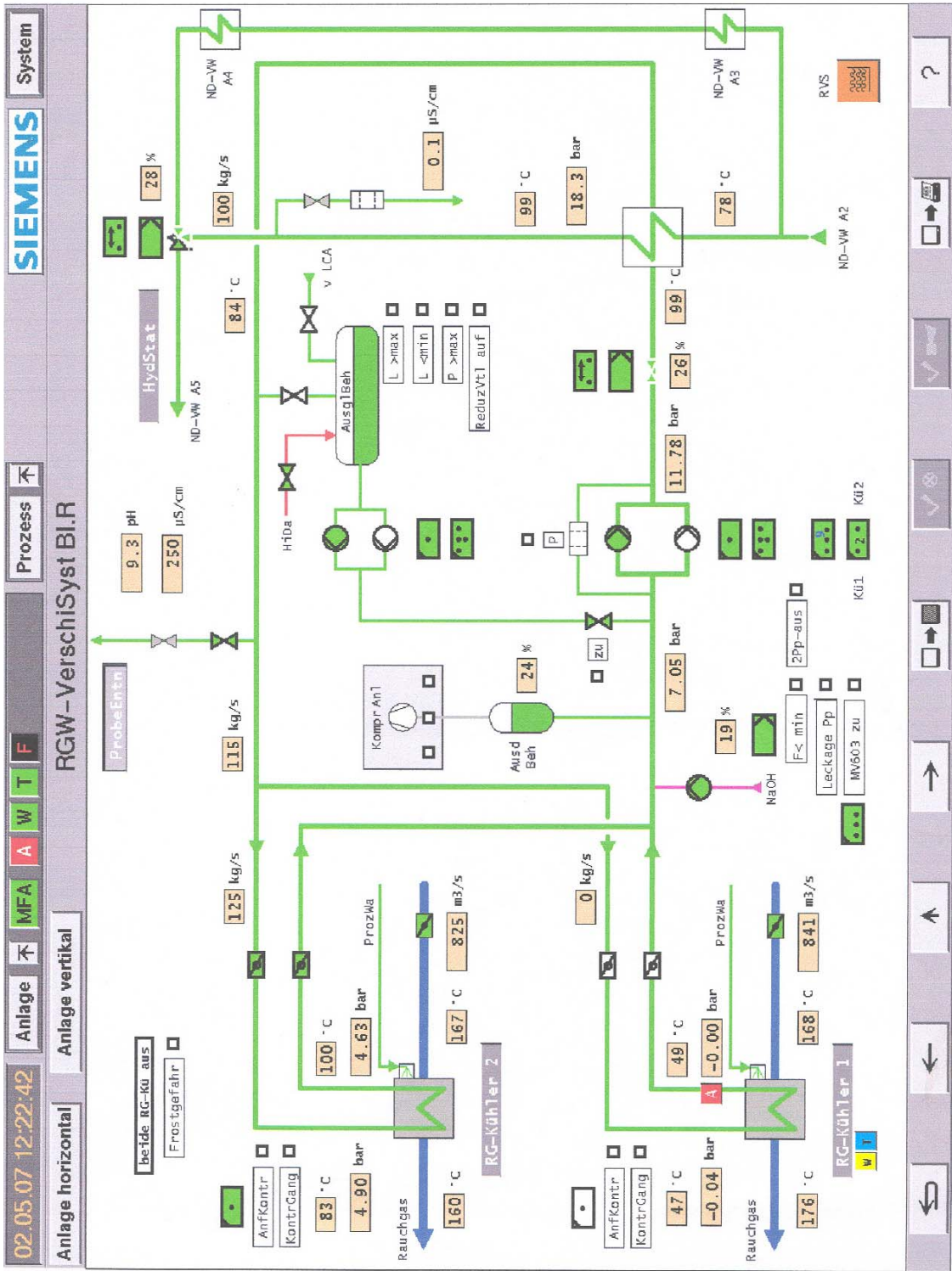
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΑ, ΣΧΕΔΙΑ & ΕΓΓΡΑΦΑ









[DYNx] TXPOM650, a4x813.hc at 02.05.2007 12:22:42(LT)

GBD		Bearb: GBD-IBS
Erstellt: 30.05.2000	Probetriebsbericht	Seite 9 von 16

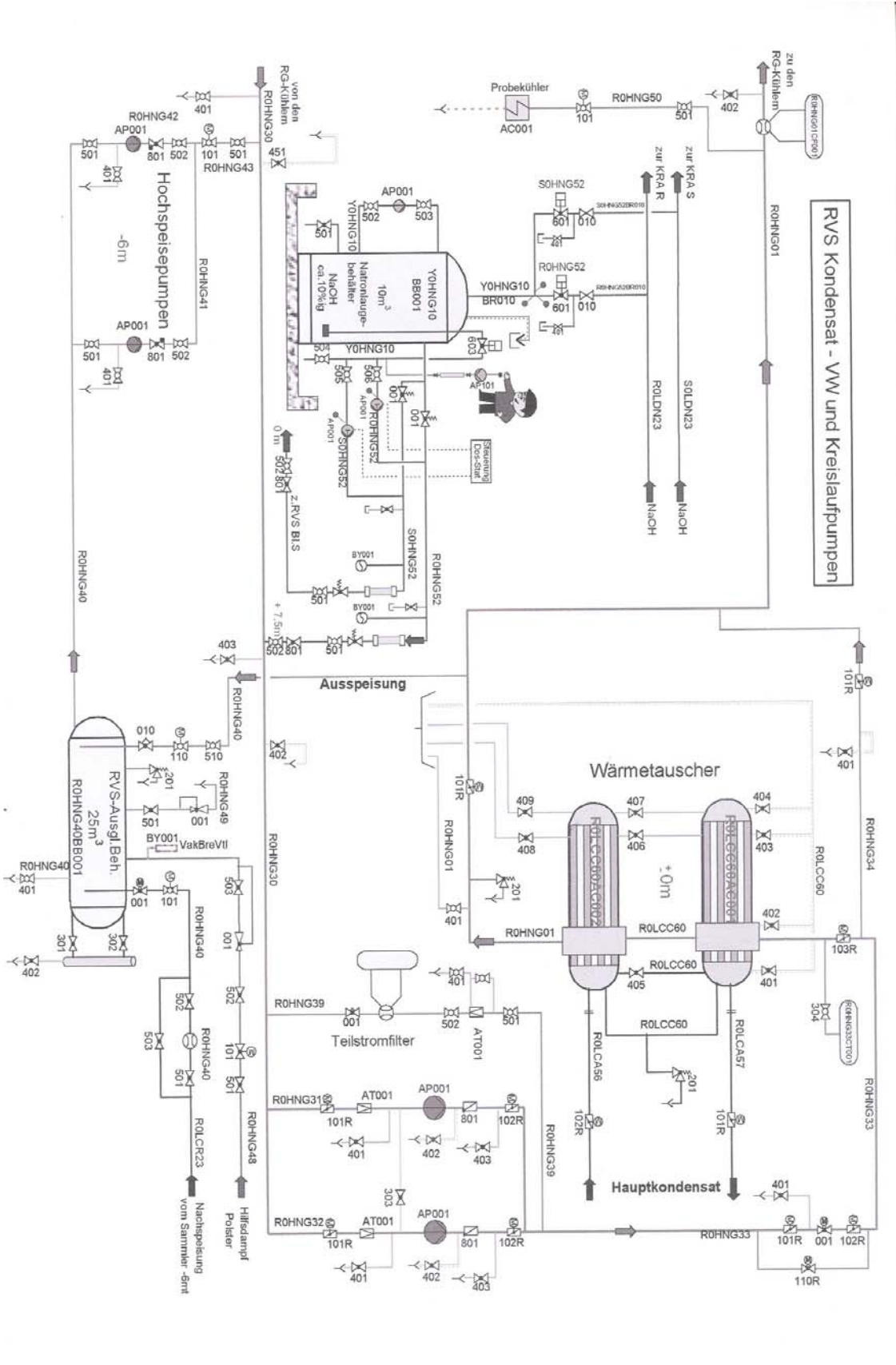
Tabelle 2: Lastfälle 80%- und 60%-DE-Last

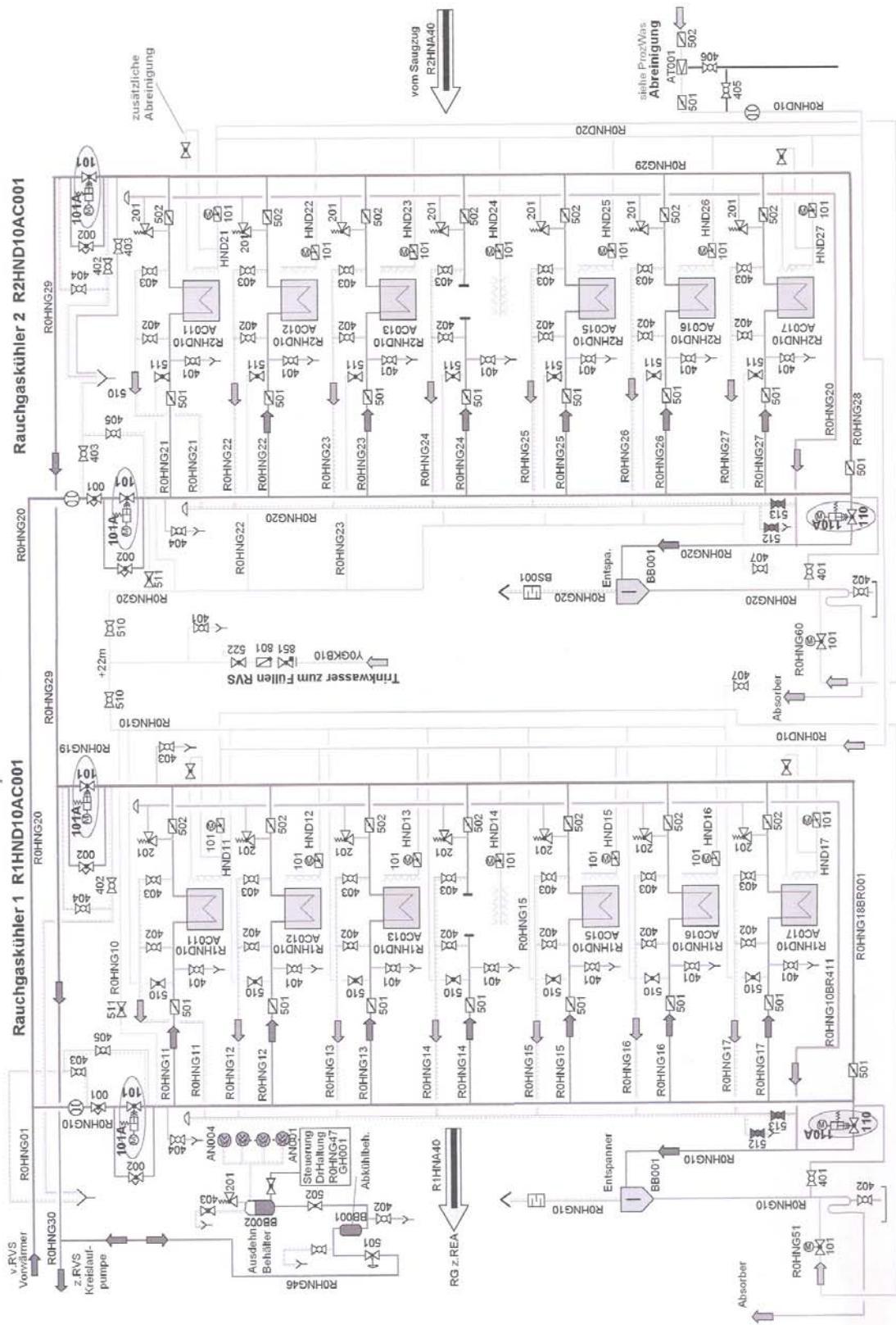
Meßstelle	DIM.	Auslegungsdaten 80%	Lastfall am 14.04.00 um 01.50Uhr	Auslegungsdaten 60%	Lastfall am 17.05.00 um 23.00Uhr
Generatorleistung	MW		722,06		571,93
Sollwert DE	%	80,0	80,0	60,0	60,0
T Rg vor REA1	°C	130,0	130,7	130,0	130,75
T Rg vor REA2	°C	130,0	129,4	130,0	129,03
T Rg vor EF1	°C	168,7	153,31	162,5	148,62
T Rg vor EF2	°C	168,7	150,15	162,5	144,42
F Rg vor EF1	kg/s	494,8	561,07	408,8	415,09
F Rg vor EF2	kg/s	494,8	560,46	408,8	415,62
T KrWa vor RGKÜ1	°C		103,82		113,17
T KrWa vor RGKÜ2	°C		103,70		112,88
T KrWa hi RGKÜ1	°C	137,1	134,89	136,4	132,32
T KrWa hi RGKÜ2	°C	137,1	132,47	136,4	129,94
F KrWa vor RGKÜ1	kg/s	108,0	105,28	108,0	105,56
F KrWa vor RGKÜ2	kg/s	108,0	108,73	108,0	109,35
T Hkond vor RVS-KondVW	°C	71,0	71,63	66,0	69,21
T Hkond hi RVS-KondVW	°C	136,5	133,52	136,4	130,69
F Hkond hi RVS-KondVW	kg/s	153,0	104,28	100,0	64,18
T KrWa vor RVS-KondVW	°C	137,1	133,78	136,4	130,89
T KrWa hi RVS-KondVW	°C		104,20		112,92
F ges KrWa hi KrWa Ppn	kg/s	216,0	210,88	216,0	211,23
Q - RGKÜ1+2	MW	42,40	27,14	29,52	16,63

GBD	Rauchgaswärmeverschiebesystem	Bearb: GBD-IBS
Erstellt: 30.05.2000	Probetriebsbericht	Seite 8 von 16

Tabelle 1: Lastfall 100%-DE-Last

Messstelle	DIM.	Auslegungsdaten	Lastfall am 03.04.00 um 21.30Uhr	Lastfall am 18.04.00 um 18.50Uhr
Generatorleistung	MW		910,77	865,78
Sollwert DE	%	100,0	100,0	99,0
T Rg vor REA1	°C	130,0	131,17	132,10
T Rg vor REA2	°C	130,0	131,59	129,14
T Rg vor EFi1	°C	171,6	154,93	167,34
T Rg vor EFi2	°C	171,6	157,46	160,26
F Rg vor EFi1	kg/s	560,3	676,44	669,19
F Rg vor EFi2	kg/s	560,3	666,57	674,88
T KrWa vor RGKÜ1	°C		92,36	83,03
T KrWa vor RGKÜ2	°C		92,08	82,81
T KrWa hi RGKÜ1	°C	137,5	134,56	136,25
T KrWa hi RGKÜ2	°C	137,5	134,86	130,97
F KrWa vor RGKÜ1	kg/s	108,0	105,18	112,06
F KrWa vor RGKÜ2	kg/s	108,0	108,73	116,43
T Hkond vor RVS-KondVW	°C	76,0	78,45	74,05
T Hkond hi RVS-KondVW	°C	130,5	132,24	126,84
F Hkond hi RVS-KondVW	kg/s	225,0	176,24	229,15
T KrWa vor RVS-KondVW	°C	137,5	134,93	133,82
T KrWa hi RVS-KondVW	°C		92,09	82,79
F ges KrWa hi KrWa Ppn	kg/s	216,0	211,20	226,20
Q - RGKÜ1+2	MW	51,88	38,47	48,88





Behälterprüfung RVS-Kondensatvorwärmer

Seite: 3 / 16

(RS_0LCC60AC001_RVS_B.doc)

1 Apparateübersicht

1.1 Technische Angaben

- KKS: R/S 0LCC60 AC001
- Hersteller: Apparate- u. Industriebauanlagenbau Grüßing GmbH u. Co.
KG, Rudisleben
- Lieferant: GBD, GEA+Balcke-Dürr, Wärmeveredlungs GmbH &
Co OHG, Ratingen
- Fabrik-Nr.: 19597 19595
- Gesamtlänge (ohne Stutzen): 13.700 mm
- Mantel
 - Außendurchmesser 1.550 mm
 - Wanddicke 15 mm
 - Werkstoff WStE 355 DIN 17102
- Mantelein-/austrittskammer:
 - Außendurchmesser 1.850 mm
 - Wanddicke 30 mm
 - Werkstoff WStE 355 DIN 17102
- Wasserkammer:
 - Außendurchmesser 1.660 mm
 - Wanddicke 35 mm
 - Werkstoff WStE 355 DIN 17102
- Blinddeckel Wasserkammer:
 - Wanddicke 200 mm
 - Werkstoff WStE 355 DIN 17102
- Wasserkammerboden Umlenkung:
 - Wanddicke 30 mm
 - Werkstoff WStE 355 DIN 17102
- Rohrbündel:
 - Rohraußendurchmesser 16 mm
 - Rohrwanddicke 1,2 mm
 - Rohrwerkstoff X6 CrNiTi 18 10 (1.4541) DIN 17457
- Isolierdicke 100 mm

Behälterprüfung
RVS-Kondensatvorwärmer

Seite: 4 / 16

- Gewicht (leer): 45.000 kg
- Medien: Rohrsystem: Wasser aus Hauptkondensatsystem
Mantelraum: Wasser RVS-Kreislauf
- Inhalt: Rohrsystem: 9.500 Liter
Mantelraum: 12.000 Liter
- Zulässiger Betriebsüberdruck: Rohrsystem: 40 bar
Mantelraum: 16 bar
- Zulässige Betriebstemperatur: Rohrsystem: 200 °C
Mantelraum: 200 °C
- Bauvorschrift: AD-Merkblätter
- Einordnung gemäß §15(4) Betriebssicherheitsverordnung:
Nummer 2 – Diagramm 2 Kategorie IV
- Sicherheitseinrichtungen:
Sicherheitsventil rohreseitig R/S 0LCC60 AA201 (in Rohrleitung)
Sicherheitsventil mantelseitig R/S 0HNG01 AA201 (in Rohrleitung)
(Bl. R +1,0 m, Bl. S -2,0 m)


```

program overall_installation
  implicit double precision (a-h,n-z)
  character filename1*18, filename2*18,filename3*18
c
  pi=4.0*atan(1.0)
  g=9.81
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
cccc          ccccccc
cccc  Reading the properties  ccccccc
cccc          ccccccc
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
c
  write (*,*) 'GIVE FILENAME FOR the input data of
  1 case (for ex. input.dat)'
  read (*,*) filename1
  open (2,file=filename1)
  write (*,*) 'GIVE FILENAME FOR results of case (for ex. res.dat)'
  read (*,*) filename2
  open (3,file=filename2)
c
  read (2,*)
  read (2,*) d1
  read (2,*) d2
  read (2,*) tf1
  read (2,*) tf2
  read (2,*) t
  read (2,*) b
  read (2,*) al
  read (2,*) aNp
  read (2,*) aNl
  read (2,*) aNN
  read (2,*) alc
  read (2,*) w
  read (2,*)
  read (2,*)
  read (2,*)
  read (2,*) amassg
  read (2,*) amassw
c
  df1=d1-2.0*tf1
  df2=d2+2.0*tf2
c
  read (2,*)
  read (2,*)
  read (2,*)
  read (2,*) akw
  read (2,*) amw
  read (2,*) cpw
c
  read (2,*)
  read (2,*) akg
  read (2,*) amg
  read (2,*) cpg
  read (2,*) rhog
c

```

```

read (2,*) rhow
read (2,*) ak
read (2,*) akf1
read (2,*) akf2
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
cccc  calculation of Nusselt and h  ccccccc
cccc  for gas and water flow  ccccccc
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
c
cccc  Calculation of hw  ccccccc

Prw=amw*cpw/akw
afe6=1.0+(df1/(2.0*al))**(2.0/3.0)
afe2=(1.0)**0.11
velwater=amassw*4.0/(aNn*rhow*pi*df1**2)
Rew=velwater*df1*rhow/(amw)
aksi=(1.8*log10(Rew)-1.5)**(-2.0)
Nuw=(aksi*Rew*Prw*afe6*afe2)/
1(8.0*(1.0+12.7*sqrt(aksi/8.0)*(Prw**(2.0/3.0)-1)))
ahw= Nuw*akw/df1
c
cccc  Calculation of hg  ccccccc
c
Ac= 2.0*alc*w
c  Ac calculated here for the whole unit,whereas the dimensions given are for 1 of the 2 streams
psi= 1.0- pi*df2**2/(4.0*b*t)
c
c  fe* calculation
c
afe=4.0*psi*b/(pi*df2)
afe1=1.0+((1.9-(1.8*df2/t))*(1.0/(afe-0.4)))
c
c  Nu* calculation
c
vel=amassg/(rhog*psi*Ac)
Prg=amg*cpg/akg
Reg1=vel*df2*pi*rhog/(amg*2)
Nu1= (1.95+(0.178*(Reg1**0.4)*Prg**0.116))**2*Prg**0.19
c
c  Nug calculation
c
Nug= Nu1*afe1
ahg= 2*Nug*akg/(pi*df2)
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
cccc  calculation of total U  ccccccc
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
U=1.0/(df2/(df1*ahw)+df2*log(d1/df1)/(2.0*akf1)+
1df2*log(d2/d1)/(2.0*ak)+df2*log(df2/d2)/(2.0*akf2)+1.0/ahg)
Af2= pi*d2*al*aNp*aNI
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
cccc  calculation Twout  ccccccc
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
read (2,*)
read (2,*)
read (2,*)
read (2,*) Twin

```

```

read (2,*) Tgin
read (2,*) cross
read (2,*)
read (2,*) zita
read (2,*) tol
c
dT = 0.0005
Twout = Twin+0.0001
c
100 Twout = Twout + dT
Twout = Twout + dT
Tgout = Tgin- amassw*cpw*(Twout-Twin)/(amassg*cpg)
c
qg=amassg*cpg*(Tgin-Tgout)/1000.0
c
dtln=cross*(Tgin-Twin)
Ucorr=U*zita
q=Ucorr*Af2*dtln/1000.0
c
c
qprint=q/1000.0
valid=Reg1*(Prg**0.29)
if (dabs(q-qg).gt.tol) then
go to 100
endif
c
c
Restrictions
c
if (valid.lt.100.0) then
go to 999
end if
c
if (valid.gt.10000000.0) then
go to 999
end if
c
c
c-----
c
write(*,*)'continue with water pre-heater?'
write(*,*)'give 1 to continue'
write(*,*)'give 0 to stop'
read(*,*) a
if (a.eq.0) go to 300

write (*,*) 'GIVE FILENAME FOR the input data of
1 water pre- heater'
read (*,*) filename3
open (4,file=filename3)
cccc ccccc
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
cccccccccc Properties of the condensate Preheater ccccc
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
cccc ccccc
read (4,*)
read (4,*)
read (4,*) alt

```



```

read (4,*) dc2
read (4,*) aNnt
read (4,*) U2
read (4,*)
read (4,*)
read (4,*) amassf
read (4,*)
read (4,*)
read (4,*)
read (4,*)
read (4,*)
read (4,*) Tfin
c
c
c
      A2=pi*dc2*alt*aNnt
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
cccc calculation of Tfout ccccccc
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
c
c
c
      dT = 0.001
      Tfout= Tfin + 0.001
200    Tfout= Tfout + dT
      Twout2 = Twin
c
c
      q2=amassw*cpw*(Twout-Twout2)/1000.0
c
      dtln2=((Twout-Tfout)-(Twout2- Tfin))/log((Twout-Tfout)/
*(Twout2- Tfin))
c
c
      qf=U2*dtln2*A2/1000.0
c
c
      write (*,350)q,qf,Tfout,Twin, Twout
c
      if (dabs(q2-qf).gt.10.0) then
      go to 200
      endif
c
      close (4)
C
c
c
      q2print=q2/1000.0
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
cccccccccccc Results ccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
cccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccccc
300    write (3,*)'mass gas',' mass water',' q ',
1 ' Twin ',' Twout ',' Tgin ',' Tgout '
      write (3,850)amassg,amassw,qprint,Twin,Twout,Tgin,Tgout
      write (3,*)' Prg ',' Reg ',' hw ',' hg ',' U',

```

```

1'      Af2,'      dtln  '
      write (3,900)Prg,Reg1,ahw,ahg,Ucorr,Af2,dtln
850    format(7(2x,f8.2))
900    format(7(2x,f8.2))

c
c
c
      write (3,*)' mass f/water',' q2'
      write (3,500)amassf,q2print
      write (3,*)'  A2  ','  U2  ','  dtln2  '
      write (3,500)A2,U2,dtln2
      write (3,*)'  Tfin ','  Tfout','  Twout2'
      write (3,500)Tfin,Tfout,Twout2

c
c
350    format(6(2x,f10.2))
500    format(5(2x,f10.2))

c
600    close (2)
      close (3)
      close (4)

c
999    write(*,*) 'Program terminated'
      stop
      end

```


A	A	m ²	Επιφάνεια
A₂	A2	m ²	Εξωτερική Επιφάνεια των σωλήνων του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος για ολοκληρη τη Μονάδα
A_c	Ac	m ²	Επιφάνεια του καναλιού εισαγωγής των καυσαερίων
A_{f2}	Af2	m ²	Εξωτερική Επιφάνεια των σωλήνων του Ψυκτήρα καυσαερίων ολόκληρης της Μονάδας
b	b	m	Απόσταση μεταξύ κέντρων δύο σωλήνων κάθετα στη ροή των καυσαερίων
c_{pf}	--	J/kgK	Ειδική Θερμοχωρητικότητα σε σταθερή Πίεση του Συμπυκνώματος
c_{pg}	cpg	J/kgK	Ειδική Θερμοχωρητικότητα σε σταθερή Πίεση των καυσαερίων
c_{pw}	cpw	J/kgK	Ειδική Θερμοχωρητικότητα σε σταθερή Πίεση του νερού του κλειστού κυκλώματος
d₁	d1	m	Εσωτερική διάμετρος ενός σωλήνα του Ψυκτήρα καυσαερίων
d₂	d2	m	Εξωτερική διάμετρος ενός σωλήνα του Ψυκτήρα καυσαερίων
d_{c1}	--	m	Εσωτερική διάμετρος του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος
d_{c2}	dc2	m	Εξωτερική διάμετρος του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος
d_{f1}	df1	m	Εσωτερική διάμετρος ενός σωλήνα με εσωτερικό fouling του Ψυκτήρα καυσαερίων
d_{f2}	df2	m	Εξωτερική διάμετρος σωλήνα με fouling του Ψυκτήρα καυσαερίων
d_{shell}	--	m	Εσωτερική διάμετρος του κελύφους του Προθερμαντή Συμπυκνώματος
f₁	afe	--	Συντελεστής για τον υπολογισμό του f _e *
f₂	afe2	--	Συντελεστής για τον υπολογισμό του Nu _w
f_{2c}	--	--	Συντελεστής για τον υπολογισμό του Nu _f
f₆	afe6	--	Συντελεστής για τον υπολογισμό του Nu _w

f_{6c}	--	--	Συντελεστής για τον υπολογισμό του Nu_f
f_e^*	afe1	--	Διορθωτικός Συντελεστής για τον υπολογισμό του Nu_g
h_f	--	W/m ² K	Ειδική Συναγωγιμότητα του Συμπυκνώματος
h_g	ahg	W/m ² K	Ειδική Συναγωγιμότητα των καυσαερίων
h_w	ahw	W/m ² K	Ειδική Συναγωγιμότητα του νερού κλειστού κυκλώματος
k	ak	W/mK	Θερμική Αγωγιμότητα των σωλήνων του Ψυκτήρα καυσαερίων
k_c	akc	W/mK	Θερμική Αγωγιμότητα των Σωλήνων του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος
k_f	--	W/mK	Θερμική Αγωγιμότητα του Συμπυκνώματος
k_{f1}	akf1	W/mK	Thermal Conductivity of inside Fouling deposits
k_{f2}	akf2	W/mK	Θερμική Αγωγιμότητα του εξωτερικού fouling
k_g	akg	W/mK	Θερμική Αγωγιμότητα των καυσαερίων
k_w	akw	W/mK	Θερμική Αγωγιμότητα του νερού του κλειστού κυκλώματος
L	al	m	Το μισό από το ολικό μήκος σωλήνα του Ψυκτήρα καυσαερίων
L^*	--	m	Ειδικό μήκος σωλήνα
L_c	alc	m	Μήκος καναλιού για την είσοδο των καυσαερίων
L_t	alt	m	Μήκος σωλήνα του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος
\dot{m}_f	amassf	kg/s	Παροχή μάζας του Συμπυκνώματος
\dot{m}_g	amassg	kg/s	Παροχή μάζας των καυσαερίων

\dot{m}_w	amassw	kg/s	Παροχή μάζας του νερού κλειστού κυκλώματος
N_l	aNl	--	Αριθμός σωλήνων παράλληλα στη ροή των καυσαερίων
N_n	aNn	--	Αριθμός σωλήνων μέσα στους οποίους μοιράζεται το νερό
N_{ns}	--	--	Αριθμός κελυφών για τον Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος για ολόκληρη τη Μονάδα
N_{nt}	aNnt	--	Αριθμός σωλήνων του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος για ολόκληρη τη Μονάδα
N_p	aNp	--	Αριθμός σωλήνων κάθετων στη ροή των καυσαερίων
Nu_g^*	Nul	--	Αριθός Nusselt για ένα σωλήνα
Nu_g	Nug	--	Αριθμός Nusselt για τη ροή καυσαερίων
Nu_w	Nuw	--	Αριθμός Nusselt για το νερό του κλειστού κυκλώματος εντός των σωλήνων του Ψυκτήρα καυσαερίων
Nu_f	--	--	Αριθμός Nusselt εντός των σωλήνων του Προθερμαντήρα του Συμπυκνώματος
Pr_g	Prg	--	Αριθμός Prandtl των καυσαερίων
Pr_w	Prw	--	Αριθμός Prandtl του νερού του κλειστού κυκλώματος
Pr_f	--	--	Αριθμός Prandtl του Συμπυκνώματος
Q	Q	MW	Θερμική Ισχύς που μεταφέρεται από ένα θερμό σε ένα ψυχρό ρευστό εντός Εναλλάκτη
Q_2	q2	MW	Θερμική Ισχύς που λαμβάνει το Συμπύκνωμα
Q_g	qg	MW	Θερμική Ισχύς που αποσπάται από τα καυσαέρια
Re_g^*	Regl	--	Αριθμός Reynolds υπολογισμένος για το ειδικό μήκος σωλήνα
Re_w	Rew	--	Αριθμός Reynolds για το νερό κλειστού κυκλώματος
Re_f	--	--	Αριθμός Reynolds για το Συμπύκνωμα

t	t	m	Απόσταση μεταξύ των κέντρων δύο σωλήνων παράλληλα στη ροή των καυσαερίων
t_{f1}	tf1	m	Πάχος εσωτερικού fouling των σωλήνων του Ψυκτήρα καυσαερίων
t_{f2}	tf2	m	Πάχος εξωτερικού fouling των σωλήνων του Ψυκτήρα καυσαερίων
T_{fin}	Tfin	°C	Θερμοκρασία Συμπυκνώματος ανάντι του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος
T_{fout}	Tfout	°C	Θερμοκρασία Συμπυκνώματος κατάντι του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος
T_{gin}	Tgin	°C	Θερμοκρασία καυσαερίων ανάντι του Ψυκτήρα καυσαερίων
T_{gout}	Tgout	°C	Θερμοκρασία καυσαερίων κατάντι του Ψυκτήρα καυσαερίων
T_{win}	Twin	°C	Θερμοκρασία κυκλοφορούντος νερού ανάντι του Ψυκτήρα καυσαερίων
T_{wout}	Twout	°C	Θερμοκρασία νερού κλειστού κυκλώματος κατάντι του Ψυκτήρα καυσαερίων /ανάντι του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος
T_{wout2}	Twout2	°C	Θερμοκρασία νερού κλειστού κυκλώματος κατάντι του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος /ανάντι του Ψυκτήρα καυσαερίων
U	U	W/m ² K	Ειδική Θερμική Διαπερατότητα του Ψυκτήρα των καυσαερίων
U₂	U2	W/m ² K	Ειδική Θερμική Διαπερατότητα του Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος
v_g	vel	m/s	Ταχύτητα των καυσαερίων
v_f	--	m/s	Ταχύτητα Συμπυκνώματος
v_w	velwater	m/s	Ταχύτητα νερού κλειστού κυκλώματος
ΔT_{lm}	dtln	K	Διαφορά Θερμοκρασίας για τον Ψυκτήρα καυσαερίων—cross counter flow
ΔT_{lm2}	dtln2	K	Διαφορά Θερμοκρασίας για τον Προθερμαντήρα Συμπυκνώματος--counter flow
η_f	--	kg/ms	Δυναμική συνεκτικότητα του Συμπυκνώματος

η_g	amg	kg/ms	Δυναμική συνεκτικότητα καυσαερίων
η_w	amw	kg/ms	Δυναμική συνεκτικότητα νερού κλειστού κυκλώματος
ζ	zita	--	Διορθωτικός Συντελεστής για τον Ψυκτήρα καυσαερίων
Θ	cross	--	Διορθωτικός Συντελεστής για cross counter flow
ξ	--	--	Συντελεστής για τον υπολογισμό του Nu_w
ρ_g	rhog	kg/m ³	Πυκνότητα καυσαερίων
ρ_f	--	kg/m ³	Πυκνότητα Συμπυκνώματος
ρ_w	rhow	kg/m ³	Πυκνότητα νερού κλειστού κυκλώματος
Φ	--	kg/s m ²	Πυκνότητα ροής μάζας των καυσαερίων
Ψ	psi	--	Συντελεστής Ψ για τον υπολογισμό της ταχύτητας των καυσαερίων

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

ΕΛΛΗΝΙΚΗ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- 1) Κακαράς, Ε. 2003, *Θερμοηλεκτρικοί Σταθμοί*, Φούντας, Αθήνα.
- 2) Κακαράς, Ε., Γιαννακόπουλος Δ. & Δουκέλης, Α. 2006, 'Εξοικονόμηση Ενέργειας σε Σταθμούς Παραγωγής Ηλεκτρικής Ενέργειας', *Εξοικονόμηση Ενέργειας*, Αθήνα.
- 3) Κακάτσιος, Ξ. 2002, *Μετάδοση Θερμότητας*, Κλειδάριθμος, Αθήνα.
- 4) Μπεργελές, Γ., Κακαράς, Ε., Παπαδάκης, Γ., Σταματελόπουλος Γ. & Γιαννακόπουλος Δ. 1998, *Μελέτη 1^η: Προτάσεις για την καλύτερη αξιοποίηση του λιγνίτη: Μέτρα για την αύξηση του βαθμού απόδοσης στους λιγνιτικούς Α.Η.Σ*
- 5) Παπαγεωργίου, Ν. 1991, *Ατμοπαραγωγοί Ι: Γενικές Αρχές*, Συμεών, Αθήνα.
- 6) *Σύνοψη της διεθνούς πρακτικής για τον εκσυγχρονισμό υπαρχουσών μονάδων και τη βελτίωση του Βαθμού Απόδοσής τους*

ΓΕΡΜΑΝΙΚΗ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- 7) Dubbel 2005, *Taschenbuch für den Maschinenbau- 21. Auflage*, Springer, Heidelberg.
- 8) Koska, A.F. 1988, *Die Braunkohlenkraftwerke der VEAG*, Wien.
- 9) Kuchling, H., 1985, *Taschenbuch Der Physik*, Verlag Harri Deutsch, Frankfurt/Main.
- 10) Linka, S. 2003, *Untersuchung der Eigenschaften von Schlacken und Schmelzen in technischen Feuerungen*, Ruhr-Universität Bochum.
- 11) Vattenfall Europe Mining & Generation, *Ostdeutsche Braunkohlenwirtschaft im 21. Jahrhundert: Das Kraftwerk Lippendorf*.
- 12) Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Energietechnik 1980, *Wärmetechnische Arbeitsmappe*, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf.
- 13) Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) 1984, *VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang*, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf.
- 14) VGB PowerTech e.V. 2005, *Vom Rauchgasenschwefelungsrückstand zum Qualitätsrohstoff REA – Gips*, VGB-TW 710.
- 15) Wagner W. 1990, *Thermische Apparate und Dampferzeuger - Planung und Berechnung*, Vogel Verlag Und Druck.
- 16) Wagner W. 2004, *Wärmeübertragung*, Vogel Verlag Und Druck.

- 17) Weiss, S. 1987, *Verfahrenstechnische Berechnungsmethoden Teil 1: Wärmeübertrager*, Verlagsgesellschaft mbH, Weinheim.
- 18) Zelkowski, J., *Kohleverbrennung: Brennstoff, Physik und Theorie, Technik*, VGB Technische Vereinigung der Grosskraftwerksbetreiber e.V., Essen.

ΑΓΓΛΙΚΗ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- 19) Adamcyk, F., Kortz, C. & Kirmse, D. 2001, 'Experiences with Heat Recovery Systems for Lignite Power Plants to increase the efficiency and to reduce CO₂ Emissions', *VGB PowerTech* (2001).
- 20) Altmann, H. & Margenber, T. 2003, 'Heat Transfer Systems within the Flue-Gas System of Power-Station Units-Experience gained during basic engineering, erection and operation', *VGB PowerTech* (2003), No.9, pp. 78-83.
- 21) Bauer, G. & Lankes, F. 1997, 'Increase of Unit Efficiency by Improved Waste Heat Recovery', *VGB Kraftwerkstechnik 77* (1997), No. 5, pp. 350-355.
- 22) Beer S., Braitsch W. & Kleinstauber W. 1997, 'Measures to Increase the Net Efficiency of an Existing 300 MW Unit', *VGB Kraftwerkstechnik 77* (1997), No. 5, pp. 332-336.
- 23) Bergmann, H. & Bauer, F. 1995, 'Development Potentials in Lignite-Fired Power Plant Technology', *VGB Kraftwerkstechnik 75* (1995), No. 2, pp. 121-127.
- 24) Chwieralski, J., Heil, J. & Reiter, W. 1998, 'Retrofitting of the 100 MW Hard-Coal-Fired Power Plant Dettingen With a Dry FGD Unit', *VGB PowerTech* (1998), No. 4, pp. 66-71.
- 25) CSFTA & VGB 2000, *Study on the Renovation Options for Power Plants Burning Indigenous Solid Fuels in an Enlarged European Union, Taking into Account Environmental and Economic Factors*, Carnot Action Programme, Athens.
- 26) CSFTA & VGB 2000, *Size and type of existing electricity-generating capacity using solid fuels within an enlarged EU*. Final Report, Athens 2000; VGB project No. 205.
- 27) Hartleben, B. 1997, 'Maintenance of Regenerative Heat Exchangers', *VGB Kraftwerkstechnik 77* (1997), No. 1, pp. 24-26.
- 28) Heitmüller, R.J. & Kather, A. 1999, 'Thermal and Fuel Engineering Concept of the Steam Generator for the BoA Unit Niederaußem K', *VGB PowerTech* (1999), No. 5, pp. 61-68.

- 29) Hellfritsch, S., Gilli, P.G. & Jentsch, N. 2004, 'Concept for a Lignite-fired Power Plant Based on the Optimised Oxyfuel Process with CO₂ Recovery', *VGB PowerTech* (2004), No. 8, pp. 76-82.
- 30) Hotta, A. & Venäläinen I. 2006, 'Design and Scale-up Philosophy of Once-through CFB Boilers with Supercritical Parameters', *VGB PowerTech* (2004), No. 4, pp. 66-71.
- 31) *Implementation of Flue Gas Heat Recovery System (excluding Flue Gas-Water Heaters) for condensate preheating in Units I, II of Aghios Dimitrios SES – Draft Technical Specifications – Indirect System.*
- 32) Kakaras, E. 1999, 'Efficiency Improvement of Existing Lignite-Fired Power Plants', *VGB PowerTech* (1999), No. 9, pp. 37-40.
- 33) Kakaras, E., Grammelis, P. & Jacobs, D. 2002, 'Existing Electricity Generation Capacity Using Solid Fuels within the Enlarged EU', *VGB PowerTech* (2002), No. 4, pp. 81-87.
- 34) Kehr, M., Lipinski, B., Valbert, G. & Cossmann, R. 1997, 'Modernisation of the 500 MW Brown Coal-Fired Units on the VEAG Site in Broxberg', *VGB Kraftwerkstechnik* 77 (1997), No. 4, pp. 289-296.
- 35) Michels, B., Adameczyk F. & Koch, J. 2004, 'Retrofit of a Flue Gas Heat Recovery System at the Mehrum Power Plant: An Example of Power Plant Lifetime Evaluation in Practice', *VGB PowerTech* (2004), No. 10, pp. 122-128.
- 36) Müller-Steinhagen, H. 2000, *Heat Exchanger Fouling: Mitigation and Cleaning Technologies*, Publico, Essen
- 37) Noppenau, H. & Hansen, S. 'A design study of a coal and gas fired power plant with advanced steam data', *VGB*, V16
- 38) Paul, I., *A Technology Successfully Deployed in Developing Countries*, Available at: <http://www.worldbank.org/html/fpd/em/supercritical/supercritical.htm>
- 39) Petchers, N. 2002, *Combined Heating, Cooling & Power Handbook: Technologies*
- 40) *& Applications*, Fairmont.
- 41) Peter, R., Franitza, W., Böse, D. & Hartwich, W. 1995, 'Modification of the Jänschwalde Power Station (3000 MW Electric Capacity) to low-NO_x Combustion Technology, Retaining the Plant Configuration as far as Possible', *VGB Kraftwerkstechnik* 75 (1995), No. 9, pp. 723-731.
- 42) Reay, D.A. 1981, *Heat Recovery*, Glasgow

- 43) Schenck, K., Haaker, H., Nitsch, D., Placke, R. & Reese, C. 1994, 'Recent Influences and Their Effects on the Availability of Thermal Power Plants', *VGB Kraftwerkstechnik* 74 (1994), No. 3, pp. 194-198.
- 44) Tauschitz, J., Kager, W. & Voges W. 1997, *VGB Kraftwerkstechnik* 77 (1997), No. 2, pp. 93-98.
- 45) Theis, A. & Jäger, G. 2001, 'Increase of Power Plant Efficiency', *World Energy Council-18th Congress*, Buenos Aires.
- 46) Thierfelder, G. H. 1996, 'Modernization of Existing Power Plants', *VGB Kraftwerkstechnik* 76 (1996), No. 5, pp. 334-339.
- 47) *Waste Heat Recovery*, Bureau of Energy Efficiency, Available at:
- 48) <http://www.em-ea.org/Guide%20Books/book-2/2.8%20Waste%20Heat%20Recovery.pdf>
- 49) Vasiliev, L.L., Grakovich L.P., Kiselev V.G., Matveev, Y. & Khrustalev, D.K. 1984, 'Heat Pipes and Heat Pipe Exchangers for Heat Recovery Systems', *Heat Recovery Systems*, vol. 4, No 4, p.p. 227-233.
- 50) VGB PowerTech e.V. 2005, *Pre-engineering Study of Complete Flue Gas Heat Recovery System for Heat Extraction for District Heating in Units I and II of Kardias SES*, VGB PowerTech e.V, Essen.
- 51) vom Berg, W. & Feuerborn H.J. 2005, 'Properties and Utilization of Lignite Fly Ash in Europe', *ECOBA European Coal Combustion Products Association*, Coaltrans, Thailand.

ΔΙΚΤΥΑΚΟΙ ΤΟΠΟΙ

- 52) BABCOCK BORSIG SERVICE, *POWERISE (Heat Decoupling)*, Available at: <http://www.babcock-borsig-service.de/>
- 53) BALCKE-DUERR, *Portofolio: Heat Exchangers for Water/Steam Cycle*, Available at: <http://www.balcke-duerr.de/>
- 54) RWE, *Niederaussem power plant: A plant full of energy*, Available at: <http://www.rwe.com/generator.aspx/rwe-power-icw/presse/downloads/property=Data/id=167320/kraftwerk-niederaussem-englisch-download.pdf>
- 55) www.power.alstom.com
- 56) www.engineeredge.com

57) www.lenntech.com/teflon.htm

58) www.limatherm.com