



**Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο**

**Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών**

## **Διπλωματική εργασία**

**Θέμα:**

**“Θερμοδυναμική ανάλυση και παραμετρική μελέτη του  
εξωτερικού συστήματος θέρμανσης Θερμαντλιών Stirling”**

**/**

**“Technology Assessment of External Heat Systems for Stirling  
Heat Pumps”**

**Γεωργίου Θ. Ρεντζεπέρη**

**Αθήνα 2007**

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

Σελίδα

Εικόνες .....	6
Πίνακες.....	9
Ακρονύμια και Συντομεύσεις.....	11
Απόσπασμα.....	12
1. Εισαγωγή και περίληψη.....	13
2. Ανασκόπηση σε επιστημονικό επίπεδο.....	17
2.1 Βιβλιογραφική μελέτη.....	17
2.2 Ανασκόπηση εργασιών σχετικές με τις μηχανές Stirling.....	19
2.2.1 Υπόβαθρο της μηχανής Stirling.....	19
2.2.2 Αντλία Θερμότητας Εξωτερικού Συστήματος Θέρμανσης.....	24
2.3 Διαπιστώσεις και συμπεράσματα.....	35
2.3.1 Συστήματα Καύσης.....	35
2.3.2 Σχεδιασμός Προθερμαντήρα.....	38

2.3.3 Άλλες Συνιστώσες.....	39
3. Ιδέες για βελτιωμένη απόδοση.....	40
3.1 Σχεδιασμοί Προθερμαντήρα.....	41
3.1.1 Κεραμικοί Προθερμαντήρες.....	41
3.1.2 Προθερμαντήρες με πλακοειδή πτερύγια.....	43
3.2 Συστήματα Καύσης.....	46
3.2.1 Τύπος Καυστήρα.....	46
3.2.2 Ανακυκλοφορία αερίου καύσης και ανακυκλοφορία καυσαερίων.....	50
3.2.3 Προηγμένη Ψύξη.....	51
4. Αξιολόγηση των επιλεγμένων μοντέλων.....	52
4.1 Αναλυτικό Μοντέλο.....	53
4.2 Συμμόρφωση σε θέματα σχετικά με τους κώδικες.....	60
4.3 Συνθήκες για επιλεγμένα συστήματα.....	64
4.4 Σύστημα φλόγας διάχυσης του συστήματος EHS του MTI.....	67

4.4.1	Περιγραφή του συστήματος EHS του ΜΤΙ.....	67
4.4.2	Επιλογές υλικών για τον σχεδιασμό του ΜΤΙ.....	74
4.5	Ψυχώμενος καυστήρας ψεκασμού.....	82
4.6	Παλμικό σύστημα καύσης.....	90
4.7	Ανακυκλοφορία καυσαερίων.....	101
4.8	Σύστημα Ελέγχου.....	110
4.8.1	Έλεγχος EHS που βασίζεται σε φλόγα διάχυσης.....	110
4.8.2	Ρύθμιση για τον καυστήρα ψεκασμού.....	122
4.9	Συνολικά κόστη του EHS.....	124
5.	Συμπεράσματα και Συστάσεις.....	126
5.1	Γενικές Διαπιστώσεις.....	126
5.2	Σχεδιασμός EHS καυστήρα τυρβώδους διάχυσης.....	127
5.3	Σχεδιασμός EHS για καυστήρα προαναμεμιγμένου ψεκασμού.....	129
5.4	Ζητήματα ρύθμισης.....	129
5.5	Ζητήματα έρευνας.....	129

<b>5.6 Εισχώρηση στην αγορά.....</b>	<b>130</b>
<b>Βιβλιογραφία.....</b>	<b>132</b>
<b>Παράρτημα – Κώδικας .....</b>	<b>140</b>
<b>Αποτελέσματα.....</b>	<b>159</b>

## **Εικόνες**

### **Σελίδα**

<b>2.1 Σχηματική αναπαράσταση μιας μηχανής Stirling P-40.....</b>	<b>21</b>
<b>2.2 Εξωτερικό σύστημα θέρμανσης MOD-I.....</b>	<b>22</b>
<b>2.3 Εξωτερικό σύστημα θέρμανσης MOD-II.....</b>	<b>23</b>
<b>2.4 Τομή της μηχανής MOD-II.....</b>	<b>23</b>
<b>2.5 Mechanical Technology, Inc., εξωτερικό σύστημα θέρμανσης για συμπαγή κεφαλή του θερμοαντήρα.....</b>	<b>27</b>
<b>2.6 Mechanical Technology, Inc., εξωτερικό σύστημα θέρμανσης για σωληνοειδή κεφαλή του θερμοαντήρα.....</b>	<b>28</b>
<b>2.7 Mechanical Technology Inc., σχεδιασμός προθερμαντήρα.....</b>	<b>29</b>
<b>2.8 Mechanical Technology, Inc., σύστημα ελέγχου αντλίας θέρμανσης μηχανής Stirling.....</b>	<b>33</b>
<b>2.9 Καυστήρας Τυρβώδους Διάχυσης.....</b>	<b>34</b>
<b>2.10 Αντλία θερμότητας της εταιρείας Sunpower με εξωτερική προθέρμανση.....</b>	<b>34</b>
<b>2.11 Δακτυλιοειδής προθερμαντήρας αέρα.....</b>	<b>35</b>

<b>2.12 Επίδραση της ανακυκλοφορίας των καυσαεριών στα οξείδια του αζώτου NOx.....</b>	<b>38</b>
<b>3.1 Επίδραση του μεγέθους του προθερμαντήρα στην απόδοση του συστήματος εξωτερικής θέρμανσης.....</b>	<b>43</b>
<b>3.2 Επίδραση της περίσσειας του αέρα στα οξείδια του αζώτου για διάφορους βαθμούς απόδοσης.....</b>	<b>49</b>
<b>4.1 Διάγραμμα αναλυτικού μοντέλου.....</b>	<b>58</b>
<b>4.2 Μοντέλο εξισώσεων του συστήματος εξωτερικής θέρμανσης.....</b>	<b>59</b>
<b>4.3 Mechanical Technology, Inc., εξωτερικό σύστημα θέρμανσης για σωληνοειδή κεφαλή του θερμαντήρα.....</b>	<b>70</b>
<b>4.4 Mechanical Technology, Inc., εξωτερικό σύστημα θέρμανσης για συμπαγή κεφαλή του θερμαντήρα.....</b>	<b>71</b>
<b>4.5 Μέγιστη Θερμοκρασία Μετάλλου συναρτήσει του μεγέθους του προθερμαντήρα και της θερμοκρασίας της κεφαλής του θερμαντήρα.....</b>	<b>75</b>
<b>4.6 Επίδραση του αριθμού των μεταφερόμενων μονάδων στην απόδοση για σταθερές εκπομπές NOx.....</b>	<b>76</b>
<b>4.7 Επίδραση στο κόστος λόγω της μείωσης της απόδοσης του καυστήρα....</b>	<b>77</b>
<b>4.8 Αυξητική εξοικονόμηση για τον προθερμαντήρα σε σχέση με το μέγεθος του και την επιλογή του υλικού κατασκευής.....</b>	<b>78</b>

<b>4.9 Το εξωτερικό σύστημα θέρμανσης που αναπτύχθηκε από την General Electric.....</b>	<b>88</b>
<b>4.10 Καυστήρας με εφίδρωση.....</b>	<b>89</b>
<b>4.11 Εξωτερικό σύστημα θέρμανσης με καυστήρα ψυχώμενο με εφίδρωση.....</b>	<b>91</b>
<b>4.12 Παλμικό σύστημα καύσης.....</b>	<b>95</b>
<b>4.13 Διάγραμμα παλμικού συστήματος καύσης.....</b>	<b>96</b>
<b>4.14 Σκαρίφημα παλμικού συστήματος καύσης.....</b>	<b>97</b>
<b>4.15 Mechanical Technology, Inc., ροή-πτώση πίεσης εξωτερικού συστήματος θέρμανσης.....</b>	<b>112</b>
<b>4.16 Επίδραση της θερμοκρασίας στην πτώση πίεσης.....</b>	<b>114</b>
<b>4.17 Σύστημα ελέγχου βαλβίδας ροής καυστήρα διάχυσης.....</b>	<b>119</b>
<b>4.18 Έλεγχος αέρα/καυσίμου με διπλό ρυθμιστή.....</b>	<b>121</b>
<b>4.19 Σύστημα ελέγχου τυπικού καυστήρα προανάμιξης.....</b>	<b>123</b>



## Πίνακες

### Σελίδα

<b>2.1 Κατασκευαστές Αντλιών Θερμότητας.....</b>	<b>24</b>
<b>4.1 Κριτήρια Επιλογής Υλικών.....</b>	<b>61</b>
<b>4.2 Σύγκριση ανάμεσα σε καυστήρα τυρβώδους διάχυσης και καυστήρα ψυχόμενου με εφίδρωση.....</b>	<b>66</b>
<b>4.3 Σωληνοειδής κεφαλή θερμαντήρα εξωτερικού συστήματος θέρμανσης- κύριο υλικό ανοξείδωτος χάλυβας 310.....</b>	<b>72</b>
<b>4.4 Κόστη για συμπαγή κεφαλή θερμαντήρα εξωτερικού συστήματος καύσης, με κύρια υλικά Haynes 214 και 310 ανοξείδωτου χάλυβα.....</b>	<b>73</b>
<b>4.5 Επίδραση στον αριθμό μεταφερόμενων μονάδων στην κεφαλή του θερμαντήρα.....</b>	<b>86</b>
<b>4.6 Συνθήκες σχεδίασης για καυστήρα ψυχόμενο με εφίδρωση.....</b>	<b>87</b>
<b>4.7 Θερμοκρασίες ανάφλεξης για μίγματα αέρα αερίου.....</b>	<b>89</b>
<b>4.8 Προδιαγραφές παλμικής καύσης.....</b>	<b>98</b>
<b>4.9 Επίδραση της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων.....</b>	<b>103</b>

<b>4.10 Επιλογές Συστημάτων Ελέγχου.....</b>	<b>117</b>
<b>4.11 Κόστος συστήματος ελέγχου για εξωτερική πηγή θερμότητας.....</b>	<b>120</b>
<b>4.12 Διαμόρφωση εξωτερικής πηγής θέρμανσης και κόστη ελέγχου.....</b>	<b>125</b>

## Ακρονύμια και Συντομεύσεις

AGA	American Gas Association (Αμερικάνικη Εταιρεία Αερίου)
Al	aluminum (αλουμίνιο)
AMTI	Advanced Mechanical Technology, Inc
ANSI	American National Standards Institute
ASTM	American Society for Testing and Materials
CGR	Combustion Gas Ricirculation (Ανακυκλοφορία των καυσαερίων μετά τον Θάλαμο Καύσης)
CO	Carbon monoxide (Μονοξείδιο του άνθρακα)
COP	Coefficient of Performance (Συντελεστής Συμπεριφοράς)
DOE	U.S. Department of Energy (Αμερικάνικο Υπουργείο Ενέργειας)
EGR	Exhaust Gas Recirculation (Ανακυκλοφορία των καυσαερίων)
EHS	External Heat System (Εξωτερικό Σύστημα Θέρμανσης)
GE	General Electric
J	joule
MTI	Mechanical Technology, Inc.
ng	nanogram
NTIS	National Technology Information Service
NTU	Number of transfer units (Αριθμός Μεταφερόμενων Μονάδων)
NOx	Oxides of Nitrogen (Μονοξείδια του αζώτου)
ORNL	Oak Ridge National Laboratory (Εθνική Βιβλιοθήκη του Oak Ridge)
PC	Pulsed Combustion (παλμική καύση)
PTB	Premixed Transpiration Burner (Καυστήρας προαναμεμιγμένης καύσης)
SCAQMD	South Coast Air Quality Management District of California
SE	Stirling Engine (Μηχανή Stirling)
SEHP	Stirling Engine Heat Pump (Αντλία θερμότητας μηχανής Stirling)
STL	steel (χάλυβας)
SST	stainless steel (ανοξειδωτος χάλυβας)
TDB	Turbulent Diffusion Burner (καυστήρας τυρβώδους διάχυσης)
UL	Underwriters Laboratories, Inc.

## Απόσπασμα

Στο παρόν κείμενο περιγράφεται μια τεχνολογική μελέτη στην οποία έγινε μια προσπάθεια για βελτίωση στο σχεδιασμό του εξωτερικού συστήματος θέρμανσης (EHS) της αντλίας θερμότητας της μηχανής Stirling, προκειμένου να μειωθούν τα κόστη εγκατάστασης και λειτουργίας. Παρατηρήθηκε ότι αυτή την στιγμή μόνο δύο σχεδιασμοί είναι διαθέσιμοι: Ένας σχετικά μη ανεπτυγμένος σχεδιασμός που χρησιμοποιεί προαναμεμιγμένο καύσιμο και καυστήρα ψεκασμού αέρα και ένα σύστημα καυστήρα τυρβώδους διάχυσης που αναπτύχθηκε από το ΜΤΙ.

Για να αξιολογηθούν και να βελτιστοποιηθούν οι σχεδιαστικές ιδέες, αναπτύχθηκε ένα αναλυτικό μοντέλο που εξέτασε σχεδιαστικές παραμέτρους και άλλα χαρακτηριστικά της λειτουργίας της εγκατάστασης. Το μοντέλο υπολόγισε θερμοκρασίες σε σημαντικά σημεία, επιτρέποντας παράλληλα και τον προσδιορισμό κάποιων χαρακτηριστικών ιδιοτήτων των υλικών. Ο προσδιορισμός αυτός επιτεύχθηκε ακολουθώντας τον κώδικα για θαλάμους καύσης που αναπτύχθηκε από το ANSI. Αξιολογήθηκαν οι διάφορες ιδέες για τα συστήματα ελέγχου του EHS και αναπτύχθηκε ένας πιο οικονομικός σχεδιασμός για τον καυστήρα τυρβώδους διάχυσης.

Η μελέτη αποδεικνύει ότι βελτιστοποιώντας τον σχεδιασμό του καυστήρα διάχυσης μπορεί να επιτευχθεί σημαντική εξοικονόμηση χρημάτων. Μέσα από αυτήν την μελέτη δεν μπορούμε να καταλήξουμε σε μια καθαρή επιλογή ανάμεσα στα συστήματα, καυστήρα διάχυσης ή καυστήρα ψεκασμού, διότι και τα δύο μοντέλα αναπτύχθηκαν και βελτιώθηκαν. Υπολογισμοί δείχνουν ότι το EHS που βασίζεται σε καυστήρα ψεκασμού κοστίζει όσο το 70% του καυστήρα τυρβώδους διάχυσης, αλλά η απόδοση του είναι μικρότερη κατά περίπου 18%.

## 1. Εισαγωγή και περίληψη

Ο βασικός στόχος του προγράμματος είναι να προσδιοριστεί η τεχνολογία του εξωτερικού συστήματος θέρμανσης (EHS) των αντλιών θερμότητας των μηχανών Stirling και να οδηγηθούμε στην εξοικονόμηση χρημάτων. Η τωρινή τεχνολογία της μηχανής Stirling έχει πολλά χαρακτηριστικά γνωρίσματα που μπορεί να την μετατρέψουν σε πρότυπο για αντλίες θερμότητας που χρησιμοποιούν φυσικό αέριο ως καύσιμο. Αυτά είναι η υψηλή αποδοτικότητα, οι χαμηλές εκπομπές ατμοσφαιρικών ρύπων και ο χαμηλός θόρυβος. Ωστόσο, ένα σημαντικό εμπόδιο στην οικονομική ανταγωνιστικότητα αυτής της εφαρμογής είναι το υψηλό κόστος. Βασικός παράγοντας αυτού του υψηλού κόστους είναι το Εξωτερικό Σύστημα Θέρμανσης (E.H.S.) των Αντλιών Θερμότητας Μηχανών Stirling (S.E.H P.) και εκεί πρέπει να επικεντρωθεί η μελέτη για να επιτευχθεί μείωση του κόστους. Αν επιτευχθεί σημαντική μείωση του κόστους του EHS, τότε θα έχει γίνει ένα πολύ σημαντικό βήμα προς την εμπορευματοποίηση των αντλιών θερμότητας Stirling που θα έχει και επιπρόσθετες εφαρμογές. Το EHS έχει χαρακτηριστεί ως το δαπανηρό μέρος του SEHP λόγω της ανάγκης για υψηλή θερμοκρασία στην κεφαλή της μηχανής θερμότητας, η οποία απαιτεί την χρήση υλικών που να αντέχουν σε υψηλές θερμοκρασίες.

Συγκεκριμένα, σκοπός αυτού του προγράμματος είναι να:

- Εξετάσει την μελέτη που έχει γίνει στο παρελθόν μέσω μιας ανασκόπησης της βιβλιογραφίας,
- Εξετάσει την εργασία που εκτελείται από ανθρώπους που είναι υπεύθυνοι για την ανάπτυξη,
  - Αναπτύξει νέες ιδέες για αξιολόγηση, και
  - Αναπτύξει εξοικονομητικές μελέτες και στρατηγικές ελέγχου χρησιμοποιώντας το υπόβαθρο του AMTI (Advanced Mechanical Technology, Inc).

Σκοπός της πρώτης φάσης είναι να ερευνήσει την βιβλιογραφία της μηχανής Stirling, εστιάζοντας στο EHS. Το EHS όπως καθορίζεται για αυτήν την εργασία συμπεριλαμβάνει τον θάλαμο καύσης, τον προθερμαντήρα αέρα, το σύστημα μεταφοράς αέρα και καυσίμου, τις σχετικές σωληνώσεις και το σύστημα ελέγχου. Έχει δοθεί η εντύπωση ότι η βελτίωση του EHS κατά το παρελθόν έπαιξε δευτερεύων ρόλο σε μηχανολογικά ζητήματα και σε ζητήματα ως αναφορά την αποδοτικότητα του κύκλου. Επειδή ζητήματα κόστους και αξιοπιστίας είναι ισάξια με ζητήματα εμφάνισης, θεωρήθηκε αναγκαίο να ανατρέξουμε σε εργασίες του παρελθόντος για να αξιολογήσουμε ορισμένες λύσεις, που είχαν προταθεί από ερευνητές, που έχουν να κάνουν με τον σχεδιασμό του EHS, για να καθοριστεί η απόδοση και η αποτελεσματικότητα της δαπάνης και να αναπτυχθούν καινούργιοι και πιο κερδοφόροι σχεδιασμοί.

Στην αναζήτηση της βιβλιογραφίας δόθηκε βάση στο πως συμπεριφέρεται το σύστημα EHS. Εξετάστηκαν και άλλα σχετικά συστήματα μόνο όμως αυτά που μπορούν να βοηθήσουν στην μελέτη του EHS. Επίσης, αποδείχτηκε ότι μόνο δύο βασικές σχεδιαστικές προσεγγίσεις έχουν αναπτυχθεί. Αυτές προέρχονται από δύο εταιρίες που έχουν αναπτύξει το SEHP με την βοήθεια του DOE.

Μια σοβαρή μελέτη έγινε στα πρόσφατα άρθρα ώστε να εντοπιστούν τα πεδία απ' όπου μπορούν να μειωθούν οι δαπάνες για τον σχεδιασμό του EHS. Για τις συνθήκες οι οποίες επιλέχτηκαν, ο σχεδιασμός του MTI, που βασίζεται σε θάλαμο καύσης φλόγας τυρβώδους διάχυσης, αποτελεί την σωστή προσέγγιση αν η προθέρμανση του αέρα γίνει σε υψηλή θερμοκρασία. Ακόμα θεωρήθηκε ότι μπορεί να επιτευχθεί επιπρόσθετη βελτιστοποίηση του συστήματος, ειδικά όσο αφορά στον προθερμαντήρα. Η χρήση ενός EHS που βασίζεται σε θάλαμο καύσης ψυχώμενο με ψεκασμό αποτελεί μια καλή επιλογή, ωστόσο χρειάζεται να γίνει περαιτέρω μελέτη και βελτιστοποίηση για να αναπτυχθεί περισσότερο ο παραπάνω σχεδιασμός.

Για να αξιολογηθεί η μελέτη και ο σχεδιασμός της, αναπτύχθηκε ένα αναλυτικό μοντέλο που συνδέει όλες αυτές τις μεταβλητές μαζί. Με το μοντέλο

αυτό καθορίστηκαν οι συνθήκες σχεδιασμού και οι λεπτομέρειες των εξαρτημάτων. Στην συνέχεια το μοντέλο αυτό υπολόγισε θερμοκρασίες σε διάφορα σημεία του EHS καθώς επίσης και την αποδοτικότητα του συστήματος. Ακόμα επέτρεψε να προσδιοριστεί η περίσσεια του αέρα, η ανακυκλοφορία των καυσαερίων μετά την εξάτμιση (EGR) και η επανακυκλοφορία του των καυσαερίων μετά ακριβώς από την έξοδό τους από τον θάλαμο καύσης (CGR). Υπολόγισε την επίδραση στην αποδοτικότητα όχι μόνο από τις παραπάνω μεταβλητές αλλά και από έναν παράγοντα εκπομπής NOx. Παρόλο που το μοντέλο δεν προέβλεψε την ακριβή τιμή των εκπομπών, επέτρεψε την δυνατότητα συγκρίσεων με μοντέλα που έχουν περίπου ίδια επίπεδα NOx.

Λόγω του γεγονότος ότι τα κόστη των υλικών παίζουν σημαντικό ρόλο στο συνολικό κόστος του EHS, έγινε ανασκόπηση στους κώδικες του ANSI που αφορούν τους θαλάμους καύσης και αναπτύχθηκαν προδιαγραφές για τα υλικά ώστε να συμμορφώνονται με τους κώδικες αυτούς. Ο κώδικας επίσης αποδείχτηκε ότι είναι μια πηγή για να υπολογίζονται τα όρια εκπομπής και μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σαν δεδομένο σε στρατηγικές ελέγχου.

Το EHS εξετάστηκε με μεγάλη προσοχή χρησιμοποιώντας το αναλυτικό μοντέλο που περιγράψαμε παραπάνω. Παρατηρήθηκε ότι στη περίπτωση του EHS του σχεδιασμού του MTI, μια μικρή αλλαγή στην εμφάνιση μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική αποταμίευση χρημάτων επειδή κατ'αυτόν τον τρόπο πέφτουν οι απαιτήσεις των υλικών (και κατ'επέκταση και το κόστος τους). Επίσης αξιολογήθηκε ένα σύστημα ελέγχου που χρησιμοποιεί τον έλεγχο ταχύτητας και κρίθηκε ως ακριβό. Αναπτύχθηκαν δύο εναλλακτικά μοντέλα που ήταν πιο φτηνά.

Το σύστημα της Sunpower, Inc. επίσης αξιολογήθηκε αλλά ο σχεδιασμός του δεν ήταν τόσο καλά ανεπτυγμένος όπως του MTI. Η Sunpower εξέτασε τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα του καυστήρα φλόγας τυρβώδους διάχυσης και αναπτύχθηκε ένας καυστήρας ψυχώμενος με ψεκασμό από την General Electric (GE). Η αξιολόγηση σε αυτήν την εργασία θεώρησε ως δεδομένο την χρησιμοποίηση καυστήρα φλόγας τυρβώδους διάχυσης και του σχετικού

συστήματος EHS. Επίσης, η ανάλυση θεώρησε δεδομένη την χρήση προθερμαντήρα, ανεπτυγμένο από το MTI, βασιζόμενη στο γεγονός ότι αποτελεί την πιο συμφέρουσα οικονομικά λύση. Υπολογισμοί έδειξαν ότι το EHS που βασίζεται σε καυστήρα ψεκασμού κοστίζει περίπου όσο το 70% του EHS που βασίζεται σε τυρβώδη διάχυση.

Τέλος, σε αυτήν την εργασία αναφέρονται συμπεράσματα και συστάσεις. Στην περίπτωση του μοντέλου του MTI, προτείνεται ένας μικρότερος προθερμαντήρας από φθηνότερο υλικό. Για το θάλαμο καύσης που ψύχεται με ψεκασμό, προτείνεται να γίνουν δοκιμές για να προσδιοριστούν τα επιτρεπτά επίπεδα προθέρμανσης και να υπολογιστούν τα επίπεδα εκπομπής. Η μέθοδος των παλινδρομικών καύσεων άφησε αισιόδοξα μηνύματα, από τεχνικής πλευράς, αλλά δεν προτείνεται λόγω κινδύνων κατά την ανάπτυξής τους και λόγω του κόστους τους. Η ανάγκη για μια πιο ολοκληρωμένη σύγκριση, ως αναφορά τα συστήματα EHS, ανάμεσα στον καυστήρα διάχυσης και στον καυστήρα με ψεκασμό κρίνεται προφανής, αλλά είναι πέρα από τον σκοπό αυτής της εργασίας. Μια τέτοια σύγκριση θα απαιτούσε να ληφθούν υπ' όψιν οι αλλαγές στον σχεδιασμό και στο κόστος της κεφαλής του θερμαντήρα και η μηχανή Stirling να είναι πιο ακριβής και αποδοτική.



## 2. Ανασκόπηση σε επιστημονικό επίπεδο

### 2.1 Βιβλιογραφική μελέτη

Η βιβλιογραφική μελέτη ξεκίνησε με μια αξιολόγηση των εργασιών στην βιβλιοθήκη της AMTI. Η έρευνα κατέληξε σε μια συλλογή από 150 τόμους που περιλαμβάνει έγγραφα, μελέτες και αποτελέσματα συσκέψεων που περιείχαν πληροφορίες για τις μηχανές Stirling. Επίσης, διεξήχθει μια έρευνα πληροφοριών που χρησιμοποιούσε έναν υπολογιστικό κώδικα αναζήτησης πληροφοριών.

Αυτές οι έρευνες είχαν το μειονέκτημα ότι βασίζονται σε δημοσιεύματα που έχουν εξελιχθεί σε υπηρεσίες όπως για παράδειγμα το National Technical Information Services (NTIS). Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα η πρόσβαση στα έγγραφα πρόσφατης και τωρινής μελέτης να είναι περιορισμένη. Εξαιτίας αυτού του περιορισμού, λήφθηκαν υπ' όψιν και ορισμένες πρόσφατες δημοσιεύσεις από το εθνικό εργαστήριο του Oak Ridge (ORNL), που περιείχαν αναφορές καθηκόντων και πρόσφατες αναφορές που δεν είχαν φτάσει ακόμη στην βάση δεδομένων.

Εκτός από δημοσιεύσεις που επικεντρώνονταν σε αντλίες θερμότητας και σε μηχανές φυσικού αερίου, λήφθηκαν υπ' όψιν και ορισμένες σημαντικές πληροφορίες από το US Department of Energy (D.O.E.). Αυτές περιέχουν μελέτες με πληροφορίες για την μηχανή P-40 από την United Stirling, για την MOD I και την MOD II της MTI και την 4-215 από την Ford Motor Company.

Οι αναφορές εξετάστηκαν λεπτομερώς ώστε να αποκλειστούν αυτές που δεν έχουν καμία σχετική πληροφορία για το EHS. Οι υπόλοιπες αναφορές εξετάστηκαν με μεγάλη προσοχή ώστε να βρεθούν αυτές που περιέχουν τις επιθυμητές πληροφορίες.

Το βασικό κομμάτι της βιβλιογραφίας δεν συμπεριελάμβανε κάποια σημαντική σχεδιαστική πληροφορία. Παρόλο που βρέθηκαν λίγα μοντέλα ή

παραλλαγές του συστήματος EHS, ακόμα και αυτά δεν ήταν καλά τεκμηριωμένα. Λίγες αναφορές συμπεριελάμβαναν χαρακτηριστικά όπως ο ρυθμός καύσης, η θερμοκρασία της κεφαλής του θερμαντήρα και η αποδοτικότητα. Κάποιες άλλες αναφορές συμπεριελάμβαναν αναλογίες ροής αερίων και θερμοκρασιών. Κατασκευαστικές λεπτομέρειες όπως σημεία μεταφοράς θερμότητας ή διαστάσεις εξαρτημάτων βρέθηκαν σε σπάνιες περιπτώσεις.

Τελικά αποφασίστηκε ότι δύο βασικοί σχεδιασμοί για συστήματα ανάφλεξης και δύο ή τρεις σχεδιασμοί για προθερμαντήρες μπορούν να κριθούν αποδεκτοί.

## 2.2 Ανασκόπηση εργασιών σχετικές με τις μηχανές Stirling

### 2.2.1. Υπόβαθρο της μηχανής Stirling

Η βασική μηχανή Stirling πάνω στην οποία βασίζεται και η μελλοντική μελέτη είναι το σύστημα P-40 σχεδιασμένο από την United Stirling (Εικόνα 2.1). Η μονάδα έχει ονομαστική ισχύ 40 KW και χρησιμοποιεί παρόμοιο σύστημα EHS με αυτό που χρησιμοποιεί σε πολλές περιπτώσεις το MTI. Το EHS του P-40 εφαρμόζει πάνω σε μια σωληνοειδή κεφαλή του θερμαντήρα ώστε η εσωτερική διάμετρος της να σχηματίζει τον θάλαμο καύσης. Καθώς το P-40 χρησιμοποιεί το EGR για έλεγχο των εκπομπών, ο αέρας και το καυσαέριο εισέρχονται σε έναν προθερμαντήρα με πλάκες. Εκεί ανακτά θερμότητα από τα καυσαέρια που περνούν παράλληλα στο μίγμα αέρα-καυσαερίου. Το μίγμα αέρα-καυσαερίου περνάει σε ένα ακτινικό αναμικτήρα. Ένα ακροφύσιο καυσίμου βρίσκεται στο κέντρο του, όπου καταλήγει το μίγμα αέρα-καυσαερίου και το μίγμα καυσίμου πριν την ανάφλεξη.

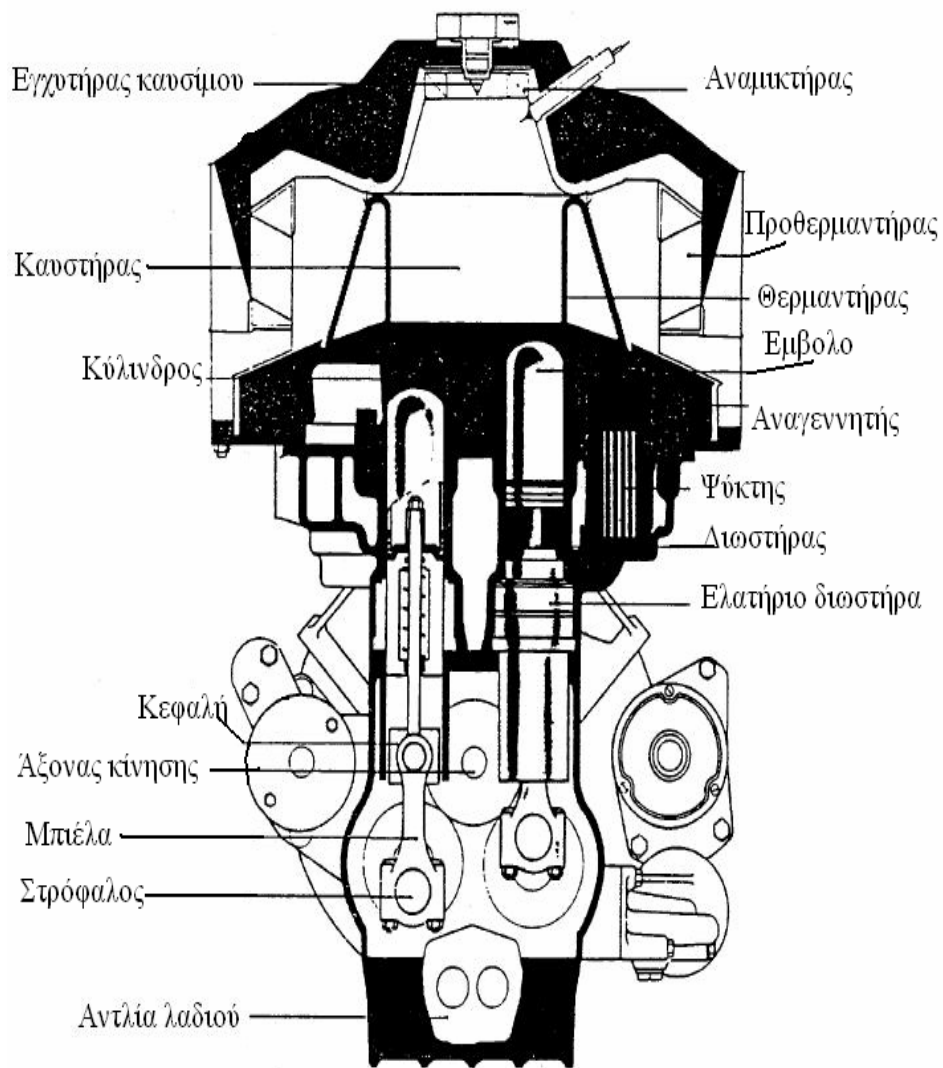
Ο καυστήρας χρησιμοποιεί φλόγα τυρβώδους διάχυσης, που είναι ένας τύπος που επιλέγεται σε τυπικούς υγροκαυστήρες. Ο πλακοειδής προθερμαντήρας αποτελείται από πολλές λεπτές αυλακωτές ανοξείδωτες πλάκες ενωμένες μεταξύ τους ώστε να σχηματίζουν έναν εναλλάκτη θερμότητας πλακοειδούς τύπου που παρέχει ένα τυπικό και αποδοτικό επίπεδο ανταλλαγής θερμότητας. Τα κανάλια συνεχίζονται πάνω και κάτω από το κέντρο ανταλλαγής θερμότητας, ώστε να επιτρέψουν τον σχηματισμό κεκορεσμένου χώρου, εσωτερικά και εξωτερικά, για να περνάει ο αέρας και το καυσαέριο μέσα και έξω από τον προθερμαντήρα.

Η πρώτη μεγάλη εξέλιξη του EHS της MTI φαίνεται στην εικόνα 2.2, από την αναφορά 4. Οι βασικές διαφορές ανάμεσα στην P-40 και στο MOD I της MTI είναι στο σύστημα καθοδήγησης του αέρα και στην χρησιμοποίηση, για τον έλεγχο του NO<sub>x</sub>, του συστήματος CGR αντί για το EGR. Σε αυτή την

διαμόρφωση, ο αέρας περνάει από έναν αεραγωγό γύρω από την διαμόρφωση του EHS, διατηρώντας τις απώλειες θερμότητας σε όσο πιο χαμηλό επίπεδο γίνεται. Στην συνέχεια, ο αέρας περνάει από τον προθερμαντήρα και από τα ακροφύσια, τα οποία επάγουν καυσαέριο από την έξοδο των σωληνώσεων της κεφαλής του θερμομαντήρα στο ρεύμα του αέρα.

Η επιλογή ανάμεσα στο EGR και στο CGR αφορά ζητήματα που έχουν να κάνουν με την εφαρμογή και την αποτελεσματικότητα. Τόσο το CGR όσο και το EGR ελαττώνουν την μέγιστη θερμοκρασία της φλόγας και τον σχηματισμό NOx. Το CGR, το οποίο απαιτεί μεγαλύτερη θερμοκρασία από το EGR, είναι λιγότερο αποτελεσματικό. Ωστόσο είναι πιο εύκολο από θέμα εφαρμογής

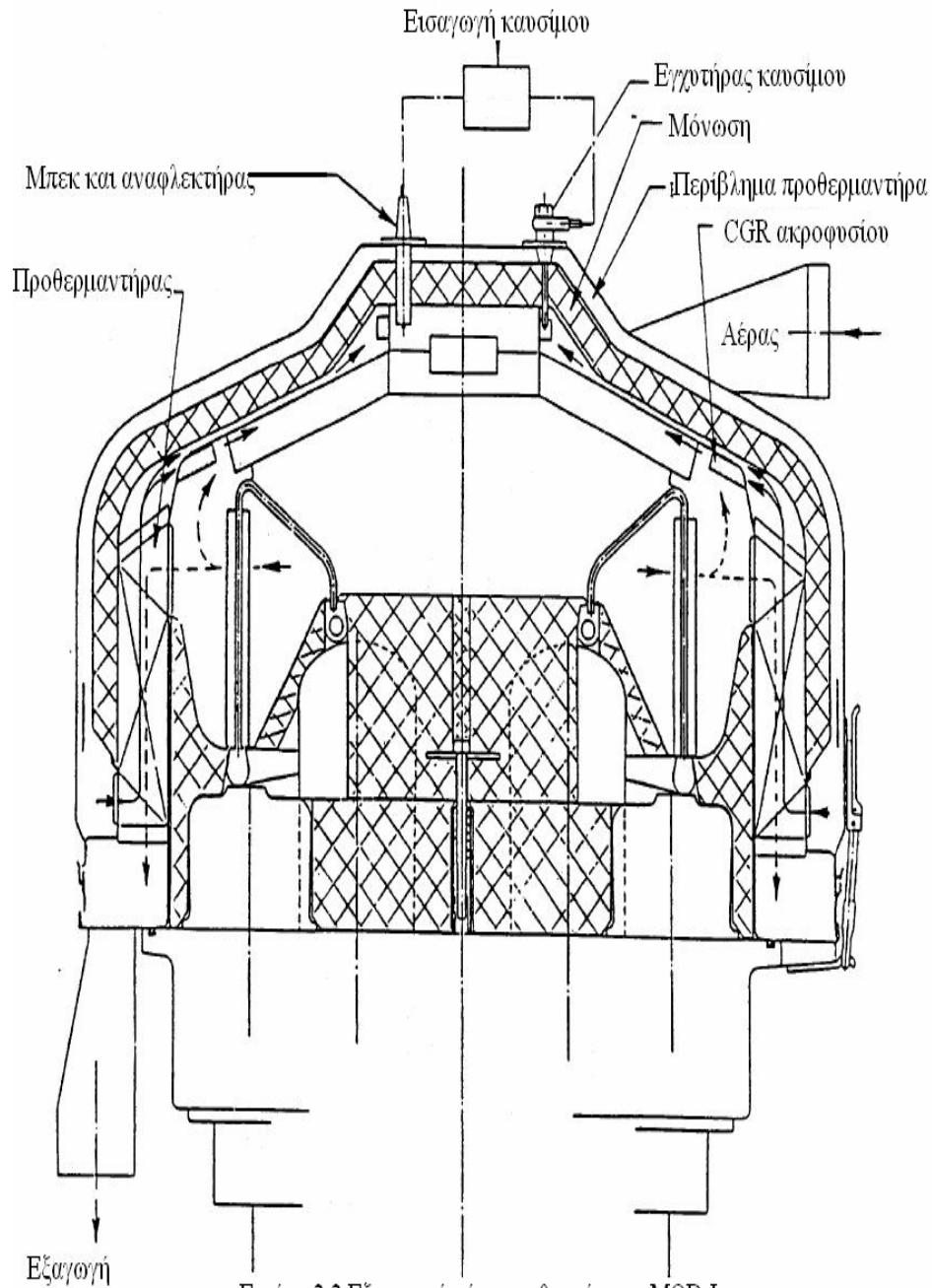
Το επόμενο βήμα της ΜΤΙ ήταν η ανάπτυξη του συστήματος EHS της MOD II, όπως φαίνεται στην εικόνα 2.3. Μια καλή περιγραφή αυτής της εφαρμογής φαίνεται στην αναφορά 5. Το σχήμα δείχνει τον επανασχεδιασμό του συστήματος επαγωγής CGR όπου χρησιμοποιούνται ακροφύσια στο λαιμό των σωληνώσεων Venturi αντί για πτερύγια που χρησιμοποιούνται στο μοντέλο MOD I. Έγινε μια προσπάθεια να χρησιμοποιηθεί μεταλλικός και κεραμικός προθερμαντήρας στο μοντέλο. Ο κεραμικός προθερμαντήρας δεν ήταν ποτέ δυνατό να εξελιχθεί σε έναν ολοκληρωμένο σχεδιασμό, αλλά περισσότερο χρησιμοποιήθηκε για δοκιμές συστατικών. Το κίνητρο για ανάπτυξη κεραμικού προθερμαντήρα ήταν λόγω της δαπάνης να κατασκευαστεί ένας προθερμαντήρας, με πολλές πλάκες, με πάρα πολλές οξυγονοκολλήσεις και δύσκολη κατασκευή.



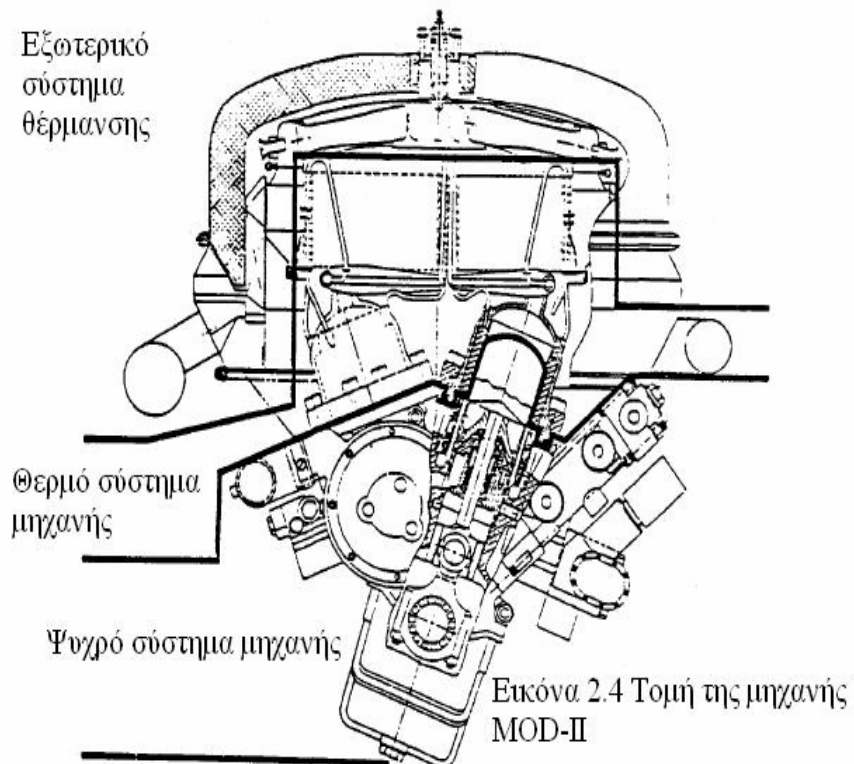
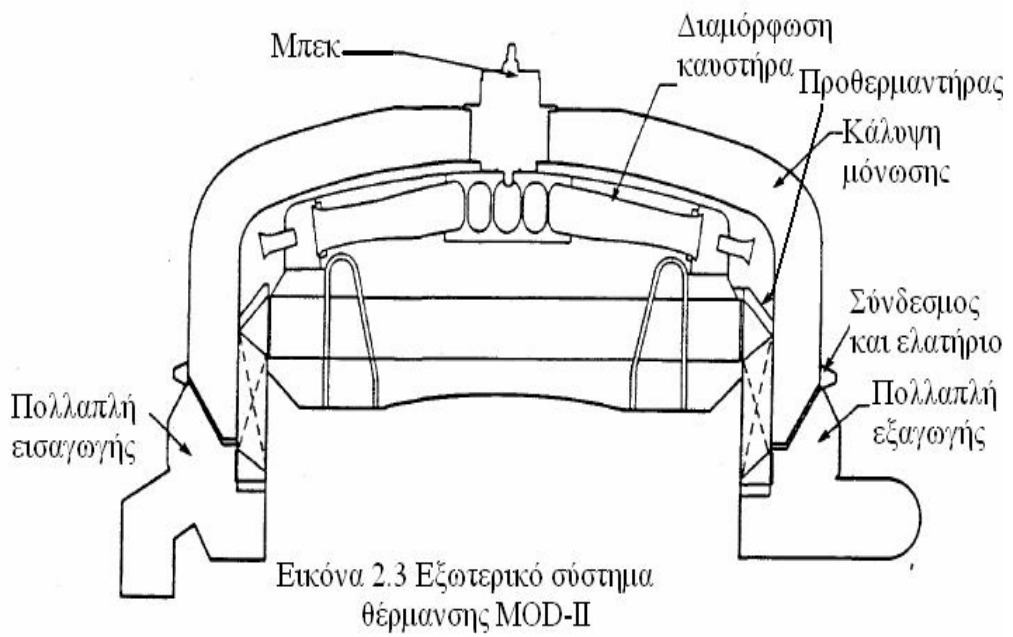
Εικόνα 2.1: Σχηματική αναπαράσταση μιας μηχανής Stirling P-40

Το τελευταίο κεφάλαιο, που αφορά την ανάπτυξη της τετρακύλινδρης μηχανής MTI φαίνεται στην εικόνα 2.4. Αυτή ουσιαστικά είναι η μηχανή MOD II που χρησιμοποιεί φυσικό αέριο, αντί για υγρά καύσιμα, όπως το πετρέλαιο. Η εφαρμογή αυτής της διαμόρφωσης ήταν η δημιουργία μιας τεράστιας μηχανής ψύξης

Η μικρή αυτή σύνοψη δίνει περιληπτικά την ανάπτυξη του EHS στο αυτοματοποιημένο πρόγραμμα της DOE από το 1979 μέχρι το 1990 (αναφορές 7 και 8).



Εικόνα 2.2 Εξωτερικό σύστημα θερμότητας MOD-I



## 2.2.2. Αντλία Θερμότητας Εξωτερικού Συστήματος Θέρμανσης

Εντοπίστηκαν οκτώ εταιρίες οι οποίες μελετούν την ανάπτυξη των αντλιών θερμότητας των μηχανών Stirling (πίνακας 2.1). Η μελέτη αυτή γίνεται από το 1975 (αναφορά 12) μέχρι σήμερα (αναφορές 7 και 16).

Στην Αμερική, φαίνεται ότι η MTI και η Sunpower Inc είναι οι δυο κύριες εταιρίες που ασχολούνται με το SEHP. Πρόσφατες αναφορές δείχνουν ότι γίνονται παρόμοιες μελέτες από την Stirling Thermal Motors και από την Stirling Power Systems, ωστόσο δεν ξέρουμε σε ποιο επίπεδο έχουν φτάσει. Τωρινές ενέργειες (ανέκδοτες ακόμα) στην Ιαπωνία δεν έχουν ληφθεί υπ' όψιν, αλλά αυτό δεν σημαίνει ότι η έρευνα δεν προχωράει.

**Πίνακας 2.1 Κατασκευαστές Αντλιών Θερμότητας**

Οργανισμός	Αναφορές
General Electric	9,10,11,12
Mitsubishi	13,14,15
Mexhanical Technology, Inc.	2,3,7,16,17,18,19
Phillips Research Laboratory	20
Stirling Power Systems	21,22
Stirling Thermal Motors	23
Sunpower, Inc.	24,25
Toshiba	13,14,27

**Mechanical Technology Incorporated.** Ως αναφορά το πρόγραμμα αυτοκίνησης της μηχανής Stirling, η MTI είναι, κατά πάσα πιθανότητα, ο καλύτερα υποστηριγμένος ερευνητής από την DOE για την ανάπτυξη ωθούμενων,



από τη θερμότητα, αντλιών της μηχανής Stirling. Η πιο πρόσφατη διαμόρφωση συστήματος EHS της MTI φαίνεται στην εικόνα 2.5 (αναφορά 2). Κάποιες από τις προηγούμενες εκδοχές περιγράφονται στις αναφορές 3, 7 και 17-19.

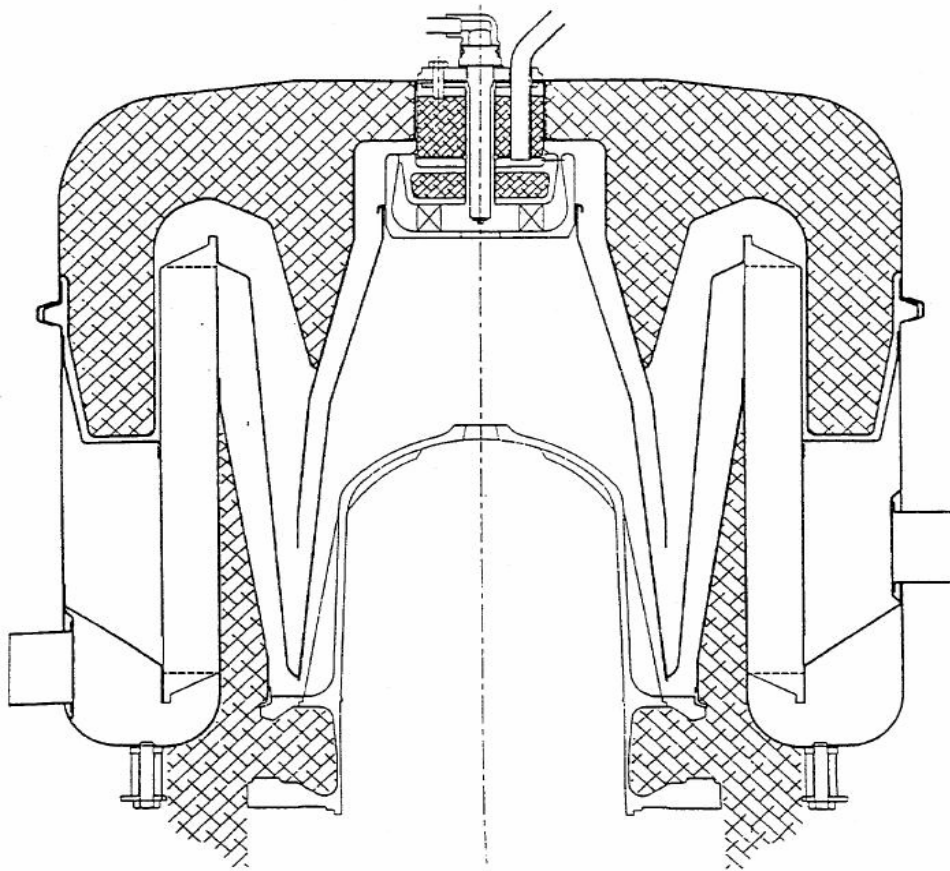
Το σύστημα EHS που φαίνεται στην εικόνα 2.5 είναι επικεντρωμένο γύρω από μια συμπαγή κεφαλή θερμαντήρα, η οποία είναι κατασκευασμένη από κράμα υψηλής θερμοκρασίας. Το σύστημα καύσης χρησιμοποιεί EGR για έλεγχο εκπομπών. Ο αέρας και το καυσαέριο περνάνε από τα πτερύγια του προθερμαντήρα και στην συνέχεια κινούνται γύρω από το κέλυφος του θαλάμου καύσης. Ο καυστήρας είναι τύπου φλόγας τυρβώδους διάχυσης, και η ανάφλεξη γίνεται στον θερμαντήρα κεφαλής.

Ένα EHS σχεδιασμένο με σωληνοειδή κεφαλή θερμαντήρα αντί για συμπαγή φαίνεται στην εικόνα 2.6. Μια τέτοια μονάδα ούτε έχει κατασκευαστεί ούτε έχει μελετηθεί μέχρι αυτή τη στιγμή, ωστόσο υγροκαυστήρες και σωληνοειδείς κεφαλές θερμαντήρων έχουν εξεταστεί για τις εφαρμογές της αυτοκινούμενης μηχανής Stirling. Πρέπει να τονιστεί ότι η ένταση της καύσης στην περίπτωση της σωληνοειδούς κεφαλής φαίνεται να είναι μικρότερη απ'ότι στην περίπτωση της συμπαγούς κεφαλής.

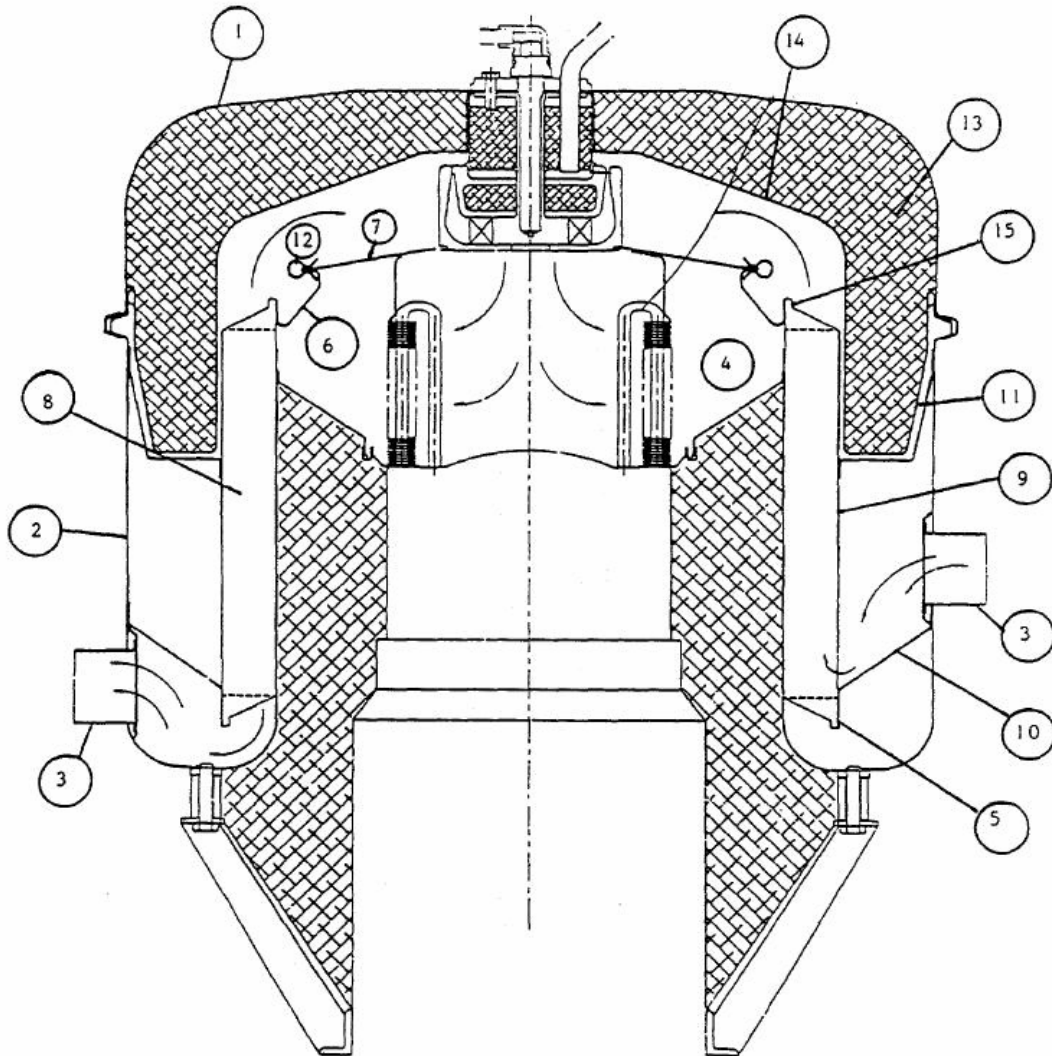
Ο σχεδιασμός του προθερμαντήρα για τις μονάδες του EHS, που φαίνεται στις εικόνες 2.5 και 2.6, απεικονίζεται στην εικόνα 2.7. Ο σχεδιασμός του θερμαντήρα διαφέρει από τις ρυθμίσεις πτερυγίων του παρελθόντος. Η κατασκευή αυτής της μονάδας αποκλείει την στενή μορφή προηγούμενων μονάδων. Η μήτρα αποτελείται από διπλωμένα φύλλα μετάλλου, τα οποία σχηματίζουν τα τοιχεία των καναλιών ροής. Τα εσωτερικά και εξωτερικά περιβλήματα ολοκληρώνουν την μορφή των καναλιών. Τα άκρα της μήτρας είναι διπλωμένα και ένα κομμάτι που μπαίνει στο τέλος τοποθετείται πέρα από τις διπλωμένες άκρες. Επομένως τα κανάλια ροής έχουν σχηματιστεί με σαφήνεια για τον αέρα και για το καυσαέριο, με την τοποθέτηση των κελύφων (εικόνες 2.6 και 2.7). Ενώ σε θέματα εφαρμογής ο σχεδιασμός παρουσιάζεται ακριβής, παρόλα αυτά μπορεί να απαιτεί ακριβή υλικά λόγω του θερμικού σημείου σχεδιασμού.

Ο τύπος καυστήρα που επιλέχτηκε από το ΜΤΙ αποτελεί την πιο λογική επιλογή λόγω των σχεδιαστικών συνθηκών του. Ο υψηλός βαθμός προθέρμανσης του αέρα απαιτεί την χρήση φλόγας τυρβώδους διάχυσης ώστε να αποφευχθούν και άλλα αντίστοιχα προβλήματα (για προαναμεμιγμένους καυστήρες).

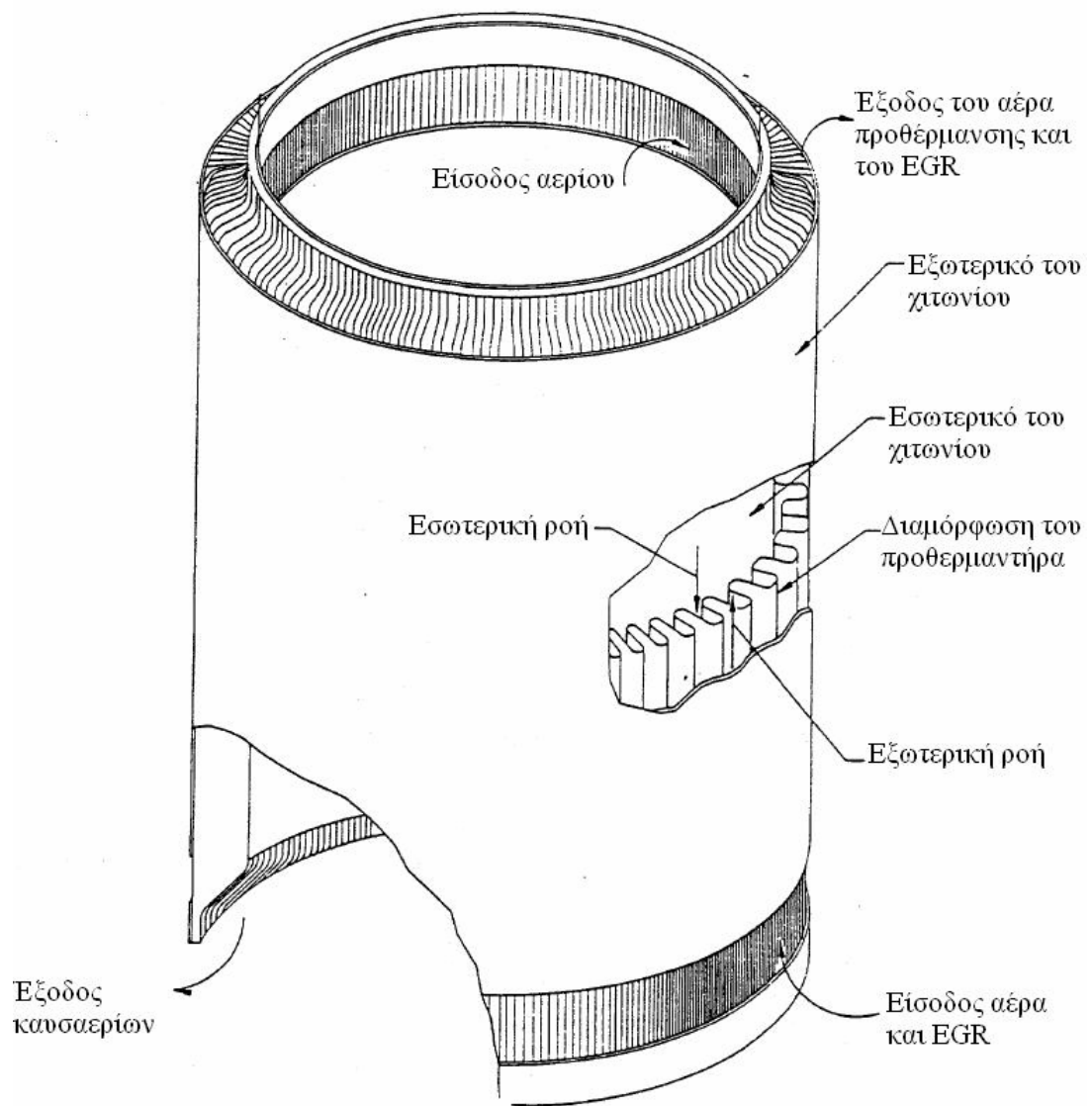
Το σύστημα ελέγχου που παρουσιάζεται για αυτό το σύστημα φαίνεται στην εικόνα 2.8 (αναφορά 2). Αυτό είναι ένα σύστημα βελτίωσης. Επομένως δεν μπορεί να βγει το συμπέρασμα ότι αποτελεί και το σύστημα παραγωγής. Είναι προφανές, ωστόσο, ότι για το σύστημα καύσης που επιλέγεται, απαιτούνται ενεργοί και ξεχωριστοί έλεγχοι για τον αέρα και το πετρέλαιο και η επεξεργασία γίνεται από τον κεντρικό έλεγχο της μηχανής. Αν διαφέρουν ομοιόμορφα, ο έλεγχος της αναλογίας αέρα/καυσίμου θα πρέπει να είναι πολύ ακριβής, με το ένα να προσπαθεί να υπερνικήσει το άλλο. Ενώ τα ηλεκτρονικά μπορεί να είναι φτηνά, η διαδικασία μέτρησης της ροής και τα στοιχεία ελέγχου είναι ακριβά. Ωστόσο, αυτό δεν αποτελεί το σύστημα παραγωγής, οπότε αναμένεται η εκτέλεση του σε σχεδιασμό παραγωγής. Οι στρατηγικές ελέγχου θα αξιολογηθούν στο κεφάλαιο 4.



Εικόνα 2.5 Mechanical Technology, Inc, εξωτερικό σύστημα θέρμανσης για συμπιεγή κεφαλή του θερμαντήρα.



Εικόνα 2.6 Mechanical Technology Inc., εξωτερικό σύστημα θέρμανσης με σωληνοειδή κεφαλή θερμαντήρα.



Εικόνα 2.7 Mechanical Technology Inc., σχεδιασμός προθερμαντήρα

**General Electric.** Παρόλο που η GE δεν συνεχίζει πια να χρησιμοποιεί SEHP με γκάζι, η προσέγγιση της παρουσιάζει ενδιαφέρον γιατί είναι διαφορετική από αυτήν που χρησιμοποιείται από την United Stirling και την MTI. Η αντλία θερμότητας του συστήματος EHS, της GE, παρουσίασε έναν καυστήρα ψεκασμού για καύση αντί για ένα καυστήρα φλόγας τυρβώδους διάχυσης. Ένας καυστήρας ψεκασμού φαίνεται σχηματικά στο σχήμα 2.9. Η Sunpower μελετά την χρήση ενός παρόμοιου συστήματος για τον σχεδιασμό της.

Ο καυστήρας ψεκασμού έχει περισσότερα πλεονεκτήματα από τον καυστήρα φλόγας διάχυσης ως αναφορά την καύση με φυσικό αέριο. Αρχικά, ο καυστήρας ψεκασμού χρησιμοποιεί προαναμεμιγμένο μίγμα αέρα και πετρελαίου, μια τεχνική που εξασφαλίζει σωστή καύση του καλά αναμεμιγμένου μίγματος αέρα-αερίου με επακόλουθο να προκύπτουν χαμηλές εκπομπές. Αν ο καυστήρας λειτουργεί σε υψηλές θερμοκρασίες, τότε μπορεί να έχουμε ακτινοβολία θερμότητας, που θα οδηγήσει σε χαμηλότερη απαίτηση για μεταφορά θερμότητας στον θερμαντήρα κεφαλής. Μια άλλη θετική προσέγγιση του καυστήρα ψεκασμού είναι ότι οι βαλβίδες αερίου και οι έλεγχοι έχουν αναπτυχθεί για να προσαρμοστούν σε άλλες εφαρμογές και ο σχεδιασμός του συστήματος ελέγχου είναι σχετικά φτηνός. Το μειονέκτημα ωστόσο είναι, ότι αυτός ο τύπος καυστήρα δεν αντέχει σε υψηλές θερμοκρασίες προθέρμανσης, λόγω της προανάφλεξης του καυσίμου πριν φτάσει στην επιφάνεια του καυστήρα. Στην μελέτη της GE, η θερμοκρασία προθέρμανσης του αέρα περιορίζεται στους 800° F.

**Sunpower, Inc.** Παρόλο που η Sunpower είναι ένας μεγάλος κατασκευαστής των αντλιών θέρμανσης των μηχανών Stirling, ο σχεδιασμός EHS της δεν είναι τόσο ανεπτυγμένος όσο της MTI. Μια διαμόρφωση της αντλίας θερμότητας της Sunpower φαίνεται στην εικόνα 2.10 (αναφορά 25). Περιλαμβάνει ένα σύστημα μαγνητικής σύζευξης μηχανής και συμπιεστή . Η Sunpower εξέτασε και την περίπτωση χρήσης συστήματος θερμαινόμενου σωλήνα, αλλά λόγω του

απαγορευτικού του κόστους, δεν περιγράφεται σε αυτήν την εργασία. Ένα παράδειγμα αυτού του συστήματος μπορεί να βρεθεί στην αναφορά 28.

**Phillips Research Laboratory.** Από το ερευνητικό εργαστήριο της Phillips έχει αναφερθεί ένας σχεδιασμός αντλίας θέρμανσης Stirling ισχύος 3 KW. Αυτός ο σχεδιασμός παρουσιάζει έναν καυστήρα φλόγας διάχυσης παρόμοιο με αυτούς που αναφέρθηκαν παραπάνω, αλλά έχει διαφορετική μορφή κεφαλής θερμαντήρα. Η κεφαλή του θερμαντήρα αποτελείται από σωλήνες σχήματος U που δημιουργούν διπλή σειρά στα προϊόντα της καύσης. Ο πρώτος σωλήνας δεν έχει πτερύγια και η δεύτερη σειρά έχει έναν επιμήκη διάδρομο από ανοξείδωτο χάλυβα ενωμένο στον σωλήνα. Το κενό των διαδοχικών πτερυγίων σχηματίζει τον διάδρομο από τον οποίο μεταφέρεται η θερμότητα. Φαίνεται ότι αυτός ο σχεδιασμός μπορεί να καταλήξει σε μεγάλη πτώση πίεσης ή να απαιτεί χαμηλότερη θερμοκρασία στον θερμαντήρα κεφαλής. Η καλύτερη προσέγγιση θα ήταν ο σχεδιασμός ενός παχύ πτερυγίου.

Η διάταξη του προθερμαντήρα είναι παρόμοια με αυτήν της MTI (εικόνα 2.7). Αποτελείται από ένα φύλλο ανοξείδωτου χάλυβα πάχους 15 mm το οποίο είναι διπλωμένο σε μορφή φουσαρόνικας. Το σφράγισμα έγινε από στένεμα διαδοχικών επίπεδων μερών και στην συνέχεια σφίγγοντας τα σε μορφή U. Η αναφορά δεν δείχνει την τεχνική, αλλά βασιζόμενοι στην περιγραφή, εξαρτάται από την μηχανολογική μορφή της σφράγισης όπως συμβαίνει και στον σχεδιασμό της MTI, αντί για εκτεταμένη ένωση. Αυτές οι πληροφορίες υπάρχουν ως αναφορά τον σχεδιασμό του EHS.

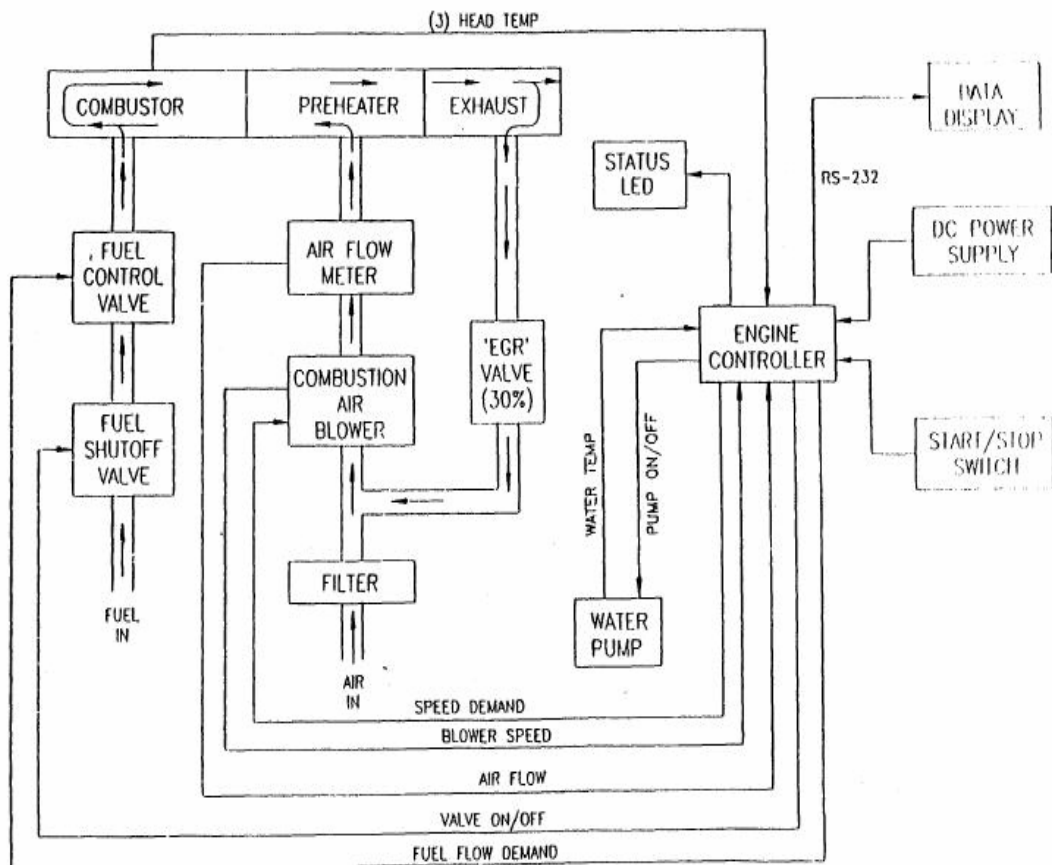
**Japanese Development: Toshiba and Mitsubishi.** Η Toshiba και η Mitsubishi έχουν μελετήσει αντλίες θέρμανσης ισχύος 3 KW, που χρησιμοποιούν για καύσιμο φυσικό αέριο. Οι σχεδιασμοί έχουν καθοριστεί ως NS03M (Mitsubishi) και NS03T (Toshiba), και χρησιμοποιούν και οι δύο καυστήρες φλόγας διάχυσης και κυλινδρικές κεφαλές θερμαντήρων. Η μονάδα της Toshiba χρησιμοποιεί μια κυλινδρική διάταξη, σε σχήμα αστέρα, με πτερύγια, που

πιθανόν να είναι σχεδιασμός ομοαξονικής ροής η οποία που χρησιμοποιεί ένα δακτύλιο για να κατευθύνει το εργαζόμενο μέσο μέσα και έξω από τον περυγωτό σωλήνα. Ο προθερμαντήρας του αέρα είναι τύπου επίπεδων περυγίων, αλλά δεν δίνονται άλλες πληροφορίες. Καμία σημαντική πληροφορία δεν βρέθηκε για τον προθερμαντήρα αέρα και την κεφαλή του θερμομαντήρα της Mitsubishi.

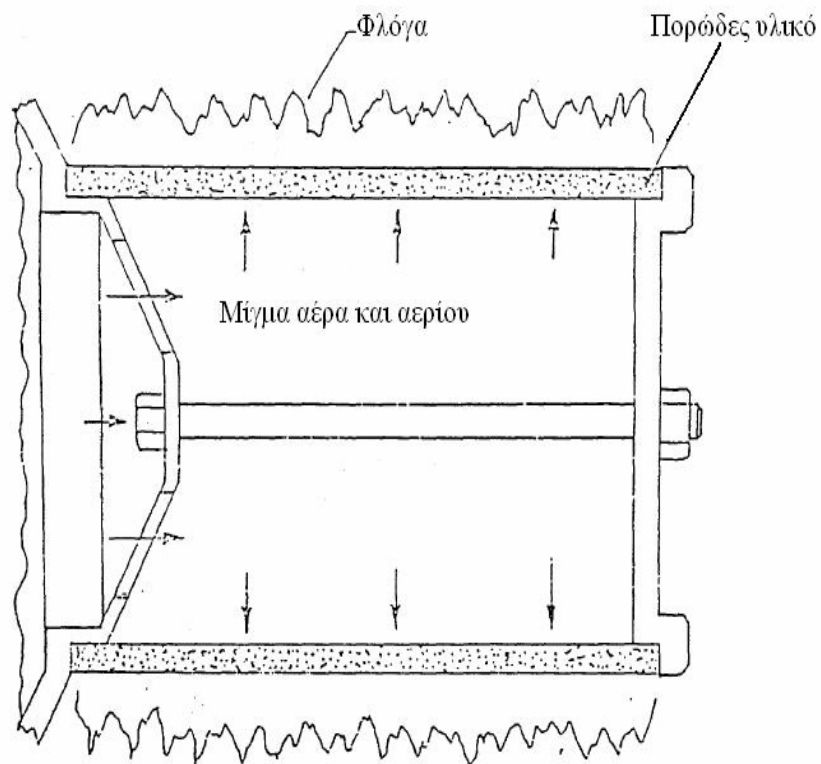
**Stirling Thermal Motors.** Έχει γίνει κάποια σχεδιαστική μελέτη για μηχανές Stirling, που χρησιμοποιούν φυσικό αέριο σαν καύσιμο, από την Stirling Thermal Motors, όπως αποδεικνύεται από μια πατέντα (αναφορά 23), που παρουσιάζει μια μηχανή με πολλά έμβολα, κάθε ένα από τα οποία έχει τον δικό του καυστήρα. Ο τρόπος με τον οποίο μεταφέρεται η θερμότητα στην κεφαλή του θερμομαντήρα δεν διευκρινίζεται, ωστόσο φαίνεται ότι τα καυσαέρια από όλους τους θερμομαντήρες συγκεντρώνονται και περνάνε μέσα από έναν κοινό προθερμαντήρα. Ο τύπος του προθερμαντήρα δεν φαίνεται. Η Stirling Thermal Motors έχει επίσης μελετήσει μια μηχανή Stirling υγρού καυσίμου, ισχύος 40KW, που παρουσιάζει ένα σύστημα θερμαινόμενου σωλήνα να παίζει τον ρόλο της κεφαλής του θερμομαντήρα (αναφορά 28).

**Stirling Power Systems.** Η Stirling Power Systems έχει μελετήσει μηχανές Stirling κινηματικού τύπου ισχύος 7.5 KW. Επίσης συμπεριλαμβάνεται ο σχεδιασμός της κεφαλής του θερμομαντήρα ο οποίος διαφέρει από τους τυπικούς σχεδιασμούς που χρησιμοποιούν οι περισσότεροι κατασκευαστές. Ο σχεδιασμός που παρουσιάζεται χρησιμοποιεί μια επίπεδη σωληνοειδή κεφαλή θερμομαντήρα και φαίνεται να χρησιμοποιεί καυστήρα φλόγας τυρβώδους διάχυσης. Καμία πληροφορία για τον προθερμαντήρα δεν βρέθηκε. Η διάταξη είναι ασυνήθιστη διότι είναι γραμμική και απαιτείται προσπάθεια ώστε να συναρμολογηθεί. Τα συστήματα της MTI και της Sunpower είναι πολύ πιο πρακτικά και αποδοτικά.

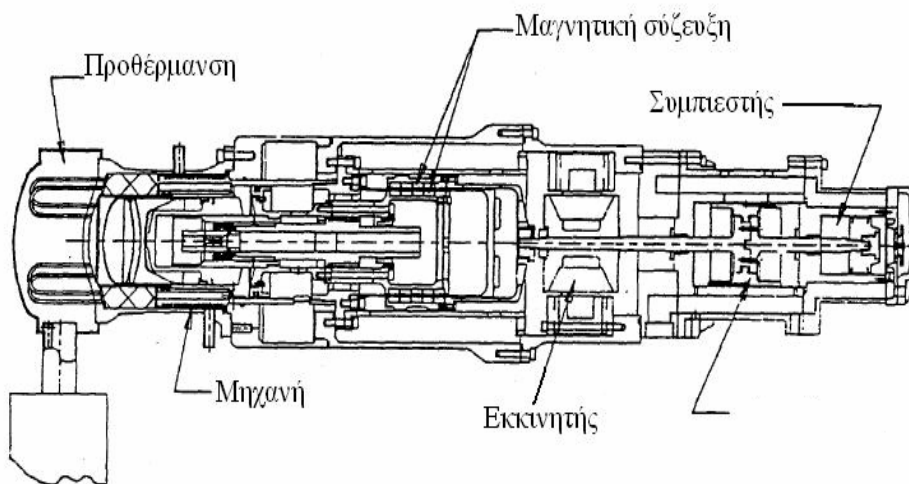




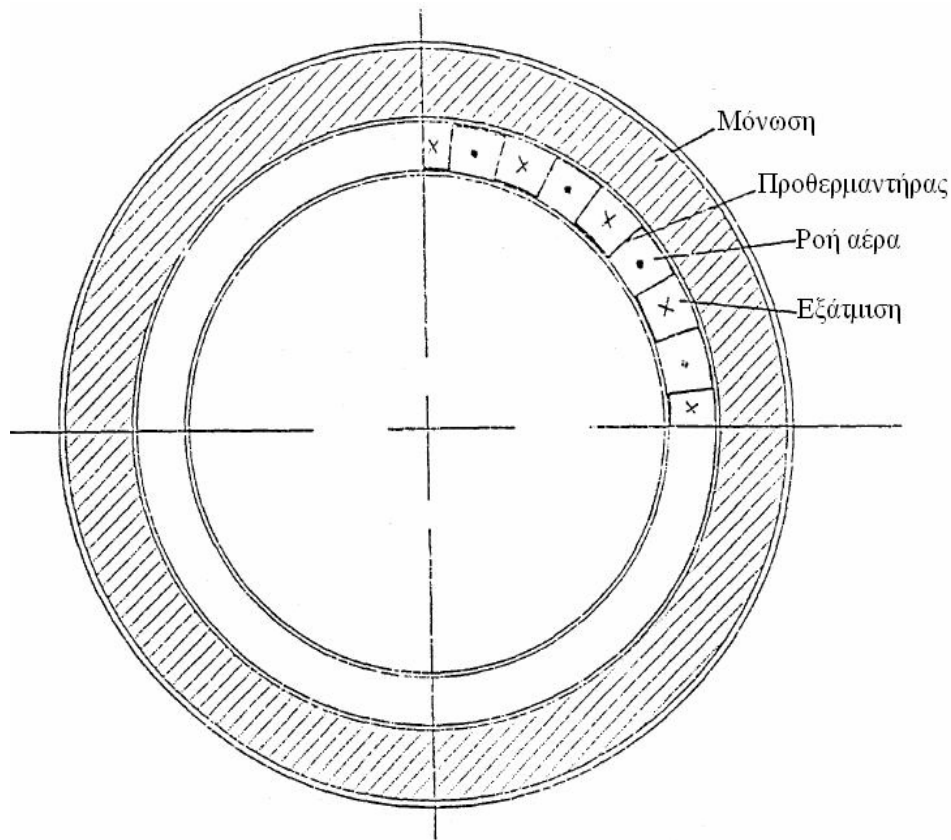
Εικόνα 2.8 Mechanical Technology Inc., Σύστημα ελέγχου αντλίας θέρμανσης μηχανής Stirling



Εικόνα 2.9 Καυστήρας τυρβώδους διάχυσης



Εικόνα 2.10 Αντλία θερμότητας της εταιρείας Suppower με εξωτερική προθέρμανση



Εικόνα 2.11 Δακτυλοειδής προθερμαντήρας αέρα

## 2.3 Διαπιστώσεις και συμπεράσματα

Σε αυτό το κομμάτι εξετάζονται τα σημαντικά ευρήματα, για την ανάπτυξη του EHS των SEHP και την βελτιστοποίηση της δουλειάς, που εντοπίστηκαν από την έρευνα της βιβλιογραφίας, τις επικοινωνίες και από τις επισκέψεις.

### 2.3.1. Συστήματα καύσης

Πιθανόν το βασικό ζήτημα του σχεδιασμού του EHS είναι η απαίτηση για υψηλής θερμοκρασίας προθερμασμένο αέρα. Αυτή είναι άμεση συνέπεια της

ανάγκης του προθερμαντήρα να διατηρεί την αποδοτικότητα του συστήματος σε λογικά επίπεδα. Οι σχεδιαστικές προδιαγραφές για την θερμοκρασία του προθερμασμένου αέρα ποικίλουν από 427 μέχρι 760 °K (800 έως 1400 °F). Παράλληλα, οι απαιτήσεις θερμοκρασίας της κεφαλής του θερμαντήρα μπορεί να επηρεάσουν τις απαιτήσεις της προθέρμανσης. Η διακύμανση της θερμοκρασίας της κεφαλής του θερμαντήρα βρέθηκε στην βιβλιογραφία από 600 έως 800°K (1112 έως 1472°F).

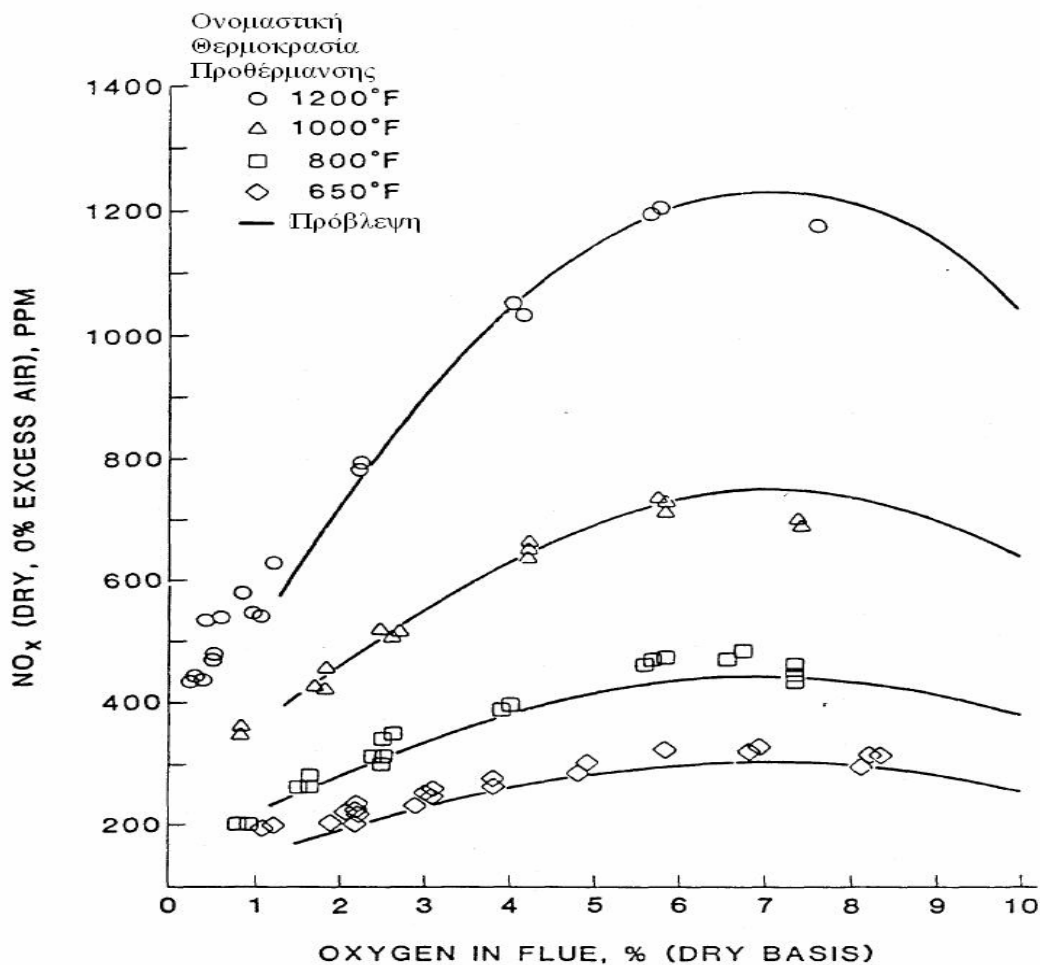
Η επιλογή θερμοκρασίας για την κεφαλή του θερμαντήρα και για τον προθερμασμένο αέρα υπαγορεύει την επιλογή του καυστήρα τυρβώδους διάχυσης (Η θερμοκρασία είναι αρκετά υψηλή για συστήματα με προανάμιξη). Σε αυτήν την μορφή συστήματος, ο αέρας και το καύσιμο πρέπει να αναμιχθούν γρήγορα, ακριβώς την στιγμή της ανάφλεξης. Απαιτούνται υψηλές ταχύτητες, που μπορεί να οδηγήσουν σε μεγάλη πτώση πίεσης. Επιπρόσθετα για την επιλογή του καυστήρα, η επίδραση σε άλλες παραμέτρους όπως οι εκπομπές είναι μεγάλη. Για έναν καυστήρα φλόγας διάχυσης, αύξηση 200 °K της θερμοκρασίας προθέρμανσης οδηγεί σε αύξηση του NOx κατά περίπου 75%. Η χρησιμοποίηση θερμοκρασίας από 800 μέχρι 1200 °K, χωρίς EGR ή CGR οδηγεί σε εκπομπές NOx από 200 μέχρι 1200 ppm.

Η κοινή λύση που αναφέρεται για το πρόβλημα εκπομπής NOx είναι η χρησιμοποίηση EGR ή CGR. Η επίδραση του EGR στο NOx φαίνεται στο σχήμα 2.12, βασισμένη σε στοιχεία της MTI (αναφορές 2 και 16). Φαίνεται ότι για λόγο EGR πάνω από 20% προκαλούν πτώση των εκπομπών του NOx κάτω από 100 ppm. Παρόλο που η πτώση αυτή υποδεικνύει ότι οι εκπομπές, λόγω υψηλής προθέρμανσης, μπορούν να ρυθμιστούν, πρέπει να ληφθεί υπ' όψιν ότι αυτός ο έλεγχος απαιτεί υπερβολική ροή και πτώση πίεσης στον θάλαμο καύσης και οι απαιτήσεις των υλικών πρέπει να είναι πιο λεπτομερές.

Από την άλλη πλευρά του φάσματος, η χρησιμοποίηση χαμηλής προθέρμανσης και χαμηλής θερμοκρασίας στην κεφαλή του θερμαντήρα, χρησιμοποιώντας προαναμεμιγμένο σύστημα καύσης όπως ο καυστήρας

ψεκασμού, μπορεί να αποτελέσει μια καλή λύση. Το σύστημα αυτό μπορεί να είναι τόσο πρακτικό όσο ένας καυστήρας φλόγας τυρβώδους διάχυσης ενώ παράλληλα μπορεί να έχει επιπρόσθετα πλεονεκτήματα. Τα επίπεδα εκπομπών είναι χαμηλά, ενώ έχουν επιτευχθεί χαμηλές εκπομπές NOx με την βοήθεια καυστήρων προαναμεμιγμένου μίγματος. Επίσης, υπάρχουν άμεσα παραδοτέα χαρακτηριστικά ελέγχου για κάποιους καυστήρες ψεκασμού.

Ωστόσο δεν είναι σαφές ποιος τύπος συστήματος καύσης είναι ο καλύτερος. Εμφανίζονται δύο επιλογές: ο καυστήρας ψεκασμού με προαναμεμιγμένο μίγμα και ο καυστήρας τυρβώδους διάχυσης. Ο καυστήρας ψεκασμού παρουσιάζεται ως η επιλογή με χαμηλό κεφάλαιο επένδυσης, αλλά καταλήγει σε σημαντική μειωμένη απόδοση της μηχανής Stirling. Στην καλύτερη περίπτωση, οι συνθήκες σχεδιασμού μπορούν να επανεξεταστούν ώστε να διασφαλιστεί η επιλογή βέλτιστων χαρακτηριστικών. Περαιτέρω αξιολόγηση για αυτά τα θέματα θα γίνει στο κεφάλαιο 4.



Εικόνα 2.12 Επίδραση της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων στα οξειδία του αζώτου NO<sub>x</sub>

### 2.3.2 Σχεδιασμός Προθερμαντήρα

Αυτήν την στιγμή, ο προθερμαντήρας με πλακοειδή πτερύγια εμφανίζεται ως η καλύτερη επιλογή ανάμεσα στις υποψήφιες λύσεις της υπάρχουσας βιβλιογραφίας. Η απαίτηση για έναν πρακτικό σχεδιασμό με υψηλό λόγο επιφάνειας προς όγκο, τείνει να το μετατρέψει ως την πιο λογική επιλογή. Η εκτέλεση της προσέγγισης των πλακοειδών πτερυγίων που βρέθηκε στην βιβλιογραφία ποικίλει από την πολυδάπανη επινόηση με πολλά ενωμένα πτερύγια μεταξύ τους ώστε να σχηματίσουν έναν εναλλάκτη θερμότητας, μέχρι την

προσέγγιση που χρησιμοποιείται από την MTI ή την Phillips που αποφεύγει την εκτεταμένη ένωση και χρησιμοποιεί σφράγισμα μηχανικού τύπου. Η τελευταία φαίνεται να αποτελεί την καλύτερη προσέγγιση. Παρόλο που τα πλακοειδή πτερύγια μπορεί να είναι η καλύτερη επιλογή, είναι σημαντικό να βελτιστοποιηθεί ο σχεδιασμός ώστε να μπορεί να διατηρήσει το υλικό σημαντική διάρκεια ζωής.

Η σκέψη για κεραμικό προθερμαντήρα ήταν οικεία για κάποιο καιρό. Ερευνήθηκε σοβαρά τόσο από την MTI όσο και από την Ford Motor Company στο αυτοματοποιημένο πρόγραμμα Stirling. Η MTI ανέφερε σημαντικές αποταμιεύσεις αν χρησιμοποιείται ο κεραμικός προθερμαντήρας αντί για τον σχεδιασμό της , με τα ενωμένα πτερύγια, που είχε χρησιμοποιηθεί στον σχεδιασμό της MOD I. Αναλάμβανε ποσότητες των 300.000 μονάδων ανά χρονιά για ανάλυση. Παρόλο που υπήρχε αυτό το κίνητρο και οι πηγές για αυτό το πρόγραμμα, τα προβλήματα συνεχίζονταν να συζητούνται ακόμα και 4 χρόνια μετά. Το μεγαλύτερο πρόβλημα ήταν η αδυναμία του κεραμικού προθερμαντήρα να αντέξει στον θερμικό κύκλο. Η Ford Motor Company επίσης χρησιμοποίησε έναν περιστρεφόμενο κεραμικό προθερμαντήρα στην 4-215 αυτοκινούμενη μηχανή Stirling. Αφού ο πυρήνας του προθερμαντήρα είχε λειτουργήσει για 20 ώρες, μια ρωγμή ξεκίνησε από την εσωτερική διάμετρο και εξαπλωνόταν προς τα έξω. Η εφαρμογή κεραμικών προθερμαντήρων στο SEHP δεν είναι εφικτή αυτήν την στιγμή.

### **2.3.3. Άλλες Συνιστώσες**

Εξαιτίας μιας γενικής έλλειψης πληροφοριών ως αναφορά τον μηχανολογικό σχεδιασμό στην διαθέσιμη βιβλιογραφία, βρέθηκαν λίγες πληροφορίες σχετικά με άλλες συνιστώσες του EHS όπως συστήματα ελέγχου, ανεμιστήρες, αναφλεκτήρες, βαλβίδες και άλλες βοηθητικές συνιστώσες.

### 3. Ιδέες για βελτιωμένη απόδοση

Σκοπός αυτού του κεφαλαίου είναι να ερευνήσει νέες ιδέες, σχεδιασμούς, συνιστώσες και συστήματα που μπορούν να βελτιώσουν την εμφάνιση και την οικονομική αποδοτικότητα των σχεδιασμών EHS. Οι νέες προσεγγίσεις προέκυψαν από προτάσεις αυτών που ασχολήθηκαν με τα SEHP στο ORNL, από την αναθεώρηση υψηλότερου επιπέδου επιστήμης (Κεφάλαιο 2) και από τις ιδέες που αναπτύχθηκαν κατά την διάρκεια της μελέτης. Τα παρακάτω θέματα είναι από την πρωτότυπη έκθεση δουλειάς:

- Περιστροφικός κεραμικός προθερμαντήρα,
- Ανακυκλοφορία καυσαερίων,
- Βελτιωμένοι σχεδιασμοί για θαλάμους καύσης,
- Απλοποιημένοι και/ή άμεσα παραδοτέοι έλεγχοι,
- Ψύξη του θαλάμου καύσης ,και
- Βελτιωμένες προσεγγίσεις για προθερμαντήρα.

Όπως είναι φανερό στο κεφάλαιο 2, η MTI και η Sunpower, Inc είναι οι μόνοι ενεργοί προαγωγοί του SEHP σε αυτήν την στιγμή που γράφεται αυτό το κείμενο. Επέλεξαν διαφορετικές προσεγγίσεις στα συστήματα EHS τους, τα οποία απεικονίζονται στους αποκλίνοντες σχεδιασμούς τους. Η αρχική ανάλυση αποκάλυψε ότι αυτές οι προσεγγίσεις είναι έγκυρες. Πραγματικά ,η ανάλυση των δύο προσεγγίσεων απέδειξε ότι δεν υπάρχει μια μέση σχεδιαστική λύση ή μια εντελώς διαφορετική προσέγγιση που να είναι εφαρμόσιμη. Ο βασικός στόχος αυτής της δουλειάς, που είναι η αναζήτηση ή η ανάπτυξη ενός οικονομικά αποδοτικού συστήματος EHS, παραμένει ο ίδιος.

Πρέπει να τονιστεί ότι ένα κριτήριο της αξιολόγησης ήταν να αποφευχθούν ιδέες που χρειάζονται εκτεταμένη ανάπτυξη ή απαιτούν σημαντικές υπερβάσεις



πριν υλοποιηθούν. Όπου υπήρχε η αίσθηση ότι τα ενδεχόμενα κέρδη μπορεί να κρύβουν αναπτυξιακούς κινδύνους, η ιδέα συμπεριελήφθη αλλά οι κίνδυνοι και οι ασάφειες αξιολογήθηκαν.

### **3.1 Σχεδιασμοί Προθερμαντήρα**

Ο σχεδιασμός του προθερμαντήρα είναι σημαντικό κριτήριο για την οικονομική αποδοτικότητα του σχεδιασμού. Τρεις σχεδιασμοί έχουν χρησιμοποιηθεί στο παρελθόν:

- Ίσιων πτερυγίων,
- Περιστροφικός κεραμικός, και
- Ακίνητος κεραμικός.

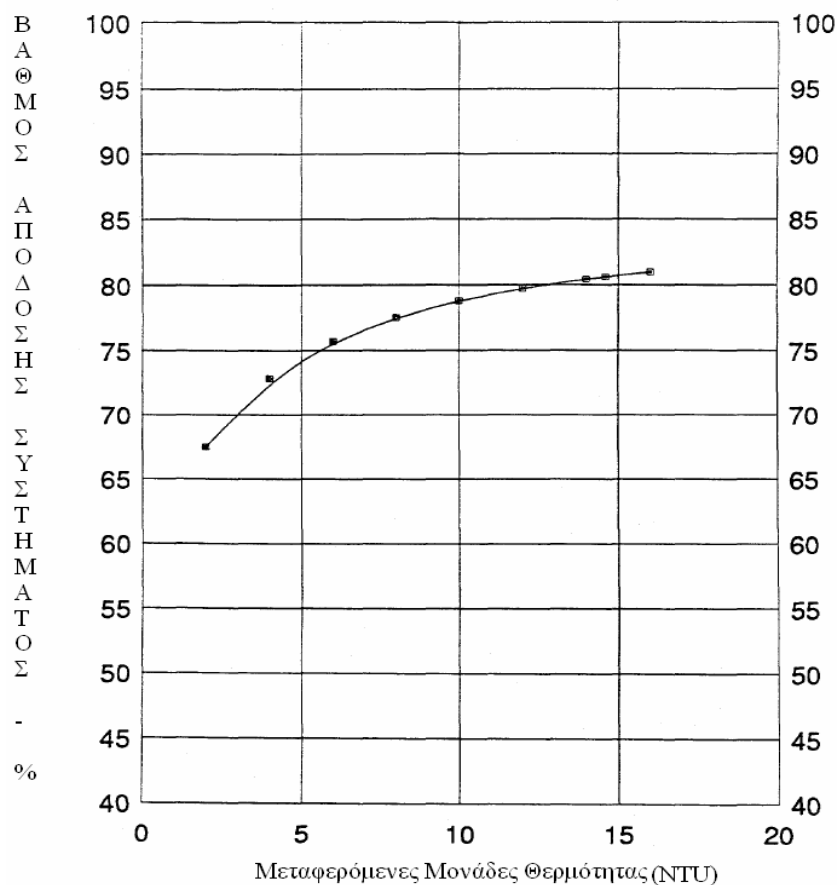
#### **3.1.1 Κεραμικοί προθερμαντήρες**

Μια από τις προσεγγίσεις που είχε αξία στην αρχή του προγράμματος ήταν οι κεραμικοί προθερμαντήρες. Η επιθυμία για κεραμικά υλικά είναι ότι το ακατέργαστο υλικό που χρησιμοποιήθηκε στην κατασκευή είναι σχετικά φτηνό. Επομένως και προϊόντα που χρησιμοποιούν κεραμικά υλικά μπορεί τελικά να είναι φτηνά. Το πρόβλημα είναι ότι πρέπει να παραχθούν μεγάλες ποσότητες προϊόντων, ώστε να είναι εφικτή η κάλυψη των εξόδων. Η ΜΤΙ, σε ένα αναπτυξιακό πρόγραμμα με την Coors, προσπάθησε να αναπτύξει ένα προθερμαντήρα σταθερού τύπου. Η μελέτη ήταν ανεπιτυχής. Σε μια πρόσφατη συγκέντρωση της Automotive Technology Development Contractors', πολλά έγγραφα παρουσιάστηκαν σε υψηλό επίπεδο για την εξέλιξη και την κατασκευή των κεραμικών. Δεν υπήρχε κάτι που να υποδεικνύει ανάπτυξη στον τομέα των

κεραμικών ή στον τρόπο λειτουργίας τους ώστε να μπορούν να εφαρμοστούν στο EHS των SEHP.

Ένας περιστρεφόμενος προθερμαντήρας που χρησιμοποιεί κεραμικά μπορεί να χρησιμοποιηθεί αφού μπορεί να εκμεταλευτεί τα υπάρχοντα και διαθέσιμα κεραμικά υλικά. Σε έναν τέτοιο σχεδιασμό, ένας κεραμικός τροχός θα θερμαίνεται εναλλακτικά από τα καυσαέρια και στην συνέχεια θα ψύχεται από τον εισερχόμενο αέρα της καύσης. Η περιοχή του τροχού που είναι εκτεθειμένη στο αέριο και στον αέρα θα ισορροπιστεί ώστε να εξασφαλιστεί βέλτιστη μεταφορά θερμότητας. Αυτή η προσέγγιση έχει ορισμένα μειονεκτήματα. Το πρώτο πρόβλημα είναι στο να ασφαλιστεί ο περιστρεφόμενος στρόφαλος και ο οδηγός σε περιβάλλον υψηλής θερμοκρασίας. Είναι δύσκολο να γίνει αυτό με αξιοπιστία για διάρκεια ζωής 20.000 ωρών, αν δεν είναι και πολύ ακριβό. Το δεύτερο πρόβλημα είναι η αντοχή του κεραμικού: Η θέρμανση και η ψύξη του στον θερμικό κύκλο είναι μια απαιτητική διαδικασία. Η Ford Motor Company διαπίστωσε ότι ο θερμικός κύκλος αποτελεί πρόβλημα για το αναπτυξιακό της πρόγραμμα πάνω στην μηχανή Stirling. Οι ερευνητές της Ford εντόπισαν ρωγμές αμέσως στους περιστρεφόμενους προθερμαντήρες (δες κεφάλαιο 2). Ένα άλλο μικρότερο ελάττωμα είναι η επιπρόσθετη απαίτηση για ενέργεια στον κινητήρα για να ξεκινήσει ο προθερμαντήρας.

Αυτά τα μειονεκτήματα οδήγησαν στο συμπέρασμα ότι τα κεραμικά δεν είναι καλή επιλογή για τον προθερμαντήρα. Παρόλο που αυτή η μέθοδος έχει μικρά κόστη, δόθηκε η εντύπωση ότι η ανάπτυξη αυτή είναι παραπάνω από τον σκοπό του τρέχοντος προγράμματος DOE για αντλίες θέρμανσης.



Εικόνα 3.1 Επίδραση του μεγέθους του προθερμαντήρα στην απόδοση του συστήματος εξωτερικής θέρμανσης

### 3.1.2 Προθερμαντήρες με πλακοειδή πτερύγια

Παρά το γεγονός ότι υπάρχουν πολλά είδη επιφανειών, η πυκνότητα της συσκευασίας ενός πλακοειδούς πτερυγίου σε έναν εναλλάκτη θερμότητας τον κάνει να είναι έναν από τους πιο πρακτικούς σχεδιασμούς. Το κόστος του μπορεί να κυμαίνεται από πολύ ακριβό μέχρι πολύ φτηνό. Τα υλικά και οι τεχνικές κατασκευής που χρησιμοποιούνται ωφείλονται για αυτές τις διαφορές κόστους. Μια άλλη φτηνή επιλογή είναι το σωληνοειδές πτερύγιο όπως αυτά που χρησιμοποιούνται στα συστήματα κλιματισμού. Αυτά, παρόλο που είναι φτηνά, ταιριάζουν περισσότερο σε εναλλάκτη θερμότητας υγραερίου.

Από την στιγμή που αποφασίστηκε ότι ο εναλλάκτης με πλακοειδή περύγια είναι η καλύτερη προσέγγιση για αυτό το πρόγραμμα, αμέσως ο στόχος είναι η βελτιστοποίηση του σχεδιασμού ως αναφορά την εξοικονόμηση χρημάτων. Τα βασικά σχεδιαστικά στοιχεία που πρέπει να εξεταστούν είναι η κατασκευή, το μέγεθος και η επιλογή των υλικών. Η τεχνική κατασκευής της ΜΤΙ (δες σχήμα 2.7) κρίθηκε ότι είναι καλά ανεπτυγμένη και αποτελεί την πιο οικονομική προσέγγιση. Χρησιμοποιείται ένας πυρήνας σε μορφή φουσαρόνικας ο οποίος βρίσκεται παγιδευμένος ανάμεσα στο εσωτερικό και στο εξωτερικό δακτυλοειδές κέλυφος. Η σφράγιση πραγματοποιείται με το λύγισμα των άκρων και καλύπτοντας τα με ένα δαχτυλίδι το οποίο έχει υποστεί συγκόλληση ή είναι σφιχτά διπλωμένο .

Παρόλο που ο σχεδιασμός μπορεί να είναι ακριβής, το μέγεθος πρέπει να βελτιστοποιηθεί ώστε να αποφευχθεί η χρησιμοποίηση περιττών ακριβών υλικών. Για τον σχεδιασμό που φαίνεται στο σχήμα 2.7, ο προθερμαντήρας λαμβάνει τα καυσαέρια θερμοκρασίας 1462°K και τα χρησιμοποιεί για να θερμάνει τον εισερχόμενο αέρα (ο οποίος μπορεί να έχει αναμιχθεί με τα ανακυκλοφορημένα καυσαέρια) στους 1365°K. Ο βαθμός απόδοσης του προθερμαντήρα είναι περίπου 0,93 ,ο οποίος είναι αρκετά ικανοποιητικός αλλά πιθανόν αντιοικονομικός κατασκευαστικά. Για υψηλές τιμές θερμικής αποτελεσματικότητας, κάθε αύξηση στην πρόσδοση απόδοσης προσδίδει επιταχυνόμενη αύξηση του πεδίου. Αυτή η επίδραση φαίνεται στο σχήμα 3.1, το οποίο παρουσιάζει την θερμική απόδοση του EHS σαν συνάρτηση του αριθμού των μεταφερόμενων μονάδων (NTU) σε σχέση με το πεδίο μεταφοράς θερμότητας. Αυτή η ποσότητα ορίζεται ως:

$$NTU=AU/C_m (1),$$

Όπου

A είναι το εμβαδό του πεδίου μεταφοράς θερμότητας,

U είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας,

C<sub>m</sub>: είναι το γινόμενο της παροχής επί την ειδική θερμότητα του υλικού.

Επομένως για εναλλάκτη σταυροποής με σταθερή, τότε το NTU είναι ανάλογο του εμβαδού. Αυτό μπορεί να συσχετιστεί με την αποδοτικότητα του εναλλάκτη θερμότητας ως εξής:

$$NTU = \frac{1}{1 - EFF}$$

Όπου:

$$EFF = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}}$$

$T_{co}$ : είναι η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον προθερμαντήρα,

$T_{ci}$ : είναι η θερμοκρασία εισόδου του αέρα στον προθερμαντήρα,

$T_{hi}$ : είναι η θερμοκρασία εισόδου των καυσαεριών στον προθερμαντήρα.

Με αυτές τις εξισώσεις, το μέγεθος του προθερμαντήρα (NTU) μπορεί να συσχετιστεί με την αποτελεσματικότητα (EFF). Αυτός ο συσχετισμός θα χρησιμοποιηθεί μαζί με τα κόστη των υλικών στο κεφάλαιο 4 ώστε να παρουσιαστεί μια αποτελεσματική αξιολόγηση του συστήματος EHS.

Επιπρόσθετα με το κόστος, ως σημείο αναφοράς το πεδίο μεταφοράς θερμότητας, κάποιες επιπρόσθετες δευτερεύουσες αποταμιεύσεις μπορεί να προκύψουν από την χρήση ενός μικρότερου σε μέγεθος, προθερμαντήρα. Η πτώση πίεσης του συστήματος θα μειωθεί, επιτρέποντας την χρήση μικρότερου ανεμιστήρα και μειώνοντας το ενεργειακό κόστος του ανεμιστήρα. Επίσης, οι χαμηλότερες θερμοκρασίες προθέρμανσης θα μειώσουν τις θερμοκρασίες της φλόγας και τις εκπομπές (ή τα επίπεδα του EGR), και θα κάνουν τις προδιαγραφές των υλικών λιγότερο απαιτητικές. Περισσότερη ανάλυση για την βελτιστοποίηση του προθερμαντήρα θα παρουσιαστεί στο κεφάλαιο 4.

## 3.2 Συστήματα Καύσης

### 3.2.1. Τύπος Καυστήρα

Ο κυρίαρχος τύπος καυστήρα που χρησιμοποιείται για την μηχανή Stirling είναι ο καυστήρας φλόγας τυρβώδους διάχυσης. Η επιλογή αυτή γίνεται περισσότερο από ανάγκη παρά από σχεδιαστικούς ή οικονομικούς λόγους. Ο κύκλος της Stirling απαιτεί υψηλές θερμοκρασίες (600 με 700 °K) στην κεφαλή του θερμαντήρα ώστε να επιτευχθεί υψηλή θερμική απόδοση στη μηχανή. Αυτές οι υψηλές θερμοκρασίες απαιτούν υψηλή θερμοκρασία καυσαερίων από την κεφαλή του θερμαντήρα και ενδεχομένως υψηλές απώλειες εξάτμισης. Για να αποφευχθούν οι υψηλές απώλειες, ο αέρας του καυστήρα προθερμαίνεται από τα καυσαέρια πριν απωλεσθούν. Αυτή η διαδικασία ανάκτησης θερμότητας είναι καλή από πλευράς αποδοτικότητας. Παρόλ' αυτά, έχει δύο αρνητικές επιπτώσεις στον σχεδιασμό του καυστήρα. (1) Η θερμοκρασία του αέρα της ανάφλεξης που εισέρχεται στον καυστήρα μπορεί να κυμαίνεται από 800 μέχρι 1400 °F. Στο άνω άκρο αυτής της θερμοκρασιακής διακύμανσης, ο κατασκευαστής πρέπει να χρησιμοποιήσει καυστήρα τυρβώδους διάχυσης. Ο προθερμασμένος αέρας μπορεί να συναντήσει το καύσιμο μόνο στον θάλαμο καύσης, όπως συμβαίνει στην περίπτωση της τυρβώδους διάχυσης, αφού το μίγμα αέρα/καυσίμου θα αναφλεχθεί αμέσως. (2) Η προθέρμανση αυξάνει την θερμοκρασία της φλόγας, η οποία με την σειρά της αυξάνει τις εκπομπές NOx. Από την στιγμή που κάθε προχωρημένη εφαρμογή πρέπει να σχεδιαστεί ώστε να αρμόζει στα τωρινούς και προτεινόμενους κανόνες εκπομπής, είναι σημαντικό οποιοδήποτε σύστημα καύσης να ανταποκρίνεται, τουλάχιστον, στις τωρινές απαιτήσεις του California South Coast Air Quality Management District (SCAQMD), που είναι 40 ng του NOx/J ωφέλιμης ενεργειακής απόδοσης (την πιο αυστηρή μέχρι σήμερα). Θα ήταν συνετό να τεθεί ένας στόχος κάτω από αυτό το πρότυπο.

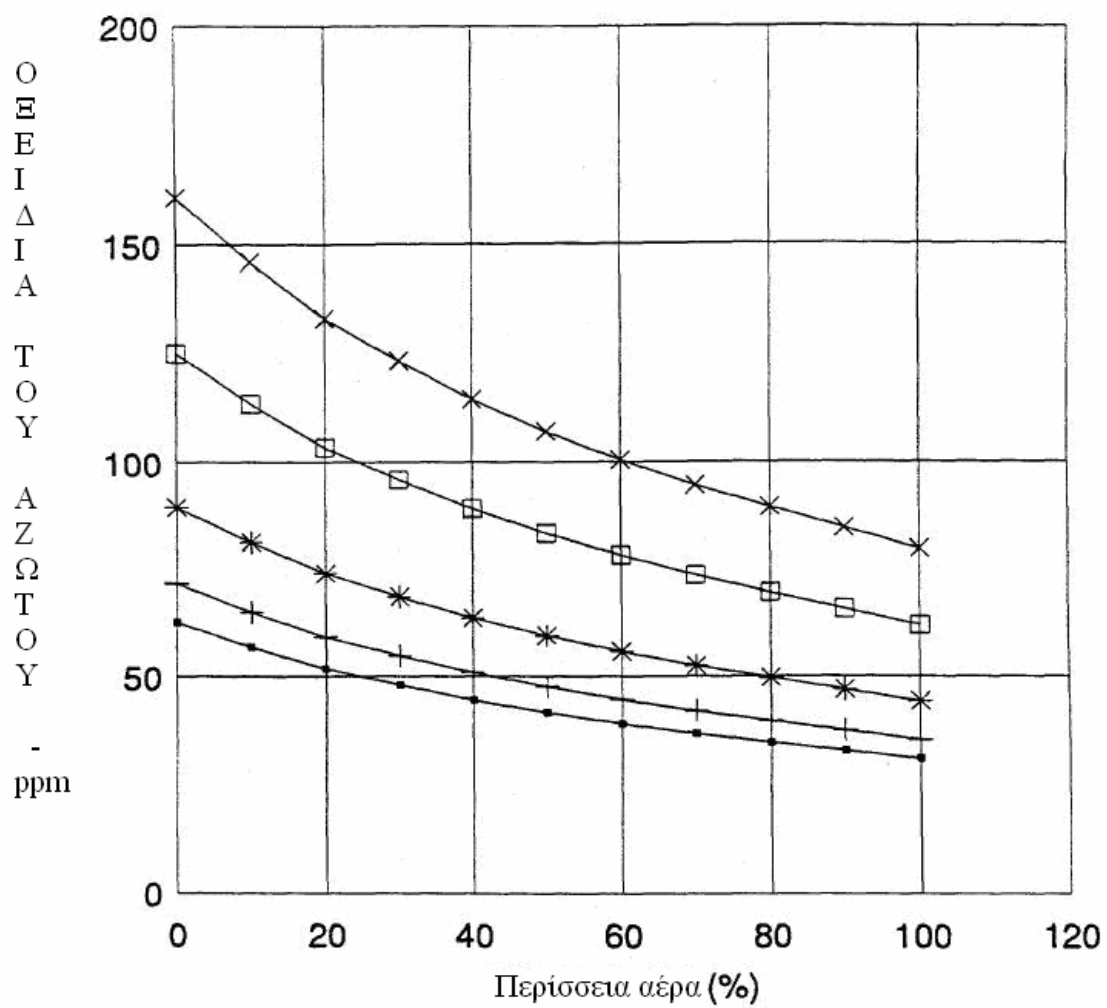
Το πρότυπο SCAQMD παρουσιάζεται τροποποιημένο σε πιο συμβατικούς όρους στο σχήμα 3.2. Το αντίστοιχο του προτύπου (40 ng/J ωφέλιμης ενεργειακής απόδοσης) σε rpmn σχεδιάζεται σε συνάρτηση με την περίσσεια του αέρα. Οι ισοδύναμες καμπύλες αναπαριστούν την επίδραση της αποδοτικότητας. Το πρότυπο βασίζεται στην αποδοτικότητα και στα επίπεδα εκπομπών. Για παράδειγμα, 20% περίσσεια αέρα και 80% αποδοτικότητα, με επίπεδα εκπομπών περίπου ή κάτω από 60 rpmn είναι αποδεκτά. Παράλληλα σε βαθμό απόδοσης 180% (COP=1.8), ο καυστήρας μπορεί να έχει 135 rpmn και παρόλ' αυτά να είναι αποδεκτός από τις προϋποθέσεις 40 ng/J του προτύπου. Το πρότυπο βασίζεται στον γενικό βαθμό απόδοσης καθώς επίσης και η απόδοση του καυστήρα προσφέρει το πλεονέκτημα στον SEHP με τον COP να είναι πάνω από 1.

Η ιδανική επιλογή συστήματος καύσης, είναι ένα σύστημα με προανάμιξη του μίγματος μέσα ή έξω από θάλαμο καύσης ψυχόμενο με εισαγωγή νωπού αέρα. Όχι μόνο θα έχει τις χαμηλότερες εκπομπές NOx από οποιοδήποτε άλλο σύστημα καύσης, αλλά και η πρακτικότητα και η διαθεσιμότητα υπαρχόντων αποδεκτών ελέγχων, βαλβίδων και άλλων συμπληρωμάτων θα αποτελέσει σαφές πλεονέκτημα. Το μειονέκτημα αυτής της επιλογής είναι ότι δεν αποτελεί και το πιο ανθεκτικό σύστημα σε υψηλές θερμοκρασίες προθέρμανσης. Έχει χρησιμοποιηθεί επιτυχώς από έναν σχεδιαστή (αναφορά 9) με τις θερμοκρασίες προθέρμανσης μέχρι 800°F. Αυτός ο περιορισμός σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες προθερμασμένου αέρα έχει ως επακόλουθο μεγάλες απώλειες εξάτμισης, που είναι μια συνηθισμένη εικόνα στα συστήματα ανάφλεξης με προανάμιξη που εφαρμόζονται στα SEHP.

Ένα ακόμα σύστημα που αξιολογήθηκε ήταν το παλμικό σύστημα ανάφλεξης. Η παλμική ανάφλεξη προσφέρει ορισμένα πλεονεκτήματα που την κάνουν ελκυστικό υποψήφιο για το σύστημα EHS των Stirling. Πρωτίστως, δεν απαιτεί συνεχή πηγή ενέργειας για να εξασφαλίσει ελκυσμό του συστήματος, επομένως εξαλείφεται ένα σημαντικό μέρος του υλικού κόστους (δεν απαιτείται ανεμιστήρας ή αιολική ενέργεια). Επίσης, η παλμική ανάφλεξη προκαλεί μια

υψηλή αύξηση της πίεσης, επιτρέποντας υψηλότερες ταχύτητες αερίου και πτώσεις πιέσεων με επακόλουθο υψηλότερα επίπεδα μεταφοράς θερμότητας. Οι ταλαντευόμενες ροές, που προκύπτουν από την παλμική ανάφλεξη, μπορεί επίσης να δώσουν υψηλότερους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας από αυτούς που δίνουν οι στάθερές ροές, για την ίδια ταχύτητα. Τέλος, τα βασικά στοιχεία του παλμικού καυστήρα μπορούν να συνεργαστούν αποτελεσματικά με αυτά του EHS της μηχανής Stirling. Ένας παλμικός καυστήρας αξιολογείται στο κεφάλαιο 4. Δίνει πολλές ελπίδες, αλλά αυτή η τεχνολογία δεν έχει αναπτυχθεί για χρήση με προθερμασμένο αέρα. Ένα πρόγραμμα ανάπτυξης απαιτείται ώστε να αξιολογηθεί αν αυτό είναι πραγματικά εφικτό.





Εικόνα 3.2 Επίδραση της περίσσειας του αέρα στα οξείδια του αζώτου για διάφορους βαθμούς απόδοσης.

### **3.2.2. Ανακυκλοφορία αερίου καύσης και ανακυκλοφορία καυσαερίων**

Μια από τις βασικές ανησυχίες σχετικά με τον σχεδιασμό του καυστήρα ήταν η επιλογή μιας στρατηγικής ελέγχου εκπομπών, ειδικά οξειδίων του αζώτου. Αυτήν την στιγμή, το σύστημα EGR είναι ο βασικός τρόπος ελέγχου για εκπομπές NOx. Μια άλλη τεχνική που χρησιμοποιείται είναι το CGR. Στην περίπτωση του EGR, ένα μέρος των καυσαερίων που έχει περάσει μεταξύ της κεφαλής του θερμαντήρα και του προθερμαντήρα ανακυκλώνεται πάλι στον αεραγωγό εισαγωγής, συνήθως με την εισαγωγή των καυσαερίων στην είσοδο του ανεμιστήρα. Από την στιγμή που η πίεση στην είσοδο του ανεμιστήρα είναι χαμηλότερη από την πίεση στην έξοδο, τα καυσαέρια απορροφούνται από τον ανεμιστήρα. Το μειονέκτημα είναι ότι με αυτή τη μέθοδο ανεβαίνει η θερμοκρασία των καυσαερίων στον ανεμιστήρα, αυξάνοντας και την ενέργεια του ανεμιστήρα που χρειάζεται για να μετακινηθεί το λεπτό στρώμα αερίου.

Το CGR είναι παρόμοιο με το EGR, εκτός από το ότι το καυσαέριο ανακυκλώνεται αφού περάσει από την κεφαλή του θερμαντήρα αλλά πριν περάσει από τον προθερμαντήρα. Αν τα ακροφύσια, όπως αυτά που φαίνονται στο σχήμα 2.3, χρησιμοποιούνται για να δημιουργήσουν μια περιοχή χαμηλής στατικής πίεσης, τα καυσαέρια μπορούν να μεταφερθούν πίσω στον θάλαμο καύσης, μειώνοντας την θερμοκρασία της ανάφλεξης. Ο ανεμιστήρας θα χρειαστεί πρόσθετη ενέργεια, όπως ακριβώς και με το σύστημα EGR. Η διαμόρφωση του ακροφυσίου θα απαιτήσει τα εξαρτήματα να συμπεριληφθούν στα θερμότερα μέρη του καυστήρα, που ορισμένες φορές αυτό αποτελεί μια ακριβή πρόταση. Το πλεονέκτημα είναι ότι ο ανεμιστήρας δεν θα αντλεί υψηλής θερμοκρασίας αέρα και αέριο. Αποφασίστηκε να συμπεριληφθεί αυτή η διαμόρφωση για περαιτέρω αξιολόγηση.

### 3.2.3 Προηγμένη ψύξη

Μια άλλη ιδέα που οδηγήθηκε για αξιολόγηση ήταν οι προηγμένες μέθοδοι ψύξης για επιλεγμένα μέρη του καυστήρα, περισσότερο για να μεταφερθεί ο κρύος αέρας σε συγκεκριμένα μέρη. Αυτή είναι μια δύσκολη ιδέα να υλοποιηθεί γιατί δεν έχουν καθοριστεί οι στόχοι όσον αφορά στο σχεδιασμό. Πρακτικά είναι μια τεχνική που θα χρησιμοποιηθεί για να εφαρμοστεί σε άλλους σχεδιασμούς. Για παράδειγμα, αν οι θερμοκρασίες προθέρμανσης είναι τόσο ψηλές που το σύστημα ανάφλεξης έχει την τάση να υπερθερμαίνεται, τότε μπορεί να χρησιμοποιηθεί επιλεγμένη ψύξη αέρα που να κάνει το σύστημα να λειτουργήσει. Αυτό είναι πραγματικότητα για οποιοδήποτε σύστημα ανάφλεξης, είτε είναι τυρβώδους διάχυσης είτε είναι σύστημα με προανάμιξη. Επιπρόσθετα, η τεχνική μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να ψύξει ένα συγκεκριμένο μέρος, επιτρέποντας την χρήση φθηνότερου υλικού.

#### 4. Αξιολόγηση των επιλεγμένων μοντέλων

Σε αυτό το κεφάλαιο, τα μοντέλα και οι ιδέες που αναπτύχθηκαν στο κεφάλαιο 3 θα αξιολογηθούν από τεχνική και οικονομική πλευρά. Ένα αναλυτικό μοντέλο μπορεί να συσχετίσει τις διάφορες παραμέτρους εμφάνισης ώστε να μπορεί να διεξαχθεί μια επεξηγηματική ανάλυση στα διάφορα μέρη του EHS. Για παράδειγμα, το μέγεθος του προθερμαντήρα μπορεί να ποικίλει όπως και η επίδραση στην αποδοτικότητα του καυστήρα καθώς επίσης μπορεί να γίνει και αξιολόγηση των θερμοκρασιών του κύκλου. Το μοντέλο μπόρεσε επίσης να διεξάγει ανάλυση μεγέθους της επίδρασης των εκπομπών NOx για διάφορες στρατηγικές. Το μοντέλο αυτό περιγράφεται στο κεφάλαιο 4.1 Καθώς το ανεπτυγμένο μοντέλο μπορεί να αναλύσει τις δαπάνες, διεξήχθη μια πιο λεπτομερής ανάλυση δαπανών χρησιμοποιώντας έναν κατάλογο ανταλλακτικών.

Προκειμένου να επιλεγούν υλικά και να προσδιοριστούν ακριβώς τα κόστη τους, οι κώδικες συμμόρφωσης που είναι σχετικοί με εφαρμογές φυσικού αερίου αναλύθηκαν ώστε να καθοριστούν οι παράγοντες που θα χρησιμοποιηθούν για την επιλογή των υλικών. Τα κόστη λήφθηκαν βάζοντας τους πωλητές να καθορίσουν την τιμή προμήθειας του υλικού για παραγωγή 10.000 μονάδων ανά έτος. Στην συνέχεια το μοντέλο χρησιμοποιήθηκε για να αναπτύξει σχεδιασμούς οι οποίοι θα κοστολογούνταν. Τελικά, όλα τα στοιχεία ελέγχου τα οποία μπορούν να ικανοποιήσουν τόσο τις απαιτήσεις του κώδικα όσο και τις τεχνικές προϋποθέσεις, επιλέχθηκαν και κοστολογήθηκαν σε προκαταρκτική βάση. Επειδή δεν υπήρχαν πληροφορίες ούτε για τον σχεδιασμό των υλικών για τα συστήματα ούτε για τις προδιαγραφές των συστημάτων ελέγχου, έπρεπε να γίνουν ορισμένες υποθέσεις.

## 4.1 Αναλυτικό μοντέλο

Το μοντέλο του EHS έχει χρησιμοποιηθεί για να αναλύσει την επίδραση ορισμένων σχεδιαστικών παραμέτρων στην εμφάνιση και στο κόστος της αντλίας θέρμανσης της μηχανής Stirling. Το μοντέλο αυτό ωστόσο δεν προβλέπεται να είναι ο ακριβής προάγγελος όλων των σχεδιαστικών παραμέτρων. Αντιθέτως, έχει σκοπό να μετρήσει επακριβώς την επίδραση των αλλαγών στις βασικές παραμέτρους χώρου, όπως είναι η επιφάνεια του εναλλάκτη θερμότητας και η επιφάνεια ροής, και στις μεταβλητές απόδοσης όπως είναι η θερμοκρασία, η μεταφορά θερμότητας και η αποδοτικότητα.

Τα ενιαίας παραμέτρου πρότυπα των κύριων στοιχείων του EHS χρησιμοποιούνται για να αναλύσουν την επιρροή των αλλαγών σχεδίου ενός στοιχείου στην απόδοση των άλλων στοιχείων. Το μοντέλο, που φαίνεται στο σχήμα 4.1, αποτελείται από τα παρακάτω μέρη:

- Ανεμιστήρας βεβιασμένης ροής του αέρα καύσης,
- Προθερμαντήρας αέρα/εναλλάκτης ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων,
- Καυστήρας,
- Θερμαντήρας κεφαλής.

Λαμβάνονται μέτρα στο μοντέλο (1) για EGR, το οποίο θεωρείται ότι ρέει από την έξοδο του ανακτητή θερμότητας στην είσοδο του ανεμιστήρα του αέρα καύσης; (2) CGR, το οποίο θεωρείται ότι ρέει από την έξοδο της κεφαλής του θερμαντήρα στην είσοδο του καυστήρα; και (3) για την εσωτερική διαρροή θερμότητας προθερμαντήρα/ανακτητή, η οποία θεωρείται ότι ρέει από τον προθερμαντήρα στον ανακτητή θερμότητας λόγω της υψηλής πίεσης του προθερμαντήρα.

Για να απλοποιηθεί ο προγραμματισμός και να κατανοηθεί το μοντέλο, όλα τα στοιχεία χρησιμοποιούν παρόμοιους αναλυτικούς σχηματισμούς για τις ακόλουθες διαδικασίες:

- Ροή μάζας (διατήρηση της μάζας)
- Μεταφορά θερμότητας (διατήρηση της ενέργειας, ποσοστιαίοι συσχετισμοί)
- Πτώση πίεσης (συσχετισμοί παραγόντων τριβής)

Το βασικό μοντέλο ενός στοιχείου του EHS παρουσιάζεται στο σχήμα 4.2. Οι μεταβλητές εισόδου, θερμοκρασία ( $T_{in}$ ), ποσοστό της ροής μάζας ( $w_{in}$ ), ειδική ενθαλπία ( $h_{in}$ ), και η συγκέντρωση  $C_{in}$ ), είναι αντίστοιχα της μεταβλητής εξόδου του στοιχείου το οποίο μας ενδιαφέρει. Λαμβάνονται μέτρα για επιπρόσθετη ροή του EGR, για CGR, ή διαρροή στο ή από το στοιχείο; και μεταφορά θερμότητας μεταξύ των δύο στοιχείων (δεν λαμβάνεται υπ'όψη ενδεχόμενη απώλεια θερμότητας προς το περιβάλλον).

Χρησιμοποιούνται απλοποιημένες σχέσεις για τις φυσικές ιδιότητες για να αποφευχθεί η χρησιμοποίηση περίπλοκων υπολογιστικών σχέσεων από τις διάφορες μεταβλητές (θα συζητηθεί παρακάτω). Ένα ολοκληρωμένο μοντέλο μαζί με τις λίστες υπολογισμού δίνονται στο παράρτημα Α.

Αναφερόμενοι στους πίνακες του παραρτήματος Α, οι πρώτες 33 σειρές περιέχουν τις μεταβλητές εισόδου και τις μεταβλητές εξόδου. Οι μεταβλητές εισόδου είναι κυριώς επεξηγηματικές. Η μεταβλητή εισόδου του θερμικού κύκλου υπολογίζεται ως η εισαγωγή θερμότητας στην κεφαλή του θερμαντήρα επί τον βαθμό απόδοσης Carnot της βασικής υπόθεσης προς τον βαθμό απόδοσης Carnot της συγκεκριμένης περίπτωσης. Επομένως, όλες οι περιπτώσεις αξιολογούνται από την ίδια μεταβλητή εξόδου της μηχανής.

Η βασική παράμετρος υπολογισμού των στοιχείων του εναλλάκτη είναι το NTU, που ορίζεται ως:

$$NTU = \eta_f \cdot h_{tc} \cdot A / (w \cdot c_p),$$

Όπου:

$\eta_f$  = απόδοση πτερυγίου,

$h_{tc}$  = συντελεστής μεταφοράς θερμότητας,

$A$  = εμβαδόν επιφάνειας,

$W$  = ποσοστό της ροής μάζας, και

$c_p$  = ειδική θερμοχωρητικότητα.

Το NTU είναι η μονάδα μέτρησης της μεταφοράς θερμότητας σε σχέση με το ποσό της ροής και είναι ανάλογο της απόδοσης του εναλλάκτη θερμότητας (μέγεθος). Το NTU του κάθε στοιχείου επιλέγεται ως ανεξάρτητη μεταβλητή, και το πρόγραμμα υπολογίζει ανάλογα τον εναλλάκτη θερμότητας και υπολογίζει την επίδραση στις θερμοκρασίες, στις πτώσεις πιέσεων, κλπ.

Επίσης προσδιορίζεται η ταχύτητα ροής μέσα στους εναλλάκτες θερμότητας. Ελέγχει την απαιτούμενη περιοχή σταυροροής, και επομένως και την πτώση πίεσης στον εναλλάκτη θερμότητας. Παρόλο που η ταχύτητα μάζας στον προθερμαντήρα μπορεί να προσδιοριστεί ανεξάρτητα, στον ανακτητή θερμότητας εξαρτάται από την ταχύτητα μάζας του προθερμαντήρα και δεν μπορεί να καθοριστεί αυθαίρετα, επειδή οι επιφάνειες ροής πρέπει να είναι ίσες (χρησιμοποιείται πτερύγιο με αυλάκια).

Στις γραμμές 35-55 γίνεται περίληψη της εξόδου του μοντέλου. Ο ρυθμός καύσης υπολογίζεται όσος και στην περίπτωση της βασικής υπόθεσης, και λαμβάνει υπόψη του τις αλλαγές θερμοκρασίας στην κεφαλή του θερμαντήρα (και επομένως στην απόδοση του κύκλου Carnot) και τις απώλειες της εξάτμισης. Στην συνέχεια, εμφανίζονται οι θερμοκρασίες σε σημαντικές θέσεις, όπως υπολογίζονται από τα μοντέλα των ανεξάρτητων στοιχείων.1

Υπολογίζεται, επίσης, το ολικό λειτουργικό κόστος από την άθροιση του κόστους καυσίμου συν το κόστος που απαιτείται για την λειτουργία του

ανεμιστήρα του αέρα καύσης. Η θεωρητική ενέργεια του ανεμιστήρα λαμβάνει υπόψη την τις πτώσεις πιέσεων του προθερμαντήρα, της κεφαλής του θερμαντήρα και του ανακτητή θερμότητας. Αν χρησιμοποιείται το CGR, γίνεται υπόθεση ότι η πτώση πίεσης του εγχυτή είναι ίση με την πτώση πίεσης του καυστήρα και της κεφαλής του θερμαντήρα (που συνεπάγεται με την απαιτούμενη αύξηση της ροής του CGR). Δεν εξηγεί με σαφήνεια τις άλλες πτώσεις πιέσεων του EHS. Η πραγματική ενέργεια του ανεμιστήρα υπολογίζεται ως πέντε φορές της θεωρητικής τιμής της ενέργειας, που οφείλεται στις απώλειες του ανεμιστήρα και του κινητήρα και στις άλλες πτώσεις πιέσεων.

Από την στιγμή που όλα τα στοιχεία χρησιμοποιούν παρόμοια διατύπωση, μπορούμε να αναφερθούμε σε ένα οποιοδήποτε στοιχείο για να περιγράψουμε την γενική μεθοδολογία. Ο εσωτερικός ρυθμός ροής είναι ίδιος με τον εξωτερικό του προηγούμενου στοιχείου. Επιπρόσθετα σε αυτό είναι οποιοδήποτε EGR/CGR συν οποιαδήποτε εσωτερική διαρροή, που καταλύγει στην συνολική εισερχόμενη ροή. Από την συνολική εξερχόμενη ροή, αφαιρούμε οποιαδήποτε διαρροή ή EGR/CGR για να υπολογίσουμε την εξωτερική ροή. Η εξερχόμενη ενθαλπία λαμβάνεται από τον καθορισμό της εισερχόμενης, μείον την ροή της διαρροής, συν την εισερχόμενη θερμότητα. Οποιαδήποτε ενθαλπία διαρροής υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την μέση τιμή της εισερχόμενης και της εξερχόμενης ενθαλπίας.

Στην συνέχεια η εξερχόμενη θερμοκρασία υπολογίζεται, αν διαρεθεί η εξερχόμενη ενθαλπία με την ειδική θερμότητα. Η ειδική θερμότητα υπολογίζεται ως ο σταθμικός μέσος όρος της ειδικής θερμότητας του αέρα και του αερίου των σωλήνων. Παρόλο που η ειδική θερμότητα ποικίλει στην σύνθεση, οι ειδικές θερμότητες του αέρα και των αερίων των σωλήνων θεωρούνται ανεξάρτητες της θερμοκρασίας. Ο ρυθμός μετάδοσης της θερμότητας υπολογίζεται από πρότυπες σχέσεις NTU/ αποτελεσματικότητας.

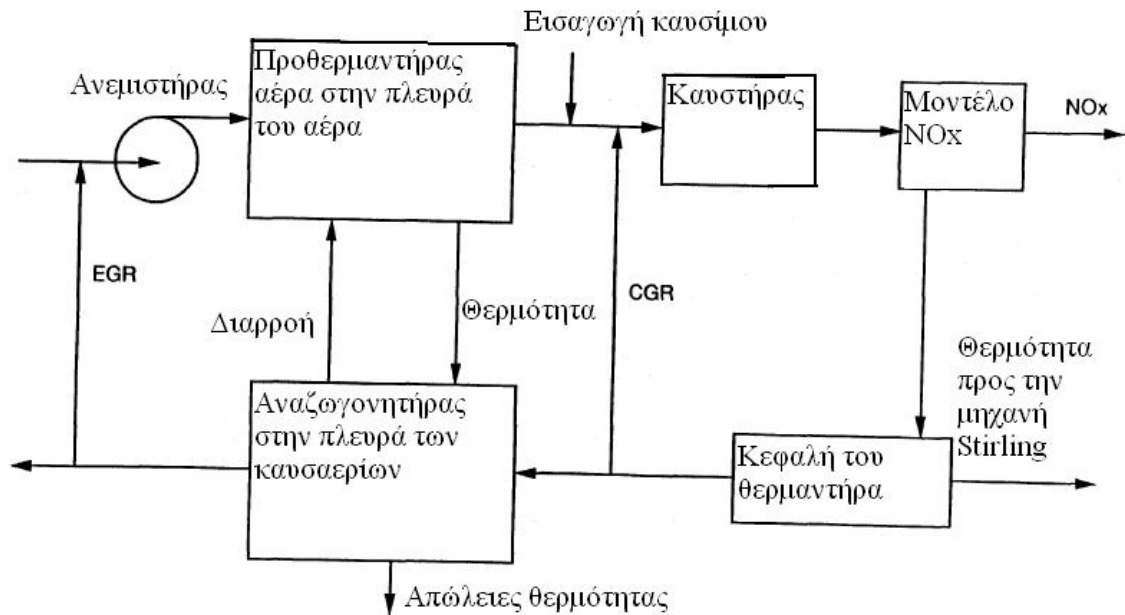
Καθορίζοντας την ταχύτητα μάζας και τις υδραυλικές διαμέτρους των εναλλακτών θερμότητας, μπορεί να υπολογιστεί ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μέσω της συσχέτισης της μεταφοράς θερμότητας με την



συγκεκριμένη επιφάνεια. Με αυτήν την πληροφορία, μπορεί να προσδιοριστεί η επιφάνεια που απαιτείται για να παραχθεί συγκεκριμένο NTU.

Ο καυστήρας συμπεριφέρεται όπως οι εναλλάκτες θερμότητας, εκτός από την πηγή θερμότητας του καυστήρα. Εδώ, οι περισσότερες από τις ιδιότητες του καυστήρα λαμβάνονται από τα δεδομένα του ΜΤΙ για να μπορεί να γίνει σύγκριση. Η μέση ειδική θερμότητα των προϊόντων της καύσης (χωρίς αέρα) υπολογίζεται ως η θερμότητα της καύσης δια την μάζα των αντιδρώντων, δια την αύξηση της θερμοκρασίας. Η ειδική θερμότητα του αερίου υπολογίζεται ότι είναι 13% μεγαλύτερη από αυτήν του αέρα (το οποίο είναι υποχρεωτικό για να υπολογιστούν οι θερμοκρασίες μέσα και έξω από τον προθερμαντήρα και τον ανακτητή θερμότητας).

Η θεώρηση σταθερής ειδικής θερμότητας απλοποιεί τους υπολογισμούς. Παρόλ' αυτά υπερεκτιμά το μέγεθος της θερμότητας σε χαμηλές θερμοκρασίες και το υποτιμά στις υψηλές θερμοκρασίες. Το πιο σημαντικό αποτέλεσμα είναι ότι απώλειες εξάτμισης τείνουν να υπερεκτιμηθούν.



Εικόνα 4.1 Διάγραμμα Αναλυτικού Μοντέλου

Λόγω της υψηλής προθέρμανσης του EHS, απαιτούνται είτε το EGR είτε το CGR για περιοριστούν οι εκπομπές του NO<sub>x</sub>. Για να γίνει εκτίμηση διάφορων θερμικών μεταβλητών πρέπει οι εκπομπές του NO<sub>x</sub> να διατηρηθούν σε ένα σταθερό επίπεδο. Για να υπολογιστεί ο δείκτης εκπομπής NO<sub>x</sub>, ο ρυθμός σχηματισμού  $d(\text{NO}_x)/dt$  υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$d(\text{NO}_x)/dt = 3 \times 10^{14} e^{-129.000/RT} \times N_2 \times O_2^{.5}$$

Όπου:

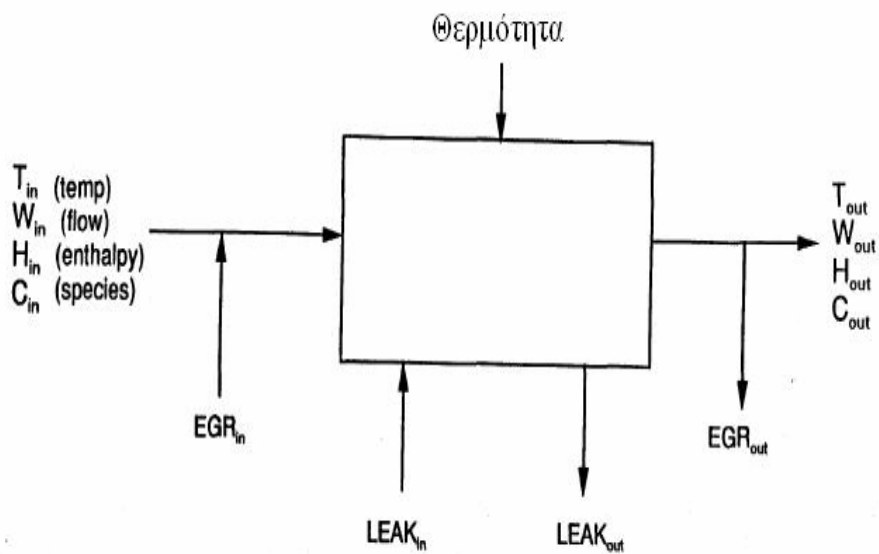
NO<sub>x</sub>= οξειδία του αζώτου (mol/cm<sup>3</sup>)

R= σταθερά αερίου (cal/mol/°K)

T= θερμοκρασία (°K)

N<sub>2</sub>= Άζωτο (mol/cm<sup>3</sup>)

O<sub>2</sub>= Οξυγόνο (mol/cm<sup>3</sup>).



### Εξισώσεις

$$Q_{in} + (W_{in} + EGR_{in} + LEAK_{in})H_{in} = (LEAK_{out} + EGR_{out} + W_{out})H_{out}$$

$$W_{in} + EGR_{in} + LEAK_{in} = W_{out} + EGR_{out} + LEAK_{out}$$

$$W_{out} = W_{in} + LEAK_{in} + EGR_{in} - LEAK_{out} - EGR_{out}$$

$$H_{out} = [Q_{in} + (W_{in} + EGR_{in} + LEAK_{in})H_{in}] / (LEAK_{out} + EGR_{out} + W_{out})$$

$$C_{out} = \frac{\sum W_{in} C_{in}}{\sum W_{out}}$$

Εικόνα 4.2 Μοντέλο εξισώσεων του συστήματος εξωτερικής θέρμανσης

Η ισότητα αυτή περιγράφει την παραγωγή NOx παρόλο που σε πολλές περιπτώσεις μερικές από τις σταθερές μπορεί να ποικίλουν. Παρόλο που αναγνωρίζει ότι το NOx δεν παράγεται με σταθερό ρυθμό, ο παράγοντας αυτός θεωρείται σημαντικός δείκτης που ποσοτικοποιεί την επίδραση της θερμοκρασίας και της συγκέντρωσης των στοιχείων. Θεωρείται ότι ο χρόνος παραμονής είναι σταθερός για όλες τις περιπτώσεις. Η υπόθεση αυτή θεωρείται έγκυρη για καυστήρες παρόμοιου σχεδιασμού.

## 4.2 Συμμόρφωση σε θέματα σχετικά με τους κώδικες

Σε αυτό το επίπεδο τεχνολογικής ανάπτυξης πρέπει να λαμβάνονται υπ' όψιν τα θέματα σχετικά με την συμμόρφωση τους προς τους κώδικες. Αντιπροσωπείες όπως το ANSI συνθέτουν πρωτόκολλα εξετάσεων ώστε να ελέγχονται εργαστήρια όπως το Underwriters Laboratories, Inc. (UL) και το American Gas Association (AGA) τα οποία διεξάγουν ελέγχους λειτουργίας και ασφαλείας ώστε να διασφαλιστεί ότι οι παραπάνω εφαρμογές ανταποκρίνονται στα πρότυπα. Θεωρήθηκε βέβαιο ότι αν εξεταστούν τα πρωτόκολλα και γίνει συγχώνευση κατάλληλων πληροφοριών για το σχεδιασμό στα αρχικά στάδια, ώστε να αποφευχθεί μεγάλο πρόβλημα όταν φτάσει στο τέλος η εφαρμογή, τότε πολλά μπορούν να κερδηθούν.

Ο συγκεκριμένος κώδικας εξέτασε τον κώδικα του ANSI για λέβητες αερίου. Τα παρακάτω μέρη του κώδικα βρέθηκαν σχετικά με την μελέτη:

- Επιτρεπόμενες εκπομπές,
- Όρια θερμοκρασίας υλικών,
- Απαιτήσεις πυκνότητας των υλικών, και
- Έλεγχοι και ασφάλεια.

Αυτή την στιγμή δεν υπάρχει πρότυπο εκπομπής NO<sub>x</sub> στον κώδικα του ANSI για κλιβάνους, αλλά το τωρινό πρότυπο του CAQMD επιλέχτηκε ως στόχος (δες κεφάλαιο 3.2.1) (αναφορά 35). Ένας σαφής στόχος θα ήταν 25% με 50% του προτύπου. Η απαίτηση του κώδικα ANSI για εκπομπές CO απαιτεί εκπομπή μέχρι 400 ppm (χωρίς παρουσία αέρα) στην εξάτμιση, σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας. Κανονικές συνθήκες λειτουργίας συνεπάγεται ομαλή πίεση στη γραμμή του αερίου, δοκιμή όπως ακριβώς έχει γίνει ο σχεδιασμός, κλπ. Το δύσκολο μέρος του κώδικα είναι ένας έλεγχος ο οποίος απαιτεί εκπομπές 400 ppm (χωρίς την παρουσία αέρα) όταν επικρατεί μια κατάσταση 12,5%

μετακαύσης που δεν επιτρέπει να γίνονται ρυθμίσεις ροής του αέρα. Βάση της δικής μας εμπειρίας, ο έλεγχος αυτός απαιτεί οι εκπομπές του CO να είναι πολύ χαμηλότερες, υπό συνθήκες κανονικής λειτουργίας, από την επιτρεπόμενη τιμή. Αυτός ο απλός έλεγχος υπερκαύσης πρέπει να είναι μέρος του ελέγχου για τον καυστήρα. Παρόλο που η μηχανή Stirling έχει το πλεονέκτημα της αποδοτικότητας λαμβάνοντας υπ' όψιν τις εκπομπές NOx, οι εκπομπές CO μπορεί να προκαλέσουν πρόβλημα υγείας (περισσότερο από πρόβλημα στο περιβάλλον), οπότε οι αντιπροσωπείες που θεσπίζουν τους κώδικες θέτουν τα όρια χωρίς να δίνουν σημασία στην απόδοση.

Πίνακας 4.1 Κριτήρια επιλογής υλικών

Υλικό	Επιτρεπόμενη Θερμοκρασία (°F)	Επιτρεπόμενο Πάχος	Χρόμιο (%)	Νικέλιο (%)	Κόστος (\$/lb)	
Al-coated steel		1090	0.0254		0.49	
410 SST	1250	1160	0.0225	11.5-13.5	1.46	
304 SST	1650	1390 <sup>e</sup>	0.195 <sup>d</sup>	18-20	8-10	1.51
310 SST	1800	1540 <sup>e</sup>	0.0195 <sup>d</sup>	24-26	19-22	3.28
316 SST	1650	1390 <sup>e</sup>	0.0195 <sup>d</sup>	16-18	10-14	2.11
321 SST	1650	1390	0.0195	17-19	9-12	

Ένα ακόμα θέμα που μπορεί να κάνει το SEHP να διαφέρει από τις περισσότερες εφαρμογές είναι ότι ορισμένοι ερευνητές μελετούν έναν συνεχώς μεταβαλλόμενο ρυθμό καύσης. Το πως θα ανταποκριθεί το ANSI σε αυτή την προσέγγιση είναι άγνωστο. Αν ο έλεγχος αέρα/καυσίμου θα διατηρήσει τις εκπομπές CO σε μια ισορροπία καθ' όλη την διάρκεια, ανταποκρινόμενη σε αυτή την προδιαγραφή μπορεί να αποδειχτεί δύσκολο. Αν, απ' την άλλη πλευρά, χρησιμοποιηθεί ένας σταδιακός έλεγχος, μπορεί να αποδειχτεί ότι οι εκπομπές γίνονται σε ξεχωριστούς ρυθμούς καύσης και σε συνεχείς μεταβαλλόμενες καύσεις κάτι το οποίο μπορεί να γίνει αποδεκτό.

Μια από τις υποθέσεις στις οποίες απευθύνεται το πρότυπο του ANSI για κλιβάνους είναι η αντοχή των υλικών που χρησιμοποιούνται για την κατασκευή των διαδρόμων ροής. Μια γενική οδηγία της ANSI για επιτρεπτά όρια θερμοκρασίας για μέταλλα είναι περίπου 90% της θερμοκρασίας διάβρωσης. Οι θερμοκρασίες αυτές κάποιων ανοξειδωτων χαλύβων, καθώς επίσης και άλλες χρήσιμες πληροφορίες, φαίνονται στον πίνακα 4.1. Η πρώτη στήλη έχει τα υλικά που είτε παρουσιάζουν ενδιαφέρον σε αυτήν την εργασία είτε χρησιμοποιήθηκαν για να αναπτυχθούν σημαντικά δεδομένα (όπως θα εξηγηθεί). Το πρότυπο του ANSI απέδειξε χρήση μέγιστης θερμοκρασίας για χάλυβα επικαλυμμένο με αλουμίνιο, για 410 SST και 321 SST τα οποία βρίσκονται στην λίστα, καθώς επίσης και του ελάχιστου πάχους που χρησιμοποιείται στους σωλήνες ροής. Αυτές οι τιμές καθορίστηκαν για να εξασφαλιστεί αντοχή απέναντι στην διάβρωση, που προκαλείται με το πέρασμα του χρόνου, υπό συνθήκες ομαλής λειτουργίας. Από την στιγμή που θάλαμοι καύσης φυσικού αερίου έχουν διάρκεια ζωής 15 με 20 χρόνια περίπου, τα όρια θερμοκρασίας του ANSI είναι εφαρμόσιμα και στο σύστημα EHS των αντλιών θερμότητας της Stirling.

Υλικά του πίνακα 4.1 που δεν ήταν καταγεγραμμένα με σαφήνεια στο πρότυπο ANSI ήταν οι ανοξειδωτοι χάλυβες 304, 316 και 310. Συγκρίνοντας αυτά τα υλικά με αυτά που βρίσκονται στην λίστα μπορεί να γίνει μια εκτίμηση της θερμοκρασίας που κατά πάσα πιθανότητα θα επιτευχθεί. Μια υπολογισμένη θερμοκρασίας της τάξης των 1650°F, δίνεται για SST 304,316 και 321. Το πρότυπο ANSI δίνει ένα όριο θερμοκρασίας 1390°K για το SST 321 και η προδιαγραφή για το πάχος είναι 0,0195 in, οπότε βγήκε το συμπέρασμα ότι ισχύουν οι ίδιες τιμές και για το SST 304 και το 316. Επειδή το MTI είχε σκοπό να χρησιμοποιήσει το SST 310 για τον προθερμαντήρα, το υλικό συμπεριελήφθη στον πίνακα. Έγινε η υπόθεση ότι, για την θερμοκρασία 260°K, η διαφορά που υπάρχει ανάμεσα στην βαθμονομημένη κλίμακα θερμοκρασίας και στην θεωρημένη από το ANSI θερμοκρασία του υλικού SST 321 μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για το SST 310. Επομένως, επιλέχτηκε για το SST 310 το όριο

των 1540°K (βάση μιας βαθμονομημένης κλίμακας 1800°K). Επίσης για το υλικό αυτό επιλέχτηκε επιτρεπτό πάχος 0.0195 in.

Στον πίνακα 4.1 υπάρχει το ποσοστό του χρωμίου και του νικελίου που υπάρχει σε κάθε υλικό ώστε να μπορεί να προσδιοριστεί αν υπάρχει κάποια σχέση μεταξύ αυτών και του υλικού κόστους. Το κόστος ανά λίβρα υλικού, βάση τιμολόγησης από πωλητές φύλλων μετάλλου, είναι τόσο ώστε να μπορούν να παραχθούν 10.000 μονάδες ανά χρονιά. Πρέπει να σημειωθεί ότι το κόστος είναι ανάλογο του ποσοστού του νικελίου και η ποινή για μέταλλα υψηλότερης θερμοκρασίας είναι μεγάλη. Στους 1090°K, το κόστος για χάλυβα επικαλυμμένο με αλουμίνιο είναι 0,49\$/lb, ενώ στους 1540°K και πάνω, το κόστος ανεβαίνει στα 3,28\$/lb.

Τα θέματα που έχουν να κάνουν με την συμμόρφωση στον κώδικα, ως αναφορά τον έλεγχο και την ασφάλεια ενός συστήματος EHS απαιτούν μια στρατηγική έλεγχου που καταλήγει σε μια ασφαλή λειτουργία που χρησιμοποιεί AGA- και UL-θεωρημένους ελέγχους και πρότυπα. Αν αναπτυχθούν ειδικοί έλεγχοι, πρέπει να υποβληθούν σε έλεγχο με βάση τα πρότυπα του ANSI. Το μόνο πρόβλημα έλεγχου που υπάρχει στον σχεδιασμό του MTI ήταν η παράλειψη ενός συστήματος ασφαλείας φλόγας στο σύστημα καύσης. Αν το σύστημα δεν χρησιμοποιεί ένα πρόγραμμα καθοδήγησης για ανάφλεξη, τότε πρέπει να έχει ένα σύστημα ασφαλείας φλόγας. Μια μηχανή παρακολούθησης της θερμοκρασίας δεν είναι τόσο αξιόπιστο ή τόσο γρήγορο. Υπό φυσιολογικές συνθήκες, χρησιμοποιείται μια βέργα Kanthal για την μέτρηση της φλόγας ώστε να ανιχνευθεί η παρουσία της φλόγας. Ορισμένα συστήματα ανάφλεξης θερμής επιφάνειας χρησιμοποιούν τον αναφλεκτήρα για παρακολούθηση της φλόγας.

### 4.3 Συνθήκες για επιλεγμένα συστήματα

Οι σχεδιασμοί EHS που βασίζονται σε δύο ξεχωριστά συστήματα καύσης επιλέχθηκαν για αξιολόγηση. Η πρώτη προσέγγιση ήταν ένα σύστημα EHS που βασίζεται σε σύστημα καύσης φλόγας διάχυσης όμοιο με το σύστημα 3-KW που αναπτύχθηκε από το MTI. Αυτή η προσέγγιση είναι η πιο τυπική για τα συστήματα EHS που χρησιμοποιούνται στις μηχανές Stirling. Η προσέγγιση καυστήρα φλόγας τυρβώδους διάχυσης επιτρέπει υψηλή θερμική απόδοση (76-83%) επειδή μπορεί να κρατήσει προθερμασμένο αέρα υψηλής θερμοκρασίας. Παρόλο που οι υψηλές αποδόσεις είναι επιθυμητές, η επίτευξη τους γίνεται με μεγαλύτερο κόστος λόγω των απαιτήσεων των υλικών να αντέχουν σε μεγαλύτερη θερμοκρασία. Μια δεύτερη προσέγγιση επίσης επιλέχθηκε, με έναν ψυχώμενο καυστήρα ψεκασμού, ο οποίος θεωρήθηκε ως υποψήφιος για το σύστημα SEHP της Sunpower.

Οι συνθήκες σχεδιασμού για αυτά τα δύο συστήματα φαίνονται στον πίνακα 4.2. Το πάνω μέρος του πίνακα περιέχει τα δεδομένα εισαγωγής στο μοντέλο, και περιλαμβάνει την εισαγωγή της θερμότητας στον κύκλο, τις θερμοκρασιακές συνθήκες περιβάλλοντος, την επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας του προθερμαντήρα και της επικεφαλής του θερμαντήρα (αναπαριστάμενο από το NTU), την θερμοκρασία επικεφαλής του θερμαντήρα, και τις στρατηγικές ροής (περίσσεια αέρα, EGR και CGR).

Το κάτω μισό του πίνακα 4.2 φαίνονται τα αποτελέσματα του μοντέλου. Η πρώτη πληροφορία είναι ο ρυθμός καύσης ή η εισαγωγή στον καυστήρα. Βάση του μεγέθους της κεφαλής του θερμαντήρα και του προθερμαντήρα, της θερμοκρασίας της κεφαλής, κλπ., μπορεί να υπολογιστεί η απόδοση του καυστήρα. Το προφίλ της θερμοκρασίας υπολογίζεται και βοηθάει στην επιλογή των υλικών. Για παράδειγμα, η μέση τιμή του άνω άκρου της θερμοκρασίας του ανακτητή θερμότητας είναι η ανώτατη τιμή θερμοκρασίας που μπορεί να έχει κάποιο μέταλλο στον προθερμαντήρα και χρησιμοποιείται για την επιλογή του



υλικού του προθερμαντήρα και του ανακτητή θερμότητας. Η εσωτερική θερμοκρασία του καυστήρα (που είναι η εξωτερική του προθερμαντήρα) χρησιμοποιείται για την επιλογή του αγωγού που θα ενώνεται με τον θάλαμο καύσης, και η εσωτερική θερμοκρασία του ανακτητή καθορίζει τα κριτήρια επιλογής του υλικού για τους αγωγούς που ενώνουν την κεφαλή του θερμαντήρα με την εξωτερική πλευρά του προθερμαντήρα. Η απόδοση Carnot βασίζεται στην θερμοκρασία της κεφαλής του θερμαντήρα και στην θερμοκρασία του περιβάλλοντος. Παρόλο που μια ολοκληρωμένη και αναλυτική μελέτη θα πρέπει να συμπεριλάβει όλο τον κύκλο λειτουργίας της μηχανής Strirling και τον σχεδιασμό της μηχανής, η μελέτη εδώ έγινε απλά για να συνδέσει τον βαθμό απόδοσης του κύκλου με την θερμοκρασία της κεφαλής του θερμαντήρα και να ρυθμίσει την κατανάλωση καυσίμου βάση της απόδοσης του κύκλου.

Η πρώτη στήλη του πίνακα 4.2 περιέχει τις συνθήκες σχεδίασης, που αναφέρθηκαν από το ΜΤΙ, για τον καυστήρα φλόγας διάχυσης με σωληνοειδή κεφαλή θερμαντήρα. Τα κύρια θέματα είναι ο ρυθμός καύσης της τάξης των 6863.72 w, βαθμός απόδοσης του καυστήρα 80,6% ,η αποδιδόμενη ισχύς του άξονα είναι 2,34 kW. Το τελευταίο υποδηλώνει απόδοση ενέργειας όσο περίπου το 50% του βαθμού απόδοσης Carnot. Η δεύτερη στήλη δείχνει τις συνθήκες σχεδίασης για ψυχώμενο καυστήρα ψεκασμό, κρατώντας σταθερή την αποδιδόμενη ισχύ του άξονα (2,34 kW). Πρέπει, επίσης να αναφερθούν κάποιες διαφορές και υποθέσεις που γίνονται. Κατ'αρχήν, θεωρήθηκε, για τον καυστήρα ψεκασμού μια μέγιστη θερμοκρασία προθέρμανσης 850°K. Έτσι η θερμοκρασία της κεφαλής του θερμαντήρα περιορίστηκε στους 600°K. Το μέγεθος του προθερμαντήρα υπολογίζεται ως το 17% του μεγέθους του καυστήρα φλόγας διάχυσης. Η απόδοση της καύσης έπεσε από 80,6% για τον καυστήρα διάχυσης στο 73,3% για τον καυστήρα ψεκασμού. Απ'την άλλη πλευρά, υπολογίζεται ότι ο καυστήρας ψεκασμού χρειάζεται μόνο 6,8% EGR, την στιγμή που ο καυστήρας διάχυσης χρειάζεται 30%, για τον έλεγχο εκπομπών NOx.

**Πίνακας 4.2 Σύγκριση ανάμεσα σε καυστήρα τυρβώδους διάχυσης και καυστήρα ψυχόμενου με εφίδρωση (σε μονάδες S.I.)**

Υπόθεση	Τυρβώδης Διάχυση	Ψύξη με εφίδρωση
Εισερχόμενη Θερμότητα στον κύκλο (W)	6863.72	7247.65
Θερμοκρασία Εισόδου (K)	95	95
Περίσσεια Αέρα στον ανεμιστήρα εισόδου (%)	25	25
Μέγεθος Προθερμαντήρα (NTU)	14.6	14.6
Μέγεθος Αναζωγονητήρα (NTU)	15.12	3.05
Διαρροή (Προθερμαντήρα - Αναζωγονητήρα) (%)	0	0
EGR (Εξωτερικού ανεμιστήρα προς εσωτερικό)	30	6.8
CGR (Κεφαλής θερμομαντήρα προς καυστήρα)	0	0
Μέση θερμοκρασία κεφαλής του θερμομαντήρα (K)	700	600
Μέγεθος κεφαλής θερμομαντήρα στην πλευρά του αερίου (NTU)	2.55	2.55
Βαθμός Απόδοσης Κεφαλής Θερμομαντήρα (%)	90	90
Ρυθμός καύσης (W)	8514.19	10064.1
Εσωτερική Θερμοκρασία Καυστήρα (K)	1365	850
Εξωτερική Θερμοκρασία Καυστήρα (K)	3496	3491
Εσωτερική Θερμοκρασία Αναζωγονητήρα (K)	1462	1295
Θερμοκρασία Καυσαερίων (K)	395	673
Μέση Θερμοκρασία στο θερμό άκρο του αναζωγονητήρα (K)	1413	1073
d(NO)/dt (ppm/sec)	96400	92700
Απώλειες Εξάτμισης (%)	19.39	27.97
Απόδοση καυστήρα (%)	80.61	73.3
Απόδοση Carnot x Απόδοση Καυστήρα (%)	55.07	46.6

## 4.4 Σύστημα φλόγας διάχυσης του συστήματος EHS του MTI

### 4.4.1 Περιγραφή του συστήματος EHS του MTI

Το σύστημα EHS του MTI έχει σχεδιαστεί ώστε να συμπεριλαμβάνει δύο προσεγγίσεις για τον σχεδιασμό της κεφαλής του θερμοαντήρα, ένα σωληνοειδές μοντέλο (εικόνα 4.3) και ένα συμπαγές μοντέλο (εικόνα 4.4) (αναφορά 2). Ακριβής πληροφορία δεν παρέχονται, μόνο αναφέρονται οι συνθήκες σχεδιασμού στον πίνακα 4.2 (αναφορά 34). Επί του παρόντος το MTI εξετάζει ορισμένους σχεδιασμούς. Για αυτήν την έρευνα λαμβάνεται υποθετικά η περίπτωση σωληνοειδούς κεφαλής θερμοαντήρα. Έχει σχεδιαστεί για λειτουργία υπό ονομαστική θερμοκρασία 700°C.

Το πρώτο βήμα για να γίνει η αξιολόγηση ήταν να καθοριστεί το κόστος του βασικού σχεδιασμού του EHS. Έτσι έγινε ο διαχωρισμός σε δυο μέρη:

- Προθερμαντήρας, καυστήρας και σωληνώσεις,
- Έλεγχοι και εξαρτήματα.

Οι πληροφορίες του πίνακα 4.3 δείχνουν το αποτέλεσμα του κόστους του μοντέλου για το σύστημα EHS (εξαιρουμένων των ελέγχων και των εξαρτημάτων). Οι αριθμοί της εικόνας 4.3 αντιστοιχούν σε αυτούς του πίνακα 4.3. Ο τύπος μετάλλου και η πυκνότητα του τοιχώματος του κάθε τεμαχίου επιλέχτηκε βάση των συστάσεων του προτύπου του ANSI, που φαίνεται στον πίνακα 4.1. Η μόνη εξαίρεση ήταν το υλικό του προθερμαντήρα, που σχηματίζει τους διαδρόμους του προθερμαντήρα (8), όπου χρησιμοποιήθηκε χάλυβας διπλωμένος σε μορφή φουσαρμόνικας πάχους 0,008 in. Παρόλο που αυτό το μέρος βρίσκεται στο διάδρομο ροής, θεωρήθηκε ότι αυτή η διάταξη είναι αποδεκτή, επειδή το λεπτό στρώμα μετάλλου βρίσκεται εσώκλειστο ανάμεσα σε δυο φύλλα μετάλλου (4 και 9), τα οποία έχουν επιλεγεί για να ακολουθούν τις απαιτήσεις του κώδικα. Στην συνέχεια χρησιμοποιήθηκαν τα υλικά κόστη για να εκτιμηθεί ξεχωριστά το

κόστος του κάθε μέρους. Θεωρήθηκε ότι το εργατικό κόστος δεν αποτελεί μέρος της μελέτης οπότε δεν υπολογίστηκε, κάτι που θα μπορούσε να γίνει ακολουθώντας κατευθυντήριες οδηγίες. Επίσης, έγινε συνεργασία με μια κατασκευαστική εταιρία που παράγει υλικά θέρμανσης και εξαρτήματα. Εκεί το επιτελείο υπολόγισε ότι το εργατικό κόστος είναι περίπου όσο το 10% του υλικού κόστους. Το AMTI υπήρξε στην επιχείρηση θερμαινόμενου, το οποίο συμπεριελάμβανε μια διάταξη που αποτελείται από έναν βραστήρα μαζί με τους σχετικούς ελέγχους και τα κόστη των φύλλων μετάλλου. Η επιχείρηση αυτή περιείχε εργατικό κόστος, το οποίο ήταν ίσο με το 25% του κόστους των υλικών. Για αυτήν την αξιολόγηση, έγινε ένας συμβιβασμός και το εργατικό κόστος θεωρήθηκε όσο το 15% του κόστους των υλικών.

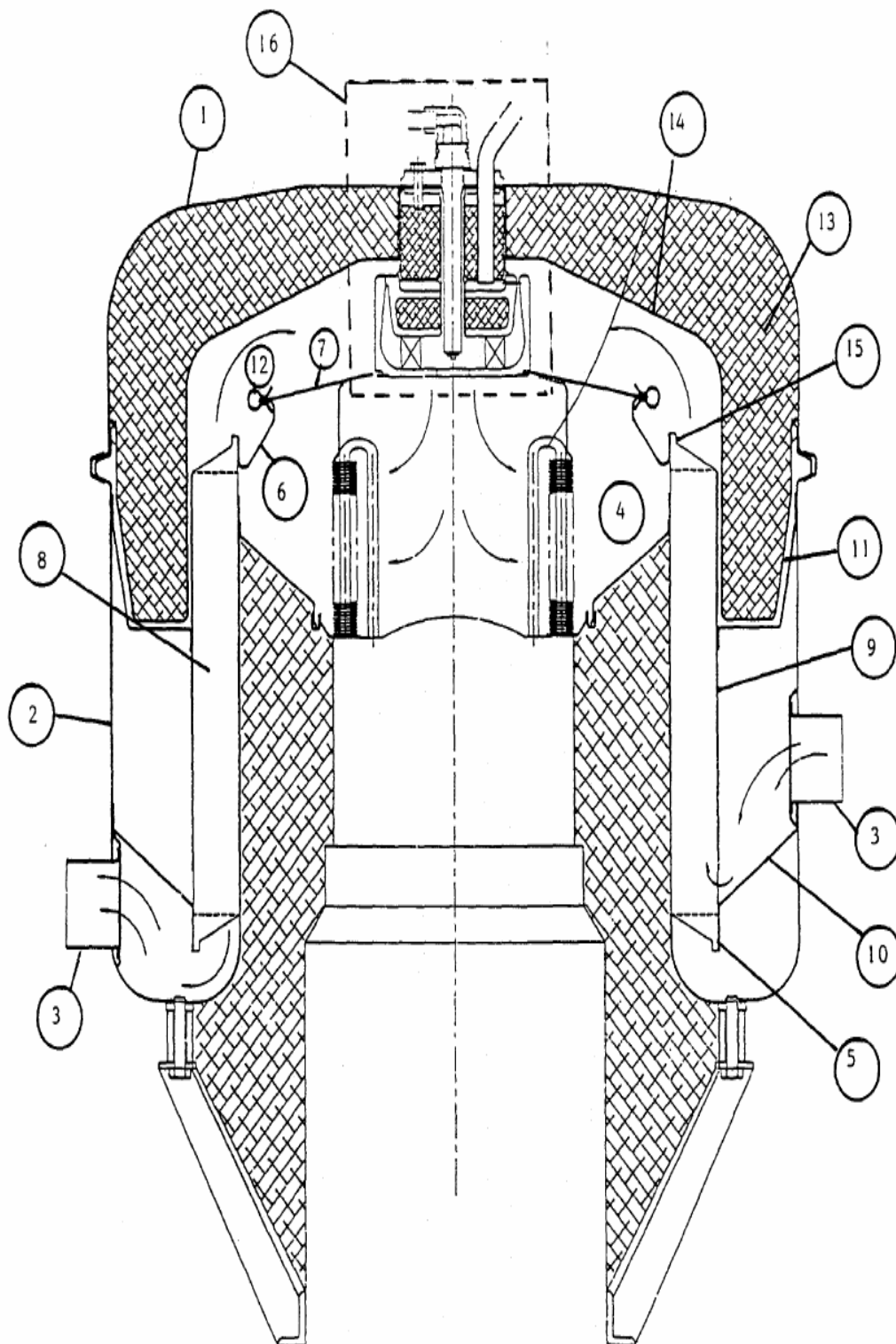
Τα κόστη πρέπει να επιβαρυνθούν με τα γενικά έξοδα όπως το ενοίκιο, άλλες σκοπιμότητες και τα γενικά και διοικητικά κόστη όπως πώληση και λογιστική. Ενώ αυτά τα ποσά μπορεί να ποικίλουν σε μεγάλο βαθμό, οι αναλογίες συνήθως συμφωνούν όταν λαμβάνονται όλες μαζί υπ' όψιν. Μια υψηλή αξία της τάξης του 300% δόθηκε στα εργατικά κόστη, και ένα ποσοστό 25% από τα γενικά και διοικητικά κόστη αποδόθηκε στα υλικά, εργατικά και υπερκείμενα εργατικά κόστη. Όλα αυτά παρουσιάζονται αναλυτικά στην τιμολόγηση του πίνακα 4.3.

Χρησιμοποιώντας τον βασικό σχεδιασμό του MTI με την επιλογή των υλικών που χρησιμοποιήθηκαν, υπολογίστηκε κόστος 147,14 \$. Αυτός ο υπολογισμός δεν συμπεριελάμβανε το κόστος του ανεμιστήρα, του συστήματος ελέγχου και των βοηθητικών εξαρτημάτων. Ωστόσο συμπεριέλαβε το κόστος των ακροφυσίων του καυστήρα. Προτού ο χρήστης επωφεληθεί θα πρέπει η εταιρία και ο διανομέας να έχουν κάποιο κέρδος. Ο λόγος του κόστους εγκατάστασης προς το κόστος κατασκευής έχει προταθεί να είναι 2.4 και χρησιμοποιείται από το MTI. Παρόλο που δεν παρέχεται μια λεπτομερής ανάλυση, φαίνεται να είναι μια λογική τιμή και χρησιμοποιήθηκε σε αυτήν την μελέτη.

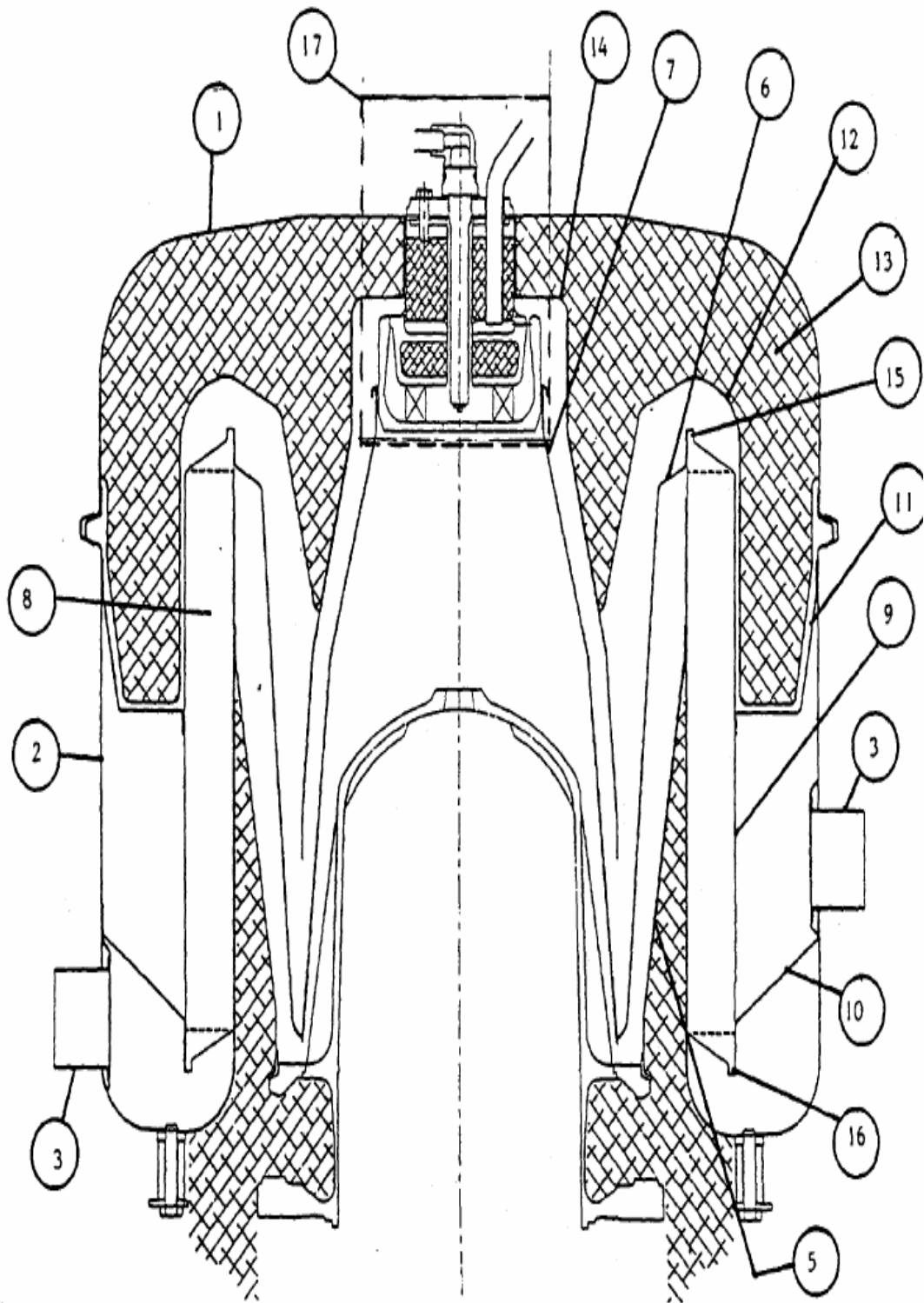
Πριν ξεκινήσει η διαδικασία, πρέπει να τονιστεί ότι η μελέτη είναι αρκετά αισιόδοξη. Υποθέτει την ύπαρξη εργοστασίου που παράγει εργαλειομηχανές.

Αυτή η αξίωση της αυτοματοποιημένης παραγωγής οδηγεί σε χαμηλά εργατικά κόστη. Επίσης θεωρήθηκε ένας σπαστήρας μετάλλων και ένας αυτοματοποιημένος οξυγονοκολλητής.

Η ίδια διαδικασία χρησιμοποιήθηκε για να αξιολογηθεί το σύστημα EHS με συμπαγή κεφαλή θερμαντήρα της εικόνας 4.4. Το κόστος αυτού του σχεδιασμού αναλύεται στον πίνακα 4.4. Οι αριθμοί του πίνακα αντιστοιχούν σε αυτούς του σχεδίου 4.4. Το κόστος του σχεδιασμού υπολογίζεται 226,48 \$. Η δραστική διαφορά ανάμεσα στην σωληνοειδή κεφαλή και στην συμπαγή ωφείλεται στον σχεδιασμό του θαλάμου καύσης και στις σχετικές σωληνώσεις. Ένα χιτώνιο Haynes 214 (7) χρησιμοποιείται για την μεταφορά των αερίων του καυστήρα στην κεφαλή του θερμαντήρα. Με βάση μια αναφορά, το Haynes 214 είναι 5 φορές πιο ακριβό από το 310 SST, με κόστος δηλαδή 16,40 \$ ανά μονάδα. Ο σχεδιασμός απαιτεί επίσης επιπρόσθετα 310 SST (6 και 14) για την μεταφορά του αέρα στο χιτώνιο για την ψύξη(7). Όπως φαίνεται στο σχήμα, η προσέγγιση αυτή είναι πολύ ακριβή. Μια προηγούμενη προσέγγιση που αναπτύχθηκε από το MTI, η οποία χρησιμοποιεί μόνωση υψηλής θερμοκρασίας για το χιτώνιο του καυστήρα, μπορεί να είναι πιο οικονομική από αυτήν που χρησιμοποιεί υλικά με αντοχή στην υψηλή θερμοκρασία όπως το Haynes 214.



Εικόνα 4.3 Mechanical Technology Inc., εξωτερικό σύστημα θέρμανσης με σωληνοειδή κεφαλή θερμαντήρα



Εικόνα 4.4 Mechanical Technology Inc., εξωτερικό σύστημα θέρμανσης με συμπιεγή κεφαλή θερμαντήρα.

**Πίνακας 4.3 Σωληνοειδής κεφαλή θερμαντήρα εξωτερικού συστήματος  
θέρμανσης-κύριο υλικό ανοξείδωτος χάλυβας 310**

Κόστος Κατασκευής =	\$147.14	Κόστος εγκατάστασης =	\$353.14
Παράγοντες Κόστους:	Υπερκείμενα = 300%	Υλικά κόστη =	\$71.91
	Γενικά = 25%	Γενικά =	\$29.43
		Κόστος κατασκευής =	147.14
		Πάχος προθερμαντήρα (in) =	0.4
Παράγοντες γεωμετρίας:	Προθερμαντήρας ID (in) = 10	Μήκος προθερμαντήρα (in) =	8.75
	Προθερμαντήρας OD (in) = 10.8	Εργασία =	\$11.45
	Τσακίσεις/in = 14	Υπερκείμενα =	\$34.35
	Πυκνότητα INS (lb m/ft <sup>3</sup> ) = 4		

α/α	Ποσότητα	Υλικό	Πάχος	Επιφάνεια	Όγκος	Βάρος	Κόστος/lb	Κόστος	Εργασία	
1	1	CS	0.0195	2.2429662	0.003644	2.296236	0.35	0.80	0.12	
2	1	ALS	0.0195	2.9354256	0.004770	3.005141	0.49	1.47	0.22	
3	2	ALS	0.0254	0.0327249	0.000069	0.043638	0.49	0.04	0.01	
4	1	310	0.0195	2.5634523	0.004165	2.624334	3.21	8.42	1.26	
5	1	ALS	0.0195	0.1767145	0.000287	0.180911	0.49	0.27	0.04	
6	1	310	0.0195	0.3926990	0.000638	0.402025	3.21	1.29	0.19	
7	1	HANES	0.0195	0.3490568	0.000567	0.357356	16.40	5.86	0.88	
8	1	310	0.008	15.0511740	0.010034	6.321493	3.21	20.29	3.04	
9	1	310	0.0195	2.0616701	0.003350	2.110634	3.21	6.78	1.02	
10	1	ALS	0.0254	0.5148721	0.001089	0.686581	0.49	0.34	0.05	
11	1	304	0.0195	0.7723081	0.001255	0.790560	1.51	1.19	0.18	
12	1	310	0.0195	0.1145372	0.000186	0.117257	3.21	0.38	0.06	
13	1	Insulation	1.5	2.2429662	0.280370	1.121483	3.00	3.36	0.50	
14	1	310	0.0195	1.1074114	0.001799	1.133712	3.21	3.64	0.55	
15	1	310	0.0195	0.1636246	0.000265	0.167510	3.21	0.54	0.08	
16	1	Various						<u>10.69</u>	<u>2.21</u>	
(nozzle assembly)										
								Σχεδόν ολικό	65.37	10.41
								Διάφορα υλικά 10%	<u>6.54</u>	<u>1.04</u>
								Σημολογικό	71.91	11.45



**Πίνακας 4.4 Κόστη για συμπαγή κεφαλή θερμοαντήρα εξωτερικού συστήματος καύσης, με κύρια υλικά Haynes 214 και 310 ανοξείδωτου χάλυβα**

Κόστος Κατασκευής =	\$226.48	Κόστος εγκατάστασης =	\$353.14
Παράγοντες Κόστους:	Υπερκείμενα = 300%	Υλικά κόστη =	\$111.72
	Γενικά = 25%	Γενικά =	\$45.30
Παράγοντες γεωμετρίας:	Προθερμαντήρας ID (in) = 10	Κόστος κατασκευής =	\$226.48
	Προθερμαντήρας OD (in) = 10.8	Πάχος προθερμαντήρα (in) =	0.4
	Τσακίσεις/in = 14	Μήκος προθερμαντήρα (in) =	8.75
	Πυκνότητα INS (lb m/ft <sup>3</sup> ) = 4	Εργασία =	\$17.36
		Υπερκείμενα =	\$52.09

a/a	Ποσότητα	Υλικό	Πάχος	Επιφάνεια	Όγκος	Βάρος	Κόστος/lb	Εργασία	Κόστος
1	1	CS	0.0195	2.242966	0.003644	2.296236	0.35	0.80	0.12
2	1	ALS	0.0195	2.935425	0.004770	3.005141	0.49	1.47	0.22
3	2	ALS	0.0254	0.032724	0.000069	0.043638	0.49	0.04	0.01
4	1	310	0.0195	2.563452	0.004165	2.624334	3.21	8.42	1.26
5	1	310	0.0195	1.166000	0.001894	1.193692	3.21	3.83	0.57
6	1	310	0.0195	1.769283	0.002875	1.811304	3.21	5.81	0.87
7	1	Haynes 214	0.0195	1.308178	0.002125	1.339248	16.40	21.96	3.29
8	1	310	0.008	15.051170	0.010034	6.321493	3.21	20.29	3.04
9	1	310	0.0195	2.061670	0.003350	2.110634	3.21	6.78	1.02
10	1	ALS	0.0254	0.514872	0.001089	0.686581	0.49	0.34	0.05
11	1	310	0.0195	0.772308	0.001255	0.790650	3.21	2.54	0.38
12	1	310	0.0195	3.000000	0.004875	3.071250	3.21	9.86	1.48
13	1	Insulation	1.5	2.242966	0.280370	1.121483	3.00	3.36	0.50
14	1	310	0.0195	1.290000	0.002096	1.320637	3.21	4.24	0.64
15	1	310	0.0195	0.163624	0.000265	0.167510	3.21	0.54	0.08
16	1	310	0.0195	0.176714	0.000287	0.180911	3.21	0.58	0.09
17	1	Various						<u>10.69</u>	<u>2.21</u>
(nozzle assembly)									

Μερικό Σύνολο	101.57	15.84
Διάφορα εξαρτήματα 10%	<u>10.16</u>	<u>1.52</u>
Σύνολο	111.73	17.36

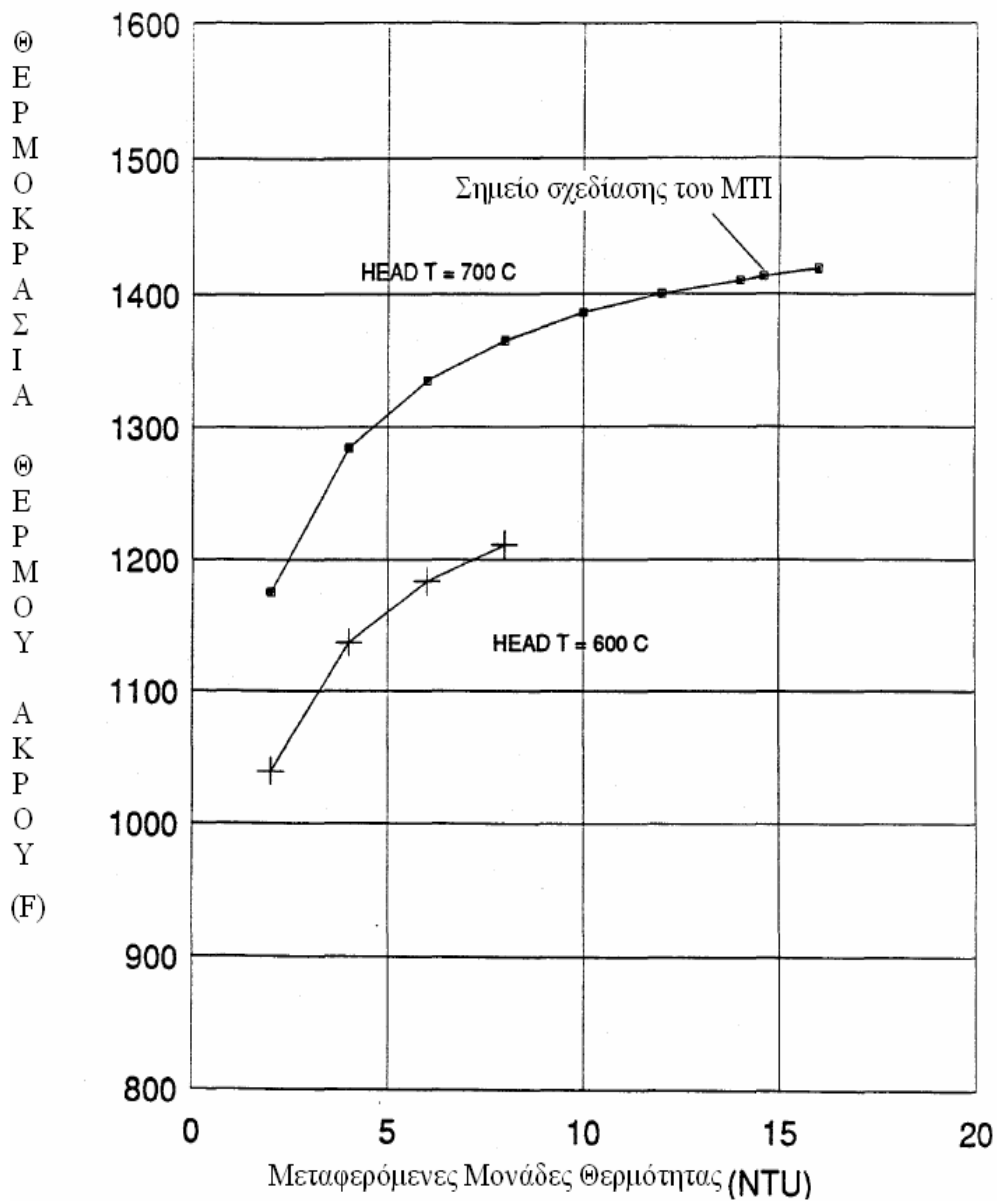
Το κόστος του υποσυστήματος του ακροφυσίου του καυστήρα (εξάρτημα 16 της εικόνας 4.3 και εξάρτημα 17 του σχήματος 4.4) είναι σχετικά αμελητέο ως προς τον σχεδιασμό του EHS. Το υποσύστημα αυτό αποτελείται κυρίως από την εισαγωγή του σωλήνα των αερίων, έναν και έναν αναφλεκτήρα. Το κύριο κόστος του υποσυστήματος προέρχεται από τον αναφλεκτήρα, και υπολογίζεται ότι αυτό είναι το 50% του κόστους του υποσυστήματος. Ένα ζήτημα που πρέπει να τεθεί σε αυτήν την εφαρμογή είναι η αντοχή του σπινθηριστή του συστήματος ανάφλεξης. Η εμπειρία της AMTI, ως αναφορά την αξιοπιστία και την διάρκεια ζωής του σπινθηριστή του αναφλεκτήρα ενός εντελώς κλειστού τύπου θάλαμου καύσης, είναι φτωχή. Όταν ο αναφλεκτήρας χρησιμοποιείται μόνο για να ξεκινήσει μια καθοδηγητική ή μια φυσική φλόγα φυσικού ελκυσμού, τα ηλεκτρόδια ψύχονται μέχρι κάποιο βαθμό από τον αέρα που εισέρχεται στον καυστήρα. Σε έναν θερμαινόμενο θάλαμο καύσης, τείνουν να οξειδωθούν και σαν αποτέλεσμα μειώνουν την αξιοπιστία ή αυξάνουν τα διαστήματα συντήρησης.

#### **4.4.2. Επιλογές υλικών για τον σχεδιασμό της MTI**

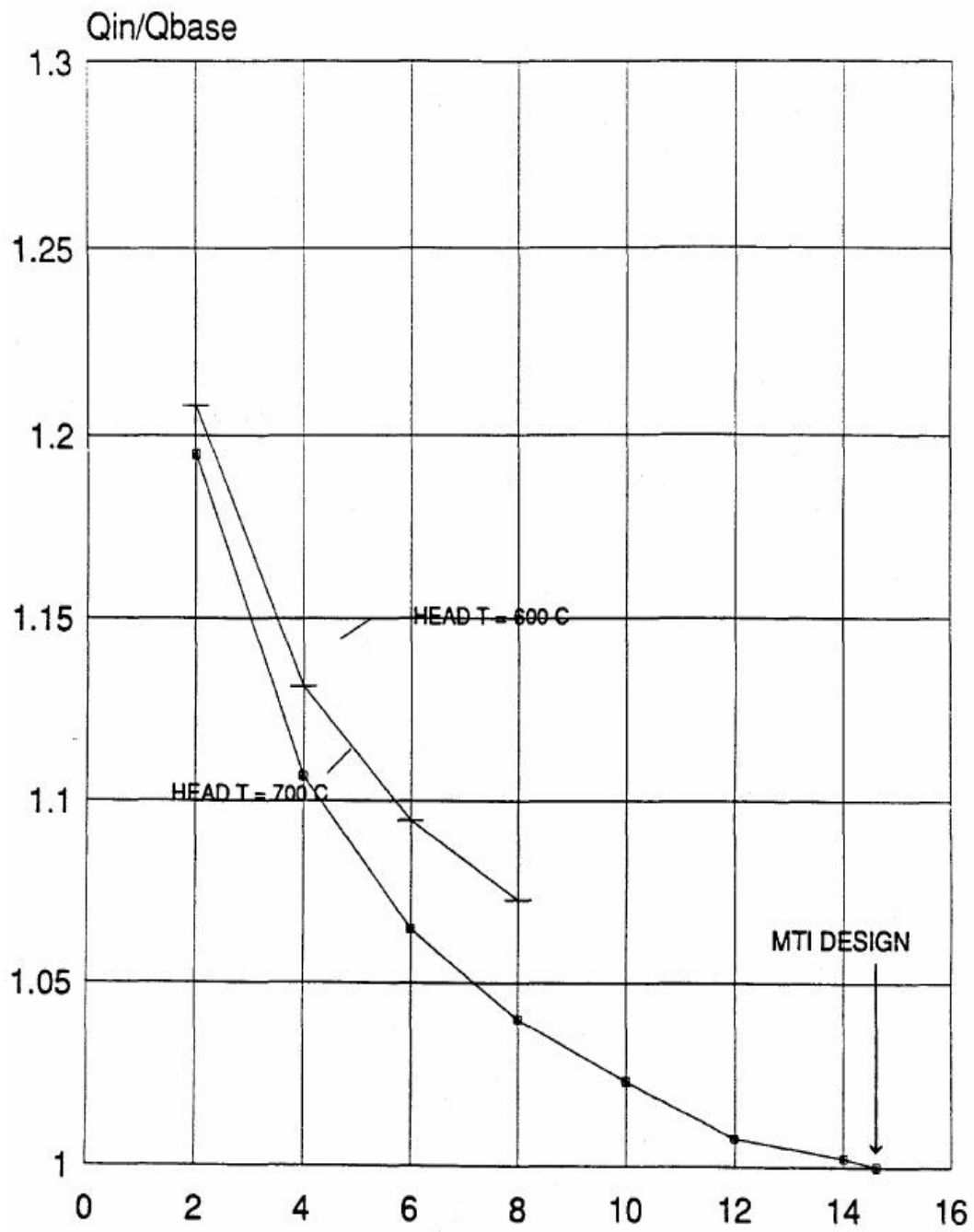
Σκοπός αυτού του κεφαλαίου ήταν να εξετάσει την επίδραση των συνθηκών σχεδίασης στα χαρακτηριστικά των υλικών και στο κόστος. Η μελέτη αυτή εξετάζει την σχέση, από οικονομικής πλευράς, που υπάρχει ανάμεσα στην απόδοση θερμότητας και στην επένδυση του κεφαλαίου.

Το πρώτο βήμα για τον καθορισμό της καταλληλότητας των υλικών είναι να χρησιμοποιήσει το μοντέλο για να αναπτύξει κάποια προφίλ του συστήματος για διάφορες συνθήκες σχεδιασμού. Οι πρώτες δυο μεταβλητές που θα εξεταστούν είναι το μέγεθος του προθερμαντήρα (NTU) και η θερμοκρασία της κεφαλής του θερμαντήρα. Η ανάλυση αυτή συνοψίζεται στο σχήμα 4.5, όπου η άνω θερμοκρασία του προθερμαντήρα σχεδιάζεται αντίθετα με το NTU του προθερμαντήρα. Η άνω θερμοκρασία είναι ο αριθμητικός μέσος της θερμοκρασίας εισαγωγής στον ανακτητή και της θερμοκρασίας εξαγωγής από τον

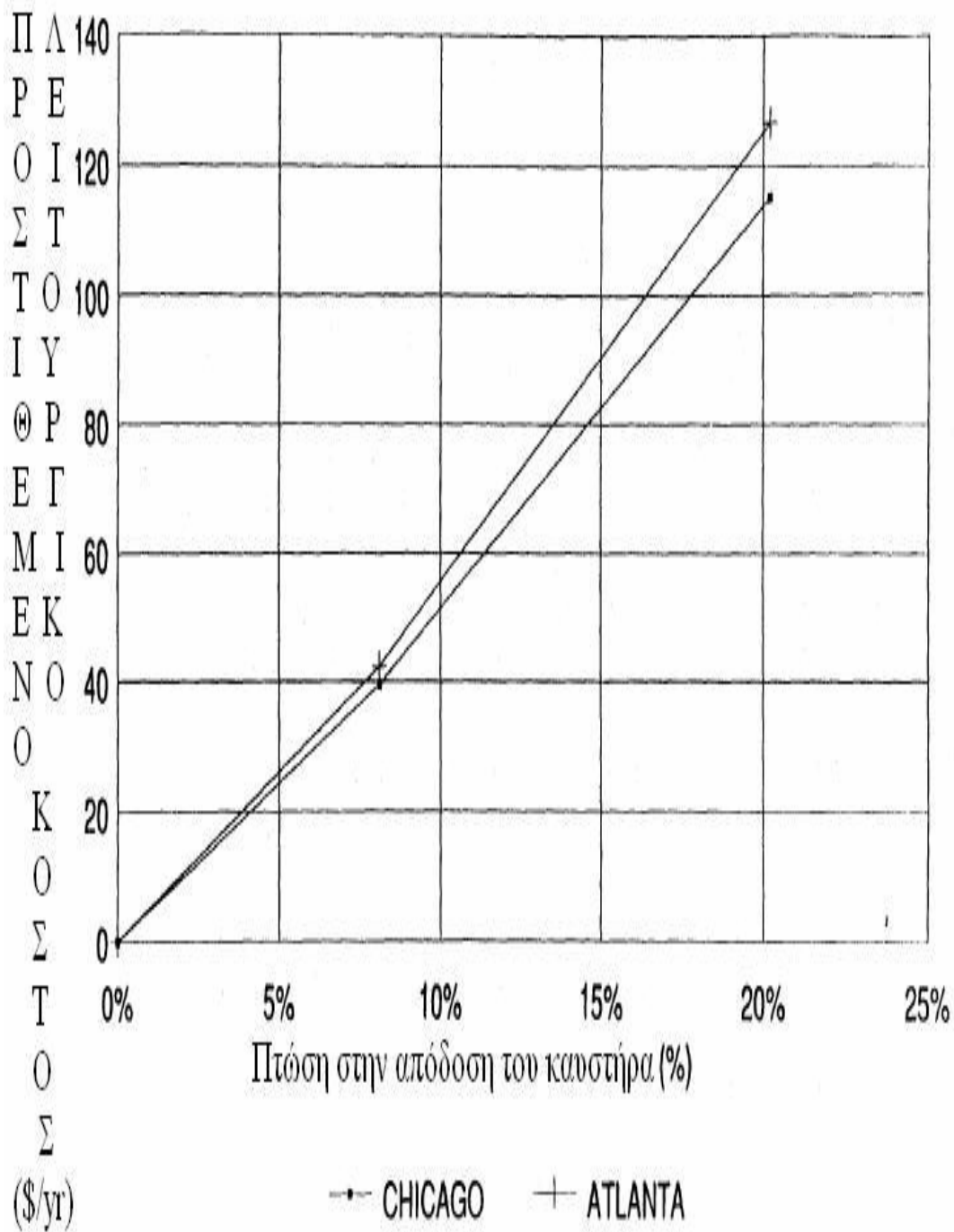
προθερμαντήρα. Αυτή η θερμοκρασία αποτέλεσε το κριτήριο για την επιλογή του μετάλλου για τα εξαρτήματα του προθερμαντήρα. Εξετάστηκαν οι θερμοκρασίες της κεφαλής του θερμαντήρα 700° και 600° Κ.



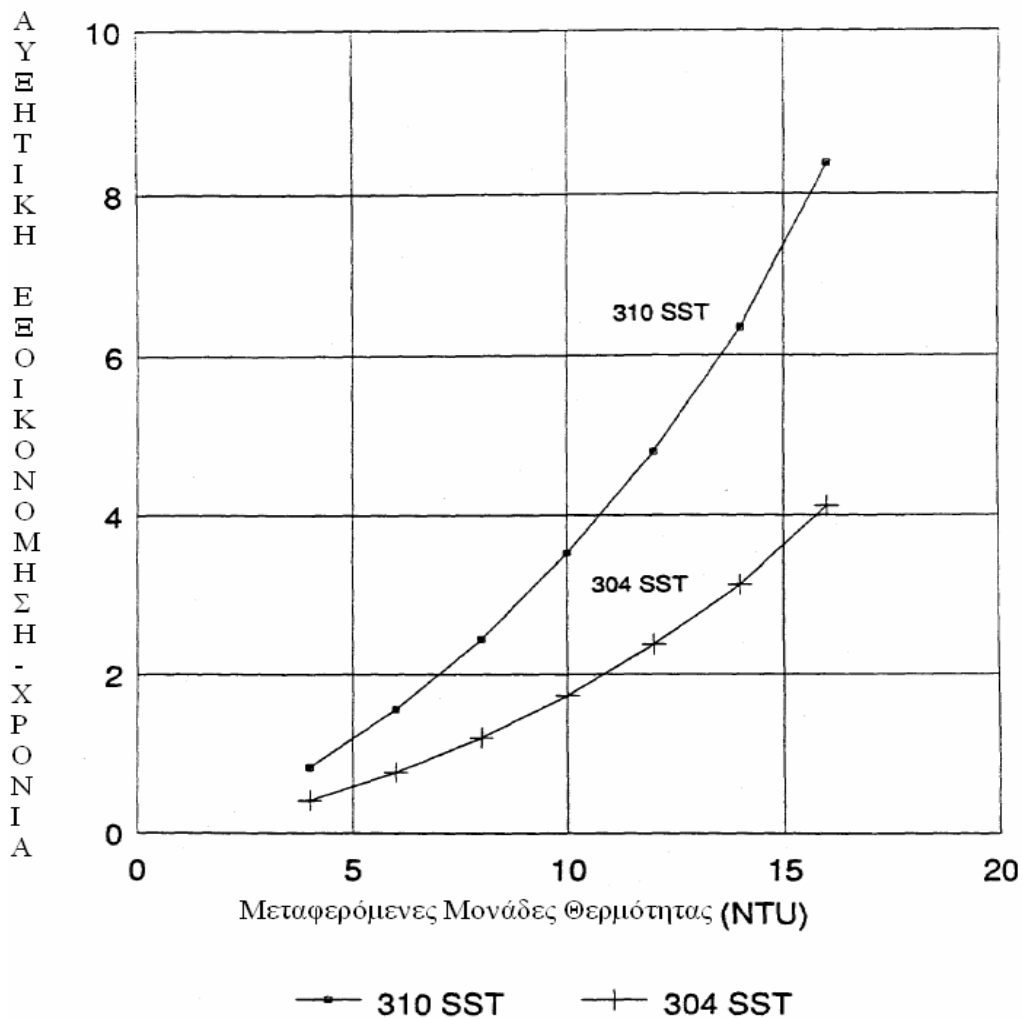
Εικόνα 4.5 Μέγιστη Θερμοκρασία Μετάλλου συναρτήσει του μεγέθους του προθερμαντήρα και της θερμοκρασίας της κεφαλής του θερμαντήρα



Μεταφερόμενες Μονάδες Θερμότητας (NTU) του προθερμαντήρα  
 Εικόνα 4.6 Επίδραση του αριθμού των μεταφερόμενων μονάδων στην απόδοση  
 για σταθερές εκπομπές NOx



Εικόνα 4.7 Επίδραση στο κόστος λόγω της μείωσης της απόδοσης του καυστήρα.



Εικόνα 4.8 Αυξητική εξοικονόμηση για τον προθερμαντήρα σε σχέση με το μέγεθος του και την επιλογή του υλικού κατασκευής.

Στο σχήμα παρουσιάζεται το σημείο του σχεδιασμού ΜΤΙ, μιας σωληνοειδούς κεφαλής θερμαντήρα θερμοκρασίας  $700^{\circ}\text{K}$  και NTU προθερμαντήρα 14,6 . Σε αυτήν την κατάσταση το άνω άκρο θερμοκρασίας φτάνει στους  $1413^{\circ}\text{K}$ . Όταν το NTU του προθερμαντήρα πέφτει στο 10, η θερμοκρασία κατεβαίνει στους  $1386^{\circ}\text{K}$ , επιτρέποντας την χρησιμοποίηση ενός πιο φτηνού υλικού. Χρησιμοποιώντας σαν οδηγό τον πίνακα 4.1, το 310 SST μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε όλες τις περιπτώσεις, ενώ το 304 SST μπορεί να χρησιμοποιηθεί όταν η τιμή του προθερμαντήρα NTU είναι 10 και κάτω.

Για να μπορεί να κατασκευαστεί ο προθερμαντήρας από χάλυβα επικαλυμμένο με αλουμίνιο απαιτείται θερμοκρασία επικεφαλής  $600^{\circ}\text{K}$  και η τιμή του NTU να είναι 3. Ο σχεδιασμός αυτός επιτρέπει να είναι η μέγιστη θερμοκρασία του μετάλλου του προθερμαντήρα κάτω από το όριο του ANSI που είναι  $1090^{\circ}\text{F}$ .

Το πλεονέκτημα από την χρησιμοποίηση υλικών χαμηλότερου κόστους, αντισταθμίζεται από το μειονέκτημα στην εμφάνιση. Το σχήμα 4.6 δείχνει την επίδραση που υπάρχει στην εμφάνιση, αν χρησιμοποιηθούν χαμηλότερες τιμές NTU και χαμηλότερη θερμοκρασία κεφαλής. Στο διάγραμμα αυτό σχεδιάζεται ο λόγος της εισαγωγής του καυστήρα ( $Q_{in}$ ) προς την θεωρητική τιμή του MTI ( $Q_{base}$ ) σε συνάρτηση με διάφορες τιμές NTU του προθερμαντήρα για τις δυο διαφορετικές θερμοκρασίες της κεφαλής του θερμαντήρα. Από ορισμό, ο λόγος ισούται με 1 για την αρχική κατάσταση ενός προθερμαντήρα με NTU 14,6 και θερμοκρασία στην κεφαλή του θερμαντήρα  $700^{\circ}\text{K}$ . Για την περίπτωση όπου χρησιμοποιείται 304 SST για θερμαντήρα με NTU 10, παρατηρήθηκε αύξηση του καυσίμου κατά 2,5%. Το βιομηχανικό κόστος του EHS, παρόλ'αυτά, μειώνεται από 147 σε 75 \$, το οποίο μεταφράζεται σε μείωση του κόστους εγκατάστασης από 353 σε 180 \$, αν χρησιμοποιηθεί ο συντελεστής διάβρωσης 2,4. Η περίπτωση χρησιμοποίησης χάλυβα επικαλυμμένου με αλουμίνιο με τιμή NTU 3, απαίτησε την υπερβολική αύξηση του καυσίμου κατά 17%.

Υπο φυσιολογικές συνθήκες, θα διεξαχθεί μια ανάλυση για να καθοριστεί η βέλτιστη επένδυση για διάφορες επιλογές. Για να γίνει μια τέτοιου είδους ανάλυση, απαιτείται να υπάρχει μια σχέση ανάμεσα στα λειτουργικά κόστη και στην αποδοτικότητα. Η επίδραση που έχει η απόδοση του καυστήρα στα λειτουργικά κόστη φαίνεται στην εικόνα 4.7, στο οποίο έχουν σχεδιαστεί τα επιπρόσθετα λειτουργικά κόστη καυσίμου σε συνάρτηση με την πώση στην απόδοση για μονάδες που έχουν εγκατασταθεί στο Σικάγο και στην Ατλάντα. Αυτές οι πληροφορίες αντλήθηκαν από μια πιο περιεκτική μελέτη που διεξήχθη

από το MTI. Επειδή οι δυο καμπύλες που αντιστοιχούσαν στις πόλεις έπεφταν κοντά η μια στην άλλη χρησιμοποιήθηκε μια μέση καμπύλη.

Τα δεδομένα της εικόνας 4.7 ενώθηκαν με αυτά της 4.6 ώστε να παραχθεί η οικονομική ανάλυση της εικόνας 4.8. Στην 4.8 παριστάνεται η αυξητική απόδοση της επένδυσης έναντι των μονάδων NTU του προθερμαντήρα για δυο υλικά, το 310 SST και το 304 SST. Η ανάλυση αυτή πραγματοποιήθηκε χρησιμοποιώντας τα μοντέλα σχεδιασμού του κεφαλαίου 4.1, με τα κόστη τους να δίνονται στον πίνακα 4.3. Η αυξητική απόδοση της επένδυσης υπολογίστηκε διαιρώντας την αύξηση του κόστους εγκατάστασης διά της εξοικονόμησης καυσίμου καθώς αυξάνεται το μέγεθος του προθερμαντήρα. Βασιζόμενοι στις καμπύλες της εικόνας 4.7, η εξοικονόμηση καυσίμων υπολογίστηκε ότι είναι 5\$ για κάθε ποσοστιαία αύξηση του βαθμού απόδοσης του EHS. Βασιζόμενοι στην υπόθεση ότι απόδοση της επένδυσης σε μια τριετία είναι αποδεκτή, τα δεδομένα του σχήματος 4.8 δείχνουν ότι ένας 310 SST προθερμαντήρας με μέγεθος λίγο κάτω από 10 NTU θα είναι η βέλτιστη λύση, παρά ο τωρινός σχεδιασμός με 14,6 NTU. Η αλλαγή αυτή θα μειώσει το κόστος εγκατάστασης από 383\$ σε 302\$, ενώ ο βαθμός απόδοσης του συστήματος θα πέσει από 80,6% σε 78,8% (πτώση 1,8 πόντου).

Μια μείωση στο μέγεθος του προθερμαντήρα επίσης θα μειώσει τις θερμοκρασίες των μετάλλων στο EHS όπως φαίνεται από το σχήμα 4.5, και μπορεί να επιτρέψει την χρήση πιο οικονομικών υλικών. Η κατώτερη καμπύλη της εικόνας 4.8 δείχνει την αυξητική απόδοση της επένδυσης όταν χρησιμοποιείται 304 SST αντί για 310 SST. Η αλλαγή αυτή μειώνει το κόστος εγκατάστασης από 353\$ σε 180\$ με μείωση του βαθμού απόδοσης κατά μόλις 1,8 μονάδων για έναν προθερμαντήρα μεγέθους περίπου 10 NTU. Ένας προθερμαντήρας από 304 SST περιορίζεται μέχρι 10 NTU λόγω των θερμοκρασιακών περιορισμών των υλικών. Το αποτέλεσμα είναι εμφανές για την περίπτωση του καυστήρα φλόγας διάχυσης. Ένας προθερμαντήρας των 10 NTU που χρησιμοποιεί το 304 SST ως κύριο υλικό είναι η καλύτερη επιλογή. Η



χρησιμοποίηση χάλυβα επικαλυμμένου με αλουμίνιο σε προθερμαντήρα των 3 NTU βρέθηκε να είναι λιγότερο οικονομικό από την θεωρητική τιμή. Το επόμενο κεφάλαιο εξετάζει έναν ψυχώμενο καυστήρα ψεκασμού όπου χρησιμοποιήθηκε χάλυβας επικαλυμμένος με αλουμίνιο.

Θεωρήθηκε ότι προτού ολοκληρωθεί η ανάλυση, η κεφαλή του θερμαντήρα NTU πρέπει επίσης να εξεταστεί για την αποτελεσματικότητα επειδή ο σχεδιασμός MTI είχε υψηλή προθέρμανση/χαμηλή καύση στην κεφαλή του θερμαντήρα NTU. Η κεφαλή του θερμαντήρα NTU ποίκιλει από 2 μέχρι 6 (με θεωρητική τιμή 2,55), και το NTU του προθερμαντήρα κυμαίνεται από 4 μέχρι 16 (με θεωρητική τιμή 14,6). Δυο υποθετικές θερμοκρασίες για την κεφαλή του θερμαντήρα χρησιμοποιήθηκαν για αυτήν την ανάλυση, 600° C και 700° C. Μια περίληψη της ανάλυσης παρέχεται στον πίνακα 4.5. Ένα ελάττωμα αυτής της ανάλυσης είναι ότι τα κόστη της κεφαλής του θερμαντήρα δεν αξιολογήθηκαν γιατί δεν υπήρχαν επαρκείς σχεδιαστικές πληροφορίες (η κοστολόγηση της κεφαλής του θερμαντήρα δεν ήταν μέρος της εργασίας).

Σκοπός της ανάλυσης ήταν να καθοριστεί αν υπάρχει βέλτιστη αναλογία μεταφοράς θερμότητας ανάμεσα στην κεφαλή του θερμαντήρα και στον προθερμαντήρα. Η βασική υπόθεση του MTI (περίπτωση 1 του πίνακα 4.5) φαίνεται να έχει την μέγιστη θερμοκρασία μετάλλου 1400° K και δεν έχει ποινή κατανάλωσης καυσίμου γιατί είναι η βασική υπόθεση. Στους 700° K, για τιμή NTU της κεφαλής του θερμαντήρα 4 και του προθερμαντήρα 10, το μοντέλο προσεγγίζει τον πρότυπο σχεδιασμό με επιβάρυνση κατανάλωσης του καυσίμου 0,6% αλλά σε χαμηλότερη θερμοκρασία μετάλλου (1250° K), το οποίο επιτρέπει την χρησιμοποίηση του 304 SST. Εναλλακτικά, αυξάνοντας την τιμή NTU της κεφαλής του θερμαντήρα σε 4 και αφήνοντας του προθερμαντήρα στο 14,6 (βασική υπόθεση) επιτρέπει την χρήση 304 SST για τον σχεδιασμό του προθερμαντήρα χωρίς επιβάρυνση κατανάλωσης καυσίμου. Οι αποταμιεύσεις από τον προθερμαντήρα πρέπει να εξισορροπηθούν από την αύξηση του κόστους λόγω της αύξησης του NTU από 2,55 σε 4.

Ένας ακόμα σκοπός της ανάλυσης ήταν να μελετήσει την χρησιμοποίηση προθερμαντήρα από χάλυβα επικαλυμένο με αλουμίνιο. Φαίνεται ότι μια κεφαλή θερμαντήρα με τιμή NTU 4 συνδυασμένη με θερμοκρασία στην κεφαλή του θερμαντήρα 600° C και τιμή NTU 14,6 για τον προθερμαντήρα μπορεί να οδηγήσει στο επιθυμητό αποτέλεσμα. Μπορεί να επιτρέψει την χρήση φθηνότερου προθερμαντήρα από χάλυβα και να οδηγήσει σε αύξηση της κατανάλωσης του καυσίμου μόλις κατά 1%.

Πρέπει να τονιστεί ότι είναι πιθανόν να χρησιμοποιηθεί ένα μέρος από την θερμότητα των καυσαερίων που δεν έχει ανακτηθεί από τον ανακτητή για να θερμάνει (κατά την φάση της θέρμανσης). Αυτό μπορεί να οδηγήσει στην κατασκευή μοντέλων που θα χρησιμοποιούν μικρούς προθερμαντήρες αέρα και ανακτητές, κάτι το οποίο είναι επιθυμητό από οικονομικής πλευράς.

#### **4.5 Ψυχώμενος καυστήρας ψεκασμού**

Ένας ψυχώμενος καυστήρας ψεκασμού συμπεριελήφθη για διάφορους λόγους. Ένας σχεδιασμός EHS ψυχώμενου καυστήρα εξετάστηκε πρόσφατα από την Sunpower, Inc., και παλαιότερα από την General Electric για εφαρμογές στο SEHP. Ψυχώμενοι καυστήρες που χρησιμοποιούν προαναμεμιγμένο καύσιμο και αέρα επιτυγχάνουν χαμηλές εκπομπές NOx. Ένα επιπρόσθετο πλεονέκτημα είναι ότι πολλές από τις συνιστώσες είναι διαθέσιμες για το σύστημα καύσης. Μια προκαταρκτική ανάλυση του κόστους έδειξε ότι ο σχεδιασμός του ψυχώμενου καυστήρα αφήνει υποσχέσεις για μειωμένο κόστος κεφαλαίου, παρόλο που η θερμική απόδοση θα μειωθεί.

Για αυτήν την αξιολόγηση, οι συνθήκες σχεδιασμού παρουσιάζονται στον πίνακα 4.6 και έχουν ελάχιστες διαφορές από τον καυστήρα φλόγας διάχυσης. Παρόλο που η αποδιδόμενη ισχύς των 2,34 KW είναι η ίδια, ο ρυθμός εισαγωγής του καυσίμου είναι 34340 Btu/h και προκύπτει αυξημένος κατά 18%. Οι λόγοι για αυξημένη χρήση καυσίμου είναι η χαμηλομένη θερμοκρασία στην κεφαλή του

θερμαντήρα ( $600^{\circ}\text{K}$ ) και η χρησιμοποίηση μικρότερου προθερμαντήρα (2,5 NTU, 17% της τιμής της βασικής υπόθεσης που είναι 14,6), το οποίο συγκρατείται από την αδυναμία χρησιμοποίησης υψηλού προθερμασμένου αέρα. Οι ειδικές συνθήκες που επιλέχθηκαν επιτρέπουν την χρήση χάλυβα επικαλυμμένου με αλουμίνιο στον προθερμαντήρα και σε άλλα εξαρτήματα, το οποίο ελαττώνει το κόστος του EHS.

Ένα σύστημα EHS που βασίζεται σε ψυχόμενο καυστήρα ψεκασμού ανεπτυγμένο από την General Electric παρουσιάζεται στην εικόνα 4.9 και ο καυστήρας φαίνεται στην εικόνα 4.10 (αναφορά 9). Ο καυστήρας αυτός χρησιμοποιεί προαναμεμιγμένο αέρα και αέριο. Η επιφάνεια του καυστήρα λειτουργεί στις θερμοκρασίες του φάσματος των  $1500^{\circ}\text{K}$ , παρέχοντας ένα εκπεμπόμενο συστατικό σε συνδυασμό με την εκπεμπόμενη θερμότητα στον θάλαμο καύσης. Από την μια πλευρά, ένα πλεονέκτημα αυτού του σχεδιασμού είναι ότι τα προϊόντα της καύσης καταστέλλονται από τις θερμοκρασίες που αναπτύσσονται από τις εκπομπές του  $\text{NO}_x$ , αναστέλλοντας την αυξανόμενη εκπομπή  $\text{NO}_x$  και μειώνοντας την παραγωγή. Αυτό είναι αντίθετο με την φλόγα τυρβώδους διάχυσης, η οποία διατηρεί υψηλές θερμοκρασίες καύσης μέχρι τα αέρια να ανέβουν στην επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας (στην κεφαλή του θερμαντήρα).

Ένα βασικό μειονέκτημα του συστήματος είναι η αδυναμία της χρησιμοποίησης αέρα προθερμασμένου σε υψηλή θερμοκρασία. Το σύστημα έχει χρησιμοποιηθεί με προθέρμανση μέχρι  $800^{\circ}\text{K}$ , αλλά υπάρχουν λίγες πληροφορίες για ποια θερμοκρασία μπορεί να χρησιμοποιηθεί με ασφάλεια. Το εμπόδιο είναι η αυτόματη θερμοκρασία ανάφλεξης του προαναμεμιγμένου αέρα και καυσίμου, το οποίο μπορεί να ποικίλει σε αναλογία αέρα/καυσίμου, σε συνθήκες ροής (συμπεριλαμβανομένου του χρόνου διαμονής) και σε υποστηρικτές αερίου. Θερμοκρασίες αυτο-ανάφλεξης για μεθάνιο και άλλους υδρογονάνθρακες που συναντώνται συχνά στο φυσικό αέριο δίνονται στον πίνακα 4.7 (αναφορά 42) τόσο για αργές όσο και για ακαριαίες αναφλέξεις. Είναι άγνωστο πως συνδέεται η

θερμοκρασία αυτοανάφλεξης με την επιτρεπτή θερμοκρασία προθέρμανσης, εκτός αν θεσπιστούν κάποια απόλυτα όρια. Στην πραγματικότητα, η μέγιστη επιτρεπτή θερμοκρασία προθέρμανσης μπορεί να είναι χαμηλότερη για άλλους λόγους. Θεσπίζοντας ένα όριο για την θερμοκρασία προθέρμανσης είναι ένα καλό θέμα για έρευνα.

Για να γίνει σύγκριση του σχεδιασμού EHS του καυστήρα ψεκασμού με αυτόν του καυστήρα διάχυσης πρέπει να τεθούν οι δυο σχεδιασμοί στην ίδια βάση ως αναφορά την εκπομπή NOx. Ένα υπολογιστικό σχέδιο μέτρησης εκπομπής NOx (με χρήση του μοντέλου που περιγράφηκε στο κεφάλαιο 4.1) χρησιμοποιήθηκε σαν ένδειξη, οπότε μόνο συστήματα με παρόμοιο δείκτη εκπομπής NOx μπορούν να συγκριθούν. Ο καυστήρας φλόγας διάχυσης με περίσσεια αέρα 25% και 30% EGR είχε ένα δείκτη εκπομπής NOx  $9,64 \times 10^4$  ppm/s. Με λιγότερη προθέρμανση, ο σχεδιασμός ψυχώμενου ψεκασμού προσέγγισε ένα σχεδιασμό παρόμοιο σε εκπομπή NOx ( $9,27 \times 10^4$  ppm/s) με περίσσεια αέρα 25% και 6,8% EGR.

Επιπρόσθετα στο φαινόμενο μειωμένης προθέρμανσης, ο ψυχώμενος καυστήρας ψεκασμού θα έχει λιγότερες εκπομπές από αυτές που υποδεικνύει το μοντέλο. Αυτό σημαίνει ότι το μοντέλο έχει προβλέψει υψηλότερες εκπομπές από τον καυστήρα ψεκασμού από αυτές που θα συναντούσε επειδή τα χαρακτηριστικά καταστολής του μοντέλου δεν απεικονίζονται. Απαιτείται κάποια βελτίωση στο τρόπο ελέγχου των εκπομπών NOx ώστε να γίνεται πιο ακριβής η μέτρηση, αλλά αυτό είναι πέρα από τον στόχο της μελέτης. Το καλύτερο που μπορεί να γίνει αυτή τη στιγμή είναι να σημειωθούν αυτές οι πληροφορίες και να χρησιμοποιηθούν για την λήψη αποφάσεων.

Η εικόνα 4.11 δείχνει μια σύνθεση της συσκευής που εμφανίζει ότι είναι φθηνότερο για τον σχεδιασμό του EHS. Από τον σχεδιασμό του MTI, ο προθερμαντήρας επίπεδων πτερυγίων με τα σφιγμένα άκρα είναι η πιο φτηνή μονάδα. Λόγω των χαμηλών θερμοκρασιών, χρησιμοποιήθηκε αρχικά ο επικαλυμμένος με αλουμίνιο χάλυβας. Σε κάποια κρίσιμα σημεία

χρησιμοποιήθηκε και 304 SST. Για την ανάφλεξη, χρησιμοποιείται ένα σύστημα ανάφλεξης θερμής επιφάνειας με έλεγχο που βοηθάει τον αναφλεκτήρα κατά την εκκίνηση και σαν σύστημα ελέγχου της φλόγας.

Το κατασκευαστικό κόστος του σχεδιασμού κοστολογήθηκε στα 57,89\$. Το κόστος εγκατάστασης αυτού του συστήματος EHS είναι 138\$, χωρίς να συμπεριλαμβάνεται το σύστημα ελέγχου. Αυτός ο σχεδιασμός συγκρίνεται με τα 353\$ και τα 180\$ για τους σχεδιασμούς EHS με φλόγα διάχυσης, που έχει ως κύριο υλικό το 310 SST και το 304 SST αντίστοιχα.

Ο σχεδιασμός του καυστήρα θα βασίζεται στο φορτίο και στην ισορροπία του καυστήρα έναντι της έντασης. Για καυστήρες τύπου ακτινοβολίας, μια φόρτωση 1000 με 2000 Btu/h x in<sup>-2</sup> χρησιμοποιείται για να διατηρήσει την διαδικασία της καύσης στην επιφάνεια του συγκρατητή φλόγας για έναν καυστήρα χωρίς προθερμασμένο αέρα. Για φορτία πάνω από 2000 Btu/h x in<sup>-2</sup>, η διαδικασία της καύσης γίνεται πάνω από την επιφάνεια του συγκρατητή φλόγας και για φορτία μέχρι 6000 Btu/h x in<sup>-2</sup> έχουν επιτευχθεί από το ΑΜΤΙ. Υπό φυσιολογικές συνθήκες, χωρίς προθέρμανση, η φόρτωση για έναν ακτινοβολών καυστήρα θα πρέπει να είναι κάτω από Btu/h x in<sup>-2</sup>. Ωστόσο έχει προβλεφθεί ότι όταν προστίθεται προθέρμανση, η φόρτωση μπορεί να ξεπεράσει τα 2000 Btu/h x in<sup>-2</sup> και παρόλ'αυτά να διατηρηθούν τα χαρακτηριστικά της ακτινοβολίας. Χωρίς κάποια επιστημονική μελέτη, ωστόσο, αυτή η πρόβλεψη δεν μπορεί να αποδειχθεί. Μια άλλη παράμετρος της καύσης που πρέπει να εξεταστεί είναι η ένταση της καύσης. Μια καλή τιμή για την ένταση της καύσης είναι 0,5 με 1 εκατομόριο Btu/h x ft<sup>-3</sup>. Αυτή η τιμή παρέχει επαρκή όγκο για χαμηλά επίπεδα εκπομπής CO και μικρή διάρκεια παραμονής για χαμηλές εκπομπές NOx.

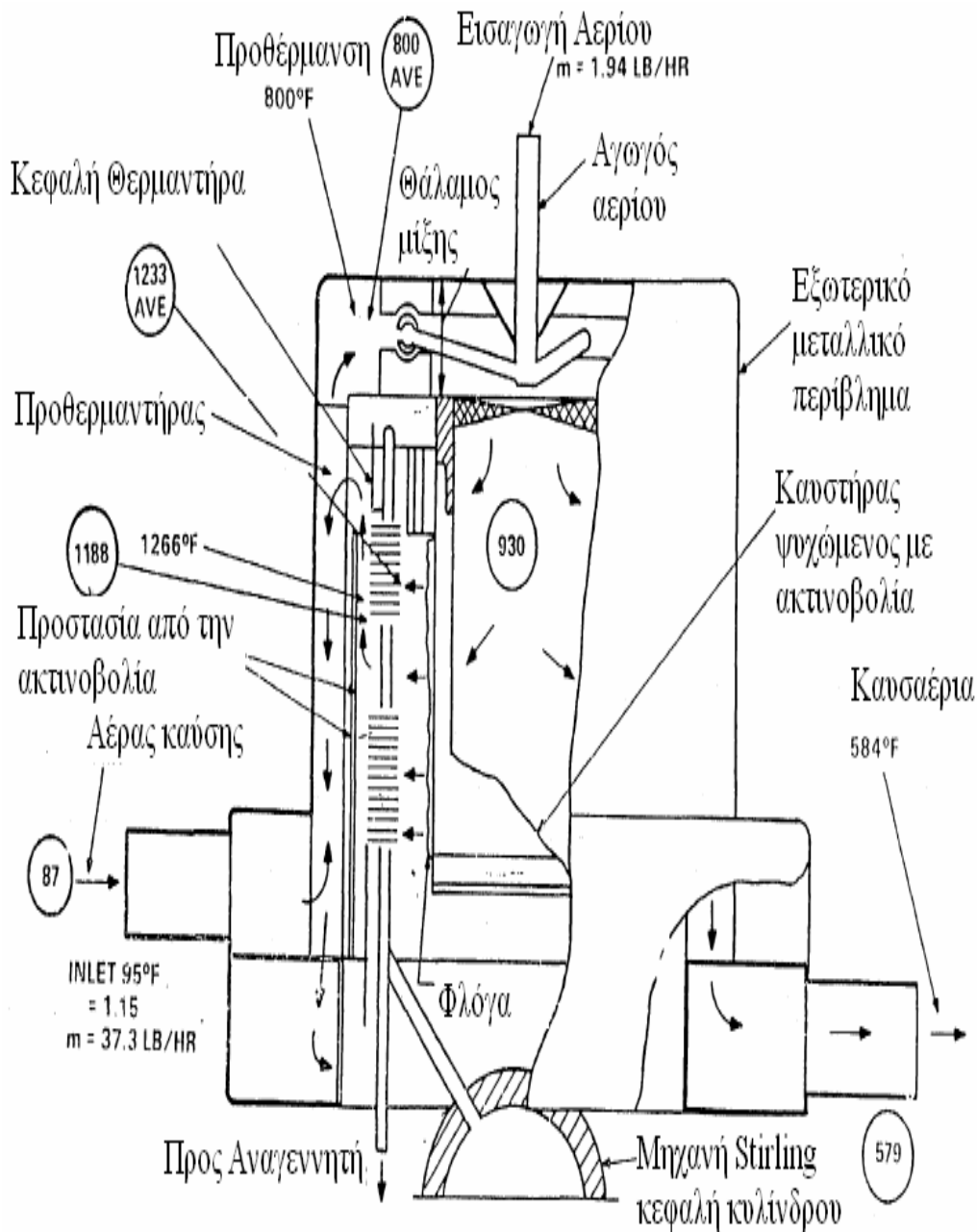
Πίνακας 4.5 Επίδραση στον αριθμό μεταφερόμενων μονάδων της κεφαλής του θερμαντήρα

Παράμετρος	Υπόθεση			
	1	2	3	4
Κεφαλή του θερμαντήρα (NTU)	2.55	4	4	4
Προθερμαντήρας (NTU)	14.6	10	14.6	14.6
Θερμοκρασία κεφαλής θερμαντήρα	700	700	700	600
Αύξηση κατανάλωσης καυσίμου (%)	0	0.6	0	1
Μέγιστη Θερμοκρασία Μετάλλου	1400	1250	1270	1100

NTU = number of transfer units. (Αριθμός μεταφερόμενων μονάδων)

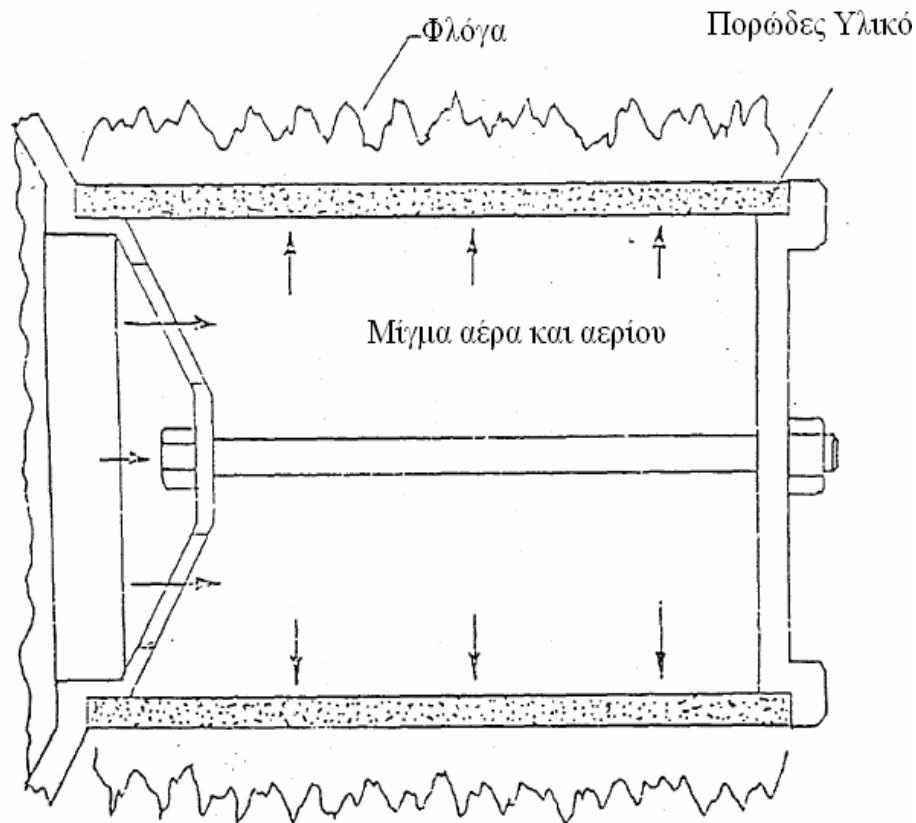
**Πίνακας 4.6 Συνθήκες σχεδίασης για καυστήρα ψυχώμενο με εφίδρωση**

<b>Παράμετροι εισόδου</b>	<b>Τιμή</b>
Εισαγωγή θερμότητας στον κύκλο (W)	7247.65
Εσωτερική θερμοκρασία (K)	95
Περίσσεια αέρα στον εσωτερικό ανεμιστήρα (%)	25
Μέγεθος Προθερμαντήρα (NTU)	2.5
Μέγεθος Αναζωγονητή (NTU)	3.05
Διαρροή προθερμαντήρα προς αναζωγονητή (%)	0
EGR (%)	6.8
CGR (%)	0
Μέση θερμοκρασία κεφαλής θερμοαντήρα ( K )	600
Μέγεθος κεφαλής θερμοαντήρα στην πλευρά του αερίου (NTU)	2.55
Βαθμός Απόδοσης Κεφαλής Θερμοαντήρα (%)	90
<b>Παράμετροι που υπολογίζονται</b>	<b>Τιμή</b>
Ρυθμός καύσης (W)	10064.1
Εσωτερική Θερμοκρασία Καυστήρα (K)	850
Εξωτερική Θερμοκρασία Καυστήρα (K)	3491
Εσωτερική Θερμοκρασία Αναζωγονητήρα (K)	1295
Θερμοκρασία Καυσαερίων (K)	673
Μέση Θερμοκρασία στο θερμό άκρο του αναζωγονητήρα (K)	1073
d(NO)/dt (ppm/sec)	92700
Απώλειες Εξάτμισης (%)	27.97
Απόδοση καυστήρα (%)	73.3
Απόδοση Carnot x Απόδοση Καυστήρα (%)	46.6



Εικόνα 4.9 Το εξωτερικό σύστημα θέρμανσης που αναπτύχθηκε από την General Electric





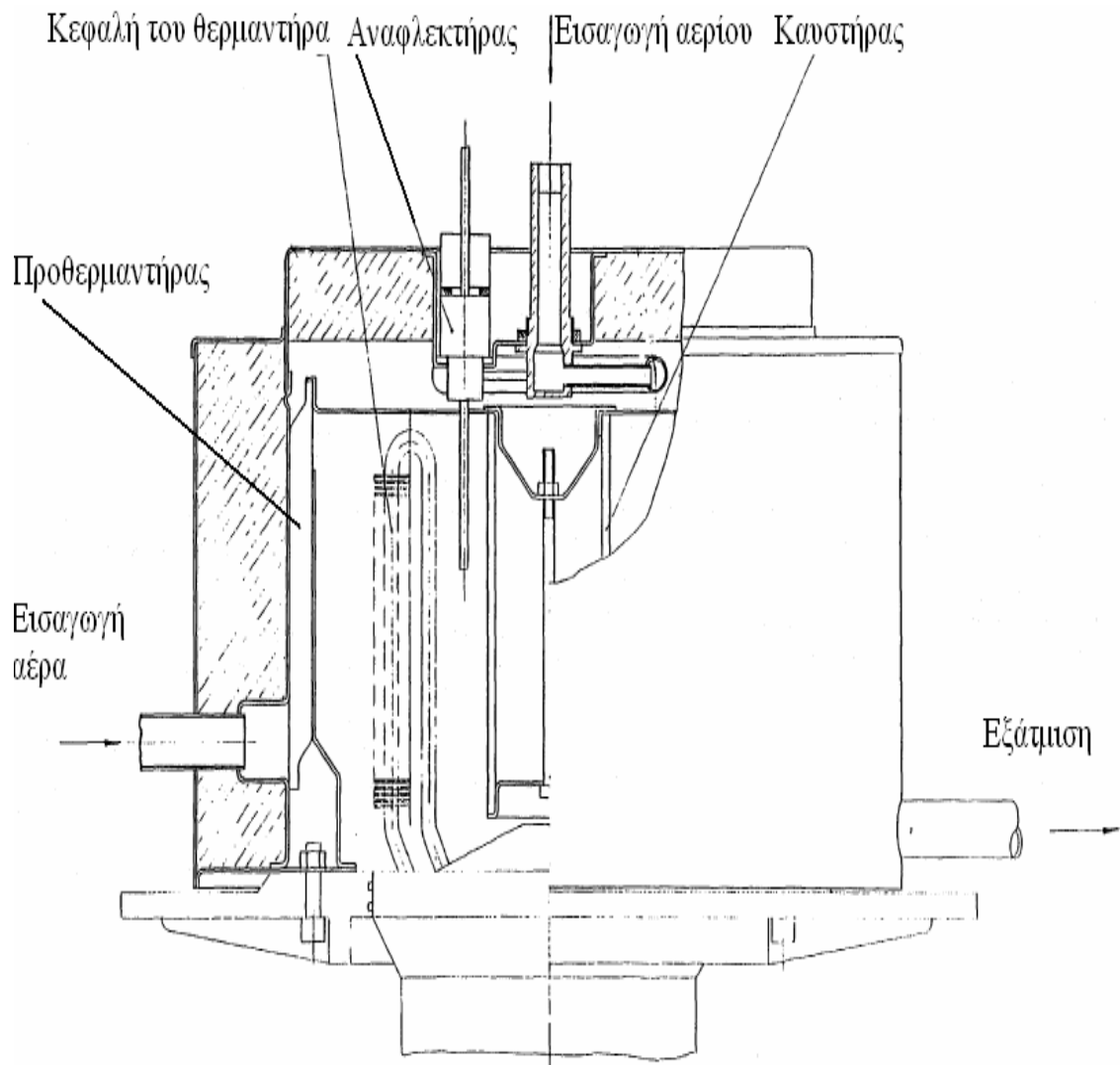
Εικόνα 4.10 Καυστήρας με εφίδρωση

Πίνακας 4.7 Θερμοκρασίες Ανάφλεξης για μίγματα αέρα-αερίου

Αέριο	Με χρονική καθυστέρηση		Ακαριαία	
	Ποσοστό αερίου (%)	Μέση θερμοκρασία Κ	Ποσοστό αερίου (%)	Μέση θερμοκρασία Κ
Υδρογόνο	8-24	1130	10	1377
Μονοξείδιο του άνθρακα	13-47	1204	50	1708
Μεθάνιο	5-38	1202	25	>1832
Εθάνιο	N/A	968		
Προπάνιο	N/A	914		
Ακετολίνη	4-22	804		
Αιθυλένιο	6-19	1004	10	1832

## 4.6 Παλμικό σύστημα καύσης

Η παλμική καύση (PC) παρέχει κάποια πλεονεκτήματα περισσότερα από τα τυπικά συστήματα καύσης κάνοντας το ελκυστικό υποψήφιο για τα συστήματα EHS της μηχανής Stirling. Πρωτίστως, δεν χρειάζεται εξωτερική πηγή ενέργειας που να παρέχει ελκυσμό στο σύστημα, επομένως εξαλείφεται ένα σημαντικό μέρος του λειτουργικού κόστους. Δεύτερον, είναι ικανό να λειτουργεί με υψηλή αύξηση πίεσης, επιτρέποντας υψηλές ταχύτητες αερίων και πτώσεις πιέσεων, με επακόλουθο να υπάρχουν υψηλά επίπεδα μεταφοράς θερμότητας. Επιπρόσθετα, οι ταλαντευόμενες ροές που παράγονται από το PC παράγουν υψηλότερους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας, απ'ότι οι σταθερές ροές, για την ίδια ταχύτητα, βελτιώνοντας την μεταφορά θερμότητας. Τέλος, όπως θα περιγραφεί και παρακάτω, τα κύρια χαρακτηριστικά του παλμικού καυστήρα μπορεί να συνδυαστούν και να συνεργαστούν με αυτά του EHS της Stirling.



Εικόνα 4.11 Εξωτερικό σύστημα θέρμανσης με καυστήρα ψυχόμενο με εφίδρωση

Για να αποτιμηθεί η επίτευξη ενός EHS που θα βασίζεται σε PC, δημιουργήθηκαν ορισμένα θεμελιώδη σχέδια, και τα πιο ελπιδοφόρα από αυτά εξετάστηκαν ώστε να εκτιμηθούν οι παράμετροι μεγέθους και εμφάνισης των κύριων χαρακτηριστικών.

Τα βασικά στοιχεία ενός συστήματος PC παρουσιάζονται στην εικόνα 4.12. Εκτός από τα υλικά ελέγχου, όπως οι βαλβίδες αερίου και αέρα, τα κύρια στοιχεία που πρέπει να ενωθούν με το EHS είναι ο θάλαμος καύσης, οι εξατμίσεις, οι εσωτερικοί και εξωτερικοί σιγαστήρες, και οι εσωτερικές σωληνώσεις και οι αεραγωγοί. Για να είναι τεχνικά και οικονομικά πρακτικό το PC, τα μέρη που

απαιτούνται για την ορθή λειτουργία του PC προσαρμόζονται στις θερμικές απαιτήσεις του EHS. Αυτό απαιτεί την αξιολόγηση των δυναμικών στοιχείων για τα κατάλληλα PC και στην συνέχεια την χρησιμοποίησή τους ως κύρια στοιχεία του EHS της Stirling χωρίς να δεσμεύονται τα δυναμικά χαρακτηριστικά.

Στην εικόνα 4.13 φαίνεται σχηματικά ένα παράδειγμα πραγματοποίησης της διαδικασίας. Εδώ η εξάτμιση χρησιμοποιείται για να θερμανθεί η κεφαλή του θερμαντήρα. Όπως θα παρασταθεί, η διαμόρφωση αυτή έχει το πλεονέκτημα ότι παρέχει πολύ μεγαλύτερη πρόσδοση θερμότητας στην κεφαλή του θερμαντήρα από τις παραδοσιακές διατάξεις. Ο εξωτερικός σιγαστήρας επίσης λειτουργεί σαν ανακτητής θερμότητας, ανταλλάσσοντας θερμότητα με τον εσωτερικό σιγαστήρα. Οι εσωτερικές σωληνώσεις και οι αεραγωγοί χρησιμοποιούνται παρομοίως για ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια.

Για να εκτιμηθεί ποσοτικά αν οι δυναμικές και θερμικές απαιτήσεις μπορούν να καλυφθούν ταυτοχρόνως, αξιοποιήθηκαν πληροφορίες από τα εργαστήρια American Gas Association για αξιολογηθούν τα κύρια στοιχεία του PC. Απ' την στιγμή που οι διαστάσεις τους καθιερώθηκαν, η θερμική εμφάνιση αξιολογήθηκε συντηρητικά χρησιμοποιώντας τις τυπικές (μη-ταλαντευόμενες) συσχετίσεις μεταφοράς θερμότητας.

Η επιθυμητή προσέγγιση εμφανίζεται στην εικόνα 4.14. Εδώ, η εξάτμιση χρησιμοποιείται για να μεταφέρει θερμότητα στην κυλινδρική συμπαγή κεφαλή του θερμαντήρα της μηχανής. Τμήματα των εσωτερικών και εξωτερικών σιγαστήρων χρησιμοποιούνται σαν προθερμαντήρας/ανακτητής. Παρόλ' αυτά, η ποσότητα που περιέχεται στον προθερμαντήρα/ανακτητή είναι ανεπαρκής για να καλύψει τους παλμούς επαρκώς και πρέπει να γίνει παροχή επιπρόσθετης ποσότητας από τους ομοκεντρικούς θαλάμους που περιβάλλουν τον προθερμαντήρα/ανακτητή. Οι εσωτερικές σωληνώσεις και οι αεραγωγοί, οι οποίοι πρέπει να έχουν καθορισμένο μήκος ώστε να μπορούν οι σιγαστήρες να απορροφήσουν τους παλμούς, έχουν διευθετηθεί ομοκεντρικά, έτσι παρέχουν επιπρόσθετη ανάκτηση θερμότητας.

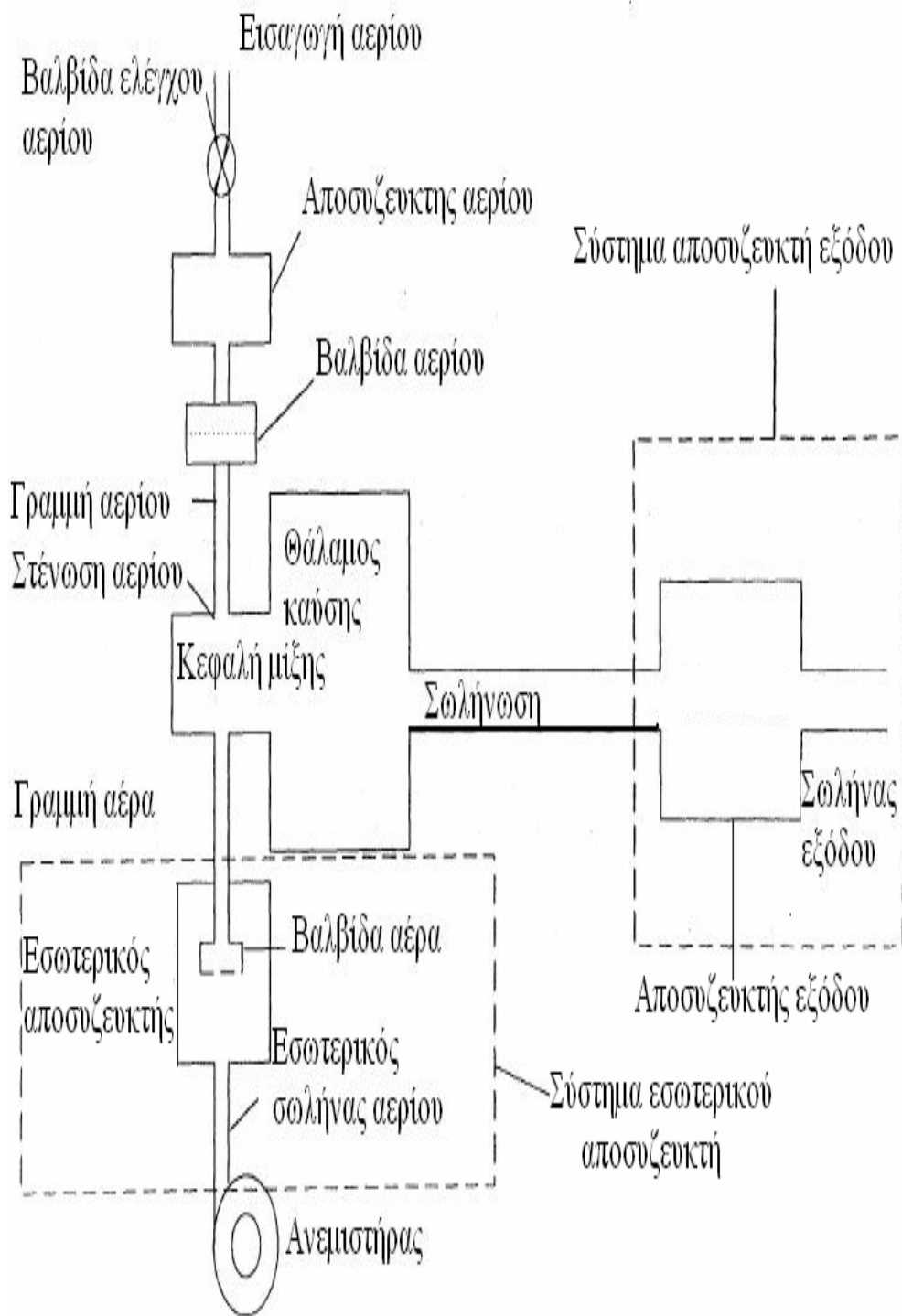
Τα δυναμικά και θερμικά αποτελέσματα φαίνονται στον πίνακα 4.8 Παρόλο που οι πληροφορίες από την ανάλυση του American Gas Association συνιστούν συγκεκριμένες διαστάσεις αναμικτήρα και θαλάμου καύσης, αυτές μπορεί να υπάγονται στο EHS της μηχανής Stirling. Παρόλ' αυτά, οι συνιστώμενες ποσότητες και οι περισσότερες διαστάσεις των σωληνώσεων έχουν ακολουθηθεί. Η εισαγωγή του PC μετρήθηκε με ονομαστικό φορτίο λειτουργίας 30.000 Btu/h και μερικό φορτίο 10.000 Btu/h.

Η υπόθεση που αναλύθηκε στον πίνακα 4.8 υποδηλώνει ότι ένα σύστημα EHS βασιζόμενο σε PC μπορεί να οδηγήσει σε ανώτερη θερμική συμπεριφορά. Ακόμα και χωρίς να επιτραπεί η εμπλούτηση μεταφοράς θερμότητας που παράγεται από τις ταλαντώσεις, η απόδοση της κεφαλής του θερμαντήρα και του προθερμαντήρα/ανακτητή είναι ίση ή ανώτερη από αυτήν που προέρχεται από τα συμβατικά συστήματα βεβιασμένου ελκυσμού, αλλά χωρίς την κατανάλωση εξωτερικής ενέργειας. Οι δυναμικές και θερμικές απαιτήσεις φαίνεται να ακολουθούνται με ευκολία. Παρόλο που η διαμόρφωση της κεφαλής του θερμαντήρα, με τους ομόκεντρους εναλλάκτες θερμότητας, δεν είναι επιθυμητή λόγω των μεγάλων αναλογιών μήκους-διάμετρου που γενικά συνιστώνται για τον αναμικτήρα PC και για τον θάλαμο καύσης, αυτό δεν θεωρείται σημαντικό εμπόδιο. Παρόλο που τα υπολογισμένα επίπεδα ήχου μπορεί να εμφανίζονται υψηλά, η χορήγηση δεν έχει γίνει για μείωση στις εσωτερικές σωληνώσεις ή στους αεραγωγούς. Επίσης, είναι λειτουργίες του μεγέθους των σιγαστήρων, που έχουν επιλεγεί αυθαίρετα σε αυτό το παράδειγμα.

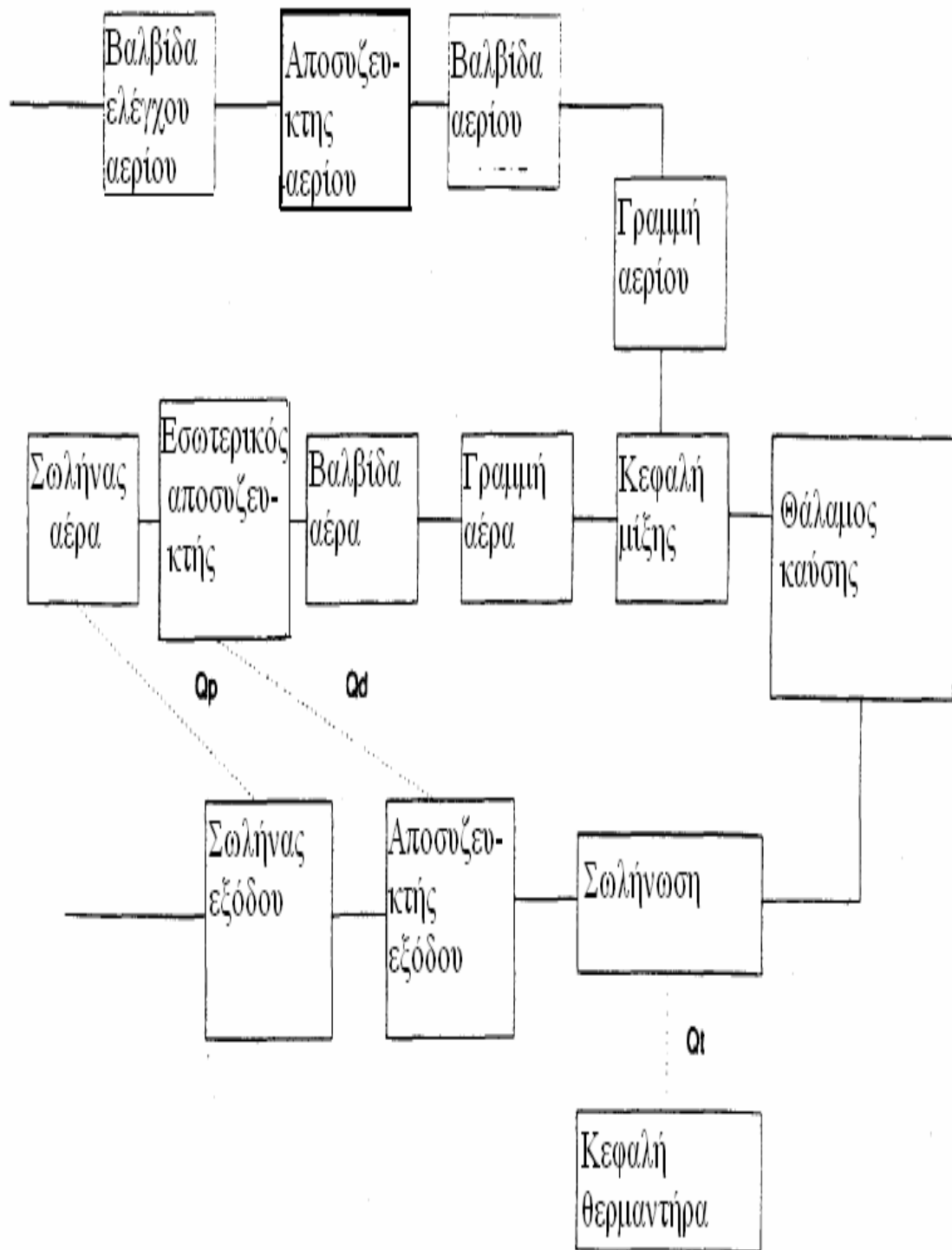
Στον θεμελιώδη σχεδιασμό του πίνακα 4.8, ο θερμαντήρας αποτελείται από μια ή δύο εξαμίσεις σπειροειδείς πέριξ της κυλινδρικής κεφαλής του θερμαντήρα (παρόλο που άλλοι σχεδιασμοί μπορεί να το ίδιο πρακτικοί ή ακόμα καλύτεροι). Παρόλο που οι κατασκευαστικές όψεις του σχεδιασμού δεν έχουν ληφθεί υπ' όψιν, οι θερμικοί και δυναμικοί στόχοι εμφανίζονται εφικτοί. Ο προθερμαντήρας/ανακτητής είναι παρόμοιος με τον δακτυλοειδή αυλακωτό εναλλάκτη θερμότητας που έχει αναπτυχθεί για τυπικές αντλίες θερμότητας

Stirling. Οι θάλαμοι των σιγαστήρων λειτουργούν σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες και πιέσεις και δεν παρατηρείται τεχνικό ρίσκο ή κόστος. Κανένα από τα παραπάνω μέρη δεν παρουσιάζει υψηλότερο υλικό κόστος από τα αντίστοιχα των τυπικών συστημάτων EHS.

Παρόλο που η τεχνική ανάλυση είναι αρκετά ενθαρρυντική, υπάρχουν ορισμένα αναπάντητα ερωτήματα. Ουσιαστικά όλα τα παλμικά συστήματα καύσης χρησιμοποιούν τον περιβάλλον αέρα, και αυτή η εφαρμογή απαιτεί σημαντική προθέρμανση αέρα. Επικοινωνία με διάφορους αρμόδιους δεν παρείχε σαφής πληροφορίες για την αξιολόγηση των διαφόρων δυσκολιών για την ανάπτυξη παλμώμενου συστήματος καύσης με προθερμασμένο αέρα. Αυτή η προσέγγιση χαρακτηρίζεται ως ριψοκίνδυνη και απαιτείται σημαντική ανάπτυξη για να καθοριστεί η επιτευξιμότητα του. Ένα άλλο ζήτημα είναι ότι οι εκπομπές NOx από τα παλμώμενα συστήματα καύσης βρίσκονται σε επίπεδα εκπομπής 30 με 40 ppm χωρίς να γίνουν παρεμβάσεις στον τρόπο καύσης όπως EGR. Ένας μελετητής πέτυχε χαμηλότερα επίπεδα εκπομπής χρησιμοποιώντας EGR, ωστόσο η μελέτη του είναι ακόμα ανέκδοτη. Θεωρώντας ότι αυτά τα συστήματα δεν χρησιμοποιούν προθερμασμένο αέρα, τα επίπεδα είναι διπλάσια από εκείνα που αναμενόταν από έναν προαναμεμιγμένο καυστήρα ψεκασμού. Το παλμώμενο σύστημα καύσης, επομένως, δεν συνίσταται για ανάπτυξη, λόγω της αναμενόμενης δυσκολίας και του κόστους μελέτης και ανάπτυξης καθώς επίσης και επειδή δεν έχουν γίνει δοκιμές με προθέρμανση.

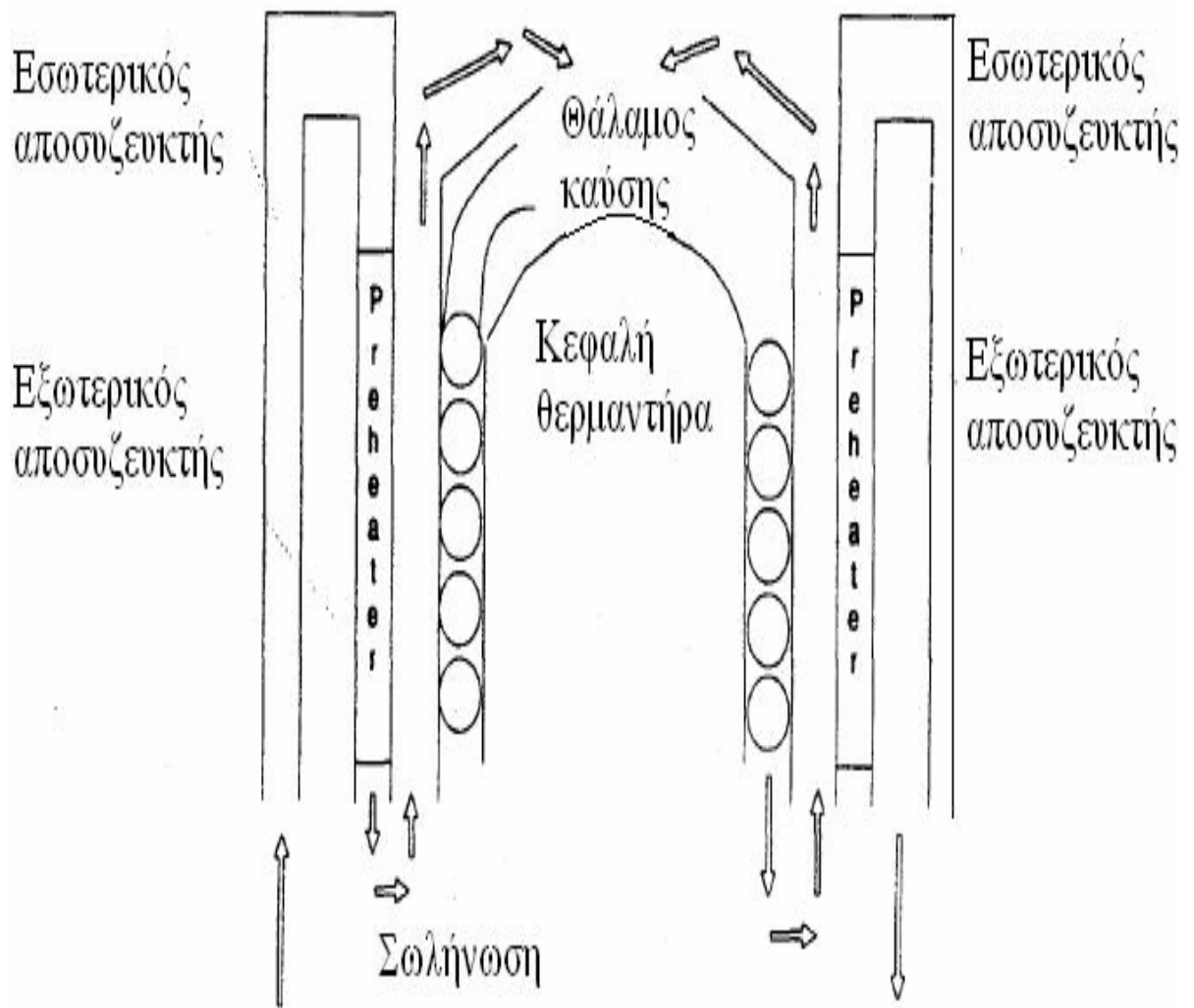


Εικόνα 4.12 Παλμικό σύστημα καύσης



Εικόνα 4.13 Διάγραμμα παλμικού συστήματος καύσης





Εικόνα 4.14 Σκαρίφημα παλμικού συστήματος καύσης

**Πίνακας 4.8 Προδιαγραφές παλμικής καύσης**

	<b>Εισαγωγή στον καυστήρα 30000 Btu/hr (8792.1 W)</b>	<b>Εισαγωγή στον καυστήρα 10000 Btu/hr (2930.7 W)</b>
Περίσσεια Αέρα (%)	40	40
Ροή Αέρα	400	133
Ροή Αερίου	30	10
Διάμετρος αναμικτήρα (m)	0.1	0.1
Μήκος Αναμικτήρα (m)	0.076	0.076
Ύψος θαλάμου καύσης (m)	0.043	0.043
Διάμετρος θαλάμου καύσης (m)	0.2	0.2
Όγκος θαλάμου καύσης (m <sup>3</sup> )	0.0014	0.0014
Ανώτατη πίεση (bar)	0.0026	0.0013
Συχνότητα (Hz)	52	29
Μέσο όριο πίεσης (bar)	0.00024	0.000078
Διάμετρος κεφαλής θερμαντήρα (m)	0.152	0.152
Ύψος κεφαλής θερμαντήρα (m)	0.152	0.152
Διάμετρος σωλήνωσης (m)	0.023	0.023
Αριθμός σωληνώσεων	2	2
Μήκος σωλήνωσης (m)	1.83	1.83
Μέση θερμοκρασία αναζωονητήρα (K)	765	713
Όριο μήκους εξάτμισης (m)	2	3.5
Μέση θερμοκρασία προθερμαντήρα (K)	693	678
Όριο μήκους εισόδου (m)	1.9	3.4
Διάμετρος δακτυλίου (m)	0.22	0.22
Ύψος δακτυλίου (m)	0.01	0.01
Εσωτερική διάμετρος σιγαστήρα εξάτμισης (m)	0.24	0.24
Εξωτερική διάμετρος σιγαστήρα εξάτμισης (m)	0.4	0.4
Εσωτερική διάμετρος σιγαστήρα εισόδου	0.4	0.4

(m)		
Εξωτερική διάμετρος σιγαστήρα εισόδου (m)	0.43	0.43
Ύψος σιγαστήρα (m)	0.254	0.254
Όγκος σιγαστήρα εξάτμισης (m <sup>3</sup> )	0.02	0.02
Όγκος σιγαστήρα εισόδου (m <sup>3</sup> )	0.007	0.007
Στάθμη θορύβου στην εξάτμιση (dB)	93	93
Στάθμη θορύβου στην είσοδο (dB)	85	85
Διάμετρος αεραγωγού (m)	0.0254	0.0254
Συχνότητα σιγαστήρα εξάτμισης (Hz)	31	17
Κρίσιμο μήκος αεραγωγού (m)	0.2	0.61
Μήκος αεραγωγού (m)	2.3	2.3
Επιφάνεια ροής αεραγωγού (m <sup>2</sup> )	0.0005	0.0005
Μέση θερμοκρασία αεραγωγού (K)	459	400
Εσωτερική διάμετρος (m)	0.038	0.038
Εσωτερική ισοδύναμη διάμετρος (m)	0.028	0.028
Εσωτερική υδραυλική διάμετρος (m)	0.0127	0.0127
Συχνότητα εσωτερικού σιγαστήρα (Hz)	31	17
Εσωτερικό κρίσιμο μήκος (m)	0.69	2.2
Εσωτερικό μήκος (m)	2.29	2.29
Εσωτερική επιφάνεια ροής (m <sup>2</sup> )	0.0006	0.0006
Μέση εσωτερική θερμοκρασία (K)	373	350
Βαθμός απόδοσης (%)	65	70
Θερμοκρασία εισερχόμενου αέρα (K)	294	294
Θερμοκρασία εισόδου στον προθερμαντήρα (K)	450	406
Θερμοκρασία εξόδου από τον προθερμαντήρα (K)	934	950
Θερμοκρασία καυστήρα (K)	2491	2506
Θερμοκρασία κεφαλής θερμαντήρα (K)	700	700
Θερμοκρασία εισόδου στον αναζωγονητήρα (K)	996	973
Θερμοκρασία εξόδου από τον αναζωγονητήρα (K)	534	454
Θερμοκρασία καυσαερίων (K)	385	348
Μεταφορά θερμότητας στην είσοδο (W)	751	180

Μεταφορά θερμότητας στον αναζωγονητήρα (W)	2328	872
Μεταφορά θερμότητας στην κεφαλή του θερμαντήρα (W)	7541.3	2577
Απώλειες εξάτμισης (W)	1251	354
Ποσοστό απωλειών εξάτμισης (%)	14	12

## 4.7 Ανακυκλοφορία Καυσαερίων

Μέχρι σήμερα, έχουν εξεταστεί μόνο οι επιδράσεις του EGR σαν μέσο μείωσης εκπομπών NOx. Ένα εναλλακτικό του EGR είναι το CGR, το οποίο σημαίνει ανακυκλοφορία των προϊόντων της καύσης από την έξοδο της κεφαλής του θερμομαντήρα στην είσοδο του καυστήρα. Αυτό που κάνει ελκυστικό το CGR είναι ότι αντίθετα με το EGR, στο οποίο έχουμε προσθήκη της ροής στην συνολική ροή μάζας στον προθερμαντήρα/αναμικτήρα και στον ανεμιστήρα, το CGR δεν περιλαμβάνει επιπρόσθετη προσθήκη μάζας σε κάποιο από τα αναφερθέντα μέρη. Επομένως όταν χρησιμοποιείται το CGR, το φορτίο της μάζας του προθερμαντήρα/ανακτητή είναι χαμηλότερο, οδηγώντας είτε σε χαμηλότερη πτώση πίεσης και υψηλότερη απόδοση, ή σε μείωση της επιφάνειας και/ή στις απαιτήσεις της επιφάνειας ροής. Επιπρόσθετα, όταν χρησιμοποιείται το EGR, επειδή η εσωτερική θερμοκρασία του προθερμαντήρα είναι αυξημένη, η τελική θερμοκρασία εξάτμισης είναι μεγαλύτερη ακόμα και αν η απόδοση του ανακτητή είναι σταθερή, οδηγώντας σε μεγαλύτερες απώλειες εξάτμισης.

Παρόλο που το CGR, δεν έχει κανένα από τα παραπάνω μειονεκτήματα του EGR, το βασικό του μειονέκτημα είναι ότι επειδή απαιτείται αύξηση της πίεσης των προϊόντων της καύσης, η κεφαλή του θερμομαντήρα μένει με την μεγαλύτερη πίεση του αέρα που εισέρχεται στον καυστήρα. Παρόλο που μπορεί να χρησιμοποιηθεί ένας μικρός ανεμιστήρας για να αυξηθεί η πίεση, η αυξημένη θερμοκρασία (900 με 1400° K) κάνει αυτήν την λύση ακριβή και ανέφικτη. Η προαναφερθείς προσέγγιση είναι για να επιταχύνει την ροή που φεύγει από τον προθερμαντήρα για το ακροφύσιο, προωθώντας το ρεύμα του CGR σε έναν εγχυτήρα. Η πτώση πίεσης σε έναν εγχυτήρα (λόγω της αντιστρεπτής μεταφοράς ρεύματος στο CGR και της αμετάκλητης μίξης και των απωλειών ανάκτησης) πρέπει να προέρχεται από μεγάλη αύξηση πίεσης στον ανεμιστήρα.

Ο σχεδιασμός EHS του ΜΤΙ αναλύθηκε για να αξιολογηθεί η επίδραση του CGR. Παρόλο που υπάρχουν πολλές βάσεις σύγκρισης, η προσέγγιση

χρησιμοποιήθηκε για να κρατηθούν οι παράμετροι της ταχύτητας μάζας και του NTU του κάθε στοιχείου ίδιες και να αξιολογηθεί η επίδραση της αλλαγής από EGR σε CGR κρατώντας σταθερό τον ρυθμό σχηματισμού NOx. Τα σχετικά αποτελέσματα είναι σε μορφή αλλαγών στην περιοχή συναλλαγής θερμότητας, στις απώλειες εξάτμισης και στην ενέργεια του ανεμιστήρα.

**Πίνακας 4.9 Επίδραση της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων**

	A: Υπόθεση MTI με EGR (χωρίς CGR)	B:Υπόθεση MTI με CGR (χωρίς EGR)
Εισερχόμενη Θερμότητα στον κύκλο (W)	6863.72	6863.72
Θερμοκρασία Εισόδου (K)	95	95
Περίσσεια Αέρα στον ανεμιστήρα εισόδου (%)	25	25
Μέγεθος Προθερμαντήρα (NTU)	14.6	14.6
Ροή μάζας στον προθερμαντήρα (kg/sec*m <sup>2</sup> )	1.14	1.14
Μέγεθος Αναζωγονητήρα (NTU)	15.12	15.12
Ροή μάζας στον αναζωγονητήρα (kg/sec*m <sup>2</sup> )	1.17	1.17
Διαρροή (%)	0	0
EGR	30	0
CGR	0	31.8
Μέση θερμοκρασία κεφαλής του θερμαντήρα ( K )	700	700
Μέγεθος κεφαλής θερμαντήρα στην πλευρά του αερίου (NTU)	2.55	2.55
Ροή μάζας στην κεφαλή του θερμαντήρα (kg/sec*m <sup>2</sup> )	4.75	4.75
Βαθμός Απόδοσης Κεφαλής Θερμαντήρα (%)	90	90
Ρυθμός καύσης (J/sec)	8515	8401
Εσωτερική Θερμοκρασία Καυστήρα (K)	1365	1373
Εξωτερική Θερμοκρασία Καυστήρα (K)	3496	3497
Εσωτερική Θερμοκρασία Αναζωγονητήρα (K)	1462	1462

Θερμοκρασία Καυσαερίων (K)	395	359
Μέση Θερμοκρασία στο θερμό άκρο του αναζωγονητήρα (K)	1413	1418
d(NO)/dt (ppm/sec)	96400	96800
Απώλειες Εξάτμισης (%)	19.39	18.3
Ποσοστό οξυγόνου στον καυστήρα (%)	4	4
Περίσσεια αέρα στον καυστήρα (%)	32.15	32.58
Ποσοστό οξυγόνου στην εξάτμιση (%)	4	4
Πτώση πίεσης στον προθερμαντήρα (mm Hg)	0.12	0.11
Πτώση πίεσης στον αναζωγονητήρα (mm Hg)	0.15	0.15
Πτώση πίεσης στην κεφαλή του θερμαντήρα (mm Hg)	1.54	3.08
Θεωρητική ενέργεια στον ανεμιστήρα (W)	1.84	2.28
5 x Θεωρητική ενέργεια στον ανεμιστήρα (W)	9.2	11.41
Απόδοση Carnot x Απόδοση καυστήρα (%)	55.07	55.82

Τα αποτελέσματα φαίνονται αναλυτικά στον πίνακα 4.9. Στην περίπτωση του MTI, η ροή του CGR πρέπει να είναι το 31,8% της συνολικής ροής αέρα για την παραγωγή ίδιας ποσότητας NOx όπως στην περίπτωση ροής 30% EGR. Σαν αποτέλεσμα της χαμηλής εσωτερικής θερμοκρασίας του προθερμαντήρα, η τελική θερμοκρασία της εξάτμισης είναι κατά 36° K χαμηλότερη, οδηγώντας σε αύξηση του βαθμού απόδοσης κατά 1%.

Η ανάλυση της περίπτωσης του MTI (η οποία λαμβάνει υπ' όψιν της την πτώση πίεσης της κεφαλής του θερμαντήρα αλλά όχι και την πτώση πίεσης του καυστήρα) δείχνει ότι η ενέργεια του ανεμιστήρα αυξάνεται κατά 25%. Αλλά



επειδή το λειτουργικό κόστος του ανεμιστήρα είναι μικρό σε σχέση με κόστος εισαγωγής του ορυκτού καυσίμου, το συνολικό λειτουργικό κόστος πρέπει να είναι κατά 1% μικρότερο λόγω της βελτιωμένης απόδοσης του καυστήρα.

Λόγω της υψηλής απόδοσης του προθερμαντήρα του ΜΤΙ, η εσωτερική θερμοκρασία του καυστήρα είναι απωθητική όταν χρησιμοποιεί EGR. Σαν αποτέλεσμα, η ποσότητα του CGR, που απαιτείται για την ίδια παραγωγή NOx, είναι κατά 6% μεγαλύτερη από αυτήν του EGR.

Η απόφαση για την επιλογή EGR αντί για CGR φαίνεται να είναι ακαθόριστη. Η εφαρμογή του EGR είναι ακριβής και ένα απλό μέρος του αναπτυξιακού προγράμματος. Η σχεδίαση του συστήματος CGR, παρόλ'αυτά, είναι πολύ πιο δύσκολη και μπορεί να οδηγήσει σε ακαμψία των εξαρτημάτων αν αλλάξουν οι συνθήκες. Το CGR πρέπει να αναθεωρηθεί αφού πρώτα επιλυθούν όλα τα άλλα τεχνικά ζητήματα και ο εμπλουτισμός των υλικών αφοσιωθεί σε μικρές βελτιώσεις.

Παρακάτω παρουσιάζουμε σε πίνακες τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τις δικές μας μετρήσεις για κάθε έναν από τους εναλλάκτες θερμότητας που χρησιμοποιήθηκαν στο πείραμα και για τον καυστήρα. Όπως και στην περίπτωση του ΜΤΙ αποφασίσαμε να χρησιμοποιήσουμε EGR και δεν λήφθηκε υπ' όψιν η τιμή του CGR. Έχουμε λοιπόν:

InletBlower_Αποτελέσματα =	"InletBlower.Inlet.Flow.Rate"	3.177·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
	"InletBlower.Inlet.Temp"	95	"K"
	"InletBlower.Inlet.Enthalpy"	6.762·10 <sup>4</sup>	"J/kg"
	"InletBlower.EGRIN"	9.531·10 <sup>-4</sup>	"kg/sec"
	"InletBlower.Total.Flow.In"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
	"InletBlower.Total.Flow.Out"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
	"InletBlower.Outlet.Flow.Rate"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
	"InletBlower.Outlet.Inert"	0.187	"%"
	"InletBlower.EGRINHIN"	3.005·10 <sup>5</sup>	"J/kg"
	"InletBlower.Outlet.Enthalpy"	1.214·10 <sup>5</sup>	"J/kg"
	"InletBlower.Outlet.Temp"	166.453	"K"
	"InletBlower.LEAKOUTHOUT"	9.449·10 <sup>4</sup>	"J/kg"
	"InletBlower.Outlet.Flow.Rate"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"

Combustor Αποτελέσματα

"Combustor.Heat.Input"	8.501·10 <sup>3</sup>	"J/sec"
"Combustor.Total.Flow.In"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"Combustor.Total.Flow.Out"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"Combustor.Outlet.Flow.Rate"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"Combustor.Inlet.Flow.Rate"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"Combustor.Outlet.Inert"	0.809	"%"
"Combustor.Inlet.Inert"	0.187	"%"
"Combustor.EGRIN"	0	"kg/sec"
"Combustor.PCT.Oxygen"	0.04	"%"
"Combustor.Excess.Air"	0.322	"%"
"Combustor.Outlet.Temp"	3.498·10 <sup>3</sup>	"K"
"Combustor.Outlet.Enthalpy"	2.753·10 <sup>6</sup>	"J/kg"
"Combustor.Inlet.Enthalpy"	1.004·10 <sup>6</sup>	"J/kg"
"Combustor.EGRINHIN"	1.151·10 <sup>6</sup>	"J/kg"
"Combustor.LEAKOUTHOUT"	1.879·10 <sup>6</sup>	"J/kg"
"Combustor.Inlet.Temp"	1.377·10 <sup>3</sup>	"K"

AirPreheater Αποτελέσματα

"AirPreheater.Total.Flow.In"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"AirPreheater.Total.Flow.Out"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"AirPreheater.Outlet.Flow.Rate"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"AirPreheater.Inlet.Inert"	0.187	"%"
"AirPreheater.Outlet.Inert"	0.187	"%"
"AirPreheater.WC.Cold"	3.011	"K"
"AirPreheater.WC.Hot"	3.372	"K"
"AirPreheater.WC.min"	3.011	"K"
"AirPreheater.WC.max"	3.372	"K"
"AirPreheater.Effectiveness"	0.934	"%"
"AirPreheater.NTU.hot"	18.628	"_"
"AirPreheater.NTU.total"	8.589	"_"
"AirPreheater.THOUT"	381.846	"K"
"AirPreheater.Outlet.Enthalpy"	1.004·10 <sup>6</sup>	"J/kg"
"AirPreheater.Outlet.Temp"	1.377·10 <sup>3</sup>	"K"
"AirPreheater.Heat.Input"	3.643·10 <sup>3</sup>	"J/sec"
"AirPreheater.Inlet.Enthalpy"	1.214·10 <sup>5</sup>	"J/kg"
"AirPreheater.LEAKOUTHOUT"	5.627·10 <sup>5</sup>	"J/kg"
"AirPreheater.Inlet.Temp"	166.453	"K"
"AirPreheater.THIN"	1.462·10 <sup>3</sup>	"K"
"AirPreheater.TCIN"	166.453	"K"
"AirPreheater.TCOUT"	1.376·10 <sup>3</sup>	"K"
"AirPreheater.Avg.Visc"	0.08	"kg/sec*m"
"AirPreheater.Reynolds.Number"	0.046	"_"
"AirPreheater.J.factor"	93.842	"_"
"Preheater.Surface.area"	4.463·10 <sup>-4</sup>	"m <sup>2</sup> "
"Preheater.Lenght"	9.879·10 <sup>-5</sup>	"m"
"Preheater.Pressure.Drop"	2.127·10 <sup>-7</sup>	"mm Hg"

HeaterHead\_Αποτελέσματα =

"HeaterHead.Total.Flow.In"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"HeaterHead.Total.Flow.Out"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"HeaterHead.Outlet.Flow.Rate"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"HeaterHead.Inlet.Inert"	0.809	"%"
"HeaterHead.Outlet.Inert"	0.809	"%"
"HeaterHead.Inlet.Flow.Rate"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"HeaterHead.NTU.Total"	2.525	"_"
"HeaterHead.Effectiveness"	0.919	"%"
"HeaterHead.Pressure.Drop"	1.873·10 <sup>-6</sup>	"m Hg"
"HeaterHead.TCIN"	1.282·10 <sup>3</sup>	"K"
"HeaterHead.TCOUT"	1.302·10 <sup>3</sup>	"K"
"HeaterHead.Aver.Temp"	1.292·10 <sup>3</sup>	"K"
"HeaterHead.Avg.Visc"	0.098	"kg/sec*m"
"HeaterHead.Reynolds.Number"	44.28	"_"
"HeaterHead.J.factor"	0.04	"_"
"HeaterHead.Heat.Input"	-6.866·10 <sup>3</sup>	"J/sec"

Recuperator Αποτελέσματα =

"Recuperator.Outlet.Flow.Rate"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"Recuperator.Inlet.Flow.Rate"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"Recuperator.Inlet.Inert"	0.809	"%"
"Recuperator.Outlet.Inert"	0.809	"%"
"Recuperator.Total.Flow.In"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"Recuperator.Total.Flow.Out"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"Recuperator.NTU"	18.628	"_"
"Recuperator.NTU.hot"	18.628	"_"
"Recuperator.Effectiveness"	0.934	"%"
"Recuperator.THOUT"	381.846	"K"
"Recuperator.Avg.Visc"	0.085	"kg/sec*m"
"Recuperator.Reynolds.Number"	44.447	"_"
"Recuperator.J.Factor"	0.097	"_"
"Recuperator.Pressure.Drop"	3.276·10 <sup>-7</sup>	"m Hg"
"Recuperator.Inlet.Enthalpy"	1.151·10 <sup>6</sup>	"J/kg"
"Recuperator.Inlet.Temp"	1.462·10 <sup>3</sup>	"K"
"Recup.Avg.hot.end.temp"	1.419·10 <sup>3</sup>	"K"
"Recup.Outlet.Enthalpy"	3.005·10 <sup>5</sup>	"J/kg"
"Recup.Heat.Input"	-3.643·10 <sup>3</sup>	"J/sec"
"Recup.Outlet.Temp"	381.846	"K"
"Recuperator.Surface.area"	4.463·10 <sup>-4</sup>	"m^2"
"Recuperator.Lenght"	9.879·10 <sup>-5</sup>	"m"
"Recuperator.Mass.Velocity"	1.178	"kg/sec*m^2"
"Recuperator.TCIN"	166.453	"K"
"Recuperator.TCOUT"	1.376·10 <sup>3</sup>	"K"
"Recuperator.THIN"	1.462·10 <sup>3</sup>	"K"

OutletBlower Αποτελέσματα =

OutletBlower.Outlet.Flow.Rate"	3.332·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"OutletBlower.Total.Flow.In"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"OutletBlower.EGROUT"	9.531·10 <sup>-4</sup>	"kg/sec"
"OutletBlower.Inlet.Flow.Rate"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"OutletBlower.Total.Flow.Out"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"OutletBlower.Inlet.Inert"	0.809	"%"
"OutletBlower.Outlet.Inert"	0.809	"%"
"OutletBlower.Outlet.Enthalpy"	3.005·10 <sup>5</sup>	"J/kg"
"OutletBlower.Outlet.Temp"	381.846	"K"
"OutletBlower.Inlet.Enthalpy"	3.005·10 <sup>5</sup>	"J/kg"
"OutletBlower.Inlet.Temp"	381.846	"K"

NOxModel Αποτελέσματα =

"Oxygen"	0.2	"%"
"Oxygen.%"	0.04	"%"
"Nitrogen.%"	0.725	"%"
"GasCost"	0.074	"cal/kg*mol*K"
"NOx.d(NO)/dt .(ppm/sec)"	1.011·10 <sup>16</sup>	"ppm/sec"
"Stack.PCT.Oxygen"	0.04	"%"
"Temp.NOx.model"	2.199·10 <sup>3</sup>	"K"

HeatBalance Αποτελέσματα =

"Mass.In.vs.Out"	0	"-"
"Enthalpy.Inlet"	214.819	"J/kg"
"Fuel.Input"	7.651·10 <sup>3</sup>	"J/kg"
"Heater.Output"	-6.866·10 <sup>3</sup>	"J"
"StackLoss.HHV"	-1.852·10 <sup>3</sup>	"J/kg"
"StackLoss.HHV.%"	0.193	"%"
"StackLoss.LHV"	-1.001·10 <sup>3</sup>	"J/kg"
"NetStackLoss"	1.637·10 <sup>3</sup>	"J/kg"
"CarnotEfficiency"	0.683	"%"
"Efficiency.CarnotXcomb"	0.552	"%"
"Heat.In.vs.Out"	-2.399	"-"
"Temp.Exhaust"	381.846	"K"
"HHV.Firing.Rate"	8.501·10 <sup>3</sup>	"J/sec"
"ShaftPower.at.0.5.Carnot"	687.023	"W"

## 4.8 Σύστημα Ελέγχου

### 4.8.1 Έλεγχος EHS που βασίζεται σε φλόγα διάχυσης

Οι βασικές απαιτήσεις του συστήματος EHS είναι ο έλεγχος της αναλογίας αέρα/καυσίμου σύμφωνα με τον βαθμό απόδοσης και οι απαιτήσεις εκπομπής, μαζί με τις παραλλαγές στην εισαγωγή καυσίμου ώστε να ικανοποιούνται οι θερμικές απαιτήσεις του συστήματος. Σύμφωνα με το ΜΤΙ, ο χρόνος σβησίματος που απαιτείται για τον καυστήρα είναι 3:1 για την εμφάνιση και 5:1 για το σβήσιμο της λιχνίας, με συνεχώς μεταβαλλόμενο ρυθμό καύσης. Η απαίτηση για 5:1 χρόνο σβησίματος κατά την εκκίνηση είναι για σύστημα ανάφλεξης με σπινθήρα που χρησιμοποιείται από το ΑΜΤΙ, το οποίο πιθανώς να αντικατασταθεί με ένα σύστημα ανάφλεξης θερμής επιφάνειας.

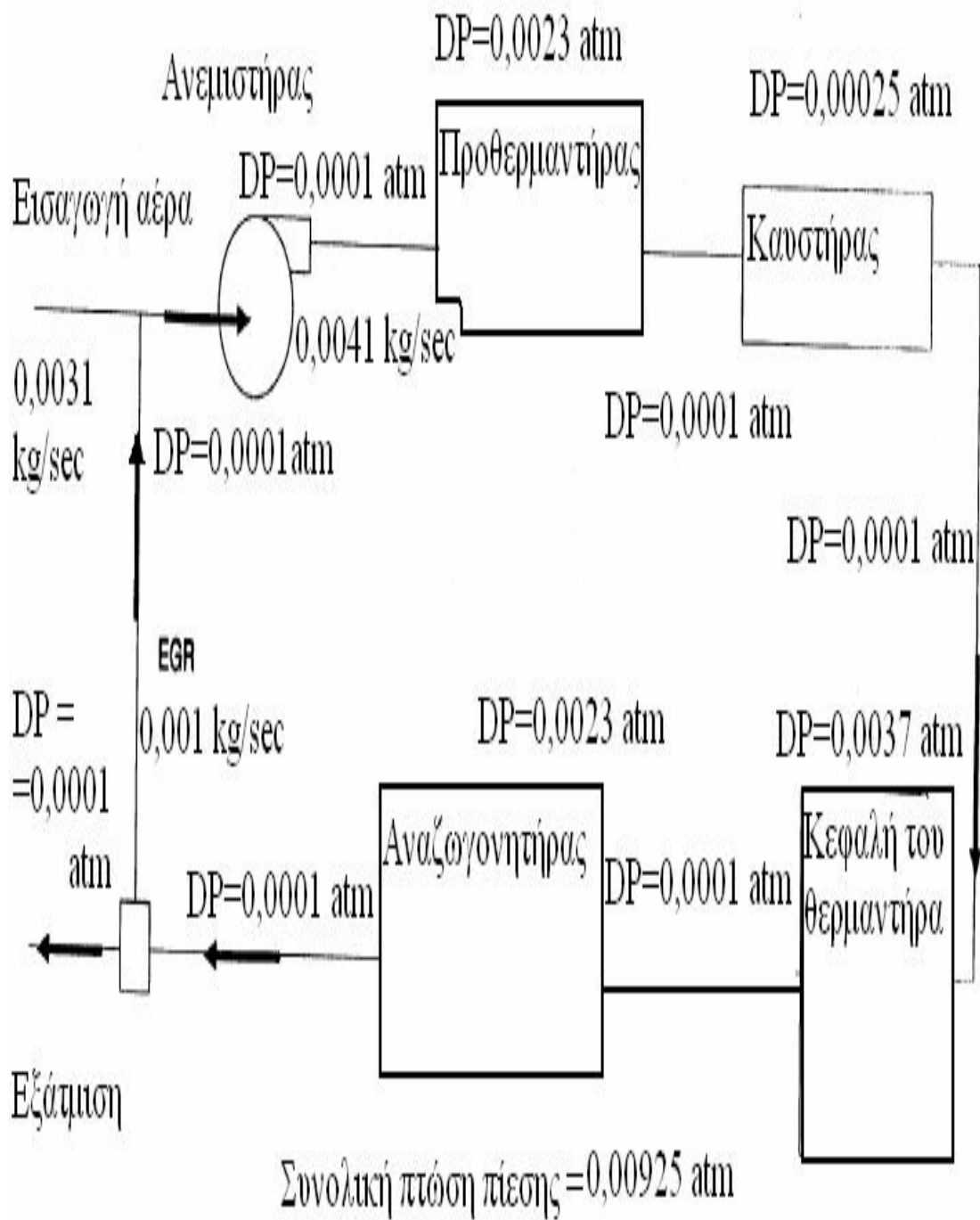
Ο σχεδιασμός του συστήματος ελέγχου για το EHS φλόγας διάχυσης ξεκινά με την εξέταση της ροής του αέρα διαμέσω του συστήματος. Η ροή του αέρα φαίνεται σχηματικά στην εικόνα 4.15, το οποίο δείχνει την πτώση πίεσης από εξάρτημα σε εξάρτημα για τον σχεδιασμό του συστήματος. Η σχεδιαστική πτώση πίεσης σε σταθερή κατάσταση πλήρους φορτίου είναι 3,83 in νερού με ροή 25,02 lb/h.

Γενικά, είναι πιο επιθυμητό να έχουμε μεγαλύτερη πτώση πίεσης στα πιο κρύα μέρη ενός συστήματος ροής απ'ότι στα θερμαινόμενα μέρη. Έτσι ελαχιστοποιείται η μεταβολή της ροής λόγω αλλαγών της θερμοκρασίας, ειδικά κατά την εκκίνηση. Στην περίπτωση του συστήματος EHS που φαίνεται στο σχήμα 4.15, οι πτώσεις πιέσεων είναι στον προθερμαντήρα/ανακτητή και στην κεφαλή του θερμαντήρα. Σαν αποτέλεσμα, η διαφορά στην ροή από 'κρύο' ξεκίνημα σε 'ζεστές' σταθερές συνθήκες μπορεί να είναι ουσιώδης. Αυτό φαίνεται στο σχήμα 4.16, όπου οι καμπύλες πτώσης πίεσης έχουν σχεδιαστεί σε μια τυπική καμπύλη του ανεμιστήρα. Στις συνθήκες σχεδιασμού του συστήματος, η πτώση

πίεσης είναι 3,8 in νερού στα περίπου 9,5 ft<sup>3</sup>/min, ενώ στην κρύα κατάσταση, η πτώση είναι 3,7 in νερού στα περίπου 11 ft<sup>3</sup>/min. Από την στιγμή που η πυκνότητα της θερμοκρασίας του αέρα είναι 0,075 lb<sub>m</sub>/ft<sup>3</sup>, συγκρινόμενη με τις συνθήκες σχεδιασμού όπου είναι 0,061 lb<sub>m</sub>/ft<sup>3</sup> στους 195° K, η αναλογία κρύας προς ζεστή ροή βασίζεται όχι μόνο στην ροή όγκου αλλά και στο γινόμενο της ροής όγκου επί την πυκνότητα. Επομένως, η αλλαγή στην ροή είναι περίπου 40% όταν η αλλαγή γίνεται από ζεστό σε κρύο. Την ίδια στιγμή, η ροή φυσικού αερίου δεν αλλάζει επειδή η μεγάλη πτώση πίεσης είναι απέναντι από έναν ρυθμιστή και ένα άνοιγμα.

Είναι δύσκολο ο καυστήρας να αντέξει τόσο μεγάλη παλινδρόμηση σε αναλογία αέρα/καυσίμου. Σχεδιαστικά προβλήματα και αυξημένα κόστη θα προκύψουν αν μια μεγάλη πτώση πίεσης εισαγώταν στα κρύα μέρη για να μειώσει την απόκλιση. Η πιθανότητα να μειωθούν οι πιέσεις σε σημείο όπου δεν θα υπερσχύουν είναι απίθανο γιατί αυτό θα απαιτήσει την κατασκευή του προθερμαντήρα/ανακτητή πολύ μεγαλύτερο σε ,το οποίο θα κάνει το κόστος του προθερμαντήρα απαγορευτικό.

Η πιο πιθανή λύση είναι η χρήση κάποιου λογισμικού στον επεξεργαστή ελέγχου στο σύστημα της μηχανής, το οποίο θα παρέχει θερμοκρασιακή αντιστάθμιση με την χρήση ενός μηχανικού τσοκ.

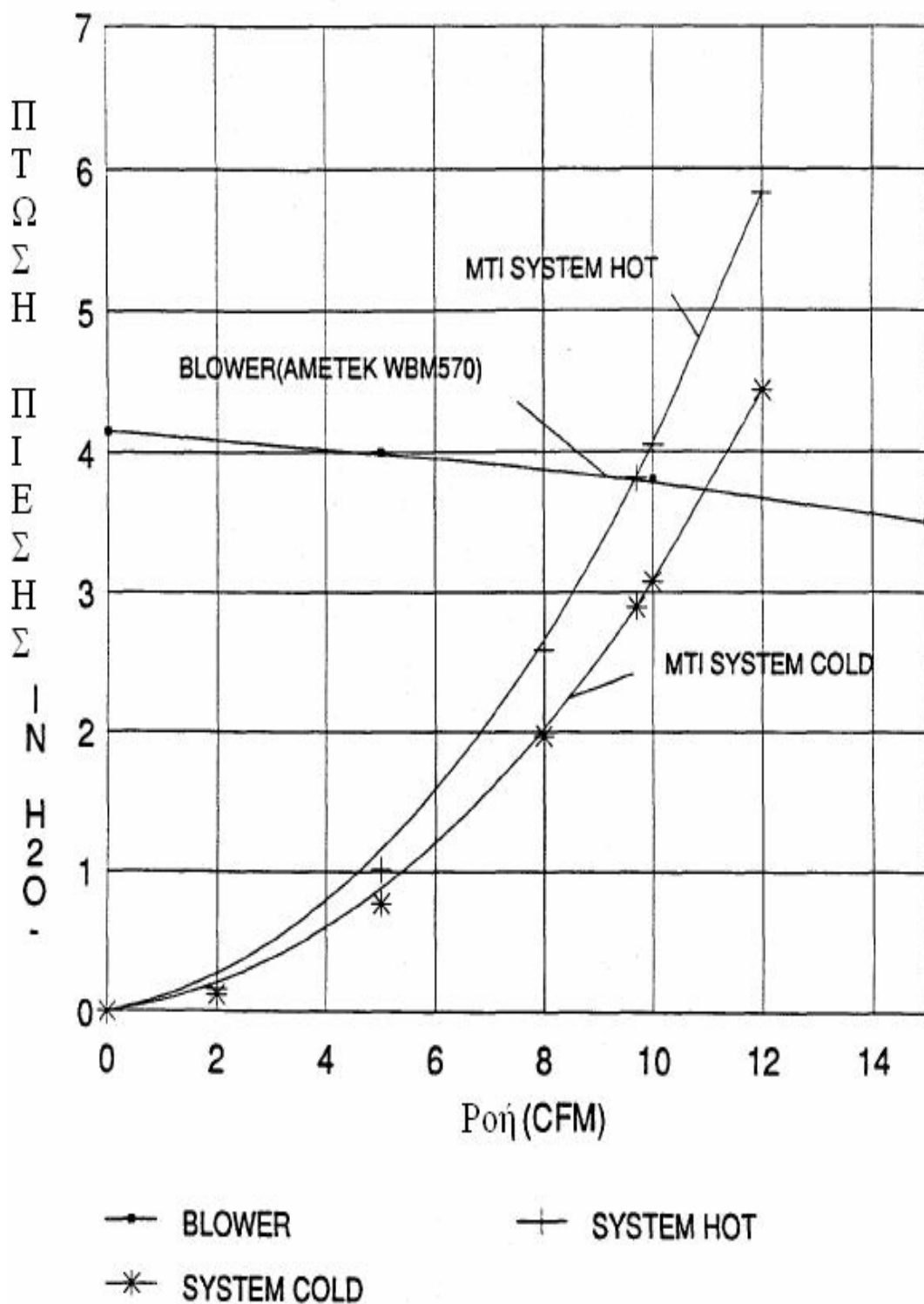


Εικόνα 4.15 Mechanical Technology Inc., Ροή - Πτώση πίεσης εξωτερικού συστήματος θέρμανσης



Το σύστημα ελέγχου που χρησιμοποιείται από την ΜΤΙ για το ΕΗΣ φαίνεται στο σχήμα 2.8. Δεν γίνεται περαιτέρω αναφορά επειδή είναι περισσότερο ένας εργαστηριακός έλεγχος παρά ένα σύστημα ελέγχου της παραγωγής. Ο σκοπός είτε ενός εργαστηριακού ελέγχου είτε ενός συστήματος ελέγχου της παραγωγής είναι ο ίδιος, αφού τόσο η αναλογία ελέγχου καυσίμου/αέρα και ο ρυθμός καύσης είναι βάση της θερμικής διαχείρισης του συστήματος.

Ο πίνακας 4.10 συνοψίζει τα συστήματα ελέγχου και διανέμει αυτά που μελετήθηκαν σε αυτήν την εργασία. Τα συστήματα εξετάζονται περισσότερο στις επόμενες παραγράφους.



Εικόνα 4.16 Επίδραση της θερμοκρασίας στην πτώση πίεσης

**Σύστημα ελέγχου on-off.** Η πιο απλή προσέγγιση είναι ένα σύστημα ελέγχου on-off. Είναι αυτό που χρησιμοποιούν οι περισσότεροι κατασκευαστές και σε γενικές γραμμές είναι το πιο φτηνό. Ωστόσο ορισμένες απαιτήσεις για αυτήν την εφαρμογή μπορεί να την κάνουν ανέφικτη. Ο καυστήρας φλόγας τυρβώδους διάχυσης μπορεί να χρειάζεται μια αυτοματοποιημένη διαδικασία εκκίνησης για το κατάλληλο σβήσιμο της λιχνίας, και επίσης απαιτείται κάποια ρύθμιση. Κατά την διάρκεια λειτουργίας μερικού φορτίου, ο προστιθέμενος χρόνος απόκρισης της εκκίνησης, καθώς η μονάδα περιστρέφεται, είναι κατι ανεπιθύμητο. Επίσης, πιθανόν να απαιτείται κάποια περαιτέρω μελέτη για το σύστημα ελέγχου ώστε να διευθετηθούν ζητήματα ανάφλεξης και απόκρισης χρόνου ως αναφορά το σύστημα on-off.

**Σύστημα ελέγχου ταχύτητας του ανεμιστήρα.** Ένας άλλος τύπος συστήματος που εξετάστηκε βασιζόταν στον έλεγχο της ταχύτητας του ανεμιστήρα ώστε να ρυθμίζεται η ροή του αέρα. Αυτός ο τύπος ελέγχου έχει πολλά πλεονεκτήματα, συμπεριλαμβανομένου και τέλειας απόκρισης χρόνου, πτώσης πίεσης και χαμηλής ενέργειας . Το μειονέκτημα είναι ότι προσφέρει είτε χαμηλό κόστος με μικρή διάρκεια ζωής, είτε υψηλό κόστος και μεγάλη διάρκεια ζωής. Για απλό έλεγχο ταχύτητας, απαιτείται κινητήρας dc, ώστε η μεταβαλλόμενη τάση να οδηγεί σε μεταβλητή ταχύτητα. Ένας γενικά φτηνός κινητήρας ac/dc, όπως αυτοί που υπάρχουν σε ηλεκτρικές σκούπες, έχουν ψήκτρες που φθίνουν και περιορίζονται σε διάρκεια ζωής 1000 ωρών προτού αντικατασταθούν. Αυτό δεν είναι αποδεκτό. Υπάρχει ένας εφαρμόσιμος κινητήρας dc αλλά είναι σχετικά ακριβός. Ένας κατασκευαστής ανεμιστήρων παρέθεσε την τιμή των 150\$ για κάθε ανεμιστήρα/κινητήρα/έλεγχο για 10000 μονάδες ανά χρονιά.

Ένας κινητήρας με πυκνωτή, με έλεγχο συχνότητας μπορεί επίσης να εξασφαλίσει έλεγχο ταχύτητας. Παρόλ'αυτά, παρόλο που το το κόστος ενός τέτοιου κινητήρα είναι λογικό, ο έλεγχος συχνότητας ακόμα και για αμελητέας υποδύναμης κινητήρες ( $1/15 - 1/20$ ) είναι πολύ ακριβός. Είχε ένα όριο τιμής 300

\$, το οποίο μπορεί να καταλήξει σε τιμολόγηση του κατασκευαστή πάνω από 100 \$. Ένας πολλαπλών ταχυτήτων κινητήρας μελετήθηκε για τον έλεγχο ταχύτητας. Ενώ αυτοί οι κινητήρες είναι διαθέσιμοι και αρκετά φτηνοί ώστε να χρησιμοποιηθούν σε εφαρμογές βηματιστής ροής αέρα, φαίνεται ότι είναι σε περιορισμένες αναλογίες κλεισίματος από 2:1 μέχρι 3:1.

Το συμπέρασμα ήταν ότι η χρήση συστήματος ταχύτητας για το σύστημα ελέγχου του καυστήρα είτε είναι πολύ ακριβή είτε περιορισμένη σε σβήσιμο.

**Σύστημα ελέγχου βαλβίδας ροής.** Ένας εναλλακτικός τρόπος για το σύστημα ελέγχου ταχύτητας είναι η χρησιμοποίηση βαλβίδα ρύθμισης της ροής ώστε να διαμορφωθεί ο έλεγχος αέρα και καυσίμου. Μια αναπαράσταση αυτού του συστήματος φαίνεται στην εικόνα 4.17. Η διασύνδεση ελέγχων της μηχανής Stirling και του συστήματος καύσης θα είναι ο έλεγχος του καυστήρα. Θα έχει μια εισαγωγή θερμοκρασίας (πιθανώς θερμοκρασία στην κεφαλή του θερμαντήρα) και θερμική ανάδραση της αντλίας από τον μικροεπεξεργαστή για τον αλγόριθμο της εκκίνησης, τον ρυθμό καύσης, κλπ. Ο έλεγχος του καυστήρα θα εφοδιάσει εισαγωγή τάσης στον έλεγχο του αέρα και στον έλεγχο του καυσίμου ώστε να μπορεί να τροποποιεί τον ρυθμό καύσης και να προσαρμόζει την αναλογία αέρα/καυσίμου. Ο έλεγχος του καυστήρα επίσης βοηθάει στην ασφάλεια της ανάφλεξης και της φλόγας. Αυτό το είδος ελέγχου υπάρχει για τον έλεγχο της εκκίνησης και για βηματικούς ελέγχους, ωστόσο θα πρέπει να αναπτυχθεί συγκεκριμένο έλεγχο EHS.

Δεν ήταν δυνατό να βρεθεί έλεγχος άμεσα εφαρμόσιμος για αυτό το σύστημα που θα είναι προσαρμόσιμος για αξιολόγηση της εφαρμογής. Ωστόσο, βρέθηκαν αρκετά αντικείμενα όμοια με αυτά που απαιτούνται ώστε να μπορεί να γίνει μια αξιολόγηση ως αναφορά την οικονομική απόδοση. Ο έλεγχος του αέρα θα είναι μέσω μιας βαλβίδας, σε σχήμα πεταλούδας, η οποία λειτουργεί μέσω ενός περιστρεφόμενου πηνίου. Ο τύπος του πηνίου που επιλέχτηκε έχει κατασκευαστεί από την Ledex Inc. Βαλβίδα ελέγχου αερίων που να είναι ακριβώς συμβατή δεν

έχει βρεθεί, αλλά η Maxitrol, Inc., κατασκευάζει μια διαμορφωμένη βαλβίδα αερίων (MR410) η οποία χρησιμοποιεί την τάση σαν εισαγωγή. Η Maxitrol προσφέρει έναν ενισχυτή για τον έλεγχο αυτής της βαλβίδας ο οποίος είναι πολύ ακριβός. Δεν είναι δύσκολο να ενωποιηθεί αυτή η βαλβίδα με τον μικροεπεξεργαστή. Η βαλβίδα αυτή έχει επίσης έναν ρυθμιστή αλλά δεν περιλαμβάνει δικλείδα παύσης ή τερματισμού. Ο έλεγχος του EGR αναμένεται να είναι μόνο ένα άνοιγμα χρησιμοποιώντας ως βάση την ροή του αέρα για τον έλεγχο των εκπομπών. Δεν αναμένεται η χρησιμοποίηση ενός ενεργού ελέγχου EGR. Αυτό το σύστημα ελέγχου είναι ένας καλός υποψήφιος για το σύστημα EHS που βασίζεται σε φλόγα διάχυσης. Το εκτιμώμενο κόστος είναι 174\$ (δες πίνακα 4.11), και το κόστος εγκατάστασης είναι 417\$.

Πίνακας 4.10 Επιλογές Συστημάτων Ελέγχου

Τύπος συστήματος	Πλεονεκτήματα	Μειονεκτήματα
1. On/off	Φτηνό, Εύχρηστο	Αργή ανταπόκριση Προβλήματα εκκίνησης
2. Έλεγχος ταχύτητας	Γρήγορη ανταπόκριση Μικρή πτώση πίεσης Χαμηλή ενέργεια	Υψηλό Κόστος
3. Βαλβίδα ροής	Γρήγορη ανταπόκριση Μέτριο κόστος	Μέτρια πτώση πίεσης Προβλήματα εκκίνησης
4. Τροποποιημένης ανάμιξης	Γρήγορη ανταπόκριση Μέτριο κόστος Δεν υπάρχουν προβλήματα εκκίνησης	Μέτρια πτώση πίεσης

**Σύστημα ελέγχου τροποποιημένης ανάμιξης.** Τελικά, ένα σύστημα ελέγχου παρουσιάζεται στο σχήμα 4.18, το οποίο περιλαμβάνει την αποτελεσματικότητα του κόστους ενός βηματιστού ελέγχου με μια μέθοδο που ξεπερνά το πρόβλημα 'ζεστού/κρύου' κατά την εκκίνηση. Το σύστημα αυτό χρησιμοποιεί έναν ειδικό ρυθμιστή με διπλό διάφραγμα το οποίο όχι μόνο ρυθμίζει την πίεση των αερίων, αλλά επίσης αντισταθμίζει την μεταβολή στην ροή

όταν αλλάζει η πτώση πίεσης στον προθερμαντήρα καθώς η ροή πηγαίνει από το ζεστό προς το κρύο. Η εξίσωση για την ρύθμιση της πίεσης στην έξοδο του ρυθμιστή ήταν:

$$P_8 = P_2 - (P_3 - P_5)$$

Καθώς αναλύθηκαν οι σχέσεις για τις διάφορες αντιστάσεις, η τελική εξίσωση είναι η εξής:

$$W_a^2/W_g^2 = (R_8+R_9)/R_2 \quad (6)$$

Όπου:

$W_a$ = ροή αέρα

$W_g$ = ροή καυσαερίου

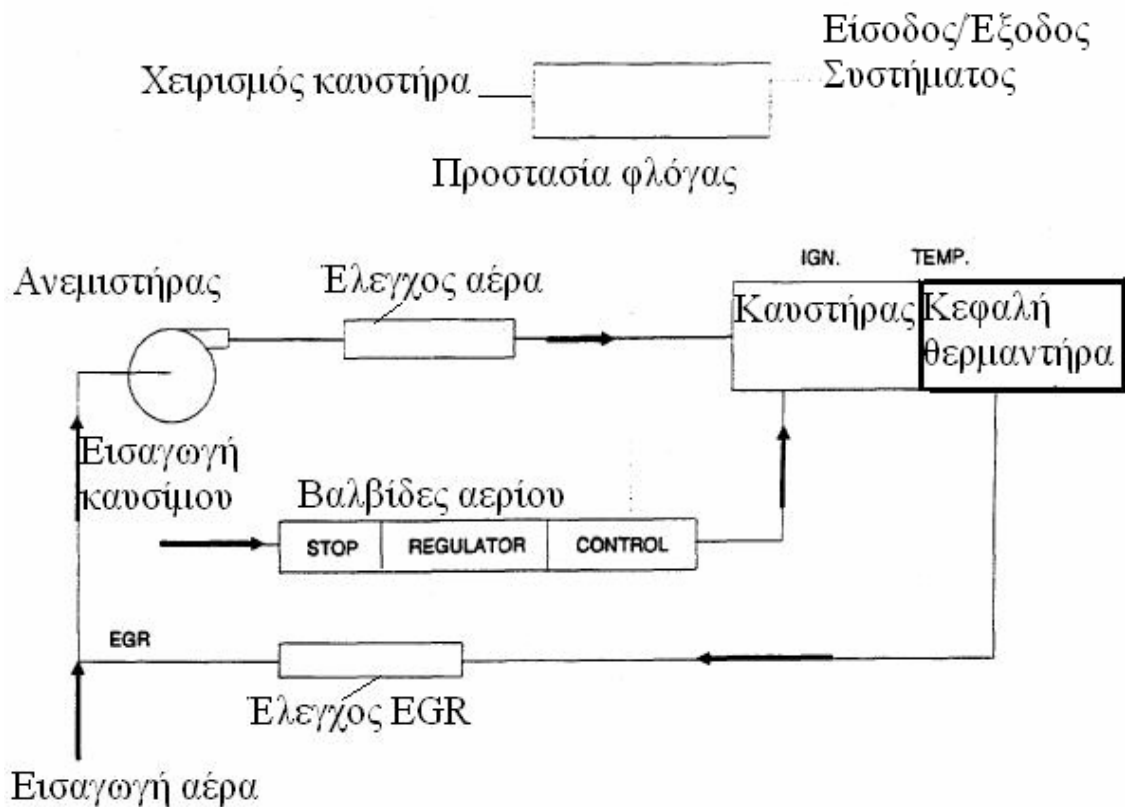
$R_8$ =αντίσταση του ανοίγματος των καυσαερίων

$R_9$ =αντίσταση του εγχυτήρα αερίου/ακρουφυσίου

$R_2$ =αντίσταση του ανοίγματος του αέρα

Η εξίσωση (6) δείχνει ότι ο λόγος της ροής του αέρα προς την ροή των καυσαερίων είναι σταθερός, όταν και οι αντιστάσεις που συμπεριλαμβάνονται είναι σταθερές. Όλα αυτά βρίσκονται σε κρύα μέρη και δεν εξαρτώνται από την θερμοκρασία, οπότε επιλύουν το πρόβλημα της θέρμανσης κατά την εκκίνηση.

Το σκίτσο που παρουσιάζεται χρησιμοποιεί ένα βηματικού τύπου σύστημα ελέγχου. Σε υψηλές καύσεις, το πηνίο αερίων και η παράκαμψη των αερίων είναι ανοιχτά, όπως συμβαίνει και με το πηνίο του αέρα και το στόμιο. Όταν είναι επιθυμητή χαμηλή καύση, τα πηνία είναι κλειστά και τα ανοίγματα χειρίζονται την κατάσταση χαμηλής καύσης. Η χαμηλή καύση ορίζεται ακριβώς κάτω από την ελάχιστη εισαγωγή του συστήματος. Οι βαλβίδες των πηνίων δεν χρειάζονται επεξεργασία από την στιγμή που η εσωτερική διαρροή δεν είναι σημαντική. Όλη η συναρμολόγηση μπορεί να ενσωματωθεί σε μια μονάδα που θα διαχειρίζεται τα καυσαέρια και τον αέρα. Ο έλεγχος της ρυθμιστικής βαλβίδας του προηγούμενου συστήματος μπορεί επίσης να αξιοποιηθεί για αυτό το σύστημα. Ωστόσο, ο σταδιακός ρυθμός καύσης είναι η πρώτη επιλογή και θα εγκαταληφθεί μόνο αν το σύστημα απαιτήσει καλύτερο χρόνο απόκρισης.



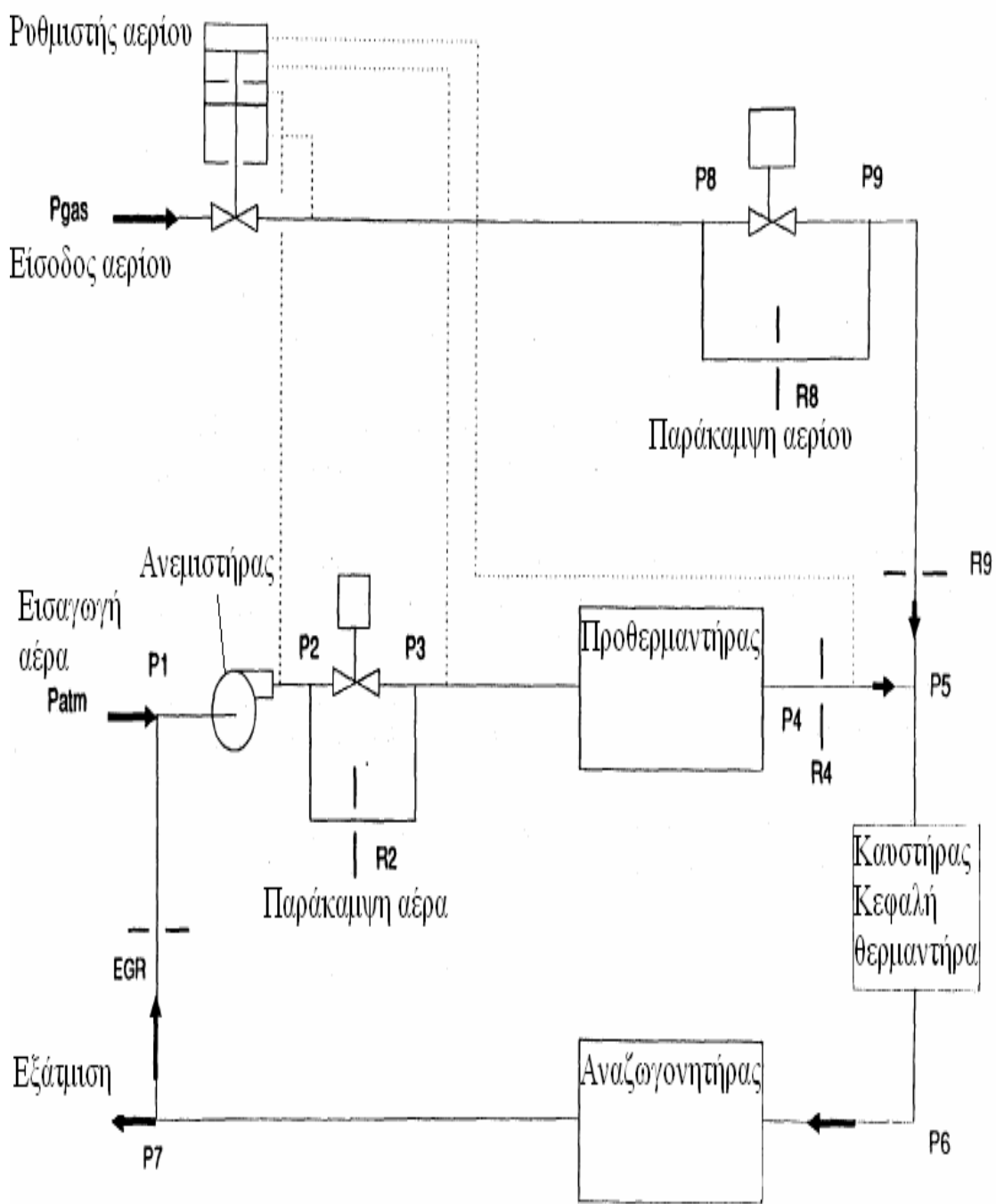
Εικόνα 4.17 Σύστημα ελέγχου βαλβίδας ροής καυστήρα διάχυσης

Το κόστος αυτού του συστήματος ελέγχου αναμένεται να είναι το ίδιο με το κόστος του ελέγχου της ρυθμιστικής βαλβίδας (417\$ , δεξ πίνακα 4.11). Παρόλ'αυτά, αναμένεται να προσφέρει πιο απλή λειτουργία και να απαιτήσει λιγότερη ανάπτυξη απ'ότι το σύστημα της εικόνας 4.17.

**Πίνακας 4.11 Κόστος συστήματος ελέγχου για εξωτερική πηγή θερμότητας**

<b>Εξάρτημα</b>	<b>Σύστημα ελέγχου καυστήρα διάχυσης (\$)</b>	<b>Σύστημα ελέγχου καυστήρα ψυχώμενου με ψεκασμό (\$)</b>
Ανεμιστήρας	71.25	71.25
Πίνακας Ελέγχου	31.25	31.25
Βαλβίδα Αέρα	22.5	22.5
Βαλβίδα Αερίου	42.5	34
Βαλβίδα Λήξης	6.25	
Συνολικό Κόστος	173.75	159
Αύξηση Τιμής	x 2.4	x 2.4
Εγκατεστημένο Κόστος	417	381.6



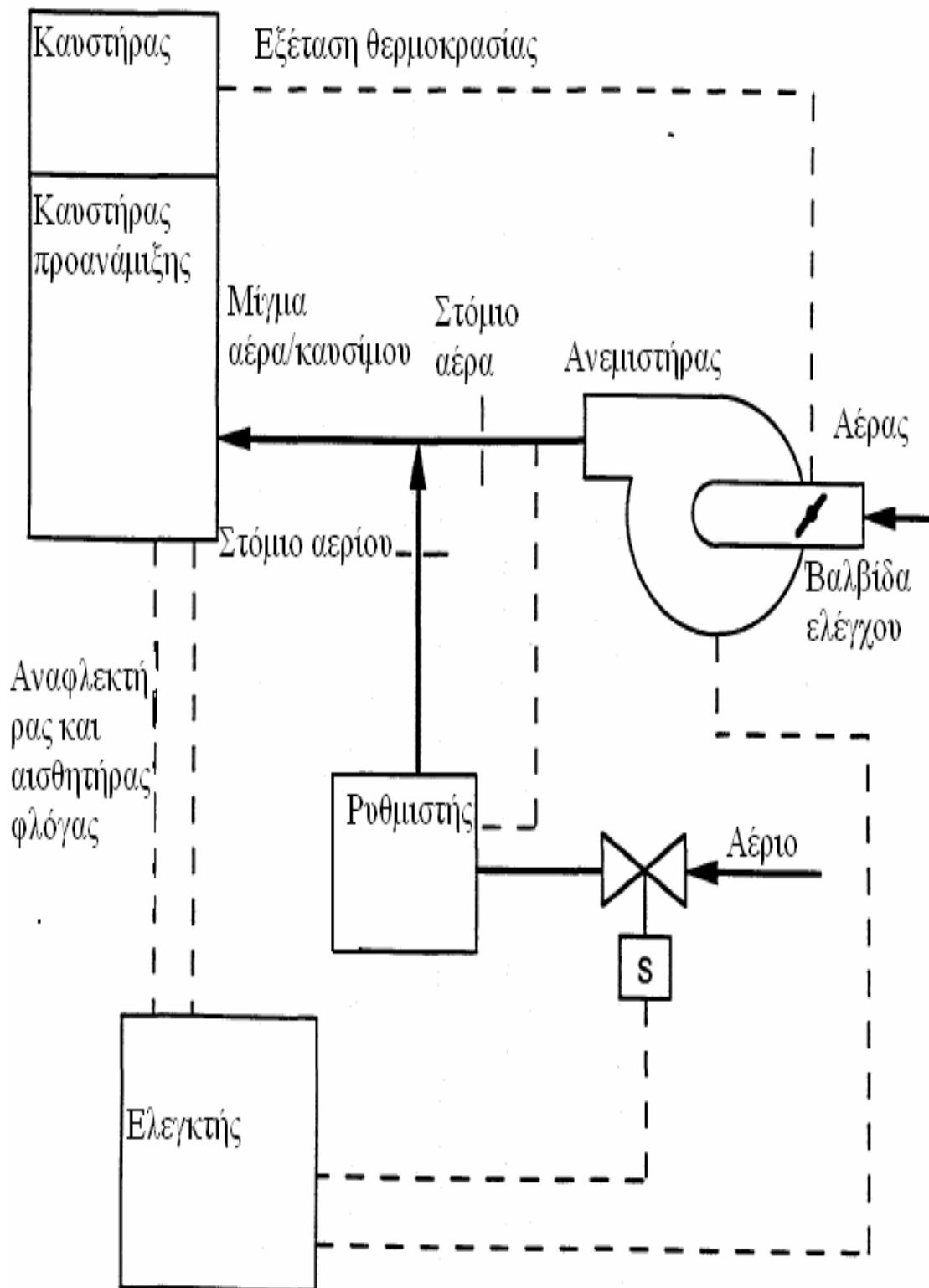


Εικόνα 4.18 Έλεγχος αέρα/καυσίμου με διπλό ρυθμιστή

### 4.8.2 Ρύθμιση για τον καυστήρα ψεκασμού

Ο σχεδιασμός ενός συστήματος ελέγχου για προαναμεμιγμένη καύση φαίνεται στην εικόνα 4.19. Το σύστημα χρησιμοποιεί ένα στόμιο αέρα και καυσαερίου για να ρυθμίσει την ροή μέσα στον καυστήρα. Ένας ειδικός ρυθμιστής χρησιμοποιείται, που παραπέμπει στο εξωτερικό του ανεμιστήρα ώστε η αναλογία αέρα και καυσαερίου να είναι σταθερή. Το σύστημα έχει κάποια ικανότητα απόρριψης, σε βαθμό 3:1. Η ευρύτερη απόρριψη 5:1 δεν απαιτείται επειδή χρησιμοποιείται ένας αναφλεκτήρας θερμής επιφανείας αντί για έναν σπινθηροβόλο αναφλεκτήρα. Αν απαιτείται περαιτέρω απόρριψη, το σύστημα μπορεί να μετατραπεί με δευτερεύοντα πηνία και βαλβίδες παρόμοιες με αυτές του σχήματος 4.18 ώστε να επιτραπεί ο σταδιακός έλεγχος του συστήματος.

Τα κόστη για το σύστημα ελέγχου EHS του καυστήρα ψεκασμού φαίνονται στην δεύτερη στήλη του πίνακα 4.11. Το κόστος είναι 159\$. Αν χρησιμοποιηθεί ένας παράγοντας 2,4 για τον υπολογισμό του κόστους εγκατάστασης, τότε το συνολικό κόστος είναι 381,60 \$.



Εικόνα 4.19 Σύστημα έλεγχου τοπικού καυστήρα προανάμιξης

## 4.9 Συνολικά Κόστη του EHS

Σε προηγούμενα κεφάλαια, τα κόστη μελετήθηκαν μόνο για κάθε υποσύστημα. Σε αυτό το κεφάλαιο, τα κόστη των διαφόρων συστημάτων να συγκεντρωθούν ώστε να υπολογιστούν τα ολικά κόστη για το EHS. Ο πίνακας 4.12 συγκρίνει τα κόστη τριών διαφορετικών συστημάτων: (1) EHS φλόγας διάχυσης με τιμή NTU 14,6 και προθερμαντήρα 310 SST, (2) EHS φλόγας διάχυσης με τιμή NTU 10 και προθερμαντήρα 304 SST, και (3) ψυχώμενο καυστήρα ψεκασμού με τιμή NTU 3 και προθερμαντήρα από χάλυβα επικαλυμμένου με αλουμίνιο.

Η ανάλυση της απόδοσης της επένδυσης για το EHS επανεξετάστηκε, λαμβάνοντας υπ' όψιν τα κόστη των συστημάτων ελέγχου. Δεν υπήρχε αλλαγή από την προηγούμενη ανάλυση που μελέτησε μόνο το EHS χωρίς τους ελέγχους.

Μια άμεση σύγκριση ανάμεσα στα συστήματα EHS του καυστήρα διάχυσης και του καυστήρα ψεκασμού συμπεριλαμβάνει πολλά ζητήματα πέρα από τον σκοπό αυτής της μελέτης, όπως για παράδειγμα του κόστους της κεφαλής του θερμαντήρα και άλλων μερών του SEHP και άλλων περιορισμών στον προθερμασμένο αέρα για την περίπτωση του καυστήρα ψεκασμού. Και στα δύο θέματα πρέπει να δωθεί περισσότερη προσοχή.

**Πίνακας 4.12 Διαμόρφωση εξωτερικής πηγής θέρμανσης και  
κόστη ελέγχου**

<b>Εξάρτημα</b>	<b>Φλόγα Διάχυσης για το 310 SST</b>	<b>Φλόγα Διάχυσης για το 304 SST</b>	<b>Ψύξη με εφίδρωση σε επικαλυμένο χάλυβα</b>
Προθερμαντήρας	14.6	10	3
Κόστος Εξωτερικού Συστήματος Θέρμανσης	147.14	75	57.5
Κόστος Ελέγχου	173.75	173.75	159
Συνολικό Κόστος	320.89	248.75	216.5
Αύξηση τιμής	x 2.4	x 2.4	x 2.4
Εγκατεστημένο κόστος	770.14	597	519.6

## 5. Συμπεράσματα και συστάσεις

### 5.1 Γενικές Διαπιστώσεις

1. Βρέθηκαν δύο διαφορετικές αλλά εφαρμόσιμες προσεγγίσεις σχεδιασμού EHS στην ανασκόπηση ανωτάτου επιπέδου που έγινε. Οι βασικές διαφορές ανάμεσα στους σχεδιασμούς που προέρχονται από τα διαφορετικά συστήματα καύσης που επιλέχθηκαν είναι: το ένα βασίζεται σε καυστήρα τυρβώδους διάχυσης και το άλλο σε καυστήρα ψεκασμού με την χρησιμοποίηση προαναμεμιγμένου καυσίμου και αέρα.
2. Νέες σχεδιαστικές ιδέες εξερευνήθηκαν και μελετήθηκαν, και οι πιο συνηθισμένες σχεδιαστικές ιδέες εξετάστηκαν παραμετρικά. Το αποτέλεσμα αυτών των προσπαθειών ήταν σημαντικές βελτιώσεις και μερική βελτιστοποίηση των δυο βασικών σχεδιασμών EHS.
3. Ο σχεδιασμός EHS του καυστήρα διάχυσης προσαρμόζεται σε υψηλότερες θερμοκρασίες προθέρμανσης και επομένως σε ανώτερη απόδοση ενέργειας. Αυτός ο σχεδιασμός είναι ο πιο εντατικός από τους δυο, λόγω των πιο αυστηρών προδιαγραφών των υλικών που σχετίζονται με τις υψηλές θερμοκρασίες.  
Ο σχεδιασμός EHS του καυστήρα ψεκασμού μπορεί να θεωρηθεί ως τεχνολογικά κατώτερη προσέγγιση που χρησιμοποιεί συγχρόνως διαθέσιμα μέρη και να αξιοποιεί περισσότερο τα φθηνότερα υλικά. Παρόλο που το σύστημα εμφανίζεται να είναι πιο φθηνό για να κατασκευαστεί (συγκριτικά με τον σχεδιασμό του EHS του καυστήρα διάχυσης), η κατανάλωση καυσίμου θα είναι σημαντικά μεγαλύτερη.
4. Και οι δυο πορείες σχεδιασμού του EHS βρέθηκε να πρέπει να οδηγηθούν

σε περαιτέρω αξιολόγηση. Δεν ήταν δυνατό να απορριφθεί μια από τις δυο σχεδιαστικές επιλογές βάση των διαθέσιμων πληροφοριών. Ένας αριθμός ζητημάτων μπορεί να εξεταστεί και να οδηγηθούμε στην επιλογή ενός εκ των δυο επιλογών, αλλά αυτό είναι πέρα από τα όρια της δουλειάς και μπορεί να απαιτήσει περισσότερη αναπτυξιακή εργασία.

5. Η μέλετη δεν ανέδειξε άλλες σημαντικές σχεδιαστικές εναλλακτικές λύσεις που να μπορεί να ακολουθηθούν αυτή τη στιγμή. Άλλες προσεγγίσεις μπορεί να απαιτήσουν περισσότερη αναπτυξιακή εργασία, και τα σχετικά τεχνικά και οικονομικά ρίσκα κρίνονται ως υψηλής θεώρησης και ο στόχος είναι να αναπτυχθεί μια μονάδα SEHP.

## **5.2 Σχεδιασμός EHS καυστήρα τυρβώδους διάχυσης**

Ο σχεδιασμός του EHS του καυστήρα τυρβώδους διάχυσης παρουσιάζει ένα σύστημα υψηλά προθερμασμένου αέρα το οποίο μπορεί να είναι ακριβό. Τα ευρήματα της δουλειάς αποδεικνύουν ότι οι θερμοκρασίες του προθερμαντήρα πρέπει να περιοριστούν σε ένα εύρος όπου η χρήση χάλυβα με μικρότερη αναλογία νικελίου είναι πιθανή. Ειδικότερα, η χρήση ανοξειδώτου χάλυβα 304 αντί για 310 συνίσταται για υλικό κατασκευής του προθερμαντήρα, το οποίο απαιτεί την μέγιστη θερμοκρασία μετάλλου να περιορίζεται στους περίπου 1390° F. Κατασκευάζοντας τον προθερμαντήρα από χάλυβα επικαλυμμένο με αλουμίνιο, φθηνότερο υλικό και χαμηλότερης θερμοκρασίας, φαίνεται να είναι φθηνή οικονομικά λύση (σε σύνδεση με τον καυστήρα τυρβώδους διάχυσης). Η μειωμένη θερμοκρασία του προθερμαντήρα για αυτό το σχεδιασμό καταλήγει σε σχετικά μεγάλη χρήση καυσίμου.

Ένα άλλο συμπέρασμα σχετικά με τον προθερμαντήρα είναι ότι ο σχεδιασμός του καθώς και η κατασκευή που προτάθηκε από το ΜΤΙ φάνηκε να είναι η καλύτερη δυνατή σχεδιαστική λύση και δεν μπορεί να βελτιωθεί σημαντικά. Τεχνικές κατασκευής και ζητήματα κόστους φαίνεται να έχουν εξεταστεί εκτενώς για αυτήν την φάση της ανάπτυξης.

Επίσης, έχει δοθεί η εντύπωση ότι σχεδιασμοί θαλάμων καύσης που απαιτούν κράματα νικελίου (δες εικόνα 4.4) όπως το Haynes 214 στο χιτώριο του χώρου καύσης για τον οποίο προτείνεται να αποφευχθούν. Τέτοιου είδους χιτώριο φαίνεται να χρειάζεται μόνο αν μια συμπαγής κεφαλή θερμαντήρα πρόκειται να χρησιμοποιηθεί. Η χρησιμοποίηση μόνωσης υψηλών θερμοκρασιών που χρησιμοποιούνται εν κενώ μπορεί να αποτελέσει μια πιθανή εναλλακτική λύση.

Ένα θέμα που εκρεμεί και που δεν συμπεριελήφθη στην μελέτη, αλλά ήταν δύσκολο να αγνοηθεί, ήταν αν μια σωληνοειδή ή μια συμπαγής κεφαλή θερμαντήρα είναι καλύτερη επιλογή τεχνικά και οικονομικά. Ήταν πέρα από τα όρια της δουλειάς του ΑΜΤΙ να κάνει μια τέτοια ανάλυση. Ωστόσο, κάποια στιγμή πρέπει να γίνει και να συμπεριλάβει τις επιδράσεις, και των δυο σχεδιασμών, πάνω στο σύστημα EHS και στην ισορροπία του SEHP. Η συμπαγής κεφαλή του θερμαντήρα απαιτεί έναν θάλαμο καύσης που θα πρέπει να οδηγήσει τα προϊόντα της καύσης προς τα πάνω και στην συνέχεια μακριά από την κεφαλή του θερμαντήρα. Το κόστος αυτών των προστιθέμενων υλικών μπορεί να είναι υψηλό. Μια άλλη σχεδιαστική διαφορά είναι ότι ο σχεδιασμός της συμπαγούς κεφαλής θα χρησιμοποιήσει ρεύμα προθερμασμένου αέρα για να ψύξει τον υψηλής θερμοκρασίας . Αυτή η διαδικασία θα πραγματοποιήσει μέρος της προθέρμανσης του αέρα ώστε να χρησιμοποιηθεί ένας μικρότερος προθερμαντήρας.

Εξετάζοντας τους ελέγχους, θεωρήθηκε ότι ο έλεγχος της ταχύτητας του ανεμιστήρα είναι πολύ ακριβός. Εξετάστηκαν δυο συστήματα ελέγχου τα οποία είναι εφαρμόσιμα και πιο αποδοτικά από πλευράς κόστους.



### **5.3 Σχεδιασμός EHS για καυστήρα προαναμεμιγμένου ψεκασμού**

Ο σχεδιασμός του EHS που βασίζεται σε έναν καυστήρα προαναμεμιγμένου ψεκασμού είναι οριακά συγκρίσιμο με τον σχεδιασμό του EHS του καυστήρα τυρβώδους διάχυσης. Παρόλο που αυτό το σύστημα έχει χαμηλή απόδοση, το κατασκευαστικό του κόστος είναι σημαντικά μικρότερο. Παράλληλα, καυστήρες ψεκασμού και οι έλεγχοι τους έχουν χρησιμοποιηθεί εκτενώς σε εφαρμογές και έχουν καλή απόδοση εκπομπών, παρόλο που εφαρμογές με σχετικά μεγάλη προθέρμανση αέρα δεν έχουν εμπορευματοποιηθεί.

### **5.4 Ζητήματα ρύθμισης**

Ορισμένα θέματα ανιχνεύτηκαν από τον κώδικα του ANSI για κλιβάνους και μπορούν να εφαρμοστούν στον σχεδιασμό του EHS, ειδικά συνδυασμοί μέγιστης θερμοκρασίας υλικού και ελάχιστου πάχους υλικού. Επιπρόσθετα, υπάρχουν όρια εκπομπής CO που πρέπει να ληφθούν υπ' όψιν ώστε να αξιολογηθεί η απόδοση του καυστήρα και ζητήματα ελέγχου και συστάσεις ως αναφορά τις εκπομπές NOx, που έγιναν υπό τις οδηγίες των προτύπων της California (SCAQMD).

### **5.5 Ζητήματα έρευνας**

Παρόλο που διάφορα ζητήματα έρευνας μπορούν να προσδιοριστούν για εξέταση, το πιο σημαντικό ζήτημα έρευνας είναι η κατανόηση των περιορισμών από την χρήση προθερμασμένου αέρα για καυστήρα προαναμεμιγμένου

ψεκασμού. Δεν αναφέρεται με σαφήνεια ποια θερμοκρασία προθερμασμένου αέρα μπορεί να χρησιμοποιηθεί στην μετάκαυση χωρίς προβλήματα ή αυτοανάφλεξης. Παράλληλα, τα χαρακτηριστικά των εκπομπών ενός καυστήρα ψεκασμού που χρησιμοποιεί προθερμασμένο αέρα είναι άγνωστα. Επιστημονικές πληροφορίες σε αυτά τα θέματα απαιτούνται για περαιτέρω σύγκριση των σχεδιασμών EHS του προαναμεμιγμένου καυστήρα ψεκασμού και του καυστήρα τυρβώδους διάχυσης.

## **5.6 Εισχώρηση στην αγορά**

Η εισχώρηση στην αγορά μιας καινούργιας εφαρμογής που κοστίζει πιο ακριβά από την υπάρχουσα είναι πολύ δύσκολο. Είναι δύσκολο να πωληθεί μια εφαρμογή λαμβάνοντας υπ' όψιν μόνο την απόδοση, την στιγμή που το κόστος της μπορεί να ξεπερνά ένα λογικό όριο (σύμφωνα με την εμπειρία της AMTI αν ξεπερνά το 40% της τεχνολογίας). Απόδοση κέρδους γίνεται δευτερεύων στόχος πέρα από κάποιο σημείο αν δεν έχουν συμπεριληφθεί επιπρόσθετα χαρακτηριστικά του πελάτη. Φαίνεται ότι η θέσπιση κάποιου ορίου στο συνολικό κόστος πρέπει να αποτελέσει στόχο για τον σχεδιασμό του SEHP.

Κάποια στιγμή, το AMTI προσπάθησε να αναπτύξει έναν θερμαντήρα νερού οικιακής χρήσης, το οποίο να κοστίζει όσο το διπλάσιο απ' την ειδική μονάδα θερμοσίφωνα γυαλιού του κατασκευαστή. Η προσπάθεια έγινε μέσω ενός κατασκευαστή, ο οποίος ένιωσε ότι η εξοικονόμηση θερμότητας και η αντοχή ενός καινούργιου θερμαντήρα θα υπερνικήσει την αυξημένη τιμή. Το προϊόν δεν εμπορευματοποιήθηκε ποτέ, αρχικά λόγω της τιμής του. Παρόλο που η επιστροφή χρημάτων και το κόστος των κύκλων ζωής ήταν αποδεκτά, το συνολικό κόστος εγκατάστασης δεν ήταν.

Αυτή η κατάσταση δείχνει επίσης ότι ορισμένοι 'ενθαρρυντικοί' κανονισμοί πρέπει να εφαρμοστούν ώστε οι εφαρμογές, που θα είναι πιο

κερδοφόρες και αποδοτικές από πλευράς καυσίμου, να μπορούν να γίνουν πιο ανταγωνιστικές στην αγορά.

## Βιβλιογραφία

1. M.Allen, *Topical Report: Pre-Developmental Demonstration of a Stirling-Powered Vehicle, Genesis-1*, MTI 79ASE33T01, prepared by Mechanical Technology, Inc. for the U.S. Department of Energy/National Aeronautics and Space Administration, 1979
2. *Task Report-HAHP Phase IID Development of a Low Cost Combustor*, MTI 91TR23, prepared by Mechanical Technology, Inc. for the U.S. Department of Energy/Oak Ridge National Laboratory, 1991.
3. *Free-Piston Stirling Engine Heat-Actuated Heat Pump: Phase IIC Final Report*, MTI 90TR25 prepared by Mechanical Technology, Inc. for the U.S. Department of Energy/Oak Ridge National Laboratory, 1990.
4. *Automotive Stirling Reference Engine Design Report*, DOE/NASA/0032-12, prepared by Mechanical Technology, Inc. for the U.S. Department of Energy/National Aeronautics and Space Administration, 1981.
5. N. Nightingale, *Automotive Stirling Engine, MOD II Design Report*, prepared by Mechanical Technology, Inc. for the U.S. Department of Energy/National Aeronautics and Space Administration, 1986.
6. J. Moryl, *Assessment and Economic Analysis of the MOD III Stirling-Engine-Driven Chiller System*, GRI-90-0228, prepared by Mechanical Technology, Inc. for the Gas Research Institute, 1990.
7. R. Berggren and T. Moynihan, *Free-Piston Stirling Engine Experimental Program: Part I-Baseline Test Summary*, ANL-CT-83-7, prepared by Mechanical Technology, Inc. for the U.S. Department of Energy/Argonne National Laboratory, 1983.
8. A.E. Richey, *The Automotive Stirling Engine Program-Final Report*, Mechanical Technology, Inc. prepared for Automotive Technology Development Contractors' Coordination Meeting, 1990.

9. W.D. Richards and W.S. Chiu, "System Performance of a Stirling Engine Powered Heat Activated Heat Pump," General Electric, Proceedings of the 14<sup>th</sup> IECEC, Boston, August 5-10, 1979.

10. *Developmental and Demonstration of a Stirling/Rankine Heat Activated Heat Pump*, ORNL/Sub/82-17485/1, prepared by General Electric for the U.S. Department of Energy/Oak Ridge National Laboratory, 1984.

11. W.S. Chiu and W.B. Carlson, "Performance of a Free-Piston Stirling Engine for a Heat Pump Application," General Electric, Proceedings of the 14<sup>th</sup> IECEC, Boston, August 5-10, 1979.

12. R.C. Meier, *Development and Demonstration of a Stirling/Rankine Heat Activated Heat Pump*, No. PB80-205388, prepared by General Electric Space Division for the Gas Research Institute, 1979.

13. Y. Nakatani, "Stirling Engine Development Project in Japan," MITI, Proceedings of the 19<sup>th</sup> IECEC, San Francisco, August 19-24, 1984.

14. A. Mitsuda, "Overview of Stirling Development in Japan," MITI, Proceedings of the 21<sup>st</sup> IECEC, San Diego, August 25-29, 1986.

15. T. Nomaguchi, et al. , "Progress on 3 KW Class Stirling Engine and Heat-Pump System," Mitsubishi, Proceedings of the 21<sup>st</sup> IECEC, San Diego, August 25-29, 1986.

16. "HAHP PHASE IID Development of a Low-Cost Combustor," prepared by Mechanical Technology, Inc. for the U.S. Department of Energy/Oak Ridge National Laboratory, program review, March 6, 1991.

17. T.J. Marusak, "Breadboard Development of a Hydraulically Coupled Free-Piston Stirling Engine H.P. Compressor," Mechanical Technology, Inc., Proceedings of the 2<sup>nd</sup> U.S. Department of Energy/Oak Ridge National Laboratory Heat Pump Conference, April 17-20, 1988.

18. R.A. Ackerman, *Free-Piston Stirling Engine Diaphragm Coupled Heat-Actuated Heat Pump Component Technology*, ORNL/Sub/86-47985/2&V1,

Vol.1, prepared by Mechanical Technology, Inc., for the U.S. Department of Energy/Oak Ridge National Laboratory, 1988.

19. R.A. Ackerman, *Free-Piston Stirling Engine Diaphragm Coupled Heat-Actuated Heat Pump Component Technology*, ORNL/Sub/86-47985/2&V2, Vol.2, prepared by Mechanical Technology, Inc., for the U.S. Department of Energy/Oak Ridge National Laboratory, 1988.

20. J.A.M. van Eekelen, "State of a Stirling Engine Powered Heat Activated Heat Pump Development," Phillips Research Laboratories, Proceedings of the 14<sup>th</sup> IECEC, Boston, August 5-10, 1979.

21. R. Monahan, Phase I – *Supplemental Development of a Kinematic Stirling/Rankine Commercial Gas-Fired Heat Pump System-Final Report*, No. PB90-129974, prepared by Stirling Power Systems for the Gas Research Institute, 1989.

22. *Phases I-C, I-D and I-E Development of a Kinematic Stirling/Rankine Commercial Gas-Fired Heat Pump System-Final Report*, No. PB90-126239, prepared by Stirling Power Systems for the Gas Research Institute, 1988.

23. R. J. Meijer, K. Khalili, et al., *Stirling Cycle Heat Pump for Heating and/or Cooling Systems*, Stirling Thermal Motors, U.S. Patent 4,996,841, 1991.

24. G. Chen, G. Berkowitz, and W. Beale, Sunpower, Inc., Athens, Ohio, personal communication, April 25, 1991.

25. G. Chen, *Free-Piston Stirling Engine Magnetically Coupled Heat Pump: System Design and Cost Evaluation*, ORNL/Sub/86-SA578/2, January 1991.

26. J.C. Holliday, S.G. Howell, and M. Richter, "Free-Piston Linear Alternator Solar Stirling Engine Concept," Sunpower Inc., Proceedings of the 21<sup>st</sup> IECEC, San Diego, August 25-29, 1986.

27. N. Kagawa, "Performance Analysis and Improvement of a 3-kW Stirling Engine," Toshiba, Proceedings of the 21<sup>st</sup> IECEC, San Diego, August 25-29, 1986.
28. T.M. Godett and B.Ziph, *Stirling Engine External Heat System Design with Heat Pipe Heater*, AFWAL-TR-86-2018, prepared by Stirling Thermal Motors for the U.S. Air Force, 1986.
29. J. Vos, "Design Characteristics of an Advanced Stirling Engine Concept," Phillips Research Laboratories, Proceedings of the 14<sup>th</sup> IECEC, Boston, August 5-10, 1979.
30. L. Johansson and W.B. Lampert, "A Stirling Engine Powered Total Energy System: Recreational Vehicle Application," Stirling Power Systems, Proceedings of the 14<sup>th</sup> IECEC, Boston, August 5-10, 1979.
31. R.A. Farrell, "Automotive Stirling Engine Development Program-Combustion System Development," Mechanical Technology, Inc., Proceedings of the 19<sup>th</sup> IECEC, San Francisco, August 19-24, 1984.
32. R.A. Farrell, *Automotive Stirling Engine Developmental Program*, DOE/NASA/0032-31, prepared by Mechanical Technology, Inc., for the U.S. Department of Energy/National Aeronautics and Space Administration, 1988.
33. E.W. Kitzner, *Automotive Stirling Development Program*, NASA CR-135331, prepared by Ford Motor Company for the U.S. Department of Energy/National Aeronautics and Space Administration, 1978.
34. W.D. Waldron and G.T. Riecke, "Natural-Gas-Fired Combustor for a 3-KW Stirling Engine," Mechanical Technology, Inc., Proceedings of the 26<sup>th</sup> IECEC, Boston, August 4-9, 1991.
35. "Rules and Regulations: Rule 1111. NO<sub>x</sub> Emissions from Natural-Gas-Fired, Fan-Type Central Furnaces", South Coast Air Quality Management District, February 1991.
36. W.M. Kays and A.L. London, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill, New York, 1958.

37. L.S. Caretto, R.F. Sawyer, and E.S. Starkman, "The Formation of Nitric Oxide in Combustor Processes," University of California TS-68-1, presented at the Central States Section of the Combustion Institute, Technical Meeting, Columbus, Ohio, March 26-27, 1968.
38. W.A. Compton, et al., "Low Emissions From Controlled Combustion for Automotive Rankine Cycle Engines," Solar Division of National Harvester, RDR 1689, presented at the National Atlantic Treaty Organization CCMS Conference on Low-Pollution Power Systems Development, Eindhoven, The Netherlands, February 23-25, 1971.
39. *ANSI Standard for Gas-Fired Central Furnaces*, ANSI Z21.47-1987, American National Standards Institute, 1987.
40. *Water Heaters*, Arthur D. Little Company, *Study of Energy-Saving Options for Refrigerators and Water Heaters*, Vol. 2, prepared for the U.S. Department of Energy, May 1977.
41. M.F. Rothman and Y. Lai, *Advanced Alloys for Industrial Heating Equipment Subject to Severe Service Conditions*, Industrial Heating, August 1986.
42. L.C. Shirvill, *Metallic Fibre Surface-Combustion Radiant Gas Burner*, No. IGRVC-1986, Shell Research, Chester, England, United Kingdom, 1986.
43. W.J. Jasionowski, et al., *Combustion Systems: A porous Matrix Burner and a Surface Combustor*, GRI-87/0186, prepared by the Institute of Gas Technology for the Gas Research Institute, 1987.
44. P.S. Vishwanath, *Advancement of Developmental Technology for Pulse Combustion Applications*, GRI-85/0280, prepared by American Gas Association Laboratories for the Gas Research Institute, 1985.
45. B.J. Washon, "Design and Analysis of a Stirling Engine-Based Cogeneration and Gas/Solar Hybrid Small Power Producer," No. PB89-245873, prepared by Advanco Company for the Gas Research Institute, 1987.
46. Aisin Seiki, U.S. Patent No. 4,633,667, 1987.



47. "Technical and Economic Study of Stirling and Rankine Cycle Bottoming System for Heavy Truck Diesel Engine," DOE/NASA0361-1, prepared by the Cummins Company for the U.S. Department of Energy/National Aeronautics and Space Administration, 1987.
48. "Sintered Silicon Nitride Recuperator Fabrication," DOE/NASA 0054-79-1, prepared by General Electric for the U.S. Department of Energy/National Aeronautics and Space/National Aeronautics and Space Administration, 1980.
49. "Technical and Economic Feasibility of Stirling Cycle Industrial Heat Pumps," GE-83AEP-9000, prepared by General Electric for the U.S. Department of Energy, 1983.
50. W. Martini, "Index to Stirling Engine Literature," Martini Engineering, Washington, D.C., April 1980.
51. W. Martini, "Stirling Engine Design Manual," DOE/NASA 3152 78/1, prepared by Martini Engineering for the U.S. Department of Energy/National Aeronautics and Space Administration, 1980.
52. W. Martini, "Stirling Engine Design Manual," DOE/NASA 3194-1, prepared by Martini Engineering for the U.S. Department of Energy/National Aeronautics and Space Administration, 1983.
53. A. Azetsu, "Study on a Two-Piston Type Stirling Engine MELSE II," MITI, proceedings of the 19<sup>th</sup> IECEC, San Francisco, August 19-24, 1984.
54. A. Vatsky, H.S. Chen, and J.Dineen, "A Conceptual Study of Potential for Automotive-Derived and Free-Piston Stirling Engines on 30-400 kW Power," NASA report 165274, prepared by Mechanical Technology, Inc., for the U.S. Department of Energy/National Aeronautics and Space Administration, 1982.
55. L.G. Thieme, "Initial Testing of a Variable-Stroke Stirling Engine," DOE/NASA/51040-58, National Aeronautics and Space Administration, prepared for U.S. Department of Energy, 1985.

56. L.G. Thieme and D.J. Allen, "Testing of a Variable-Stroke Stirling Engine," Sverdrup Technology, Inc., proceedings of the 21<sup>st</sup> IECEC, San Diego, August 25-29, 1986.
57. J.G. Daley, W.N. Marr, and T.J. Heams, "Stirling Engine Performance Optimization with Different Working Fluids," Science Applications, Inc., proceedings of the 21<sup>st</sup> IECEC, San Diego, August 25-29, 1986.
58. R.J. Meijer, B. Ziph and T.M. Godett, "Liquid Fueled External Heat System for STM4-120 Stirling Engine," SAE/P-85/164, Stirling Thermal Motors, 1985.
59. "ASE MOD I Engine Design," United Stirling Company, Propulsion Symposium, April 14-18, 1980.
60. G.G. Kela, J.E. Cairelli and R.C. Tew, "Performance Sensitivity of the P40 Stirling Engine," National Aeronautics and Space Administration, prepared for the Automotive Technology Development Contractors' Coordination Meeting, 1983.
61. S. Almstron, C. Bratt, and H. Nelving, "Control Systems for United Stirling 4-95 In Solar Application," United Stirling, Proceedings of the 16<sup>th</sup> IECEC, Atlanta, August 9-14, 1981.
62. Bratt, C., "Characteristics and Test Results of the United Stirling P40 Engine," United Stirling, Proceedings of the 15<sup>th</sup> IECEC, Seattle, Washington, August 8-12, 1980.
63. S. Holgersson, "Material Development for Automotive Stirling Engines," United Stirling, prepared for the Automotive Technology Development Contractors' Coordination Meeting, 1981.
64. B. Moodysson, "Upgraded Mod I Stirling Engine Design (MOD I-A)," United Stirling, prepared for the Automotive Technology Development Contractors' Coordination Meeting, 1983.

65. H. Nilsson and C. Bratt, "The V4-275R Stirling Engine in Underwater Application," United Stirling, Proceedings of the 21<sup>st</sup> IECEC, San Diego, August 25-29, 1986.
66. D.L. Bulzan, "Experimental Evaluation of Catalytic Combustion with Heat Removal," National Aeronautics and Space Administration, prepared for the Automotive Technology Development Contractors' Coordination Meeting, 1981.
67. D.C. Johnson, "Improved Stirling Engine Performance Using Jet Impingement," National Aeronautics and Space Administration, prepared for the Automotive Technology Development Contractors' Coordination Meeting, 1981.
68. "Status of Free Piston Stirling Engine Driven Heat Pumps-Development, Issues, and Options," ORNL/Sub/84-002051, prepared by the Arthur D. Little Company for Oak Ridge National Laboratory/U.S. Department of Energy, 1986.
69. O.R. Fauvel and G. Walker, "A Composite Heater for Stirling Engines: An Analysis of Improvement of Thermal Flux," University of Calgary, Proceedings of the 19<sup>th</sup> IECEC, San Francisco, August 19-24, 1984.
70. J.E. Noble, G. Lehman, and S.G. Emigh, "Materials for a Stirling Engine Heater Head," Stirling Technology Company, Proceedings of the 25<sup>th</sup> IECEC, Reno, Nev., August 12-17, 1990.
71. A. Gatti, "Sintered Silicon Nitride Recuperator Fabrication," DOE/NASA/0054-79-1, prepared by General Electric for the U.S. Department of Energy/National Aeronautics and Space Administration, 1980.
72. P.T. Harsha, "Performance Modeling of Advanced Gas Burner Systems," GRI-85/0079, Science Applications, Inc., prepared for the Gas Research Institute, 1985.

## **ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ – ΚΩΔΙΚΑΣ - ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ**

### ΔΕΔΟΜΕΝΑ ΠΟΥ ΔΙΝΟΝΤΑΙ

Υψηλότερη θερμική τιμή στον καυστήρα	$HHV_{Comb} := 5.488 \times 10^7$	J ana kg
Λόγος αέρα/καύσης	$AF_{Theo.Comb} := \frac{25.02}{1.25} \frac{lb}{1.22} \frac{lb}{lb}$	$AF_{Theo.Comb} = 16.407$
Μονάδες NTU του προθερμαντήρα	$Preheater_{NTU} := 14.6$	Μονάδες θερμικής απόδοσης
Περίσσεια του αέρα στον ανεμιστήρα εισόδου	$ExcessAir_{at.Blower.Inlet} := 0.25$	%
Διαρροή	$InletBlower_{Leakout} := 0$	%
Διαρροή	$OutletBlower_{Leakin} := 0$	%
Διαρροή	$OutletBlower_{Leakout} := 0$	%
EGR στον ανεμιστήρα εξόδου	$OutletBlower_{EGRIN} := 0$	%
EGR στον προθερμαντήρα αέρα	$AirPreheater_{EGRIN} := 0$	%
Διαρροή	$AirPreheater_{Leakin} := 0$	%
Διαρροή	$Combustor_{Leakout} := 0$	%
EGR στον καυστήρα	$Combustor_{EGROUT} := 0$	%
Διαρροή	$HeaterHead_{Leakout} := 0$	%
EGR στον προθερμαντήρα αέρα	$AirPreheater_{EGROUT} := 0$	%
EGR στον ανεμιστήρα εισόδου	$InletBlower_{EGROUT} := 0$	%
Ποσό θερμότητας που εισάγεται στον εσωτερικό ανεμιστήρα	$InletBlower_{Heat.Input} := 0$	
Διαρροή	$InletBlower_{Leakin} := 0$	%

Διαρροή	$\text{Leakage}_{\text{Prhtr.to.Recup}} := 0$	%
Μέση θερμοκρασία της κεφαλής του θερμοαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{Avg.Temp}} := 700$	K
Βαθμός απόδοσης της κεφαλής του θερμοαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{Fin.Eff}} := 0.9$	
Ειδική θερμότητα αέρα στο καυστήρα	$\text{Combustor}_{\text{Air.Spec.Heat}} := 711.75$	$\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
Πυκνότητα του καυστήρα	$\text{Combustor}_{\text{Density}} := 0.791$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Ποσό ισχύος που εισάγεται στον κύκλο	$\text{CycleHeat}_{\text{Input}} := 6.864 \cdot 10^3$	W
Θεωρητική θερμοκρασία φλόγας στον καυστήρα	$\text{FlameTemp}_{\text{Theo.Comb}} := 2255.3$	K
EGR από τον ανεμιστήρα εξόδου στον ανεμιστήρα εισόδου	$\text{EGR}_{\text{Exh.Blr.to.Inlet}} := 0.3$	
Σταθερά αερίων	$\text{Gas}_{\text{const}} := 8.315 \cdot 10^3$	$\frac{\text{cal}}{\text{kg}\cdot\text{mol}\cdot\text{K}}$
Θερμοκρασία εισόδου στον κύκλο	$\text{Inlet}_{\text{Temp}} := 95$	K
Ταχύτητα μάζας του εργαζόμενου μέσου	$\text{Preheater}_{\text{Mass.Velocity}} := 1.13$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\cdot\text{s}}$
Κόστος του αναγεννητή	$\text{Regenerator}_{\text{Cost(SQ-m)}} := 1$	\$/m
Διαρροή	$\text{Leakout}_{\text{Air.Preheater}} := 0$	
CGR από την κεφαλή του θερμοαντήρα στον καυστήρα	$\text{CGR}_{\text{Htr.Head.to.Comb}} := 0$	

Αδράνεια στον ανεμιστήρα εισόδου	$\text{InletBlower}_{\text{Inlet.Inert}} := 0$	
Κόστος της κεφαλής του θερμομαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{Cost(SQ-m)}} := 1$	\$/m
Μονάδες NTU στην κεφαλή του θερμομαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{Gas.Side.NTU}} := 2.5$	
	$\text{HeaterHead}_{\text{F.J}} := 5.5$	
Υδραυλική διάμετρος του προθερμομαντήρα	$\text{Preheater}_{\text{Hydr.Diam}} := 3.222 \cdot 10^{-3}$	m
Υδραυλική διάμετρος του αναζωογονητήρα	$\text{Recuperator}_{\text{Hydr.Diam}} := 3.222 \cdot 10^{-3}$	m
Διαρροή	$\text{Leakin}_{\text{Recuperator}} := \text{Leakout}_{\text{Air.Preheater}}$	
Υδραυλική διάμετρος της κεφαλής του θερμομαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{Hydr.Diam}} := 9.144 \cdot 10^{-4}$	m
Μονάδες NTU στην κρύα πλευρά της κεφαλής του θερμομαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{NTU.cold}} := \text{HeaterHead}_{\text{Gas.Side.NTU}}$	
Μονάδες NTU στην θερμή πλευρά της κεφαλής του θερμομαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{NTU.hot}} := \text{HeaterHead}_{\text{NTU.cold}}$	
Χαμηλότερη θερμοκή τιμή στον καυστήρα	$\text{Combustor}_{\text{LHV}} := 4.939 \cdot 10^7$	J/kg
Μονάδες NTU στην κρύα πλευρά του προθερμομαντήρα αέρα	$\text{AirPreheater}_{\text{NTU.cold}} := 14.6$	
EGR στην κεφαλή του θερμομαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{EGROUT}} := 0$	%
Ειδική θερμότητα των προϊόντων της καύσης	$\text{Combustor}_{\text{Prod.Spec.Heat}} := 804.79$	J/kg*K
Ειδική ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου στην κεφαλή του θερμομαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{Mass.Velocity}} := 4.747$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}$
Μονάδες NTU στην κρύα πλευρά του αναζωογονητήρα	$\text{Recuperator}_{\text{NTU.cold}} := \text{AirPreheater}_{\text{NTU.cold}}$	

**Οι μεταβλητές τις οποίες θα αλλάζουμε εμείς είναι:**

Ροή του καυσίμου στον καυστήρα	$\text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}} := 1.549 \times 10^{-4}$	$\frac{\text{kg}}{\text{sec}}$
Θερμοκρασία στην είσοδο της κεφαλής του θερμαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{THIN}} := 349\text{K}$	K
Θερμοκρασία στην έξοδο της κεφαλής του θερμαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{THOUT}} := 146\text{K}$	K

**Οι σχέσεις από τις οποίες προκύπτουν τα αποτελέσματα είναι οι παρακάτω:**

Εσωτερικός ρυθμός ροής στον ανεμιστήρα εισόδου	$\text{InletBlower}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} := 20.51 \cdot \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}}$
Εισαγωγή θερμότητας στον καυστήρα	$\text{Combustor}_{\text{Heat.Input}} := \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}} \cdot \text{HHV}_{\text{Comb}}$
Απώλειες εξάτμισης	$\text{NetStackLoss} := \text{HHV}_{\text{Comb}} \cdot \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}} - \text{CycleHeat}_{\text{Input}}$
Θερμοκρασία εισόδου στον ανεμιστήρα εισόδου	$\text{InletBlower}_{\text{Inlet.Temp}} := \text{Inlet}_{\text{Temp}}$
Εσωτερική ενθαλπία στον ανεμιστήρα εισόδου	$\text{InletBlower}_{\text{Inlet.Enthalpy}} := \text{Combustor}_{\text{Air.Spec.Heat}} \cdot \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Temp}}$
Ενθαλπία εισόδου	$\text{Enthalpy}_{\text{Inlet}} := \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} \cdot \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Enthalpy}}$
Απώλειες εξάτμισης χαμηλότερης θερμικής τιμής:	

$$\text{StackLoss}_{\text{LHV}} := -\text{NetStackLoss} + \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}} \cdot (\text{HHV}_{\text{Comb}} - \text{Combustor}_{\text{LHV}}) \dots + (-\text{Enthalpy}_{\text{Inlet}}) - \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}} \cdot 0.6 \cdot \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Temp}}$$

EGR στον ανεμιστήρα εισόδου	$\text{InletBlower}_{\text{EGRIN}} := \text{EGR}_{\text{Exh.Blr.to.Inlet}} \cdot \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Flow.Rate}}$
Συνολική εισερχόμενη ροή στον καυστήρα	$\text{Combustor}_{\text{Total.Flow.In}} := 20.51 \cdot \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}} + \text{InletBlower}_{\text{EGRIN}}$



Εξερχόμενος ρυθμός από τον αναζωογονητήρα

$$\text{Recuperator}_{\text{Outlet.Flow.Rate}} := \text{Combustor}_{\text{Total.Flow.In}} + \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}}$$

Εξερχόμενος ρυθμός από τον ανεμιστήρα εξόδου

$$\text{OutletBlower}_{\text{Outlet.Flow.Rate}} := \text{Recuperator}_{\text{Outlet.Flow.Rate}} - 6.153 \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}}$$

Συνολική ροή που περνάει από τον ανεμιστήρα εξόδου

$$\text{OutletBlower}_{\text{Total.Flow.In}} := \text{OutletBlower}_{\text{Outlet.Flow.Rate}} \dots + \text{EGR}_{\text{Exh.Blr.to.Inlet}} \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Flow.Rate}}$$

EGR του ανεμιστήρα εξόδου

$$\text{OutletBlower}_{\text{EGROUT}} := \text{EGR}_{\text{Exh.Blr.to.Inlet}} \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Flow.Rate}}$$

Συνολική εισερχόμενη ροή που περνάει από τον ανεμιστήρα εισόδου

$$\text{InletBlower}_{\text{Total.Flow.In}} := \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} \dots + \text{InletBlower}_{\text{EGRIN}} + \text{InletBlower}_{\text{Leakin}}$$

Συνολική εξερχόμενη ροή που περνάει από τον ανεμιστήρα εισόδου

$$\text{InletBlower}_{\text{Total.Flow.Out}} := \text{InletBlower}_{\text{Total.Flow.In}}$$

Ρυθμός εξόδου ροής από τον ανεμιστήρα εισόδου

$$\text{InletBlower}_{\text{Outlet.Flow.Rate}} := \text{InletBlower}_{\text{Total.Flow.Out}} \dots + (-\text{InletBlower}_{\text{Leakout}}) - \text{InletBlower}_{\text{EGROUT}}$$

Ρυθμός εισόδου ροής στον προθερμαντήρα αέρα

$$\text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} := \text{InletBlower}_{\text{Outlet.Flow.Rate}}$$

Συνολική εισερχόμενη ροή στον προθερμαντήρα αέρα

$$\text{AirPreheater}_{\text{Total.Flow.In}} := \text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} \dots + \text{AirPreheater}_{\text{EGRIN}} + \text{AirPreheater}_{\text{Leakin}}$$

Συνολική εξερχόμενη ροή από τον προθερμαντήρα αέρα

$$\text{AirPreheater}_{\text{Total.Flow.Out}} := \text{AirPreheater}_{\text{Total.Flow.In}}$$

Συνολική εξερχόμενη ροή από τον καυστήρα

$$\text{Combustor}_{\text{Total.Flow.Out}} := \text{Combustor}_{\text{Total.Flow.In}} + \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}}$$

Ρυθμός εξόδου ροής από τον καυστήρα

$$\text{Combustor}_{\text{Outlet.Flow.Rate}} := \text{Combustor}_{\text{Total.Flow.Out}} \dots + (-\text{Combustor}_{\text{Leakout}}) - \text{Combustor}_{\text{EGROUT}}$$

Συνολική εισερχόμενη ροή στην κεφαλή του θερμομαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Total.Flow.In}} := \text{Combustor}_{\text{Outlet.Flow.Rate}}$$

Συνολική εξερχόμενη ροή από την κεφαλή του θερμομαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Total.Flow.Out}} := \text{HeaterHead}_{\text{Total.Flow.In}}$$

Ρυθμός εξόδου ροής από την κεφαλή του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Outlet.Flow.Rate}} := \text{HeaterHead}_{\text{Total.Flow.Out}} \dots + (-\text{HeaterHead}_{\text{Leakout}}) - \text{HeaterHead}_{\text{EGROUT}}$$

Ρυθμός εισόδου ροής στον αναζωογονητήρα

$$\text{Recuperator}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} := \text{HeaterHead}_{\text{Outlet.Flow.Rate}}$$

Ρυθμός εξόδου ροής από τον προθερμαντήρα

$$\text{AirPreheater}_{\text{Outlet.Flow.Rate}} := \text{AirPreheater}_{\text{Total.Flow.Out}} \dots + (-\text{Leakout}_{\text{Air.Preheater}}) - \text{AirPreheater}_{\text{EGROUT}}$$

Ρυθμός εισόδου ροής στον καυστήρα

$$\text{Combustor}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} := \text{AirPreheater}_{\text{Outlet.Flow.Rate}}$$

Αδράνεια του αέρα στην έξοδο του αναζωογονητήρα:

$$\text{Recuperator}_{\text{Outlet.Inert}} := \frac{\text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}} \cdot (\text{AF}_{\text{Theo.Comb}} + 1)}{\text{Combustor}_{\text{Total.Flow.In}} + \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}} \dots + \left( -\text{Combustor}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} \cdot \frac{\text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} \cdot \text{InletBlower}_{\text{EGRIN}}}{\text{AirPreheater}_{\text{Total.Flow.In}} \cdot \text{InletBlower}_{\text{Total.Flow.In}}} \right)}$$

Αδράνεια του αέρα στην είσοδο του καυστήρα

$$\text{Combustor}_{\text{Outlet.Inert}} := \text{Recuperator}_{\text{Outlet.Inert}}$$

Αδράνεια του αέρα στην είσοδο της κεφαλής του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Inlet.Inert}} := \text{Combustor}_{\text{Outlet.Inert}}$$

Αδράνεια του αέρα στην έξοδο της κεφαλής του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Outlet.Inert}} := \text{HeaterHead}_{\text{Inlet.Inert}}$$

Αδράνεια του αέρα στην είσοδο του αναζωογονητήρα

$$\text{Recuperator}_{\text{Inlet.Inert}} := \text{HeaterHead}_{\text{Outlet.Inert}}$$

Αδράνεια του αέρα στην έξοδο του ανεμιστήρα εισόδου

$$\text{InletBlower}_{\text{Outlet.Inert}} := \left( \frac{\text{InletBlower}_{\text{Inlet.Inert}} \cdot \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} \dots + \text{InletBlower}_{\text{EGRIN}} \cdot \text{Recuperator}_{\text{Outlet.Inert}}}{\text{InletBlower}_{\text{Total.Flow.In}}} \right)$$

Αδράνεια του αέρα στην είσοδο του προθερμαντήρα αέρα

$$\text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Inert}} := \text{InletBlower}_{\text{Outlet.Inert}}$$

Αδράνεια του αέρα στην έξοδο του προθερμαντήρα αέρα	$\text{AirPreheater}_{\text{Outlet.Inert}} := \frac{\left( \text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} \cdot \text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Inert}} \dots \right) + 0 \cdot \text{Recuperator}_{\text{Outlet.Inert}}}{\text{AirPreheater}_{\text{Total.Flow.In}}}$
Αδράνεια του αέρα στην είσοδο του καυστήρα	$\text{Combustor}_{\text{Inlet.Inert}} := \text{AirPreheater}_{\text{Outlet.Inert}}$
Ισοζύγιο μάζας	$\text{Mass}_{\text{In.vs.Out}} := \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} \dots + \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}} - \text{OutletBlower}_{\text{Outlet.Flow.Rate}}$
Εισαγώμενη ποσότητα καυσίμου	$\text{Fuel}_{\text{Input}} := \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}} \cdot \left( \text{Combustor}_{\text{LHV}} + 0.6 \cdot \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Temp}} \right)$
Ενθαλπία εξόδου του ανεμιστήρα εξόδου	$\text{OutletBlower}_{\text{Outlet.Enthalpy}} := \frac{-\text{StackLoss}_{\text{LHV}}}{\text{OutletBlower}_{\text{Outlet.Flow.Rate}}}$
Απώλειες εξάτμισης υψηλότερης θερμικής τιμής	$\text{StackLoss}_{\text{HHV}} := \text{StackLoss}_{\text{LHV}} - \text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}} \cdot \left( \text{HHV}_{\text{Comb}} - \text{Combustor}_{\text{LHV}} \right)$
Ποσοστό απωλειών	$\text{StackLoss}_{\text{HHV.}\%} := \frac{\text{NetStackLoss}}{\text{Combustor}_{\text{Heat.Input}}}$
Απόδοση Carnot	$\text{CarnotEfficiency} := 1 - \frac{460 + \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Temp}}}{460 + 32 + 1.8 \cdot \text{HeaterHead}_{\text{Avg.Temp}}}$
Απόδοση Carnot X Απόδοση καυστήρα	$\text{Efficiency}_{\text{CarnotXcomb}} := \text{CarnotEfficiency} \cdot \left( 1 - \text{StackLoss}_{\text{HHV.}\%} \right)$
Πόσοστό οξυγόνου	$\text{Oxygen}_{\%} := .21 \cdot \left( 1 - \text{Combustor}_{\text{Outlet.Inert}} \right)$
"Ρίζα" του ποσοστού του οξυγόνου	$\text{Oxygen} := \text{Oxygen}_{\%}^{0.5}$
Ποσοστό αζώτου	$\text{Nitrogen}_{\%} := 0.79 \cdot \left( 1 - \text{Combustor}_{\text{Outlet.Inert}} \right) + 0.71 \cdot \text{Combustor}_{\text{Outlet.Inert}}$
Ρυθμός εισόδου ροής στον ανεμιστήρα εξόδου	$\text{OutletBlower}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} := \text{Recuperator}_{\text{Outlet.Flow.Rate}}$

Συνολική ροή που εξέρχεται από τον εξωτερικό ανεμιστήρα

$$\text{OutletBlower}_{\text{Total.Flow.Out}} := \text{OutletBlower}_{\text{Total.Flow.In}}$$

Αδράνεια του αέρα στην είσοδο του ανεμιστήρα εξόδου

$$\text{OutletBlower}_{\text{Inlet.Inert}} := \text{Recuperator}_{\text{Outlet.Inert}}$$

Αδράνεια του αέρα στην έξοδο του ανεμιστήρα εξόδου

$$\text{OutletBlower}_{\text{Outlet.Inert}} := \text{OutletBlower}_{\text{Inlet.Inert}}$$

Ρυθμός εισόδου ροής στην κεφαλή του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} := \text{Combustor}_{\text{Outlet.Flow.Rate}}$$

Θερμοκρασία νερού στην θερμή πλευρά της κεφαλής του θερμοαντήρα:

$$\text{HeaterHead}_{\text{WC.HOT}} := \left[ \begin{array}{l} \text{HeaterHead}_{\text{Inlet.Inert}} \cdot \text{Combustor}_{\text{Prod.Spec.Heat}} \dots \\ + (1 - \text{HeaterHead}_{\text{Inlet.Inert}}) \cdot \text{Combustor}_{\text{Air.Spec.Heat}} \end{array} \right] \cdot \text{HeaterHead}_{\text{Total.Flow.In}}$$

Θερμοκρασία νερού στην ψυχρή πλευρά της κεφαλής του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{WC.COLD}} := \text{HeaterHead}_{\text{WC.HOT}} - 10$$

Ελάχιστη θερμοκρασία νερού στην κεφαλή του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{WC.min}} := \min(\text{HeaterHead}_{\text{WC.COLD}}, \text{HeaterHead}_{\text{WC.HOT}})$$

Μέγιστη θερμοκρασία νερού στην κεφαλή του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{WC.max}} := \max(\text{HeaterHead}_{\text{WC.COLD}}, \text{HeaterHead}_{\text{WC.HOT}})$$

Σύνολο θερμικών μονάδων που περνάνε από την κεφαλή του προθερμοαντήρα:

$$\text{HeaterHead}_{\text{NTU.Total}} := \frac{1}{\text{HeaterHead}_{\text{WC.min}} \left( \frac{1}{\text{HeaterHead}_{\text{NTU.hot}} \cdot \text{HeaterHead}_{\text{WC.HOT}} \dots} + \frac{1}{\text{HeaterHead}_{\text{NTU.cold}} \cdot \text{HeaterHead}_{\text{WC.COLD}}} \right)}$$

Ποσοστό EGR στον καυστήρα

$$\text{Combustor}_{\text{EGRIN}} := \text{HeaterHead}_{\text{EGROU}}$$

Ρυθμός καύσης υψηλότερης θερμικής τιμής

$$\text{HHV}_{\text{Firing.Rate}} := \text{CycleHeat}_{\text{Input}} + \text{NetStackLoss}$$

Ποσοστό οξυγόνου  
στον καυστήρα

$$\text{Combustor}_{\text{PCT.Oxygen}} := \text{Oxygen}_{\%}$$

Περίσσεια του αέρα  
στον καυστήρα

$$\text{Combustor}_{\text{Excess.Air}} := \frac{\text{Combustor}_{\text{Total.Flow.Out}} \cdot (1 - \text{Combustor}_{\text{Outlet.Inert}})}{\text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}} \cdot \text{AF}_{\text{Theo.Comb}}}$$

Θερμοκρασία νερού στην ψυχρή  
πλευρά του προθερμαντήρα αέρα:

$$\text{AirPreheater}_{\text{WC.Cold}} := \left( \frac{\text{AirPreheater}_{\text{Total.Flow.In}} \cdots + \text{AirPreheater}_{\text{Total.Flow.Out}}}{2} \right) \cdot \left[ \text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Inert}} \cdot \text{Combustor}_{\text{Prod.Spec.Heat}} \cdots + (1 - \text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Inert}}) \cdot \text{Combustor}_{\text{Air.Spec.Heat}} \right]$$

Βαθμός απόδοσης της  
κεφαλής του θερμομαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Effectiveness}} := \frac{-\text{HeaterHead}_{\text{NTU.Total}} \cdot \left( 1 - \frac{\text{HeaterHead}_{\text{WC.min}}}{\text{HeaterHead}_{\text{WC.max}}} \right)}{1 - e^{-\frac{\text{HeaterHead}_{\text{WC.min}}}{\text{HeaterHead}_{\text{WC.max}}} \cdot \text{HeaterHead}_{\text{NTU.Total}} \cdot \left( 1 - \frac{\text{HeaterHead}_{\text{WC.min}}}{\text{HeaterHead}_{\text{WC.max}}} \right)}}$$

EGR στον αναζωογονητήρα

$$\text{Recuperator}_{\text{EGRIN}} := 0$$

Συνολική εισερχόμενη ροή  
στον αναζωογονητήρα

$$\text{Recuperator}_{\text{Total.Flow.In}} := \text{Recuperator}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} \cdots + \text{Recuperator}_{\text{EGRIN}} + \text{Leakin}_{\text{Recuperator}}$$

Συνολική εξερχόμενη ροή  
στον αναζωογονητήρα

$$\text{Recuperator}_{\text{Total.Flow.Out}} := \text{Recuperator}_{\text{Total.Flow.In}}$$

Θερμοκρασία νερού στη ψυχρή πλευρά  
ου αναζωογονητή.

$$\text{Recuperator}_{\text{WC.Cold}} := \text{AirPreheater}_{\text{WC.Cold}}$$

Θερμοκρασία νερού στην θερμή  
πλευρά του προθερμαντήρα αέρα:

$$\text{AirPreheater}_{\text{WC.Hot}} := \frac{\text{Recuperator}_{\text{Total.Flow.In}} \cdots + \text{Recuperator}_{\text{Total.Flow.Out}}}{2} \cdot \left[ \left( \text{Recuperator}_{\text{Inlet.Inert}} \cdots + \text{Recuperator}_{\text{Outlet.Inert}} \right) \cdot 0.5 \cdot \text{Combustor}_{\text{Prod.Spec.Heat}} \cdots + \left( 1 - \frac{\text{Recuperator}_{\text{Inlet.Inert}} \cdots + \text{Recuperator}_{\text{Outlet.Inert}}}{2} \right) \cdot \text{Combustor}_{\text{Air.Spec.Heat}} \right]$$

Ελάχιστη θερμοκρασία νερού στον προθερμαντήρα αέρα	$\text{AirPreheater}_{\text{WC.min}} := \min(\text{AirPreheater}_{\text{WC.Cold}}, \text{AirPreheater}_{\text{WC.Hot}})$
Μέγιστη θερμοκρασία νερού στον προθερμαντήρα αέρα	$\text{AirPreheater}_{\text{WC.max}} := \max(\text{AirPreheater}_{\text{WC.Cold}}, \text{AirPreheater}_{\text{WC.Hot}})$
Θερμοκρασία νερού στην θερμή πλευρά του αναζωονητήρα	$\text{Recuperator}_{\text{WC.Hot}} := \text{AirPreheater}_{\text{WC.Hot}}$
Ελάχιστη θερμοκρασία νερού στον αναζωονητήρα	$\text{Recuperator}_{\text{WC.min}} := \text{AirPreheater}_{\text{WC.min}}$
Μέγιστη θερμοκρασία νερού στον αναζωονητήρα	$\text{Recuperator}_{\text{WC.max}} := \text{AirPreheater}_{\text{WC.max}}$
Ποσοστό οξυγόνου στην εξάτμιση	$\text{Stack}_{\text{PCT.Oxygen}} := 0.21(1 - \text{OutletBlower}_{\text{Outlet.Inert}})$
Ισχύς στην μισή απόδοση Carnot	$\text{ShaftPower}_{\text{at.0.5.Carnot}} := \text{Efficiency}_{\text{Carnot}} \times \text{comb} \cdot \frac{\text{HHV}_{\text{Firing.Rate}}}{2 \cdot 3.413}$
Κόστος αερίου	$\text{GasCost} := 6 \cdot \frac{\text{HHV}_{\text{Firing.Rate}}}{1000 \text{ShaftPower}_{\text{at.0.5.Carnot}}}$
Θερμοκρασία του αέρα στην είσοδο της κεφαλής του θερμαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{TCIN}} := 32 + 1.8 \text{HeaterHead}_{\text{Avg.Temp}} - \frac{(.01) \cdot (\text{HeaterHead}_{\text{THIN}} - \text{HeaterHead}_{\text{THOUT}})}{2}$
Θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο της κεφαλής του θερμαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{TCOUT}} := \text{HeaterHead}_{\text{TCIN}} + \text{HeaterHead}_{\text{Effectiveness}} \cdot \text{HeaterHead}_{\text{WC.min}} \cdot \left[ \frac{\text{HeaterHead}_{\text{THIN}} + (-\text{HeaterHead}_{\text{TCIN}})}{\text{HeaterHead}_{\text{WC.COLD}}} \right]$
Μέση θερμοκρασία αέρα στην κεφαλή του θερμαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{Aver.Temp}} := \frac{\text{HeaterHead}_{\text{TCIN}} + \text{HeaterHead}_{\text{TCOUT}}}{2}$
Μέση τιμή ιξώδους στην κεφαλή του θερμαντήρα	$\text{HeaterHead}_{\text{Avg.Visc}} := 0.00126(460 + \text{HeaterHead}_{\text{Aver.Temp}})^{0.583}$

Αριθμός Reynolds στην κεφαλή του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Reynolds.Number}} := \text{HeaterHead}_{\text{Mass.Velocity}} \cdot \frac{\text{HeaterHead}_{\text{Hydr.Diam}}}{\text{HeaterHead}_{\text{Avg.Visc}}} \cdot 1000$$

Παράγοντας J της κεφαλής του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{J.factor}} := \frac{0.18}{\text{HeaterHead}_{\text{Reynolds.Number}}^{0.4}}$$

Θερμοκρασία εισόδου στην κεφαλή του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Inlet.Temp}} := \text{HeaterHead}_{\text{TTHIN}}$$

Θερμοκρασία εξόδου από τον καυστήρα

$$\text{Combustor}_{\text{Outlet.Temp}} := \text{HeaterHead}_{\text{Inlet.Temp}}$$

Πόσο θερμότητα που εισέρχεται στην κεφαλή του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Heat.Input}} := \text{HeaterHead}_{\text{WC.HOT}} (\text{HeaterHead}_{\text{TTHOUT}} - \text{HeaterHead}_{\text{TTHIN}})$$

Ενθαλπία εξόδου από τον καυστήρα

$$\text{Combustor}_{\text{Outlet.Enthalpy}} := \text{Combustor}_{\text{Outlet.Temp}} \left[ \text{Combustor}_{\text{Outlet.Inert}} \cdot \text{Combustor}_{\text{Prod.Spec.Heat}} \dots + (1 - \text{Combustor}_{\text{Outlet.Inert}}) \text{Combustor}_{\text{Air.Spec.Heat}} \right]$$

Ενθαλπία εισόδου στην κεφαλή του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Inlet.Enthalpy}} := \text{Combustor}_{\text{Outlet.Enthalpy}}$$

Ενθαλπία εξόδου της κεφαλής του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Outlet.Enthalpy}} := \frac{\text{HeaterHead}_{\text{Heat.Input}} + \text{HeaterHead}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} \cdot \text{HeaterHead}_{\text{Inlet.Enthalpy}}}{\text{HeaterHead}_{\text{Total.Flow.Out}}}$$

Θερμοκρασία εξόδου της κεφαλής του θερμοαντήρα

$$\text{HeaterHead}_{\text{Outlet.Temp}} := \frac{\text{HeaterHead}_{\text{Outlet.Enthalpy}}}{\text{HeaterHead}_{\text{Outlet.Inert}} \cdot \text{Combustor}_{\text{Prod.Spec.Heat}} \dots + (1 - \text{HeaterHead}_{\text{Outlet.Inert}}) \cdot \text{Combustor}_{\text{Air.Spec.Heat}}}$$

Ενθαλπία εισόδου στον καυστήρα

$$\text{Combustor}_{\text{Inlet.Enthalpy}} := \frac{\text{Combustor}_{\text{Outlet.Enthalpy}} \cdot \text{Combustor}_{\text{Total.Flow.Out}} \dots + (-\text{Combustor}_{\text{Fuel.Flow}}) \cdot 0.6 \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Temp}} - \frac{\text{Combustor}_{\text{Heat.Input}} \cdot \text{Combustor}_{\text{LHV}}}{\text{HHV}_{\text{Comb}}}}{\text{Combustor}_{\text{Inlet.Flow.Rate}}}$$

Ενθαλπία εξόδου από τον προθερμαντήρα αέρα

$$\text{AirPreheaterOutlet.Enthalpy} := \text{CombustorInlet.Enthalpy}$$

EGR στην είσοδο του καυστήρα

$$\text{CombustorEGRINHIN} := \text{HeaterHeadOutlet.Enthalpy}$$

Διαρροή στην έξοδο του καυστήρα

$$\text{CombustorLEAKOUTHOUT} := \frac{\text{CombustorOutlet.Enthalpy} + \text{CombustorInlet.Enthalpy}}{2}$$

Ενθαλπία στην είσοδο του αναζωογονητήρα

$$\text{RecuperatorInlet.Enthalpy} := \text{HeaterHeadOutlet.Enthalpy}$$

Θερμοκρασία εξόδου από τον προθερμαντήρα αέρα

$$\text{AirPreheaterOutlet.Temp} := \frac{\text{AirPreheaterOutlet.Enthalpy}}{\text{AirPreheaterOutlet.Inert} \cdot \text{CombustorProd.Spec.Heat} + (1 - \text{AirPreheaterOutlet.Inert}) \cdot \text{CombustorAir.Spec.Heat}}$$

Επιφάνεια της κεφαλής του θερμαντήρα

$$\text{HeaterHeadSurface.Area} := \frac{\text{HeaterHeadGas.Side.NTU}^{0.7} \cdot 0.667 \cdot 0.5 \cdot \left( \text{HeaterHeadTotal.Flow.In} + \text{HeaterHeadTotal.Flow.Out} \right)}{\text{HeaterHeadFin.Eff} \cdot \text{HeaterHeadJ.factor} \cdot \text{HeaterHeadMass.Velocity}}$$

Μήκος της κεφαλής του θερμαντήρα

$$\text{HeaterHeadLength} := \frac{\text{HeaterHeadHydr.Diam} \cdot \text{HeaterHeadSurface.Area} \cdot \text{HeaterHeadMass.Velocity}^2}{4 \cdot \left( \text{HeaterHeadTotal.Flow.In} + \text{HeaterHeadTotal.Flow.Out} \right)}$$

Κόστος της κεφαλής του θερμαντήρα

$$\text{HeaterHeadCost} := \text{HeaterHeadCost(SQ-m)} \cdot \text{HeaterHeadSurface.Area}$$

Θερμοκρασία εισόδου στον καυστήρα

$$\text{CombustorInlet.Temp} := \text{AirPreheaterOutlet.Temp}$$

Θερμοκρασία εισόδου στον αναζωογονητήρα

$$\text{RecuperatorInlet.Temp} := \text{HeaterHeadOutlet.Temp}$$

Θερμοκρασία εξόδου από τον ανεμιστήρα εξόδου

$$\text{OutletBlowerOutlet.Temp} := \frac{\text{OutletBlowerOutlet.Enthalpy}}{\text{OutletBlowerOutlet.Inert} \cdot \text{CombustorProd.Spec.Heat} + (1 - \text{OutletBlowerOutlet.Inert}) \cdot \text{CombustorAir.Spec.Heat}}$$

Ποσο θερμότητας που αποδίδεται από τον θερμαντήρα

$$\text{HeaterOutput} := \text{HeaterHeadHeat.Input}$$



Ισοζύγιο ενέργειας	$Heat_{In.vs.Out} := Enthalpy_{Inlet} + Fuel_{Input} + Heater_{Output} + StackLoss_{LHV}$
Θερμοκρασία του μοντέλου NOx	$Temp_{NOx.model} := \frac{Combustor_{Outlet.Temp} + 460}{1.8}$
Ποσότητα NOx στην μονάδα του χρόνου	$NOx_{d(NO)/dt} := 3 \cdot 10^{14} \cdot e^{\frac{-129000}{Gas_{const} \cdot Temp_{NOx.model}}} \cdot Nitrogen_{\%} \cdot Oxygen$
Ρυθμός παραγωγής NOx	$NOx_{d(NO)/dt} \cdot (ppm/sec) := \frac{1000000 \cdot NOx_{d(NO)/dt}}{(Gas_{const} \cdot Temp_{NOx.model})^{0.5}}$
Θερμοκρασία καυσαερίων	$Temp_{Exhaust} := OutletBlower_{Outlet.Temp}$
Μέση θερμοκρασία στο θερμό άκρο του αναζωογονητήρα	$Recup_{Avg.hot.end.temp} := \frac{Combustor_{Inlet.Temp} + Recuperator_{Inlet.Temp}}{2}$
Ενθαλπία εισόδου στον ανεμιστήρα εξόδου	$OutletBlower_{Inlet.Enthalpy} := OutletBlower_{Outlet.Enthalpy} \cdot \frac{OutletBlower_{Total.Flow.Out}}{OutletBlower_{Inlet.Flow.Rate}}$
Ενθαλπία εξόδου του αναζωογονητήρα	$Recup_{Outlet.Enthalpy} := OutletBlower_{Inlet.Enthalpy}$
Διαρροή στην έξοδο του ανεμιστήρα εξόδου	$OutletBlower_{LEAKOUTHOUT} := \frac{OutletBlower_{Inlet.Enthalpy} + OutletBlower_{Outlet.Enthalpy}}{2}$
Ποσό θερμότητας που εισάγεται στον αναζωογονητήρα	$Recup_{Heat.Input} := Recup_{Outlet.Enthalpy} \cdot Recuperator_{Total.Flow.Out} \dots + (-Recuperator_{Inlet.Flow.Rate} \cdot Recuperator_{Inlet.Enthalpy})$
Ποσό θερμότητας που εισάγεται στον προθερμαντήρα αέρα	$AirPreheater_{Heat.Input} := -Recup_{Heat.Input}$
Θερμοκρασία εξόδου του αναζωογονητήρα	$Recup_{Outlet.Temp} := \frac{Recup_{Outlet.Enthalpy}}{Recuperator_{Outlet.Inert} \cdot Combustor_{Prod.Spec.Heat} \dots + (1 - Recuperator_{Outlet.Inert}) \cdot Combustor_{Air.Spec.Heat}}$
Διαρροή στην έξοδο του αναζωογονητήρα	$Recup_{LEAKOUTHOUT} := \frac{Recup_{Outlet.Enthalpy} + Recuperator_{Inlet.Enthalpy}}{2}$
EGR στην είσοδο του ανεμιστήρα εισόδου	$InletBlower_{EGRINHIN} := Recup_{Outlet.Enthalpy}$

Ενθαλπία εξόδου του ανεμιστήρα εισόδου	$\text{InletBlower}_{\text{Outlet.Enthalpy}} := \frac{\text{InletBlower}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} \cdot \text{InletBlower}_{\text{Inlet.Enthalpy}} \dots + \text{InletBlower}_{\text{EGRIN}} \text{InletBlower}_{\text{EGRINHIN}}}{\text{InletBlower}_{\text{Total.Flow.Out}}}$
Θερμοκρασία εξόδου από τον ανεμιστήρα εισόδου	$\text{InletBlower}_{\text{Outlet.Temp}} := \frac{\text{InletBlower}_{\text{Outlet.Enthalpy}}}{\text{InletBlower}_{\text{Outlet.Inert}} \cdot \text{Combustor}_{\text{Prod.Spec.Heat}} \dots + (1 - \text{InletBlower}_{\text{Outlet.Inert}}) \cdot \text{Combustor}_{\text{Air.Spec.Heat}}}$
Διαρροή στην έξοδο του ανεμιστήρα εισόδου	$\text{InletBlower}_{\text{LEAKOUTHOUT}} := \frac{\text{InletBlower}_{\text{Inlet.Enthalpy}} + \text{InletBlower}_{\text{Outlet.Enthalpy}}}{2}$
Ενθαλπία εισόδου στον προθερμαντήρα αέρα	$\text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Enthalpy}} := \text{InletBlower}_{\text{Outlet.Enthalpy}}$
Διαρροή στην έξοδο του προθερμαντήρα αέρα	$\text{AirPreheater}_{\text{LEAKOUTHOUT}} := \frac{\text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Enthalpy}} + \text{AirPreheater}_{\text{Outlet.Enthalpy}}}{2}$
Θερμοκρασία εισόδου στον προθερμαντήρα αέρα	$\text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Temp}} := \text{InletBlower}_{\text{Outlet.Temp}}$
Διαρροή στην είσοδο του αναζωγονητήρα	$\text{Recuperator}_{\text{LEAKINHIN}} := \text{AirPreheater}_{\text{LEAKOUTHOUT}}$
Θερμοκρασία καυσαερίων στην είσοδο του προθερμαντήρα αέρα	$\text{AirPreheater}_{\text{THIN}} := \text{Recuperator}_{\text{Inlet.Temp}}$
Θερμοκρασία αέρα στην είσοδο του προθερμαντήρα αέρα	
	$\text{AirPreheater}_{\text{TCIN}} := \frac{\text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Flow.Rate}} \cdot \text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Enthalpy}}}{\left[ \text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Inert}} \cdot \text{Combustor}_{\text{Prod.Spec.Heat}} \dots + (1 - \text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Inert}}) \cdot \text{Combustor}_{\text{Air.Spec.Heat}} \right]} \cdot \text{AirPreheater}_{\text{Inlet.Flow.Rate}}$
Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του προθερμαντήρα αέρα	$\text{AirPreheater}_{\text{TCOUT}} := \text{AirPreheater}_{\text{TCIN}} + \frac{\text{AirPreheater}_{\text{Heat.Input}}}{\text{AirPreheater}_{\text{WC.Cold}}}$
Μέση τιμή ιξώδους του προθερμαντήρα αέρα	$\text{AirPreheater}_{\text{Avg.Visc}} := 0.00126 \left[ 460 + \frac{(\text{AirPreheater}_{\text{TCIN}} + \text{AirPreheater}_{\text{TCOUT}})}{2} \right]^{0.583}$
Αριθμός Reynolds του προθερμαντήρα αέρα	$\text{AirPreheater}_{\text{Reynolds.Number}} := \text{Preheater}_{\text{Mass.Velocity}} \cdot \frac{\text{Preheater}_{\text{Hydr.Diam}}}{\text{AirPreheater}_{\text{Avg.Visc}}}$

Παράγοντας J του  
προθερμαντήρα αέρα

$$\text{AirPreheaterJ.factor} := \left( \begin{array}{l} \frac{4.3}{\text{AirPreheaterReynolds.Number}} \quad \text{if } \text{AirPreheaterReynolds.Number} < 2000 \\ \frac{0.019}{\text{AirPreheaterReynolds.Number}^{0.2}} \quad \text{otherwise} \end{array} \right)$$

Επιφάνεια του  
προθερμαντήρα αέρα

$$\text{PreheaterSurface.area} := \text{PreheaterNTU}^{0.7^{0.667}} \cdot 0.5 \cdot \frac{(\text{AirPreheaterTotal.Flow.In} + \text{AirPreheaterTotal.Flow.Out})}{\text{AirPreheaterJ.factor} \cdot \text{PreheaterMass.Velocity}}$$

Επιφάνεια του  
αναζωγονητήρα

$$\text{RecuperatorSurface.area} := \text{PreheaterSurface.area}$$

Μήκος του  
προθερμαντήρα αέρα

$$\text{PreheaterLenght} := \frac{\text{PreheaterSurface.area} \cdot \text{PreheaterHydr.Diam} \cdot \text{PreheaterMass.Velocity}}{0.5 \cdot (\text{AirPreheaterTotal.Flow.In} + \text{AirPreheaterTotal.Flow.Out}) \cdot 4}$$

Μήκος του  
αναζωγονητήρα

$$\text{RecuperatorLenght} := \text{PreheaterLenght}$$

Κόστος αναγεννητή

$$\text{RegeneratorCost} := \text{RegeneratorCost(SQ-m)} \cdot \text{PreheaterSurface.area}$$

Συνολικό κόστος

$$\text{EHS}_{\text{Total.Cost}} := \text{RegeneratorCost} + \text{HeaterHeadCost}$$

Ταχύτητα μάζας στον  
αναζωγονητήρα

$$\text{RecuperatorMass.Velocity} := 4 \cdot \text{RecuperatorLenght}^{0.5} \cdot \frac{(\text{RecuperatorTotal.Flow.In} + \text{RecuperatorTotal.Flow.Out})}{\text{RecuperatorHydr.Diam} \cdot \text{RecuperatorSurface.area}}$$

Θερμοκρασία αέρα στην  
είσοδο του αναζωγονητήρα

$$\text{RecuperatorTCIN} := \text{AirPreheaterTCIN}$$

Θερμοκρασία αέρα στην  
έξοδο του αναζωγονητήρα

$$\text{RecuperatorTCOUT} := \text{AirPreheaterTCOUT}$$

Θερμοκρασία καυσαερίων στην  
είσοδο του αναζωγονητήρα

$$\text{RecuperatorTHIN} := \text{AirPreheaterTHIN}$$

Θερμοκρασία εισόδου στον  
ανεμιστήρα εξόδου

$$\text{OutletBlowerInlet.Temp} := \text{RecupOutlet.Temp}$$

Πτώση πίεσης στον  
προθερμαντήρα αέρα

$$\text{PreheaterPressure.Drop} := 9.18 \cdot 10^{-12} \left[ \text{PreheaterNTU} \cdot \text{PreheaterMass.Velocity}^2 \cdot \left[ 460 + \left( \text{AirPreheaterInlet.Temp} \dots \right) \cdot 0.5 \right] \right]$$

Πτώση πίεσης στην  
κεφαλή του θερμομαντήρα

$$\text{HeaterHeadPressure.Drop} := \left( \frac{\text{HeaterHeadF.J} \cdot \text{HeaterHeadGas.Side.NTU}^{0.7^{0.667}} \cdot \text{HeaterHeadMass.Velocity}^2}{2 \cdot 0.076 \cdot \frac{520}{460 + \text{HeaterHeadAvg.Temp}} \cdot \text{HeaterHeadFin.Eff}} \right) \cdot \frac{12}{62.441700000}$$

Βαθμός απόδοσης του  
προθερμαντήρα αέρα  $\text{AirPreheaterEffectiveness} := \frac{(\text{AirPreheaterTCOUT} - \text{AirPreheaterTCIN}) \cdot \text{AirPreheaterWC.Cold}}{(\text{AirPreheaterTHIN} - \text{AirPreheaterTCIN}) \cdot \text{AirPreheaterWC.min}}$

Συνολικές μονάδες NTU  
του προθερμαντήρα αέρα  $\text{AirPreheaterNTU.total} := \frac{\ln \left( \frac{1 - \text{AirPreheaterEffectiveness}}{1 - \frac{\text{AirPreheaterEffectiveness} \cdot \text{AirPreheaterWC.min}}{\text{AirPreheaterWC.max}}} \right)}{\frac{\text{AirPreheaterWC.min}}{\text{AirPreheaterWC.max}} - 1}$

Μονάδες NTU στη θερμή πλευρά  
του προθερμαντήρα αέρα

$$\text{AirPreheaterNTU.hot} := \frac{\text{AirPreheaterNTU.cold} \cdot \text{AirPreheaterNTU.total} \cdot \text{AirPreheaterWC.Cold} \cdot \text{AirPreheaterWC.min}}{\text{AirPreheaterWC.Hot} \cdot \left[ \text{AirPreheaterNTU.cold} \cdot \text{AirPreheaterWC.Cold} \dots \right] + (-\text{AirPreheaterNTU.total} \cdot \text{AirPreheaterWC.min})}$$

Μονάδες NTU  
του αναζωογονητήρα

$$\text{RecuperatorNTU} := \text{AirPreheaterNTU.hot}$$

Μονάδες NTU στη θερμή  
πλευρά του αναζωογονητήρα

$$\text{RecuperatorNTU.hot} := \text{AirPreheaterNTU.hot}$$

Συνολικές μονάδες NTU  
του αναζωογονητήρα

$$\text{RecuperatorNTU.total} := \frac{1}{\text{RecuperatorWC.min} \cdot \left( \frac{1}{\text{RecuperatorNTU.cold} \cdot \text{RecuperatorWC.Cold}} \dots \right) + \frac{1}{\text{RecuperatorNTU.hot} \cdot \text{RecuperatorWC.Hot}}}$$

Βαθμός απόδοσης του αναζωγονητήρα

$$\text{Recuperator Effectiveness} := \text{AirPreheater Effectiveness}$$

Θερμοκρασία καυσαεριών στην έξοδο του προθερμαντήρα αέρα

$$\text{AirPreheater THOUT} := \text{AirPreheater THIN} \dots$$

$$+ \left( -\text{AirPreheater Effectiveness} \cdot \text{AirPreheater WC.min} \right) \cdot \frac{\left( \text{AirPreheater THIN} - \text{AirPreheater TCIN} \right)}{\text{AirPreheater WC.Hot}}$$

Θερμοκρασία καυσαεριών στην έξοδο του αναζωγονητήρα

$$\text{Recuperator THOUT} := \text{AirPreheater THOUT}$$

Μέση τιμή ιξώδους στον αναζωγονητήρα

$$\text{Recuperator Avg. Visc} := 0.00126 \left[ 460 + \frac{\left( \text{Recuperator THIN} + \text{Recuperator THOUT} \right)}{2} \right]^{0.583}$$

Αριθμός Reynolds του αναζωγονητήρα

$$\text{Recuperator Reynolds.Number} := 1000 \frac{\text{Recuperator Mass.Velocity} \cdot \text{Recuperator Hydr.Diam}}{\text{Recuperator Avg. Visc}}$$

Παράγοντας J του αναζωγονητήρα

$$\text{Recuperator J.Factor} := \begin{cases} \frac{4.3}{\text{Recuperator Reynolds.Number}} & \text{if } \text{Recuperator Reynolds.Number} < 2000 \\ \frac{0.019}{\text{Recuperator Reynolds.Number}^{0.2}} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Πτώση πίεσης στον αναζωγονητήρα:

$$\text{Recuperator Pressure.Drop} := 18.92 \text{Recuperator NTU} \cdot \text{Recuperator Mass.Velocity}^2 \cdot \frac{\left[ 460 + \frac{\left( \text{Recuperator Inlet.Temp} \dots + \text{RecupOutlet.Temp} \right)}{2} \right]}{0.0765202 \cdot 62.4418000000}$$

Θεωρητική ενέργεια στην είσοδο του ανεμιστήρα

$$\text{Blower Theo.power.at.Inlet} := 5 \cdot 10^{-5} \left( \begin{matrix} \text{Preheater Pressure.Drop} \dots \\ + \text{Recuperator Pressure.Drop} \dots \\ + \text{HeaterHead Pressure.Drop} \end{matrix} \right) \cdot \text{InletBlower Total.Flow.In} \cdot \left( \begin{matrix} \text{InletBlower Outlet.Temp} \dots \\ + 460 \end{matrix} \right)$$

5 x την θεωρητική ενέργεια στην είσοδο του ανεμιστήρα

$$\text{Blower Power.5xTheo} := 5 \cdot \text{Blower Theo.power.at.Inlet}$$

Κόστος Ανεμιστήρα  $\text{Blower}_{\text{Cost}} := 18 \cdot \text{Blower}_{\text{Power}} \cdot 5 \cdot \frac{3.413}{\text{ShaftPower}_{\text{at.0.5.Carnot}} \cdot 1000}$

Συνολικό Κόστος Ισχύος  $\text{Power}_{\text{Total.Cost}} := \text{GasCost} + \text{Blower}_{\text{Cost}}$

## ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

InletBlower_Αποτελέσματα :=	"InletBlower.Inlet.Flow.Rate"	InletBlower <sub>Inlet.Flow.Rate</sub>	"kg/sec"
	"InletBlower.Inlet.Temp"	InletBlower <sub>Inlet.Temp</sub>	"K"
	"InletBlower.Inlet.Enthalpy"	InletBlower <sub>Inlet.Enthalpy</sub>	"J/kg"
	"InletBlower.EGRIN"	InletBlower <sub>EGRIN</sub>	"kg/sec"
	"InletBlower.Total.Flow.In"	InletBlower <sub>Total.Flow.In</sub>	"kg/sec"
	"InletBlower.Total.Flow.Out"	InletBlower <sub>Total.Flow.Out</sub>	"kg/sec"
	"InletBlower.Outlet.Flow.Rate"	InletBlower <sub>Outlet.Flow.Rate</sub>	"kg/sec"
	"InletBlower.Outlet.Inert"	InletBlower <sub>Outlet.Inert</sub>	"%"
	"InletBlower.EGRINHIN"	InletBlower <sub>EGRINHIN</sub>	"J/kg"
	"InletBlower.Outlet.Enthalpy"	InletBlower <sub>Outlet.Enthalpy</sub>	"J/kg"
	"InletBlower.Outlet.Temp"	InletBlower <sub>Outlet.Temp</sub>	"K"
	"InletBlower.LEAKOUTHOUT"	InletBlower <sub>LEAKOUTHOUT</sub>	"J/kg"
	"InletBlower.Outlet.Flow.Rate"	InletBlower <sub>Outlet.Flow.Rate</sub>	"kg/sec"

InletBlower_Αποτελέσματα =	"InletBlower.Inlet.Flow.Rate"	$3.177 \cdot 10^{-3}$	"kg/sec"
	"InletBlower.Inlet.Temp"	95	"K"
	"InletBlower.Inlet.Enthalpy"	$6.762 \cdot 10^4$	"J/kg"
	"InletBlower.EGRIN"	$9.531 \cdot 10^{-4}$	"kg/sec"
	"InletBlower.Total.Flow.In"	$4.13 \cdot 10^{-3}$	"kg/sec"
	"InletBlower.Total.Flow.Out"	$4.13 \cdot 10^{-3}$	"kg/sec"
	"InletBlower.Outlet.Flow.Rate"	$4.13 \cdot 10^{-3}$	"kg/sec"
	"InletBlower.Outlet.Inert"	0.187	"%"
	"InletBlower.EGRINHIN"	$3.005 \cdot 10^5$	"J/kg"
	"InletBlower.Outlet.Enthalpy"	$1.214 \cdot 10^5$	"J/kg"
	"InletBlower.Outlet.Temp"	166.453	"K"
	"InletBlower.LEAKOUTHOUT"	$9.449 \cdot 10^4$	"J/kg"
	"InletBlower.Outlet.Flow.Rate"	$4.13 \cdot 10^{-3}$	"kg/sec"

AirPreheater_Αποτελέσματα :=	"AirPreheater.Total.Flow.In"	AirPreheater <sub>Total.Flow.In</sub>	"kg/sec"
	"AirPreheater.Total.Flow.Out"	AirPreheater <sub>Total.Flow.Out</sub>	"kg/sec"
	"AirPreheater.Outlet.Flow.Rate"	AirPreheater <sub>Outlet.Flow.Rate</sub>	"kg/sec"
	"AirPreheater.Inlet.Inert"	AirPreheater <sub>Inlet.Inert</sub>	"%"
	"AirPreheater.Outlet.Inert"	AirPreheater <sub>Outlet.Inert</sub>	"%"
	"AirPreheater.WC.Cold"	AirPreheater <sub>WC.Cold</sub>	"K"
	"AirPreheater.WC.Hot"	AirPreheater <sub>WC.Hot</sub>	"K"
	"AirPreheater.WC.min"	AirPreheater <sub>WC.min</sub>	"K"
	"AirPreheater.WC.max"	AirPreheater <sub>WC.max</sub>	"K"
	"AirPreheater.Effectiveness"	AirPreheater <sub>Effectiveness</sub>	"%"
	"AirPreheater.NTU.hot"	AirPreheater <sub>NTU.hot</sub>	"-"
	"AirPreheater.NTU.total"	AirPreheater <sub>NTU.total</sub>	"-"
	"AirPreheater.THOUT"	AirPreheater <sub>THOUT</sub>	"K"
	"AirPreheater.Outlet.Enthalpy"	AirPreheater <sub>Outlet.Enthalpy</sub>	"J/kg"
	"AirPreheater.Outlet.Temp"	AirPreheater <sub>Outlet.Temp</sub>	"K"
	"AirPreheater.Heat.Input"	AirPreheater <sub>Heat.Input</sub>	"J/sec"
	"AirPreheater.Inlet.Enthalpy"	AirPreheater <sub>Inlet.Enthalpy</sub>	"J/kg"
	"AirPreheater.LEAKOUTHOUT"	AirPreheater <sub>LEAKOUTHOUT</sub>	"J/kg"
	"AirPreheater.Inlet.Temp"	AirPreheater <sub>Inlet.Temp</sub>	"K"
	"AirPreheater.THIN"	AirPreheater <sub>THIN</sub>	"K"
	"AirPreheater.TCIN"	AirPreheater <sub>TCIN</sub>	"K"
	"AirPreheater.TCOUT"	AirPreheater <sub>TCOUT</sub>	"K"
	"AirPreheater.Avg.Visc"	AirPreheater <sub>Avg.Visc</sub>	"kg/sec*m"
	"AirPreheater.Reynolds.Number"	AirPreheater <sub>Reynolds.Number</sub>	"-"
	"AirPreheater.J.factor"	AirPreheater <sub>J.factor</sub>	"-"
	"Preheater.Surface.area"	Preheater <sub>Surface.area</sub>	"m^2"
	"Preheater.Lenght"	Preheater <sub>Lenght</sub>	"m"
	"Preheater.Pressure.Drop"	Preheater <sub>Pressure.Drop</sub>	"mm Hg"



AirPreheater\_Αποτελέσματα=

"AirPreheater.Total.Flow.In"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"AirPreheater.Total.Flow.Out"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"AirPreheater.Outlet.Flow.Rate"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"AirPreheater.Inlet.Inert"	0.187	"%"
"AirPreheater.Outlet.Inert"	0.187	"%"
"AirPreheater.WC.Cold"	3.011	"K"
"AirPreheater.WC.Hot"	3.372	"K"
"AirPreheater.WC.min"	3.011	"K"
"AirPreheater.WC.max"	3.372	"K"
"AirPreheater.Effectiveness"	0.934	"%"
"AirPreheater.NTU.hot"	18.628	"-"
"AirPreheater.NTU.total"	8.589	"-"
"AirPreheater.THOUT"	381.846	"K"
"AirPreheater.Outlet.Enthalpy"	1.004·10 <sup>6</sup>	"J/kg"
"AirPreheater.Outlet.Temp"	1.377·10 <sup>3</sup>	"K"
"AirPreheater.Heat.Input"	3.643·10 <sup>3</sup>	"J/sec"
"AirPreheater.Inlet.Enthalpy"	1.214·10 <sup>5</sup>	"J/kg"
"AirPreheater.LEAKOUTHOUT"	5.627·10 <sup>5</sup>	"J/kg"
"AirPreheater.Inlet.Temp"	166.453	"K"
"AirPreheater.THIN"	1.462·10 <sup>3</sup>	"K"
"AirPreheater.TCIN"	166.453	"K"
"AirPreheater.TCOUT"	1.376·10 <sup>3</sup>	"K"
"AirPreheater.Avg.Visc"	0.08	"kg/sec·m"
"AirPreheater.Reynolds.Number"	0.046	"-"
"AirPreheater.J.factor"	93.842	"-"
"Preheater.Surface.area"	4.463·10 <sup>-4</sup>	"m <sup>2</sup> "
"Preheater.Lenght"	9.879·10 <sup>-5</sup>	"m"
"Preheater.Pressure.Drop"	2.127·10 <sup>-7</sup>	"mm Hg"

Combustor_Αποτελέσματα:=	"Combustor.Heat.Input"	Combustor_Heat.Input	"J/sec"
	"Combustor.Total.Flow.In"	Combustor_Total.Flow.In	"kg/sec"
	"Combustor.Total.Flow.Out"	Combustor_Total.Flow.Out	"kg/sec"
	"Combustor.Outlet.Flow.Rate"	Combustor_Outlet.Flow.Rate	"kg/sec"
	"Combustor.Inlet.Flow.Rate"	Combustor_Inlet.Flow.Rate	"kg/sec"
	"Combustor.Outlet.Inert"	Combustor_Outlet.Inert	"%"
	"Combustor.Inlet.Inert"	Combustor_Inlet.Inert	"%"
	"Combustor.EGRIN"	Combustor_EGRIN	"kg/sec"
	"Combustor.PCT.Oxygen"	Combustor_PCT.Oxygen	"%"
	"Combustor.Excess.Air"	Combustor_Excess.Air	"%"
	"Combustor.Outlet.Temp"	Combustor_Outlet.Temp	"K"
	"Combustor.Outlet.Enthalpy"	Combustor_Outlet.Enthalpy	"J/kg"
	"Combustor.Inlet.Enthalpy"	Combustor_Inlet.Enthalpy	"J/kg"
	"Combustor.EGRINHIN"	Combustor_EGRINHIN	"J/kg"
	"Combustor.LEAKOUTHOUT"	Combustor_LEAKOUTHOUT	"J/kg"
"Combustor.Inlet.Temp"	Combustor_Inlet.Temp	"K"	

Combustor_Αποτελέσματα=	"Combustor.Heat.Input"	8.501·10 <sup>3</sup>	"J/sec"
	"Combustor.Total.Flow.In"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
	"Combustor.Total.Flow.Out"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
	"Combustor.Outlet.Flow.Rate"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
	"Combustor.Inlet.Flow.Rate"	4.13·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
	"Combustor.Outlet.Inert"	0.809	"%"
	"Combustor.Inlet.Inert"	0.187	"%"
	"Combustor.EGRIN"	0	"kg/sec"
	"Combustor.PCT.Oxygen"	0.04	"%"
	"Combustor.Excess.Air"	0.322	"%"
	"Combustor.Outlet.Temp"	3.498·10 <sup>3</sup>	"K"
	"Combustor.Outlet.Enthalpy"	2.753·10 <sup>6</sup>	"J/kg"
	"Combustor.Inlet.Enthalpy"	1.004·10 <sup>6</sup>	"J/kg"
	"Combustor.EGRINHIN"	1.151·10 <sup>6</sup>	"J/kg"
	"Combustor.LEAKOUTHOUT"	1.879·10 <sup>6</sup>	"J/kg"
"Combustor.Inlet.Temp"	1.377·10 <sup>3</sup>	"K"	

HeaterHead	Αποτελέσματα :=	"HeaterHead.Total.Flow.In"	HeaterHead Total.Flow.In	"kg/sec"
		"HeaterHead.Total.Flow.Out"	HeaterHead Total.Flow.Out	"kg/sec"
		"HeaterHead.Outlet.Flow.Rate"	HeaterHead Outlet.Flow.Rate	"kg/sec"
		"HeaterHead.Inlet.Inert"	HeaterHead Inlet.Inert	"%"
		"HeaterHead.Outlet.Inert"	HeaterHead Outlet.Inert	"%"
		"HeaterHead.Inlet.Flow.Rate"	HeaterHead Inlet.Flow.Rate	"kg/sec"
		"HeaterHead.NTU.Total"	HeaterHead NTU.Total	"-"
		"HeaterHead.Effectiveness"	HeaterHead Effectiveness	"%"
		"HeaterHead.Pressure.Drop"	HeaterHead Pressure.Drop	"m Hg"
		"HeaterHead.TCIN"	HeaterHead TCIN	"K"
		"HeaterHead.TCOUT"	HeaterHead TCOUT	"K"
		"HeaterHead.Aver.Temp"	HeaterHead Aver.Temp	"K"
		"HeaterHead.Avg.Visc"	HeaterHead Avg.Visc	"kg/sec*m"
		"HeaterHead.Reynolds.Number"	HeaterHead Reynolds.Number	"-"
		"HeaterHead.J.factor"	HeaterHead J.factor	"-"
		"HeaterHead.Heat.Input"	HeaterHead Heat.Input	"J/sec"
		"HeaterHead.Inlet.Enthalpy"	HeaterHead Inlet.Enthalpy	"J/kg"
		"HeaterHead.Outlet.Enthalpy"	HeaterHead Outlet.Enthalpy	"J/kg"
		"HeaterHead.Outlet.Temp"	HeaterHead Outlet.Temp	"K"
		"HeaterHead.Surface.Area"	HeaterHead Surface.Area	"m^2"
"HeaterHead.Length"	HeaterHead Length	"m"		
"HeaterHead.Cost"	HeaterHead Cost	"\$"		

HeaterHead\_Αποτελέσματα =

"HeaterHead.Total.Flow.In"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"HeaterHead.Total.Flow.Out"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"HeaterHead.Outlet.Flow.Rate"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"HeaterHead.Inlet.Inert"	0.809	"%"
"HeaterHead.Outlet.Inert"	0.809	"%"
"HeaterHead.Inlet.Flow.Rate"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"HeaterHead.NTU.Total"	2.525	"_"
"HeaterHead.Effectiveness"	0.919	"%"
"HeaterHead.Pressure.Drop"	1.873·10 <sup>-6</sup>	"m Hg"
"HeaterHead.TCIN"	1.282·10 <sup>3</sup>	"K"
"HeaterHead.TCOUT"	1.302·10 <sup>3</sup>	"K"
"HeaterHead.Aver.Temp"	1.292·10 <sup>3</sup>	"K"
"HeaterHead.Avg.Visc"	0.098	"kg/sec*m"
"HeaterHead.Reynolds.Number"	44.28	"_"
"HeaterHead.J.factor"	0.04	"_"
"HeaterHead.Heat.Input"	-6.866·10 <sup>3</sup>	"J/sec"

Recuperator\_Αποτελέσματα:=

"Recuperator.Outlet.Flow.Rate"	Recuperator_Outlet.Flow.Rate	"kg/sec"
"Recuperator.Inlet.Flow.Rate"	Recuperator_Inlet.Flow.Rate	"kg/sec"
"Recuperator.Inlet.Inert"	Recuperator_Inlet.Inert	"%"
"Recuperator.Outlet.Inert"	Recuperator_Outlet.Inert	"%"
"Recuperator.Total.Flow.In"	Recuperator_Total.Flow.In	"kg/sec"
"Recuperator.Total.Flow.Out"	Recuperator_Total.Flow.Out	"kg/sec"
"Recuperator.NTU"	Recuperator_NTU	"_"
"Recuperator.NTU.hot"	Recuperator_NTU.hot	"_"
"Recuperator.Effectiveness"	Recuperator_Effectiveness	"%"
"Recuperator.THOUT"	Recuperator_THOUT	"K"
"Recuperator.Avg.Visc"	Recuperator_Avg.Visc	"kg/sec*m"
"Recuperator.Reynolds.Number"	Recuperator_Reynolds.Number	"_"
"Recuperator.J.Factor"	Recuperator_J.Factor	"_"
"Recuperator.Pressure.Drop"	Recuperator_Pressure.Drop	"m Hg"
"Recuperator.Inlet.Enthalpy"	Recuperator_Inlet.Enthalpy	"J/kg"
"Recuperator.Inlet.Temp"	Recuperator_Inlet.Temp	"K"
"Recup.Avg.hot.end.temp"	Recup_Avg.hot.end.temp	"K"
"Recup.Outlet.Enthalpy"	Recup_Outlet.Enthalpy	"J/kg"
"Recup.Heat.Input"	Recup_Heat.Input	"J/sec"
"Recup.Outlet.Temp"	Recup_Outlet.Temp	"K"
"Recuperator.Surface.area"	Recuperator_Surface.area	"m^2"
"Recuperator.Lenght"	Recuperator_Lenght	"m"
"Recuperator.Mass.Velocity"	Recuperator_Mass.Velocity	"kg/sec*m^2"
"Recuperator.TCIN"	Recuperator_TCIN	"K"
"Recuperator.TCOUT"	Recuperator_TCOUT	"K"
"Recuperator.THIN"	Recuperator_THIN	"K"
0	0	0

Recuperator Αποτελέσματα =

"Recuperator.Outlet.Flow.Rate"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"Recuperator.Inlet.Flow.Rate"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"Recuperator.Inlet.Inert"	0.809	"%"
"Recuperator.Outlet.Inert"	0.809	"%"
"Recuperator.Total.Flow.In"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"Recuperator.Total.Flow.Out"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"Recuperator.NTU"	18.628	"."
"Recuperator.NTU.hot"	18.628	"."
"Recuperator.Effectiveness"	0.934	"%"
"Recuperator.THOUT"	381.846	"K"
"Recuperator.Avg.Visc"	0.085	"kg/sec*m"
"Recuperator.Reynolds.Number"	44.447	"."
"Recuperator.J.Factor"	0.097	"."
"Recuperator.Pressure.Drop"	3.276·10 <sup>-7</sup>	"m Hg"
"Recuperator.Inlet.Enthalpy"	1.151·10 <sup>6</sup>	"J/kg"
"Recuperator.Inlet.Temp"	1.462·10 <sup>3</sup>	"K"
"Recup.Avg.hot.end.temp"	1.419·10 <sup>3</sup>	"K"
"Recup.Outlet.Enthalpy"	3.005·10 <sup>5</sup>	"J/kg"
"Recup.Heat.Input"	-3.643·10 <sup>3</sup>	"J/sec"
"Recup.Outlet.Temp"	381.846	"K"
"Recuperator.Surface.area"	4.463·10 <sup>-4</sup>	"m <sup>2</sup> "
"Recuperator.Lenght"	9.879·10 <sup>-5</sup>	"m"
"Recuperator.Mass.Velocity"	1.178	"kg/sec*m <sup>2</sup> "
"Recuperator.TCIN"	166.453	"K"
"Recuperator.TCOUT"	1.376·10 <sup>3</sup>	"K"
"Recuperator.THIN"	1.462·10 <sup>3</sup>	"K"

OutletBlower\_Αποτελέσματα :=

"OutletBlower.Outlet.Flow.Rate"	OutletBlower_Outlet.Flow.Rate	"kg/sec"
"OutletBlower.Total.Flow.In"	OutletBlower_Total.Flow.In	"kg/sec"
"OutletBlower.EGROUT"	OutletBlower_EGROUT	"kg/sec"
"OutletBlower.Inlet.Flow.Rate"	OutletBlower_Inlet.Flow.Rate	"kg/sec"
"OutletBlower.Total.Flow.Out"	OutletBlower_Total.Flow.Out	"kg/sec"
"OutletBlower.Inlet.Inert"	OutletBlower_Inlet.Inert	"%"
"OutletBlower.Outlet.Inert"	OutletBlower_Outlet.Inert	"%"
"OutletBlower.Outlet.Enthalpy"	OutletBlower_Outlet.Enthalpy	"J/kg"
"OutletBlower.Outlet.Temp"	OutletBlower_Outlet.Temp	"K"
"OutletBlower.Inlet.Enthalpy"	OutletBlower_Inlet.Enthalpy	"J/kg"
"OutletBlower.Inlet.Temp"	OutletBlower_Inlet.Temp	"K"

OutletBlower\_Αποτελέσματα =

OutletBlower.Outlet.Flow.Rate"	3.332·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"OutletBlower.Total.Flow.In"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"OutletBlower.EGROUT"	9.531·10 <sup>-4</sup>	"kg/sec"
"OutletBlower.Inlet.Flow.Rate"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"OutletBlower.Total.Flow.Out"	4.285·10 <sup>-3</sup>	"kg/sec"
"OutletBlower.Inlet.Inert"	0.809	"%"
"OutletBlower.Outlet.Inert"	0.809	"%"
"OutletBlower.Outlet.Enthalpy"	3.005·10 <sup>5</sup>	"J/kg"
"OutletBlower.Outlet.Temp"	381.846	"K"
"OutletBlower.Inlet.Enthalpy"	3.005·10 <sup>5</sup>	"J/kg"
"OutletBlower.Inlet.Temp"	381.846	"K"

$$\text{NOxModel}_{\text{Αποτελέσματα}} := \left( \begin{array}{lll} \text{"Oxygen"} & \text{Oxygen} & \text{"\%"} \\ \text{"Oxygen.\%"} & \text{Oxygen\%} & \text{"\%"} \\ \text{"Nitrogen.\%"} & \text{Nitrogen\%} & \text{"\%"} \\ \text{"GasCost"} & \text{GasCost} & \text{"cal/kg*mol*K"} \\ \text{"NOx.d(NO)/dt .(ppm/sec)"} & \text{NOx}_d(\text{NO})/\text{dt} .(\text{ppm/sec}) & \text{"ppm/sec"} \\ \text{"Stack.PCT.Oxygen"} & \text{StackPCT.Oxygen} & \text{"\%"} \\ \text{"Temp.NOx.model"} & \text{TempNOx.model} & \text{"K"} \end{array} \right)$$

"Oxygen"	0.2	"%"
"Oxygen.%"	0.04	"%"
"Nitrogen.%"	0.725	"%"
"GasCost"	0.074	"cal/kg*mol*K"
"NOx.d(NO)/dt .(ppm/sec)"	1.011·10 <sup>16</sup>	"ppm/sec"
"Stack.PCT.Oxygen"	0.04	"%"
"Temp.NOx.model"	2.199·10 <sup>3</sup>	"K"



HeatBalance\_Αποτελέσματα :=

"Mass.In.vs.Out"	Mass <sub>In.vs.Out</sub>	"-"
"Enthalpy.Inlet"	Enthalpy <sub>Inlet</sub>	"J/kg"
"Fuel.Input"	Fuel <sub>Input</sub>	"J/kg"
"Heater.Output"	Heater <sub>Output</sub>	"J"
"StackLoss.HHV"	StackLoss <sub>HHV</sub>	"J/kg"
"StackLoss.HHV.%"	StackLoss <sub>HHV.%</sub>	"%"
"StackLoss.LHV"	StackLoss <sub>LHV</sub>	"J/kg"
"NetStackLoss"	NetStackLoss	"J/kg"
"CarnotEfficiency"	CarnotEfficiency	"%"
"Efficiency.CarnotXcomb"	Efficiency <sub>CarnotXcomb</sub>	"%"
"Heat.In.vs.Out"	Heat <sub>In.vs.Out</sub>	"-"
"Temp.Exhaust"	Temp <sub>Exhaust</sub>	"K"
"HHV.Firing.Rate"	HHV <sub>Firing.Rate</sub>	"J/sec"
"ShaftPower.at.0.5.Carnot"	ShaftPower <sub>at.0.5.Carnot</sub>	"W"

HeatBalance\_Αποτελέσματα =

"Mass.In.vs.Out"	0	"-"
"Enthalpy.Inlet"	214.819	"J/kg"
"Fuel.Input"	7.651·10 <sup>3</sup>	"J/kg"
"Heater.Output"	-6.866·10 <sup>3</sup>	"J"
"StackLoss.HHV"	-1.852·10 <sup>3</sup>	"J/kg"
"StackLoss.HHV.%"	0.193	"%"
"StackLoss.LHV"	-1.001·10 <sup>3</sup>	"J/kg"
"NetStackLoss"	1.637·10 <sup>3</sup>	"J/kg"
"CarnotEfficiency"	0.683	"%"
"Efficiency.CarnotXcomb"	0.552	"%"
"Heat.In.vs.Out"	-2.399	"-"
"Temp.Exhaust"	381.846	"K"
"HHV.Firing.Rate"	8.501·10 <sup>3</sup>	"J/sec"
"ShaftPower.at.0.5.Carnot"	687.023	"W"