



**ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**

**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ**

**Μηχανές Vuilleumier Ελευθέρων Εμβόλων**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**ΤΟΥ**

**ΦΩΤΗ ΡΑΒΑΖΟΥΛΑ**

**Επιβλέπων :** Εμμανουήλ Ρογδάκης  
Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Μάρτιος 2015



## Πίνακας περιεχομένων

|  |           |
|--|-----------|
| <b>1 Εισαγωγή</b> .....  | <b>1</b>  |
| <b>2 Κύκλος Vuilleumier</b> .....                                  | <b>3</b>  |
| 2.1 Ιστορία του κύκλου Vuilleumier.....                            | 3         |
| 2.2 Ιδανικός κύκλος.....   | 4         |
| 2.3 Κινηματική των πραγματικών μηχανών .....                       | 5         |
| <b>3 Ελεύθερα ταλαντούμενα έμβολα στον κύκλο Vuilleumier</b> ..... | <b>7</b>  |
| 3.1 Γενικευμένη μοντελοποίηση του συστήματος ταλάντωσης .....      | 7         |
| 3.2 Συστήματα χωρίς απόσβεση .....                                 | 10        |
| 3.3 Συστήματα με απόσβεση .....                                    | 16        |
| 3.4 Ερμηνεία των αποτελεσμάτων .....                               | 17        |
| 3.5 Μοντέλο ανάλυσης απόδοσης KAWAJIRI-HONDA-SUGIMOTO.....         | 19        |
| 3.5.1 Γραμμική ανάλυση μηχανών Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων ..... | 19        |
| 3.5.2 Προσομοίωση δεύτερης τάξης.....                              | 21        |
| <b>4 Επισκόπηση των πειραματικών μηχανημάτων</b> .....             | <b>31</b> |
| 4.1 Η μηχανή του THOMAS .....                                      | 31        |
| 4.1.1 Κατασκευή.....   | 31        |
| 4.1.2 Αξιολόγηση της πειραματικής μηχανής .....                    | 33        |
| 4.1.3 Αποτελέσματα του γραμμικού μοντέλου ανάλυσης .....           | 35        |
| 4.1.4 Πειραματικά αποτελέσματα .....                               | 37        |
| 4.1.5 Συμπεράσματα από το πρωτότυπο του THOMAS .....               | 57        |
| 4.2 FPV2-303 .....   | 58        |
| 4.2.1 Κατασκευή.....   | 58        |
| 4.2.2 Εξέταση .....  | 61        |

|  |            |
|--|------------|
| 4.2.3 Μετρητικά δεδομένα .....   | 62         |
| 4.3 FPV2-303a.....   | 65         |
| 4.3.1 Κατασκευή.....   | 65         |
| 4.3.2 Μετρητικά δεδομένα .....   | 68         |
| 4.4 FPV2-211 .....   | 70         |
| 4.4.1 Κατασκευή.....   | 70         |
| 4.4.2 Μετρητικά δεδομένα .....   | 73         |
| 4.5 FPV4.....  | 75         |
| 4.5.1 Εισαγωγή.....  | 75         |
| 4.5.2 Περιγραφή.....   | 76         |
| 4.5.3 Κατασκευή.....   | 79         |
| 4.5.4 Δοκιμή .....   | 84         |
| 4.5.5 Δοκιμαστική λειτουργία .....                                       | 85         |
| 4.5.6 Μετρητικά δεδομένα .....   | 88         |
| <b>5 Συμπεράσματα.....</b>   | <b>91</b>  |
| <b>6 Βιβλιογραφία.....</b>   | <b>93</b>  |
| <b>Παράρτημα Α: Καταγραφή των πειραμάτων .....</b>                       | <b>94</b>  |
| <b>Παράρτημα Β: Εξισώσεις μοντέλου KAWAJIRI - HONDA - SUGIMOTO .....</b> | <b>115</b> |
| <b>Παράρτημα Γ: Μέθοδοι επίλυσης μετατόπισης εμβόλων .....</b>           | <b>121</b> |
| <b>Παράρτημα Δ: Ονοματολογία .....</b>                                   | <b>124</b> |

## 1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η ταχύτατη βιομηχανική ανάπτυξη του σύγχρονου κόσμου έχει οδηγήσει, από τον 19<sup>ο</sup> αιώνα κιόλας, στην εξάρτηση της κοινωνίας από ενεργειακές πρώτες ύλες, με το μεγαλύτερο ποσοστό τους να καταλαμβάνουν οι ορυκτοί πόροι. Παρ' όλα αυτά, η υπερβολική κατανάλωση ορυκτών πόρων δημιουργεί επιβαρύνσεις στο περιβάλλον, οι οποίες έχουν γίνει αντικείμενο προβληματισμού για πολλές κυβερνήσεις και οργανισμούς. Η υπογραφή της συνθήκης του Κιότο τον Δεκέμβριο του 97' αποτελεί χαρακτηριστικό παράδειγμα της επιθυμίας να περιορισθούν οι παγκόσμιες εκπομπές CO<sub>2</sub> για λόγους προστασίας του περιβάλλοντος. Προκειμένου να επιτευχθεί αυτός ο στόχος εξετάζονται, έκτοτε, παγκοσμίως μέθοδοι περικοπής των εκπομπών. Όπως, όμως, φαίνεται από την αργή εφαρμογή του πρωτοκόλλου του Κιότο, ο μόνος τρόπος για να επιτευχθεί ουσιαστική αποχή από την χρήση ενέργειας από ορυκτές πρώτες ύλες στην αναπτυσσόμενη κοινωνία μας, είναι η μακροπρόθεσμη αντικατάσταση της από εναλλακτικές -και κατά προτίμηση ανανεώσιμες- μορφές ενέργειας. Μέχρι τότε, τα σχέδια για μείωση των εκπομπών μπορούν να επιτευχθούν μόνο μέσω της μερικής χρήσης ενεργειακών φορέων πτωχότερων σε άνθρακα, ή με τεχνική πρόοδο στις εφαρμογές των υπαρχουσών μορφών ενέργειας.

Μία ιδιαίτερη δυνατότητα για να βελτιωθούν οι υπάρχουσες τεχνολογίες παρουσιάζεται στην διάθεση θερμότητας για την θέρμανση χώρων, καθώς, από θερμοδυναμικής άποψης, αυτός είναι ο τομέας στον οποίο γίνεται η μεγαλύτερη ενεργειακή σπατάλη. Για παράδειγμα, σε ένα σύγχρονο λέβητα ο οποίος λειτουργεί με καύσιμη ύλη, κατά τη μετατροπή της χημικής ενέργειας σε θερμική, ένα μεγάλο μέρος της αρχικής ενέργειας χάνεται λόγω θερμικών απωλειών. Με αυτό το τρόπο μπορεί να αξιοποιηθεί μόνο ένα τμήμα της ενέργειας για την επιθυμητή θέρμανση, παρόλο που σύμφωνα με το δεύτερο αξίωμα της θερμοδυναμικής θα μπορούσαμε να έχουμε καλύτερη απόδοση, (π.χ. με εκμετάλλευση της θερμότητας του περιβάλλοντος).

Οι αντλίες θερμότητας (όπως π.χ. κλιματιστικές συσκευές) είναι σε θέση να ικανοποιήσουν τις ανάγκες ψύξης και θέρμανσης, καθώς μπορούν να εκμεταλλευτούν την θερμότητα του περιβάλλοντος επιτυγχάνοντας υψηλές αποδόσεις. Παρ' όλα αυτά, προκειμένου να επιτευχθεί η ροή θερμότητας, είναι απαραίτητη μια επιπλέον θερμική μηχανή που θα λειτουργεί σε συνεργασία με την αντλία θερμότητας. Η επιβάρυνση στο περιβάλλον είναι, επίσης, σημαντική καθώς το εργαζόμενο μέσο είναι συνήθως επιβλαβές για την ατμόσφαιρα και το όζον.

Ο κύκλος Vuilleumier μπορεί να βοηθήσει στα παραπάνω ως εξής:

- Είναι κατάλληλος για την κατασκευή θερμικά οδηγούμενων αντλιών θερμότητας, οι οποίες, ως ολοκληρωμένες μονάδες, μπορούν να αντικαταστήσουν την πολύπλοκη σειριακή σύνδεση της αντλίας θερμότητας με την συνεργαζόμενη θερμική μηχανή.
- Χρησιμοποιεί συνήθως σαν εργαζόμενο ρευστό το Ήλιο, οπότε αποφεύγονται εκείνα τα περιβαλλοντικά προβλήματα που σχετίζονται με τις αντλίες θερμότητας.

Εξαιτίας αυτών των πλεονεκτημάτων ο κύκλος Vuilleumier έχει γίνει αντικείμενο πολλών ερευνητικών εργασιών (π.χ. EDER 1987, RICHTER 1988, ISHIHARA 1991) οι οποίες εξέτασαν κατά πόσο μπορεί να εφαρμοστεί σε αντλίες θερμότητας ή ακόμη και σε κλιματιστικές συσκευές. Στόχος της παρούσας εργασίας είναι η μελέτη πειραματικών μηχανών ελευθέρων εμβόλων που εφαρμόζουν τον κύκλο Vuilleumier με βάση τις μελέτες των Thomas (1992) και Rütger (2004). Κυρίως μελέτη έγινε στην προσαρμογή των χαρακτηριστικών λειτουργίας -όπως προσδιορίζονται από το σύστημα ταλάντωσης- στις απαιτήσεις της τεχνολογίας θέρμανσης. Διάφορα πειραματικά συστήματα εξετάζονται γι' αυτό το σκοπό. Πέραν της συμπεριφοράς κατά την εκκίνηση και της απόδοσης, σημαντική υπήρξε και η έρευνα σε άλλες, γενικότερες, απαιτήσεις όπως η αξιοπιστία και ο χρόνος ζωής, ενώ παράλληλα προέκυψαν επιπλέον διάφορα άλλα ερευνητικά ερωτήματα όπως η μετατόπιση των εμβόλων και οι τριβές των στερεών σωμάτων.

## 2 ΚΥΚΛΟΣ VUILLEUMIER

### 2.1 Ιστορία του κύκλου Vuilleumier

Η πρώτη περιγραφή του κύκλου Vuilleumier δόθηκε το έτος 1918 από τον Rudolf Vuilleumier στην U.S. πατέντα υπ' αριθμόν 1275507. Παρ' όλα αυτά, δεν υπάρχει καμία αναφορά πως ο Vuilleumier υλοποίησε ποτέ την εφεύρεση του ή πως συνέχισε την ανάπτυξη της.

Η ιστορία του κύκλου συνεχίζεται 20 χρόνια αργότερα από τον Vannevar Bush (1938), ο οποίος σχεδίασε ανεξάρτητα την ίδια μηχανή ή μικρή παραλλαγή της και, αργότερα, ο καθηγητής K. W. Taconis (1951) του εργαστηρίου κρυογονικής στο πανεπιστήμιο του Leiden στη Ολλανδία περιέγραψε σε μια άλλη U.S. πατέντα ακόμα μια παραλλαγή της μηχανής. Αυτά τα συστήματα και οι προοπτικές τους πάνω σε εφαρμογές κρυογονικής μεγάλης κλίμακας επανεξετάστηκαν από τον Yandell (1960), ο οποίος κατέληξε πως δεν ήταν ελκυστικά από οικονομικής πλευράς.

Το επόμενο αξιοσημείωτο γεγονός ήταν η αίτηση ευρεσιτεχνίας του Hogan (1964) και μια εργασία των Chellis και Hogan (1964), που περιέγραφαν έναν θερμικά οδηγούμενο ψύκτη Vuilleumier χαμηλών θερμοκρασιών για ψύξη στο εύρος των 10 -20 K . Η μηχανή απορροφούσε θερμότητα σε θερμοκρασία περιβάλλοντος και απέριπτε θερμότητα στους 77 K με υγρό άζωτο να δρα ως ψυκτικό.

Την έρευνα πάνω στον κύκλο Vuilleumier συνέχισε η εταιρία Hughes Aircraft της Καλιφόρνια στα μέσα της δεκαετίας του 60'. Ο Ken Cowans της Hughes Aircraft περιέγραψε σε μια πατέντα μετατροπές της μηχανής Vuilleumier, προκειμένου να επιτευχθεί οδήγηση των εμβόλων της και να παράγει χρήσιμο έργο. Μετά από λίγο διάστημα παρουσιάστηκε μία ογκώδης αναφορά (Magee και Doering, 1968) που περιέγραφε τις προόδους της εταιρίας πάνω στην θεωρητική ανάπτυξη, τα ιστορικά στοιχεία και την πειραματική αξιολόγηση των μηχανών Vuilleumier. Η αναφορά αυτή ήταν εκείνη που καθιέρωσε την αξιοπιστία του κύκλου Vuilleumier, παρά τις διάφορες άλλες αναφορές για αποτυχία της μηχανής να επιτύχει μεγάλη διάρκεια ζωής (Harkless, 1973).

Μετά την αναφορά των Magee και Doering, ο Leo (1970) ετοίμασε μια ενδιαφέρουσα σύνοψη των χαρακτηριστικών του κύκλου Vuilleumier και αργότερα (Leo, 1971) παρέδωσε μια εκτεταμένη έκδοση της προηγούμενης αναφοράς των Magee και Doering. Ο Doody (1971) περιέγραψε μια μηχανή Vuilleumier διπλής εκτόνωσης για εφαρμογές υπερέθρων χαμηλών θερμοκρασιών. Αυτό έχει ιδιαίτερο ενδιαφέρον, καθώς ήταν η πρώτη φορά που μηχανές Vuilleumier διπλής εκτόνωσης

κατάφεραν να επιτύχουν θερμοκρασίες χαμηλότερες από τις μηχανές απλής εκτόνωσης. Η πρώτη εφαρμογή της τεχνικής διπλής εκτόνωσης σε μηχανές Stirling είχε υλοποιηθεί μια δεκαετία νωρίτερα (Prast, 1963). Οι Rhia (1971) και Globe (1971) παρουσίασαν ενημερωτικό υλικό πάνω στους ψύκτες Vuilleumier για υπέρυθρα συστήματα οδήγησης πυραύλων. Αργότερα, σε τρεις συνεχόμενες εργασίες (Rhia 1971) συμπεριλήφθηκαν σχεδιαστικά και πειραματικά δεδομένα για μια μηχανή Vuilleumier μεγάλης διάρκειας ζωής και υψηλής απόδοσης για εφαρμογές διαστήματος.

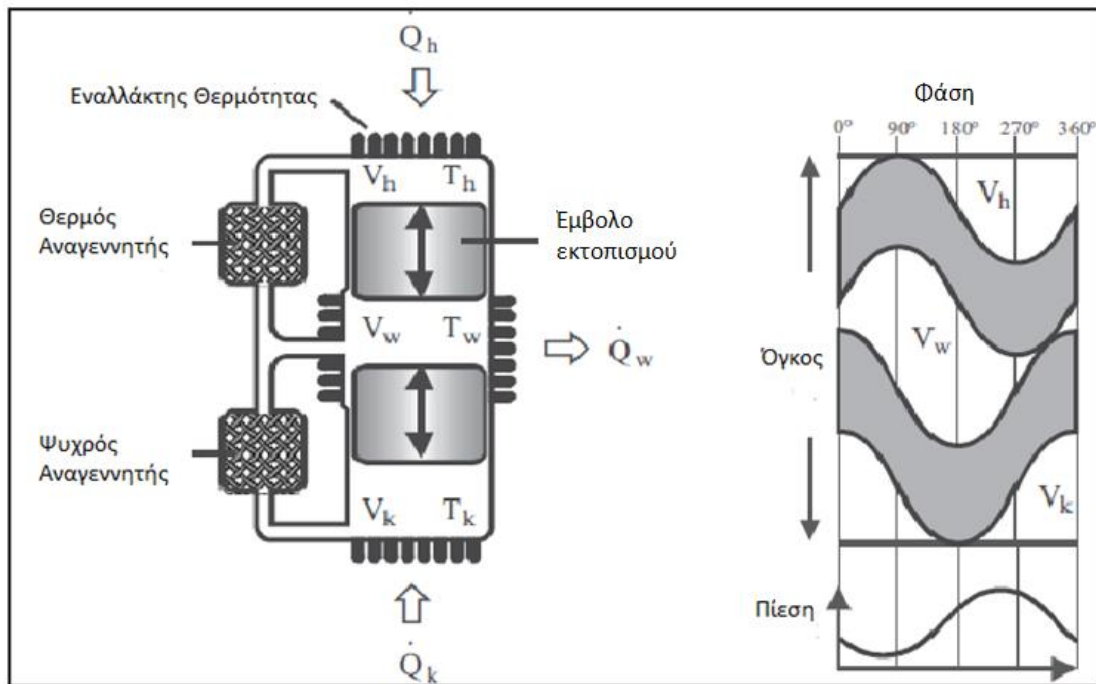
## 2.2 Ιδανικός κύκλος

Το σχήμα 2.1 δείχνει τις βασικές αρχές κατασκευής μια μηχανής Vuilleumier. Η μηχανή αποτελείται από δύο έμβολα τα οποία μετατοπίζουν το αέριο στους διάφορους χώρους της. Για τον λόγο αυτόν λέγονται και έμβολα εκτοπισμού. Τα έμβολα έχουν μια διαφορά φάσης  $90^\circ$  και χωρίζουν την μηχανή σε τρεις χώρους μεταβλητού όγκου. Σχηματίζονται έτσι οι δύο όγκοι εκτόνωσης (θερμός και ψυχρός) και ένας κοινός όγκος συμπίεσης. Όλοι οι χώροι της μηχανής επικοινωνούν μεταξύ τους χωρίς την παρεμβολή βαλβίδων. Επομένως, η πίεση λειτουργίας θεωρείται η ίδια σε ολόκληρη την μηχανή. Βέβαια, λόγω της μετατόπισης του αερίου σε χώρους διαφορετικών θερμοκρασιών, η πίεση δεν παραμένει σταθερή κατά την διάρκεια ενός πλήρους κύκλου.

Επίσης, υπάρχουν 4 εναλλάκτες θερμότητας και 2 αναγεννητές. Ο εναλλάκτης που βρίσκεται στην θερμή περιοχή παρέχει την ενέργεια για να λειτουργήσει η μηχανή. Λέγεται θερμός θερμαντήρας. Αντίστοιχα, ο ψυχρός θερμαντήρας βρίσκεται στο ψυχρό άκρο της μηχανής και προσδίδει θερμότητα σε χαμηλή θερμοκρασία. Τέλος, στον χώρο συμπίεσης υπάρχουν δύο ψύκτες που αποβάλλουν θερμότητα προς το περιβάλλον. Στον ιδανικό κύκλο θεωρείται ότι η εκτόνωση και η συμπίεση του αερίου στους μεταβλητούς όγκους γίνεται ισοθερμοκρασιακά. Στην πραγματικότητα όμως η διεργασίες αυτές πλησιάζουν περισσότερο το αδιαβατικό μοντέλο.

Τον πιο σημαντικό ρόλο όμως έχουν οι αναγεννητές οι οποίοι δέχονται θερμότητα από το αέριο και την αποθηκεύουν στον μισό κύκλο, την οποία και αποδίδουν (ολόκληρη αν ο αναγεννητής είναι ιδανικός) πάλι πίσω στο αέριο στον υπόλοιπο μισό κύκλο. Η ύπαρξη των αναγεννητών κατατάσσει τον κύκλο Vuilleumier στην ομάδα των αναγεννητικών κύκλων, εκ των οποίων γνωστότερος εκπρόσωπος είναι ο κύκλος Stirling.





Σχήμα 2-1: Η βασική δομή και λειτουργία μιας ιδανικής μηχανής Vuilleumier

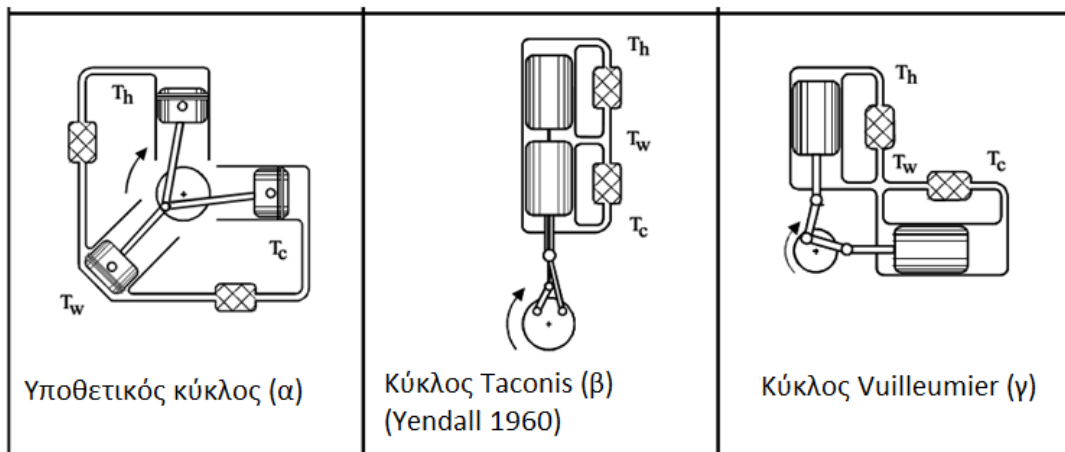
Με την κίνηση των εμβόλων, η κατανομή των όγκων και, συνεπώς, η κατανομή της μάζας των αερίων στα τρία επίπεδα θερμοκρασιών μεταβάλλεται διαρκώς. Όπως μπορεί να δεις κανείς στο σχήμα 2.1, κατά τη διάρκεια της συμπίεσης το μεγαλύτερο μέρος του αερίου βρίσκεται στο θερμό χώρο, αποδίδοντας θερμότητα, και κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης βρίσκεται στο ψυχρό και ζεστό χώρο απορροφώντας ενέργεια. Ωστόσο, αναπόφευκτα, το αντίστοιχο μικρότερο μέρος του αερίου στους άλλους χώρους συνεισφέρει στην διαφυγή θερμότητας και επιδρά ενάντια στο επιθυμητό αποτέλεσμα. Συνοψίζοντας, η ιδανική μηχανή Vuilleumier κατηγοριοποιείται σαν θερμικά οδηγούμενη αντλία θερμότητας, η οποία λόγω του σταθερού συνολικού όγκου της ούτε προσλαμβάνει ούτε αποδίδει έργο.

### 2.3 Κινηματική των πραγματικών μηχανών

Όπως παρουσιάστηκε στο κεφάλαιο 2.1, προκειμένου να πραγματοποιηθεί ο κύκλος Vuilleumier, είναι απαραίτητη η κυκλική μεταβολή της κατανομής του όγκου στα τρία επίπεδα θερμοκρασίας. Στην πράξη, αυτό επιτυγχάνεται μέσω της κίνησης των δύο εμβόλων σε . Σε μηχανές με κινηματικό μηχανισμό η παραμένει σταθερή.

Υπάρχουν 3 τουλάχιστον διαμορφώσεις μηχανών Vuilleumier. Η διαμόρφωση-α δεν εφαρμόζεται στην πράξη εξαιτίας της μεγάλης φόρτισης του κινηματικού μηχανισμού και της δυσκολίας στεγανοποίησης κάθε εμβόλου. Η διαμόρφωση-γ χαρακτηρίζεται από την ύπαρξη 2 ξεχωριστών κυλίνδρων, συνήθως σε διάταξη V-

90°. Σε αυτήν την περίπτωση είναι δυνατή η χρήση απλών μηχανισμών οδήγησης, όπως ο κλασικός μηχανισμός στροφάλου-διωστήρα. Πιο συμπαγής δομή είναι η διαμόρφωση-β, όπου και τα δύο έμβολα παλινδρομούν μέσα στον ίδιο κύλινδρο (HEIKRODT και HECKT, 1999). Αυτό επιτρέπει την επικάλυψη (overlap) των διαδρομών των εμβόλων, μειώνοντας κατά αυτόν τον τρόπο τον νεκρό όγκο. Όμως απαιτείται η χρήση πολύπλοκου κινηματικού μηχανισμού και εμφανίζεται αδυναμία στεγανοποίησης της ράβδου του θερμού εμβόλου γύρω από το ψυχρό έμβολο.



Σχήμα 2-2: Κύκλοι μετατροπής θερμότητας χωρίς αλλαγή φάσης (Kühl, H.-D 2003)

Ένα βασικό ερώτημα που υπήρχε ήταν το πώς θα μπορούσε να βελτιστοποιηθεί ή ακόμα και να καταργηθεί ο ακριβός και επιρρεπής στις φθορές κινηματικός μηχανισμός, αφού η μοναδική του, σχεδόν, λειτουργία είναι ο συγχρονισμός της κίνησης των εμβόλων. Ο THOMAS (1992) μπόρεσε να απαντήσει αυτό το ερώτημα με την κατασκευή μιας πειραματικής μηχανής Vuilleumier βασισμένη στην διαμόρφωση με ελεύθερα έμβολα. Όπως έχει ήδη προηγουμένως αναπτυχθεί στις μηχανές Stirling, για την επιθυμητή διαφορά φάσης φροντίζει ένα ειδικά ρυθμισμένο σύστημα ταλάντωσης μάζας-ελατηρίου, που αποτελείται από τα έμβολα και τις ελαστικές τους συνδέσεις. Οι μηχανές Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων αναπτύχθηκαν κυρίως σε διαμόρφωση-γ (π.χ. HONDA 1995) πιθανότατα εξαιτίας της ευκολότερης πρόσβασης και ρύθμισης των επιμέρους εξαρτημάτων της μηχανής κατά την διάρκεια των εργαστηριακών δοκιμών. Παρ' όλα αυτά, η διαμόρφωση-β είναι προτιμότερη διότι επιτρέπει πιο μικρές και αποδοτικές μηχανές. Η ανάπτυξη αυτού του τύπου μηχανής, κυρίως για χρήση στην τεχνολογία θέρμανσης, αποτελεί το κύριο θέμα της παρούσας εργασίας και λεπτομερής περιγραφή της θα ακολουθήσει στα επόμενα κεφάλαια

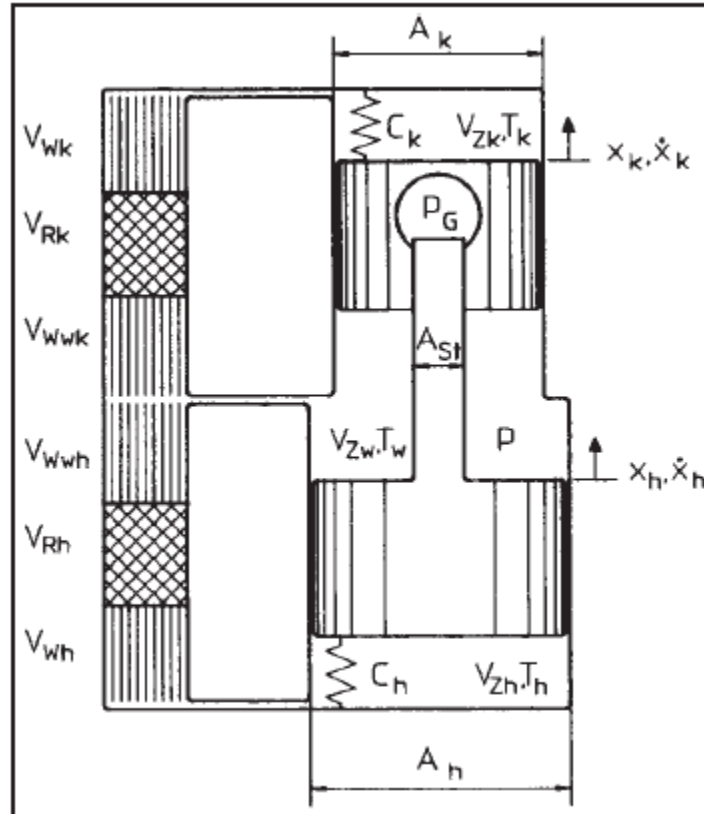
## **3 ΕΛΕΥΘΕΡΑ ΤΑΛΑΝΤΟΥΜΕΝΑ ΕΜΒΟΛΑ ΣΤΟΝ ΚΥΚΛΟ VUILLEUMIER**

### **3.1 Γενικευμένη μοντελοποίηση του συστήματος ταλάντωσης**

Το σύστημα ταλάντωσης μιας μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων μπορεί να διαρθρωθεί με διάφορους τρόπους. Προκειμένου να γίνει η επιλογή του συστήματος ταλάντωσης, είναι απαραίτητο ένα γενικευμένο μοντέλο το οποίο θα περιλαμβάνει όλες αυτές τις διαρθρώσεις. Στόχος σε αυτή την περίπτωση δεν είναι η λεπτομερής προσομοίωση της λειτουργίας, αλλά η αξιολόγηση των βασικών χαρακτηριστικών του συστήματος ταλάντωσης, όπως η ικανότητα ταλάντωσης, αλλά και η συμπεριφορά εκκίνησης και απόδοσης. Επιπλέον, η γενική επισκόπηση του συστήματος μπορεί να κάνει απλούστερη την εύρεση όλων των δυνατών εναλλακτικών λύσεων.

Το σύστημα ταλάντωσης συντίθεται από ελατήρια και κινούμενες μάζες. Ως μάζες αναφέρονται εδώ τα δύο έμβολα εκτοπισμού, ενώ η μάζα του κελύφους μπορεί να θεωρηθεί σταθερή. Επιπλέον, τα δύο έμβολα μπορούν να αποκτήσουν μία ελαστική σύζευξη μεταξύ τους ή με το κέλυφος. Για την σύζευξη των εμβόλων στο κέλυφος ο Thomas προτείνει ένα γραμμικό ελατήριο, ενώ για τη σύνδεση των εμβόλων μεταξύ τους ένα ελατήριο αερίου, του οποίου τη συμπεριφορά θεωρεί επίσης γραμμική (Σχήμα 3.1).

Αποφασιστική για τον συγκεκριμένο συνδυασμό ελατηρίων στάθηκε για τον Thomas η ράβδος του εμβόλου, η οποία είναι απαραίτητη για την εσωτερική λειτουργία του συστήματος. Η ράβδος δεν επηρεάζει το ελατήριο αερίου που συνδέει τα έμβολα, όπως συμβαίνει, για παράδειγμα, στη FPV2-303 (κεφ. 4). Εκτός από τις δυνάμεις των ελατηρίων, δυνάμεις επιτάχυνσης στα έμβολα προκαλεί και η πίεση του εργαζόμενου αερίου η οποία εξαρτάται από την θέση των εμβόλων κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της μηχανής. Έτσι μεταδίδεται μηχανικό έργο στο σύστημα ταλάντωσης επιτρέποντας κατ' αυτό τον τρόπο την αυτο-προκαλούμενη ταλάντωση.



Σχήμα 3-1: Μοντέλο μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων κατά THOMAS (1992)

Η σύγκριση, ωστόσο, μεταξύ μοντέλου και πραγματικότητας δείχνει ότι δεν μπορούν όλες οι έως τώρα κατασκευασμένες μηχανές να καλυφθούν από αυτό το μοντέλο. Τα ελατήρια διαμορφώνονται συχνά με διαφορετικό τρόπο και πολλές φορές δεν γίνεται χρήση μίας ενιαίας παχιάς ράβδου εμβόλου, αλλά είτε συμπληρώνεται με μία επιπλέον ράβδο στον ψυχρό κύλινδρο, είτε οι διατομές της ράβδου στο θερμό και τα ψυχρό έμβολο είναι διαφορετικές. Προκειμένου να ικανοποιηθούν οι απαιτήσεις του μοντέλου έτσι όπως διατυπώθηκαν στην αρχή του κεφαλαίου, ιδιαίτερα όσον αφορά την ανασκόπηση του συστήματος, το μοντέλο επεκτάθηκε ως ακολούθως (RÜTHER ET AL., 2000):

- Για τα τρία ελατήρια που εισηγήθηκε ο Thomas χρησιμοποιείται ένα ενιαίο γραμμικό μοντέλο. Σε αυτή την περίπτωση – σε αντίθεση με τον Thomas – δεν χρησιμοποιείται αυστηρά ένας συγκεκριμένος τύπος ελατηρίου. Πιθανή επίδραση του όγκου των ελατηρίων στον θερμοδυναμικό κύκλο δεν λαμβάνεται υπόψη σε αυτή την περίπτωση.
- Η έως τώρα ενιαία παχιά ράβδος εμβόλου αντικαθίσταται από μία ράβδο με διαφοροποιούμενη διατομή στο ψυχρό και θερμό άκρο της. Έτσι προκύπτουν κατά κανόνα δύο ελατήρια αερίου, τα οποία συνεισφέρουν στην απλοποίηση του μοντέλου. Η ράβδος εμβόλου ορίζεται ουσιαστικά μόνο μέσω της επίδρασης του όγκου της στο θερμοδυναμικό κύκλο. Με

αυτό τον τρόπο η επίδραση των ελατηρίων και η ογκομετρική επίδραση μοντελοποιούνται χωριστά.

Η εισαγωγή επιπλέον ράβδου εμβόλου στο ψυχρό και στο θερμό κύλινδρο δεν είναι απαραίτητη, γιατί μπορεί να συνυπολογισθεί με τη διατομή της ράβδου στο χώρο θερμοκρασίας και με τη διατομή του εμβόλου. Όσον αφορά τον υπολογισμό της διαδικασίας χρησιμοποιείται το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο με πολύ ικανοποιητικά αποτελέσματα. Χρησιμοποιώντας θερμοδυναμικά μοντέλα ανώτερης τάξης μπορεί κανείς να οδηγηθεί σε λάθη εξαιτίας των απωλειών του διακένου εμβόλων και θερμικής αγωγιμότητας.

Μέσω της επέκτασης του μοντέλου στην περιοχή των ράβδων εμβόλων, η διατομή μπορεί να διαστασιοποιηθεί ανεξάρτητα και για τα δύο έμβολα. Επειδή και τα δύο άκρα της ράβδου αλληλεπιδρούν με το αντίστοιχο ελατήριο αερίου, και η απόδοση τους εξαρτάται από διαφορετικές θερμοκρασίες, μπορεί να επιτευχθεί μία καλύτερη σχεδίαση για την απόδοση της μηχανής κάτω από μεταβαλλόμενες θερμικές οριακές συνθήκες. Ένα επιπλέον αποτέλεσμα της επέκτασης είναι ότι όλες οι έως τώρα μηχανές που έχουν κατασκευασθεί μπορούν να καλυφθούν από το μοντέλο. Εάν διαχωρίσει κανείς τα ελατήρια σε διαφορετικούς τύπους, μεταξύ αυτών που αλληλεπιδρούν με τον θερμοδυναμικό κύκλο ογκομετρικά (ελατήρια αερίου), και αυτών που είναι ουδέτερα (μηχανικά), προκύπτουν για κάθε θέση του ελατηρίου τέσσερις δυνατότητες: κανένα ελατήριο, μηχανικό ελατήριο, ελατήριο αερίου και ο συνδυασμός μεταξύ μηχανικών ελατηρίων και ελατηρίων αερίου.

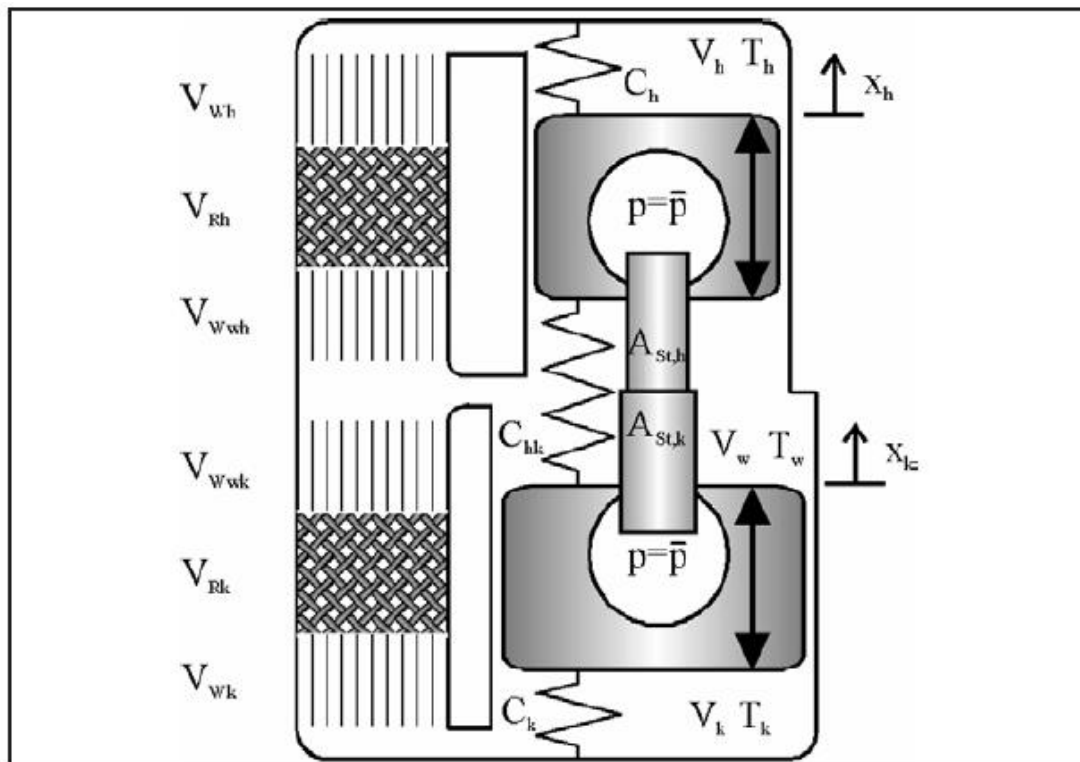
Εάν λάβουμε υπόψη τις τρεις διαφορετικές θέσεις προκύπτουν συνολικά  $4^3 = 64$  διαφορετικές διαρθρώσεις. Έτσι, ενώ η γενική θεώρηση είναι σημαντική, η επιλογή της κατάλληλης διάρθρωσης παραμένει δύσκολη όσο δεν υπάρχουν αντικειμενικά κριτήρια για την αξιολόγηση των παραλλαγών αυτών. Αυτά θα μελετηθούν στο επόμενο κεφάλαιο.

Από τις διαφορετικές θέσεις των ελατηρίων προκύπτει μία χρήσιμη ονοματολογία για διαφορετικά συστήματα ταλάντωσης. Ακολουθως αποδίδεται για κάθε θέση ελατηρίου ένας αριθμός, ο οποίος προκύπτει από την άθροιση των επιμέρους κομματιών (μηχανικό ελατήριο:1, ελατήριο αερίου :2)

Κατά σειρά ξεκινώντας από το ψυχρό προς το θερμό χώρο, προκύπτει ένας μοναδικός, τριψήφιος χαρακτηρισμός του τύπου του συστήματος (π.χ. FPV2-303).

### 3.2 Συστήματα χωρίς απόσβεση

Οι βαθμοί ελευθερίας οι οποίοι περιγράφηκαν στο κεφάλαιο 3.1 οδηγούν τελικά σε 64 διαφορετικές διαρθρώσεις για το σύστημα μάζας-ελατηρίου μιας αντλίας θερμότητας Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων. Αυτός ο αριθμός βασίζεται ωστόσο μόνο σε συνδυαστικές υποθέσεις. Η αξιολόγηση της συνεργασίας του συστήματος ταλάντωσης με το θερμοδυναμικό κύκλο απαιτεί επιπλέον αντικειμενικά κριτήρια, τα οποία θα εξαχθούν ακολούθως. Τονίζεται για άλλη μία φορά, ότι στόχος δεν είναι η λεπτομερής προσομοίωση αλλά η εξαγωγή ουσιαστικών -και κατά δύναμη απλών- κριτηρίων για την αξιολόγηση των διαφορετικών σχεδιασμών. Αυτό δικαιολογεί τη χρήση ενός γραμμικού μοντέλου. Σε αυτή την περίπτωση η μελέτη του συστήματος χωρίς απόσβεση είναι προς το παρόν επαρκής.



Σχήμα 3-2: Γενικευμένο μοντέλο μιας μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων

Οι ακόλουθες ισορροπίες δυνάμεων για τα δύο έμβολα αποτελούν τη βάση του μοντέλου.

$$m_k \ddot{x}_k = -C_k x_k - C_{hk}(x_k - x_h) + A_{St,k}(p - \bar{p}) \quad (3.2-1)$$

$$m_h \ddot{x}_h = -C_h x_h - C_{hk}(x_k - x_h) + A_{St,h}(p - \bar{p}) \quad (3.2-2)$$

Η πίεση του ελατηρίου αερίου εξισώνεται με την μέση πίεση του κύκλου ( $\bar{p}$ ). Η ελαστική επίδραση του ελατηρίου αερίου επομένως εξαφανίζεται και έχουμε επίδραση της σταθεράς ελατηρίου  $C_i$ . Μέσω της γραμμικοποίησης και χρησιμοποιώντας τον ισεντροπικό εκθέτη  $\kappa$  και τον μέσο όγκο του αερίου ελατηρίου  $\bar{V}_G$  καταλήγουμε στις ακόλουθες εκφράσεις:

$$C_G = \bar{p} \kappa A_{St}^2 / \bar{V}_G \quad (3.2-3)$$

Αυτό που πρέπει επίσης να σημειωθεί, είναι ότι η πίεση του κύκλου  $p$  είναι εκτός των άλλων και συνάρτηση των θέσεων των εμβόλων. Προκειμένου να γραμμικοποιηθεί η μέση θέση των εμβόλων, αυτή η σχέση μπορεί να γραφεί ως ακολούθως:

$$p(x_k, x_h) = \bar{p} + \left( \frac{\partial p}{\partial x_k} \right) \Big|_{x_k=0} \cdot x_k + \left( \frac{\partial p}{\partial x_h} \right) \Big|_{x_h=0} \cdot x_h \quad (3.2-4)$$

Κατά την κίνηση των εμβόλων στην θετική κατεύθυνση (σχήμα 3-2) η μέση θερμοκρασία του εργαζόμενου αερίου ελαττώνεται, προκαλώντας εκτόνωση. Αυτή η αλλαγή στην πίεση γίνεται μέσω της ογκομετρικής επίδρασης της ράβδου εμβόλου, η οποία σύμφωνα με το σχήμα 3-2 προκαλεί στο ψυχρό έμβολο εκτόνωση και στο θερμό συμπίεση. Στην πράξη πρέπει, ωστόσο, η θερμική επίδραση της εκτόνωσης να υπερισχύει, γιατί διαφορετικά ο θερμοδυναμικός κύκλος δεν μπορεί να λειτουργεί σαν αντλία θέρμανσης. Και οι δύο παράγωγοι της πίεσης θεωρούνται έτσι αρνητικές. Το παραπάνω διαφορικό σύστημα εξισώσεων δεύτερης τάξης (Εξίσωση 3.2-1 και 3.2-2) μπορεί έτσι να μεταγραφεί σε ένα γραμμικό και ομογενές διαφορικό σύστημα εξισώσεων πρώτης τάξης:

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_k \\ \ddot{x}_k \\ \dot{x}_h \\ \ddot{x}_h \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -b_{kk} & 0 & b_{kh} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ b_{hk} & 0 & -b_{hh} & 0 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} x_k \\ \dot{x}_k \\ x_h \\ \dot{x}_h \end{pmatrix} \quad (3.2-5)$$

$$b_{kk} = \frac{C_k + C_{hk} - A_{St,k} \left( \frac{\partial p}{\partial x_k} \right) \Big|_{x_k=0}}{m_k} \quad b_{kh} = \frac{C_{hk} + A_{St,k} \left( \frac{\partial p}{\partial x_h} \right) \Big|_{x_h=0}}{m_k} \quad (3.2-5a,b)$$

με

$$b_{hk} = \frac{C_{hk} - A_{St,h} \left( \frac{\partial p}{\partial x_k} \right) \Big|_{x_k=0}}{m_h} \quad b_{kk} = \frac{C_k + C_{hk} + A_{St,h} \left( \frac{\partial p}{\partial x_h} \right) \Big|_{x_h=0}}{m_h} \quad (3.2-5c,d)$$

Οι παράμετροι  $b_{ij}$  περιγράφουν την επιταχυνόμενη επίδραση της θέσης του εμβόλου  $j$  στο έμβολο  $i$ . Στην περίπτωση ίδιου δείκτη  $i$  ο όρος  $b_{ii}$  ορίζει το τετράγωνο της ιδιοσυχνότητας του εμβόλου  $i$ . Για την περίπτωση μίας αρμονικής ταλάντωσης πρέπει οι  $b_{ij}$  να παραμείνουν θετικές. Μία αρνητική τιμή και επομένως φανταστική ιδιοσυχνότητα θα σήμαινε μια ασταθή θέση του εμβόλου. Γι' αυτό θα πρέπει να ισχύει:

$$C_k + C_{hk} - A_{St,k} \left( \frac{\partial p}{\partial x_k} \right) \Big|_{x_k=0} > 0 \quad (3.2-6)$$

Και

$$C_h + C_{hk} + A_{St,h} \left( \frac{\partial p}{\partial x_h} \right) \Big|_{x_h=0} > 0 \quad (3.2-7)$$

Η λύση του συστήματος εξαρτάται από τις ιδιοτιμές  $\lambda_i$  της μήτρας:

$$\lambda_{1,4} = \pm \sqrt{-\frac{b_{kk} + b_{hh}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{b_{kk} - b_{hh}}{2}\right)^2 + b_{kh}b_{hk}}} \quad (3.2-8)$$

Για να διατηρηθεί ένα σύστημα ικανό να ταλαντωθεί κάτω από πραγματικές συνθήκες (δηλαδή με απόσβεση) πρέπει, κατ' αρχάς, να αναζητηθούν λύσεις για ένα σύστημα χωρίς απόσβεση. Ένα ευσταθές σύστημα, το οποίο στην πραγματικότητα αναπόφευκτα έχει αποσβέσεις, οδηγείται με τη πάροδο του χρόνου στη στασιμότητα και έτσι παύει να είναι λειτουργικό. Στο γκαουσιανό



σύστημα μονάδων οι ιδιοτιμές με τις επιθυμητές ιδιότητες εμφανίζονται σαν διατεταγμένα ζεύγη μιγαδικών αριθμών

$$\lambda_{1,2} = \alpha \pm i\omega \quad (3.2-9)$$

Με θετικό πραγματικό μέρος  $\alpha$ . Αυτή η συνθήκη πληρείται μόνο όταν ο όρος κάτω από την εξωτερική ρίζα είναι μιγαδικός, δηλαδή μέσα στην εσωτερική ρίζα είναι αρνητικός. Ο πρώτος προσθετέος κάτω από την ρίζα είναι σε κάθε περίπτωση θετικός και πέρα από αυτό είναι τόσο μικρός ώστε να μπορεί να αγνοηθεί, καθώς όπως θα δειχθεί αργότερα, οι ιδιοσυχνότητες των εμβόλων πρέπει προσεγγιστικά να είναι ίσες. Η παραπάνω προϋπόθεση πληρείται μόνο όταν ισχύει:

$$b_{kh} \cdot b_{hk} = \frac{C_{hk} + A_{St,k} \left( \frac{\partial p}{\partial x_h} \right) \Big|_{x_h=0}}{m_k} \cdot \frac{C_{hk} - A_{St,h} \left( \frac{\partial p}{\partial x_k} \right) \Big|_{x_k=0}}{m_h} < 0 \quad (3.2-10)$$

Η μετατόπιση του ψυχρού εμβόλου πρέπει να προκαλεί μετατόπιση του θερμού εμβόλου προς την ίδια κατεύθυνση, και αυτή με τη σειρά της να επιταχύνει το ψυχρό έμβολο αντίστροφα, έτσι ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή, ταλάντωση του συστήματος με  $\omega$ . Για την παράμετρο αλληλεπίδρασης πρέπει να ισχύει:

$$b_{kh} < 0 \quad \text{και} \quad b_{hk} > 0 \quad (3.2-11a,b)$$

Η εξίσωση 3.2-10 θα μπορούσε να ικανοποιηθεί ακόμη και με αντίθετα πρόσημα, αυτό όμως θα σήμαινε ότι το θερμό έμβολο θα προηγείται του ψυχρού και επομένως θα είχαμε ακατάλληλη για την επιθυμητή λειτουργία.

Είναι δυνατόν να υλοποιηθούν αρνητικές ακαμψίες (για παράδειγμα με μαγνητικά συστήματα), ωστόσο ένα αρνητικό  $C_{hk}$  θα έκανε αναγκαία, μία μεγάλη επιφάνεια διατομής της θερμής ράβδου εμβόλου, έτσι ώστε να μπορεί να ικανοποιηθεί η εξίσωση 3.2-11b. Η ογκομετρική της επίδραση είναι έτσι πιο σημαντική σε σχέση με τον θερμικό συμπίεστή, πράγμα το οποίο ελαττώνει χωρίς λόγο την απόδοση του κύκλου. Γι' αυτό το λόγο θα πρέπει η ακαμψία  $C_{hk}$  των ελατηρίων σύνδεσης, όσο υπάρχει, να λαμβάνεται θετική.

Έτσι εξάγονται δύο επιπλέον ουσιαστικές απαιτήσεις στο σύστημα ταλάντωσης:

$$C_{hk} + A_{St,k} \left( \frac{\partial p}{\partial x_h} \right) \Big|_{x_h=0} < 0 \quad (3.2-12)$$

$$C_{hk} > 0 \quad \vee \quad A_{St,h} \left( \frac{\partial p}{\partial x_k} \right) \Big|_{x_k=0} < 0 \quad (3.2-13)$$

Με τις εξισώσεις 3.2-6, 3.2-7, 3.2-12 και 3.2-13 έχουμε τις τέσσερις βασικές απαιτήσεις για το σύστημα ταλάντωσης. Ωστόσο οι πληροφορίες που παρέχουν παραμένουν καθαρά ποιοτικές, καθώς οι παράγωγοι της πίεσης δεν είναι γνωστές εκτός από το πρόσημο τους. Αυτή η αδυναμία μπορεί να αντιμετωπιστεί, ωστόσο, χρησιμοποιώντας οποιοδήποτε γνωστό μοντέλο για τον κύκλο Vuilleumier. Το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο είναι σε αυτή την περίπτωση ιδιαίτερα κατάλληλο, γιατί περιγράφει την διαδικασία με μία κλειστή λύση. Το σύνολο των παραπάνω εξισώσεων μπορεί, επομένως, να διατηρηθεί σε μεγάλο βαθμό.

Όσον αφορά την πίεση, το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο μας δίνει τα ακόλουθα:

$$p = \frac{m_{Gas} R}{c_1 + c_2 x_k + c_3 x_h} \quad (3.2-14)$$

$$c_1 = \frac{\bar{V}_{Zk} + V_{Wk}}{T_k} + \frac{\bar{V}_{Rk}}{T_{Rk}} + \frac{V_{Wwk} + \bar{V}_{Zw} + V_{Wwh}}{T_w} + \frac{\bar{V}_{Rh}}{T_{Rh}} + \frac{V_{Wh} + \bar{V}_{Zh}}{T_h} \quad (3.2-14a)$$

με

$$c_2 = \frac{A_k}{T_k} - \frac{A_k - A_{St,k}}{T_w} \quad c_3 = \frac{A_h - A_{St,h}}{T_w} - \frac{A_h}{T_h} \quad (3.2-14b,c)$$

Για τη κατανομή θερμοκρασίας στους αναγεννητές η οποία θεωρείται γραμμική, μπορούν να οριστούν οι ακόλουθες μέσες θερμοκρασίες:

$$T_{Rk} = \frac{T_w - T_k}{\ln(T_w/T_k)} \quad T_{Rh} = \frac{T_h - T_w}{\ln(T_h/T_w)} \quad (3.2-15)$$

Μέσω γραμμικοποίησης της εξίσωσης 3.2-14 για την μέση θέση των εμβόλων έχουμε:

$$p = \bar{p} \left( 1 - \frac{c_2}{c_1} x_k - \frac{c_3}{c_1} x_h \right) \quad \text{με} \quad \bar{p} = \frac{m_{Gas} R}{c_1} \quad (3.2-16)$$

Οι παράγωγοι της πίεσης του κύκλου συναρτήσει των θέσεων των εμβόλων μπορούν να βρεθούν μέσω της σύγκρισης των συντελεστών απευθείας με την εξίσωση 3.2-4. Για τις πιο πάνω εξισώσεις προκύπτει κατ' αυτό τον τρόπο:

$$C_k + C_{hk} + A_{St,k} \bar{p} \frac{c_2}{c_1} > 0 \quad (3.2-17)$$

$$C_h + C_{hk} - A_{St,h} \bar{p} \frac{c_3}{c_1} > 0 \quad (3.2-18)$$

$$C_{hk} - A_{St,k} \bar{p} \frac{c_3}{c_1} < 0 \quad (3.2-19)$$

$$C_{hk} > 0 \quad \vee \quad A_{St,h} \frac{c_2}{c_1} > 0 \quad (3.2-20)$$

Μέσω αυτών των εξισώσεων, οι οποίες περιγράφουν την λειτουργική ικανότητα, η δομή των ιδιοτιμών  $\lambda_i$  (Εξίσωση 3.2-8) επιτρέπει να εξαχθούν συμπεράσματα και για την συχνότητα ταλάντωσης. Η ιδιοσυχνότητα του συστήματος προκύπτει σαν τμήμα του φανταστικού μέρους των ιδιοτιμών. Οι ιδιοτιμές υπολογίζονται ωστόσο σαν ρίζα ενός ζεύγους διατεταγμένων μιγαδικών αριθμών και έχουν για αυτό το λόγο όλες ένα σχετικά ίσο φανταστικό μέρος, δηλαδή το σύστημα έχει μία ενιαία ιδιοσυχνότητα, την οποία ο Thomas δίνει προσεγγιστικά ως:

$$\omega_0 = \frac{\omega_k + \omega_h}{2} \quad (3.2-21)$$

Για τις εξίσου ενδιαφέρουσες τιμές της διαφοράς φάσης και της αναλογίας διαδρομής των εμβόλων η ανάλυση του συστήματος χωρίς απόσβεση δεν δίνει καμία ρεαλιστική πληροφορία και γι' αυτό πρέπει να μελετηθεί το σύστημα με απόσβεση.

### 3.3 Συστήματα με απόσβεση

Η μελέτη του συστήματος χωρίς απόσβεση δίνει αρκετές πληροφορίες για τα συστήματα των ελεύθερων εμβόλων. Παρ' όλα αυτά μία ρεαλιστική εικόνα για την και την αναλογία διαδρομής των εμβόλων μπορεί να δοθεί μόνο λαμβάνοντας υπόψη την απόσβεση. Ακόμη και ο ισχυρισμός ότι οι ιδιοσυχνότητες των εμβόλων πρέπει να έχουν παρόμοιο μέγεθος πρέπει να αποδειχθεί. Οι ανωτέρω εξισώσεις 3.2-1 και 3.2-2 μπορούν κάτω από την επίδραση της απόσβεσης να συμπληρωθούν ως εξής:

$$m_k \ddot{x}_k = -D_{kk} \dot{x}_k - D_{kh} \dot{x}_h - C_k x_k - C_{hk} (x_k - x_h) + A_{St,k} (p - \bar{p}) \quad (3.3-1)$$

$$m_h \ddot{x}_h = -D_{hh} \dot{x}_h - D_{hk} \dot{x}_k - C_h x_h - C_{hk} (x_k - x_h) + A_{St,h} (p - \bar{p}) \quad (3.3-2)$$

Όπως μπόρεσε να αποδείξει ο Thomas, ακόμη και αυτό το σύστημα είναι επιλύσιμο. Εφόσον η αποτελεσματικότητα του επεκταμένου μοντέλου που αναπτύχθηκε στο κεφάλαιο 3.1 παραμένει περιορισμένη, είναι λογικό να στραφούμε στα αποτελέσματα του συγκεκριμένου συστήματος. Ο Thomas δίνει στην προκειμένη περίπτωση τις ακόλουθες προσεγγιστικές λύσεις:

$$\tan \varphi = \omega_0 \frac{D_{hh}/m_h + D_{kk}/m_k}{\omega_h^2 - \omega_k^2} \quad (3.3-3)$$

$$\frac{\hat{x}_k}{\hat{x}_h} = \sqrt{-\frac{m_k b_{kh} D_{hh}}{m_h b_{hk} D_{kk}}} = \sqrt{-\frac{D_{hh} \cdot (C_{hk} - A_{St,k} \bar{p} \frac{C_3}{C_1})}{D_{kk} \cdot (C_{hk} - A_{St,h} \bar{p} \frac{C_2}{C_1})}} \quad (3.3-4)$$

Σ' αυτή την περίπτωση η εξίσωση της διαφοράς φάσης ικανοποιεί ακόμη και την απαίτηση για παρόμοιες ιδιοσυχνότητες των εμβόλων, αφού για να επιτευχθεί η επιδιωκόμενη  $90^\circ$  με πεπερασμένο αριθμητή πρέπει να μηδενιστεί ο παρανομαστής, δηλαδή να έχουμε περίπου ίσες ιδιοσυχνότητες.

### 3.4 Ερμηνεία των αποτελεσμάτων

Πρώτα πρέπει να αναφερθεί ότι οι εξισώσεις 3.2-17 μέχρι 3.2-20 είναι σε μεγάλο βαθμό σε συμφωνία με τα αποτελέσματα του Thomas. Σύμφωνα με την υπόθεση του Thomas, για μία ενιαία διατομή της ράβδου εμβόλου  $A_{St}$ , επιτρέπεται μέσω της σύνθεσης των εξισώσεων 3.2-18 και 3.2-19 να καταλήξουμε απευθείας στην απαίτηση σύζευξης του θερμού εμβόλου με το περίβλημα:

$$C_h > \left| C_{hk} - A_{St} \bar{p} \frac{c_3}{c_1} \right| \quad (3.4-1)$$

Αποδεικνύεται όμως παράλληλα, ότι αυτή η υπόθεση μας περιορίζει χωρίς λόγο κατά την επιλογή του συστήματος ταλάντωσης. Σύμφωνα με την εξίσωση 3.2-19 μπορεί να χρησιμοποιηθεί και μία ψυχρή ράβδος εμβόλου, χωρίς, απαραίτητα, να έχει η θερμή ράβδος εμβόλου την ίδια διάμετρο. Επιπλέον η παρουσία της θερμής ράβδου δεν είναι καν απαραίτητη, εφόσον η συνθήκη 3.2-20 μπορεί εναλλακτικά να εκπληρωθεί μέσω μιας ελαστικής σύνδεσης των εμβόλων ( $C_{hk} > 0$ ).

Απομακρύνοντας αυτόν τον περιορισμό, αυξάνεται ο αριθμός των δυνατών παραλλαγών του συστήματος, οι οποίες, όπως ήδη προαναφέρθηκε, μπορούν συντεθούν σε 64 διαφορετικούς συνδυασμούς. Οι παραλλαγές αυτές μπορούν να περιγραφούν μέσω ενός μετρητικού συστήματος με βάση το 4 από 000<sub>4</sub> έως 333<sub>4</sub> όπως παρουσιάστηκε στο κεφάλαιο 3.1. Το πλήθος των επιλογών μπορεί στη συνέχεια να περιορισθεί σύμφωνα με τις απαιτήσεις των εξισώσεων. Από την εξίσωση 3.2-19 αποκλείονται 16 παραλλαγές, οι οποίες δεν διαθέτουν καμία ψυχρή ράβδο εμβόλου, δηλαδή δεν έχουν κανένα ελατήριο αερίου το οποίο να συνδέεται με το ψυχρό έμβολο ( $A_{St,k} = 0$ ). Σ' αυτή την περίπτωση τόσο το πρώτο όσο και το δεύτερο ψηφίο της ονομασίας του συστήματος θα είναι μικρότερο του 1. Μία εξίσου απαραίτητη περιοριστική συνθήκη αποτελεί το γεγονός ότι ένα σύστημα με δύο βαθμούς ελευθερίας μπορεί να ταλαντωθεί μόνο αν περιλαμβάνει δύο τουλάχιστον ελατήρια. Αυτό αφορά τους δέκα συνδυασμούς, των οποίων τουλάχιστον δύο από τα τρία ψηφία είναι '0'. Οι εξισώσεις 3.2-17 και 3.2-18 δεν δημιουργούν κανένα περιορισμό όσον αφορά τις δυνατές επιλογές. Οκτώ συστήματα δεν καλύπτουν τις προϋποθέσεις της εξίσωσης 3.2-20, δηλαδή όσες δεν έχουν ούτε θερμή ράβδο εμβόλου ( $A_{St,h} = 0$ ) ούτε ελατήριο μεταξύ των εμβόλων ( $C_{hk} = 0$ ). Η περιγραφή τους τελειώνει είτε σε 00 είτε σε 01. Συνολικά παραμένουν, συνδυάζοντας τα επιμέρους κριτήρια, 42 συνδυασμοί, οι οποίοι μπορούν ουσιαστικά να θεωρηθούν ικανοί για ταλάντωση.

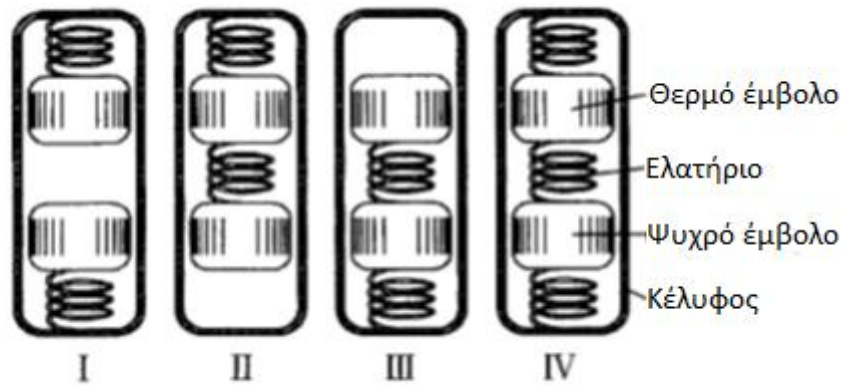
Ωστόσο δεν μπορούμε να θεωρήσουμε όλους αυτούς τους συνδυασμούς το ίδιο λειτουργικούς, γιατί πέρα από τις παραπάνω απαραίτητες προϋποθέσεις, υπάρχει μία σειρά άλλων λογικών συνθηκών για το σύστημα ταλάντωσης οι οποίες δεν πληρούνται αυτομάτως. Γι αυτό είναι γενικά χρήσιμο να τοποθετούνται και τα δύο έμβολα κατά τέτοιο τρόπο ώστε, ακόμα και κατά την παύση της λειτουργίας μηχανής, να επιτρέπουν εκκίνηση χωρίς προβλήματα. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί ευκολότερα χρησιμοποιώντας στερεά ελατήρια σε τουλάχιστον δύο από τις δυνατές θέσεις ελατηρίων. Επιπλέον, η αξιοποίηση της θέσης ελατηρίου ανάμεσα στα έμβολα, επηρεάζει θετικά την συμπεριφορά εκκίνησης και επιτρέπει σύμφωνα με την εξίσωση 3.3-4 την ρύθμιση της αναλογίας διαδρομής του εμβόλου, βελτιστοποιώντας την λειτουργία των εναλλακτών θερμότητας και των αναγεννητών. Με  $C_{hk}=0$  θα έπρεπε να συγχρονιστούν οι συντελεστές απόσβεσης των δύο τμημάτων για να ρυθμιστεί η επιθυμητή αναλογία διαδρομής. Η απαρίθμηση θα μπορούσε να συνεχιστεί, επειδή όμως τα κριτήρια πρέπει να συνδέονται στενά με τους στόχους οι οποίοι ακολουθούνται, αρκούν σε αυτό το σημείο αυτά και μόνο τα παραδείγματα. Περαιτέρω απαιτήσεις λειτουργίας μελετούνται κατά την ανάπτυξη των αντίστοιχων μηχανών.

### **3.5 Μοντέλο ανάλυσης απόδοσης KAWAJIRI-HONDA-SUGIMOTO**

Στη συνέχεια παρουσιάζεται ενδεικτικά ένα εναλλακτικό μοντέλο ανάλυσης από τους KAWAJIRI-HONDA-SUGIMOTO (1995), παράδειγμα εφαρμογής του σε μια πειραματική μηχανή Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων, καθώς και σύγκρισή του με τα πειραματικά αποτελέσματα. Στόχος του μοντέλου είναι να διευκρινιστούν οι βασικές αρχές απόδοσης και λειτουργίας των μηχανών Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων. Τα βασικά χαρακτηριστικά λειτουργίας καθορίστηκαν αρχικά μέσω ενός γενικευμένου μοντέλου γραμμικής ανάλυσης με ιδιαίτερη έμφαση να δίνεται στην διερεύνηση της επίδρασης του ελατηρίου σύνδεσης μεταξύ θερμού και ψυχρού εμβόλου στη δυναμική κίνηση των εμβόλων και την απόδοση της μηχανής, και στη μελέτη των συνθηκών που απαιτούνται για την επίτευξη αυτοδιεγειρόμενης λειτουργίας. Επιπλέον τα χαρακτηριστικά απόδοσης στην αυτοδιεγειρόμενη λειτουργία αναλύθηκαν με την ανάπτυξη ενός απλοποιημένου προγράμματος προσομοίωσης λειτουργίας, το οποίο επιτρέπει τον υπολογισμό της κίνησης των εμβόλων και του παραγόμενου έργου συνδυάζοντας τα αποτελέσματα από την γραμμική ανάλυση και την προσομοίωση δεύτερης τάξης ενός ισοθερμοκρασιακού μοντέλου.

#### **3.5.1 Γραμμική ανάλυση μηχανών Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων**

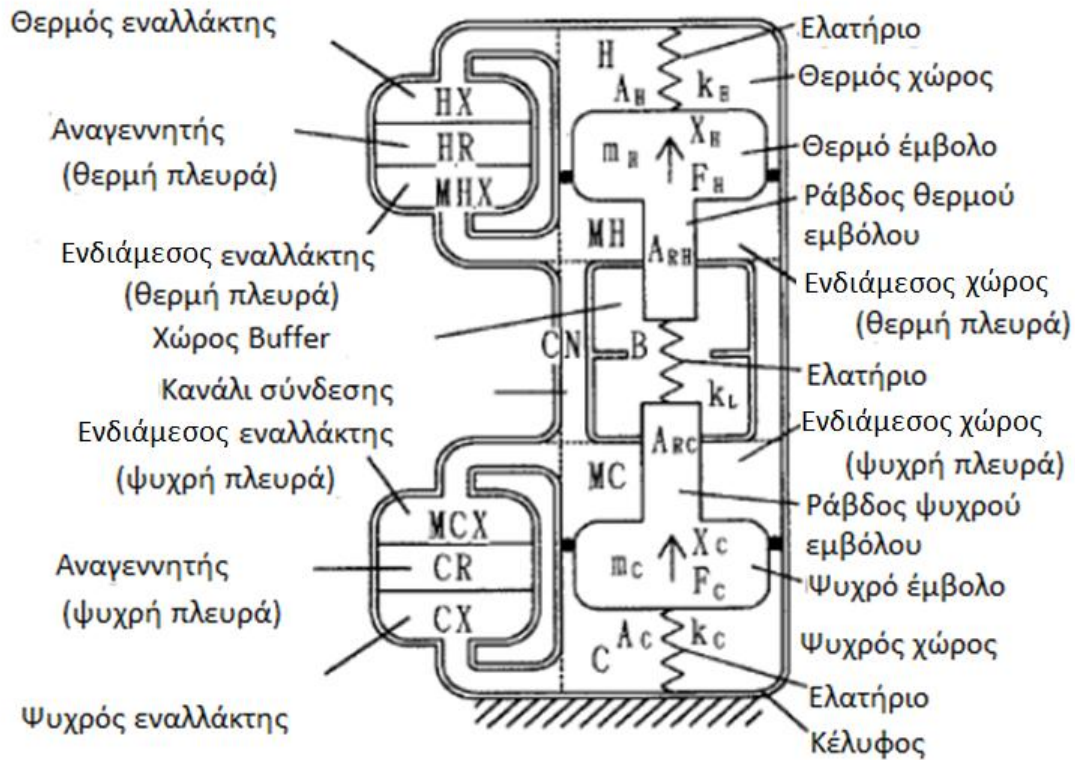
Οι μηχανές Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων κατηγοριοποιούνται σε τέσσερις κατηγορίες όπως φαίνεται στο σχήμα 3.3 όσον αφορά στους συνδυασμούς των θερμών και ψυχρών εμβόλων και τα μηχανικά ελατήρια. Από τις μηχανές που θα μελετηθούν στη συνέχεια, οι μηχανές Thomas, FPV2-303, FPV2-303a και FPV4 ανήκουν στην κατηγορία I ,ενώ στη κατηγορία II ανήκει η μηχανή FPV2-211.Η μηχανή που χρησιμοποιήθηκε για την ανάπτυξη του συγκεκριμένου μοντέλου ανήκει επίσης στην κατηγορία I.



Σχήμα 3-3: Αντλία θερμότητας Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων

Το σχήμα 3.4 αντιπροσωπεύει ένα μοντέλο ανάλυσης για τις μηχανές Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων. Το μοντέλο αποτελείται από 11 χώρους διεργασίας συνολικά στους οποίους περιλαμβάνονται ένας θερμός χώρος, ένας ενδιάμεσος χώρος στον θερμό κύλινδρο, ένας ενδιάμεσος χώρος στον ψυχρό κύλινδρο, ένας ψυχρός χώρος, μία δίοδος που ενώνει τους δύο ενδιάμεσους χώρους και τρεις εναλλάκτες θερμότητας για τον καθένα στον θερμό και ψυχρό κύλινδρο και δυο χώροι buffer. Το θερμό και ψυχρό έμβολο είναι ασφαλισμένα στο κέλυφος με τις εκάστοτε ράβδους και ελατήρια. Οι δείκτες που αντιπροσωπεύουν τους εναλλάκτες θερμότητας και τους χώρους διεργασίας στις ακόλουθες εξισώσεις αντιστοιχούν στα σύμβολα του σχήματος 3.4.





Σχήμα 3-4: Μοντέλο ανάλυσης αντλίας θερμότητας Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων

Οι εξισώσεις που αφορούν την βασική λειτουργία, την λειτουργία σε αυτοδιεγερόμενη ταλάντωση, και την επίδραση του ενδιάμεσου εμβόλου (εξισώσεις 3.5.1 έως 3.5.33) παρουσιάζονται στο παράρτημα Β. Στη συνέχεια παρουσιάζεται η μέθοδος προσομοίωσης και τα αποτελέσματα σε σύγκριση με τις πειραματικές μετρήσεις.

### 3.5.2 Προσομοίωση δεύτερης τάξης

#### Διαδικασία υπολογισμού

Με την προσομοίωση δεύτερης τάξης του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου, οι υπολογισμοί απόδοσης δεν μπορούν να επιτευχθούν εκτός και αν η κίνηση των εμβόλων και η συχνότητα λειτουργίας είναι ήδη γνωστές. Όπως έγινε, όμως, εμφανές από τις εξισώσεις (παράρτημα Β), στην περίπτωση της αυτοδιεγερόμενης ταλάντωσης οι τιμές των διαδρομών των εμβόλων δεν μπορούν να προσδιορισθούν απολύτως. Αναπτύχθηκε, έτσι, μια απλοποιημένη προσομοίωση δεύτερης τάξης για μηχανές Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων που επιτρέπει την εκτίμηση της κίνησης των εμβόλων και της συχνότητας λειτουργίας χρησιμοποιώντας τα αποτελέσματα της γραμμικής ανάλυσης. Η διαδικασία της προσομοίωσης φαίνεται στο σχήμα 3.5.

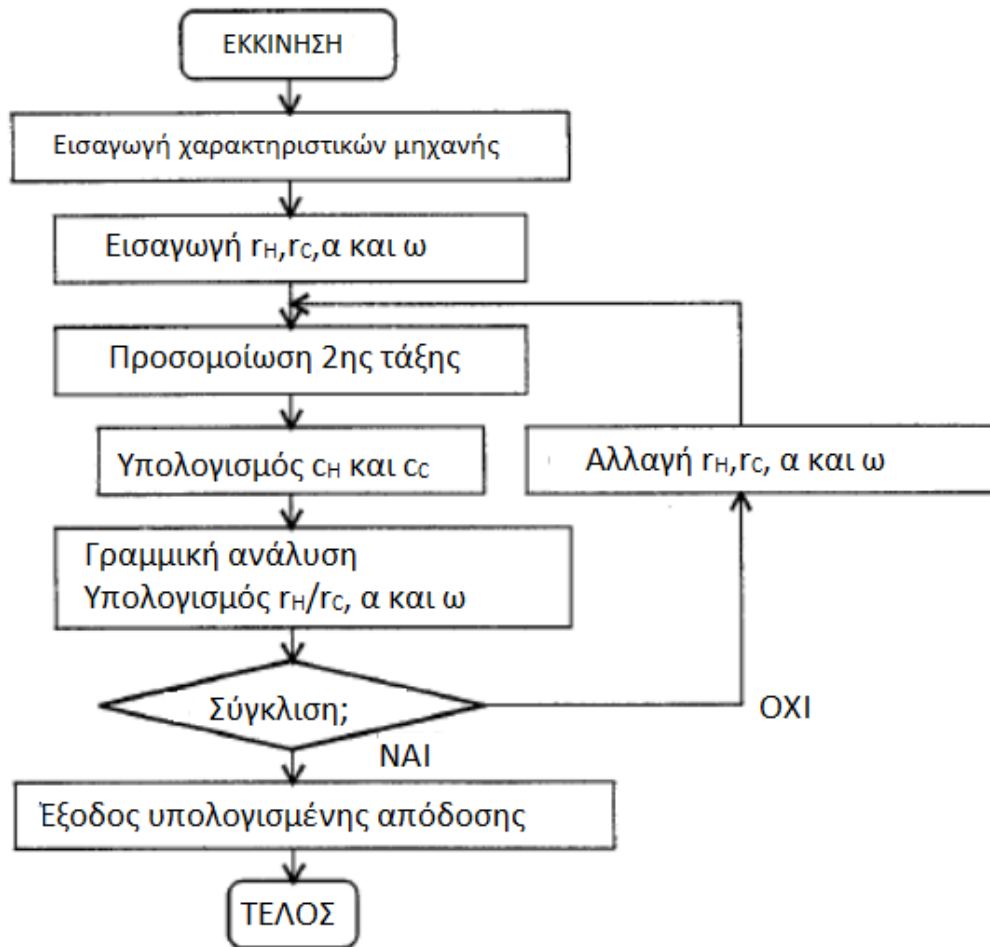
Η προσομοίωση δεύτερης τάξης εκτελείται βασισμένη σε προηγούμενη αυθαίρετη εκτίμηση κίνησης του εμβόλου. Σε αυτήν την προσομοίωση η διακύμανση της πίεσης υπολογίζεται από την εξίσωση (3.5.3). Η στιγμιαία ταχύτητα της ροής αερίου καθορίζεται για κάθε τμήμα από αυτήν την διακύμανση της πίεσης και τον όγκο σε κάθε χώρο διεργασίας. Στη συνέχεια, η πτώση πίεσης στον εναλλάκτη θερμότητας υπολογίζεται από την ταχύτητα ροής που βρέθηκε, και διορθώνεται θεωρώντας την πίεση στον σωλήνα σύνδεσης ως πίεσης αναφοράς. Οι απώλειες αγωγής, εναλλάκτη, κελύφους και άντλησης λαμβάνονται επίσης υπ' όψιν. Η γραμμική ανάλυση εκτελείται καθορίζοντας τον συντελεστή απόσβεσης από την υπολογισμένη πτώση πίεσης και την ολίσθηση εμβόλου. Αυτή η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι την μόνιμη κατάσταση της κίνησης του εμβόλου. Ο συντελεστής απόσβεσης εκφράζεται στην γραμμική ανάλυση με τις ακόλουθες εξισώσεις ως ο μέσος όρος (από ενεργειακής πλευράς) του έργου απωλειών  $W_{\Delta P_i}$  που δρα για έναν κύκλο στο έμβολο ως αποτέλεσμα της πτώσης πίεσης  $\Delta P_i$  στους εναλλάκτες θερμότητας και του έργου απωλειών  $W_{SEALi}$  που δρα για έναν κύκλο στο έμβολο ως αποτέλεσμα της τριβής ολίσθησης εμβόλου  $F_{SEALi}$  :

$$c_i = (W_{\Delta P_i} + W_{SEALi}) / (\pi r_i^2 \omega) \quad (i = H, C) \quad (3.5.34)$$

$$W_{\Delta P_i} = \oint \Delta P_i A_i dx_i \quad (3.5.35)$$

$$W_{SEALi} = \oint F_{SEALi} dx_i \quad (3.5.36)$$

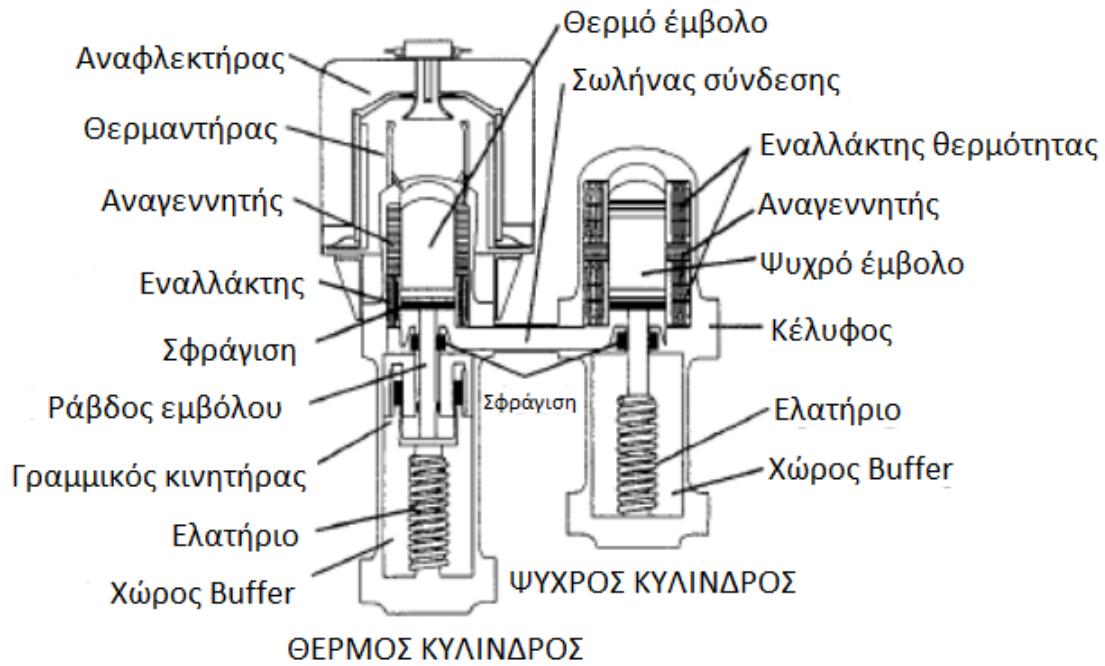
Οι παράγοντες της τριβής ολίσθησης περιλαμβάνουν και μια τριβή που παράγεται από τον δακτύλιο του εμβόλου που πιέζεται στον κύλινδρο εξαιτίας της πτώσης πίεσης, και μια τριβή που δρα στον δακτύλιο οδήγησης του εμβόλου εξαιτίας της πλάγιας δύναμης που παράγεται ως αποτέλεσμα της εκκεντρότητας του μηχανικού ελατηρίου.



Σχήμα 3-5: Διαδικασία προσομοίωσης

Σύγκριση υπολογιστικών αποτελεσμάτων και πειραματικών αποτελεσμάτων

Το σχέδιο της μηχανής που χρησιμοποιήθηκε στο πείραμα και την ανάλυση παρουσιάζεται στο σχήμα 3.6, και τα κύρια χαρακτηριστικά και συνθήκες λειτουργίας στους πίνακες 1 και 2. Το θερμό και ψυχρό έμβολο είναι τοποθετημένα σε ξεχωριστούς κυλίνδρους χωρίς να συνδέονται με ελατήριο. Η μηχανή ανήκει επομένως στην κατηγορία Ι. Στο σχήμα 3.6, η  $x_H$  είναι θετική προς τα πάνω, και η  $x_C$  είναι θετική προς τα κάτω.



Σχήμα 3-6: Σχέδιο αντλίας θερμότητας Vuilleumier

|                                 |                                  |
|---------------------------------|----------------------------------|
| Τύπος θερμαντήρα                | Σωλήνες                          |
| Τύπος εναλλάκτη θερμότητας      | Κέλυφος                          |
| Αναγεννητής                     | Πλέγμα                           |
| Τύπος γραμμικού κινητήρα        | Κινούμενο πηνίο                  |
| Διάμετρος θερμού εμβόλου        | 80 mm                            |
| Διάμετρος ψυχρού εμβόλου        | 90 mm                            |
| Διάμετρος ράβδου θερμού εμβόλου | 30 mm                            |
| Διάμετρος ράβδου ψυχρού εμβόλου | 28 mm                            |
| Μάζα θερμού εμβόλου             | 3.1 kg                           |
| Μάζα ψυχρού εμβόλου             | 3.0 kg                           |
| Σταθερά θερμού ελατηρίου        | 53.9 kN/m                        |
| Σταθερά ψυχρού ελατηρίου        | 29.4 kN/m                        |
| Όγκος θερμού buffer             | $4.0 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ |
| Όγκος ψυχρού buffer             | $2.6 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ |

Πίνακας 1: Βασικά χαρακτηριστικά

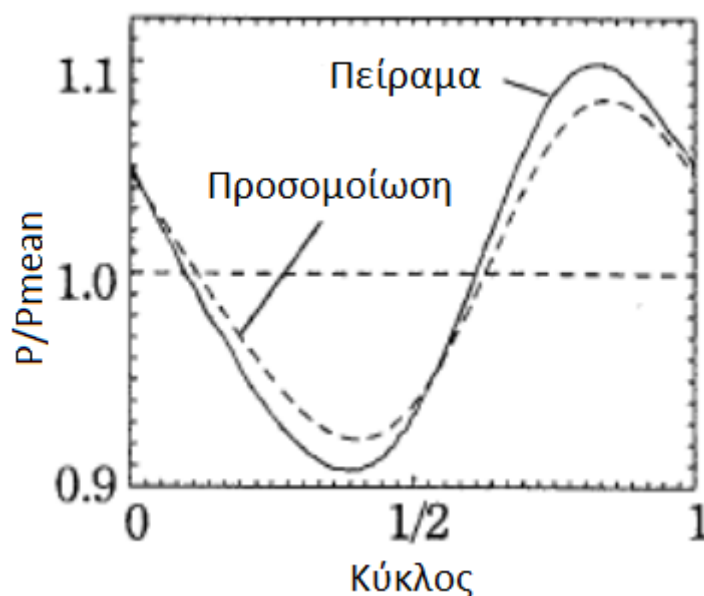
|                                       |   |
|---------------------------------------|---|
| Εργαζόμενο αέριο                      | He  |
| Μέση πίεση                            | 10 MPa  |
| Θερμοκρασία θερμού αερίου             | 973 K   |
| Θερμοκρασία εισερχόμενου ψυχρού νερού | 285 K   |
| Θερμοκρασία εισερχόμενου θερμού νερού | 318 K   |
| Παροχή νερού                          | $0.143 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{sec}$ |

Πίνακας 2: Συνθήκες

Ο πίνακας 3 δείχνει τα πειραματικά αποτελέσματα που αποκτήθηκαν κατά την αυτοδιεγερόμενη λειτουργία σε σύγκριση με τα αποτελέσματα της γραμμικής ανάλυσης και της προσομοίωσης δεύτερης τάξης. Ενώ η συχνότητα  $f (= \omega/2\pi)$  και η  $S_C/S_H (= r_C/r_H)$  συμφωνούν, η υπολογισμένη  $\alpha$  είναι μικρότερη κατά 10% στην γραμμική ανάλυση. Όπως φαίνεται από την σύγκριση της ανάλυσης του ισοθερμοκρασιακού μοντέλου με την κίνηση του εμβόλου, τις συνθήκες λειτουργίας και την διακύμανση πίεσης που παρουσιάστηκε στο πείραμα στο σχήμα 3.7, το ισοθερμοκρασιακό μοντέλο οδηγεί σε μικρότερη εκτίμηση της διακύμανσης πίεσης.

|                                  | Πείραμα | Γραμμική ανάλυση | Προσομοίωση 2 <sup>ης</sup> τάξης |
|----------------------------------|---------|------------------|-----------------------------------|
| Συχνότητα (Hz)                   | 17.3    | 17.7             | 17.8                              |
| (μοίρες)                         | 102.3   | 91.2             | 88.7                              |
| Διαδρομή θερμού εμβόλου (mm)     | 18.2    | -                | 19.4                              |
| Διαδρομή ψυχρού εμβόλου (mm)     | 26.3    | -                | 26.5                              |
| Αναλογία διαδρομής [ $S_C/S_H$ ] | 1.45    | 1.39             | 1.37                              |
| Ενδεικνυόμενο έργο [ $W_C$ ] (W) | 879     | -                | 858                               |
| Ψυκτική ικανότητα (W)            | 668     | -                | 633                               |
| Απόδοση [ $COP_C$ ]              | 2.02    | 2.21             | 2.17                              |

Πίνακας 3: Αποτελέσματα σε αυτοδιεγερόμενη λειτουργία

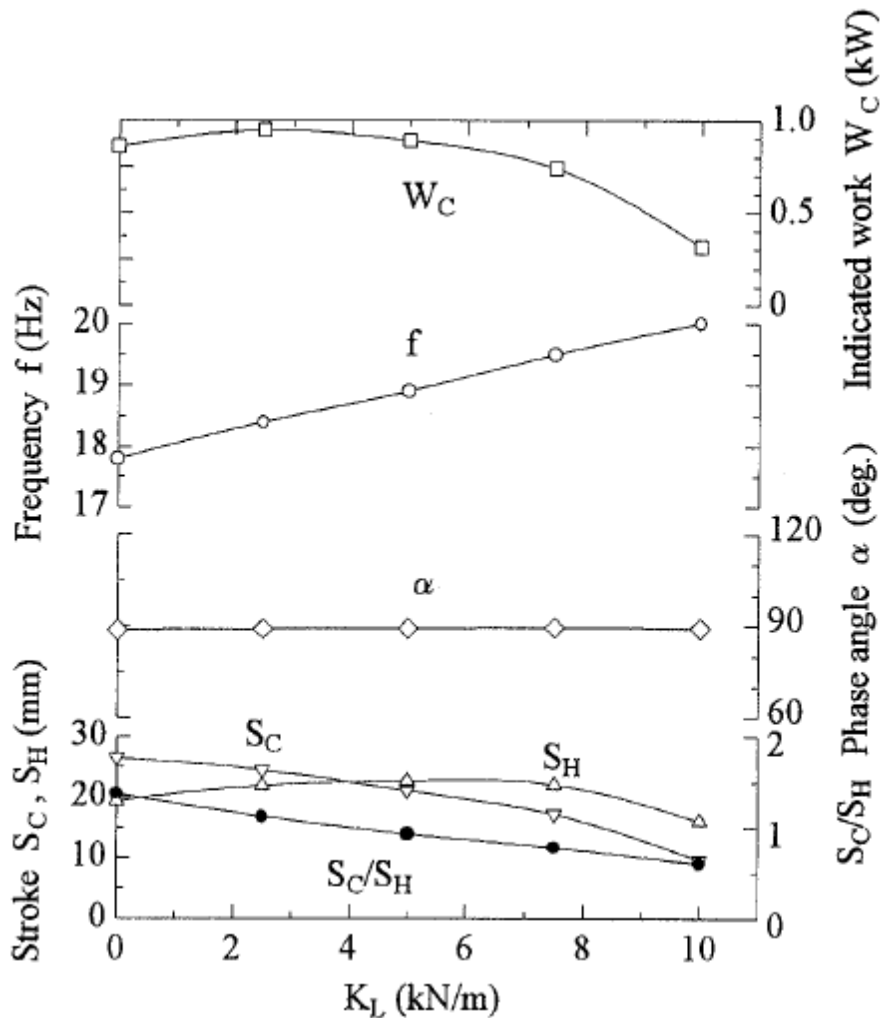


Σχήμα 3-7: Πίεση

Ανάλυση χαρακτηριστικών με προσομοίωση

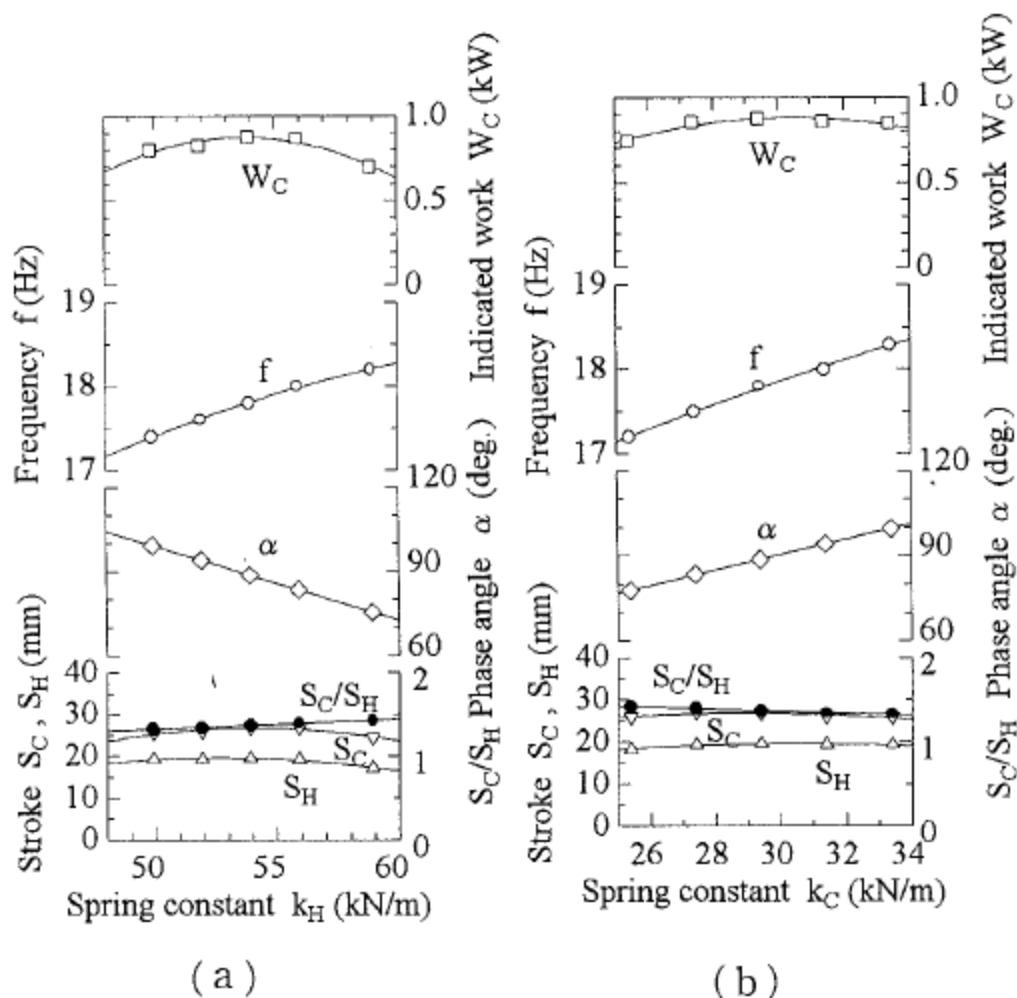
Στην συγκεκριμένη μελέτη, έγινε ανάλυση των χαρακτηριστικών με προσομοίωση πάνω στην πειραματική μηχανή για σταθερά ελατηρίου  $K_L = 0$ . Οι παράμετροι που δεν αλλάχθηκαν έμειναν σταθερές στις τιμές του πίνακα 1

Αρχικά, έγινε υπολογισμός για να προσδιοριστεί η εξάρτηση των χαρακτηριστικών της μηχανής από την  $K_L$ , κάτι το οποίο δεν είχε επιβεβαιωθεί. Το σχήμα 3.8 δείχνει την εξάρτηση των χαρακτηριστικών αυτοδιεγειρόμενης λειτουργίας με την  $K_L$ . Όσο η  $K_L$  μεγαλώνει, η διαδρομή  $S_C$  μικραίνει και η  $S_H$  μεγαλώνει, εκτός από τις περιπτώσεις με μεγάλο  $K_L$ , όπου ο λόγος  $S_C/S_H$  γίνεται μικρότερος. Με μικρότερη  $S_C$ , το έργο οδήγησης του ψυχρού εμβόλου μειώνεται, ενώ η  $S_H$  μικραίνει όταν η  $K_L$  είναι μεγάλη. Δεν υπάρχει σχεδόν καμία αλλαγή στο  $\alpha$ . Επειδή οι  $\omega_C$  και  $\omega_H$  αυξάνονται με την  $K_L$ , αυξάνεται και η συχνότητα  $f$ . Η τιμή  $W_C$  γίνεται μέγιστη για  $K_L = 2 \text{ kN/m}$ , υπονοώντας την ύπαρξη ενός βέλτιστου  $K_L$ .



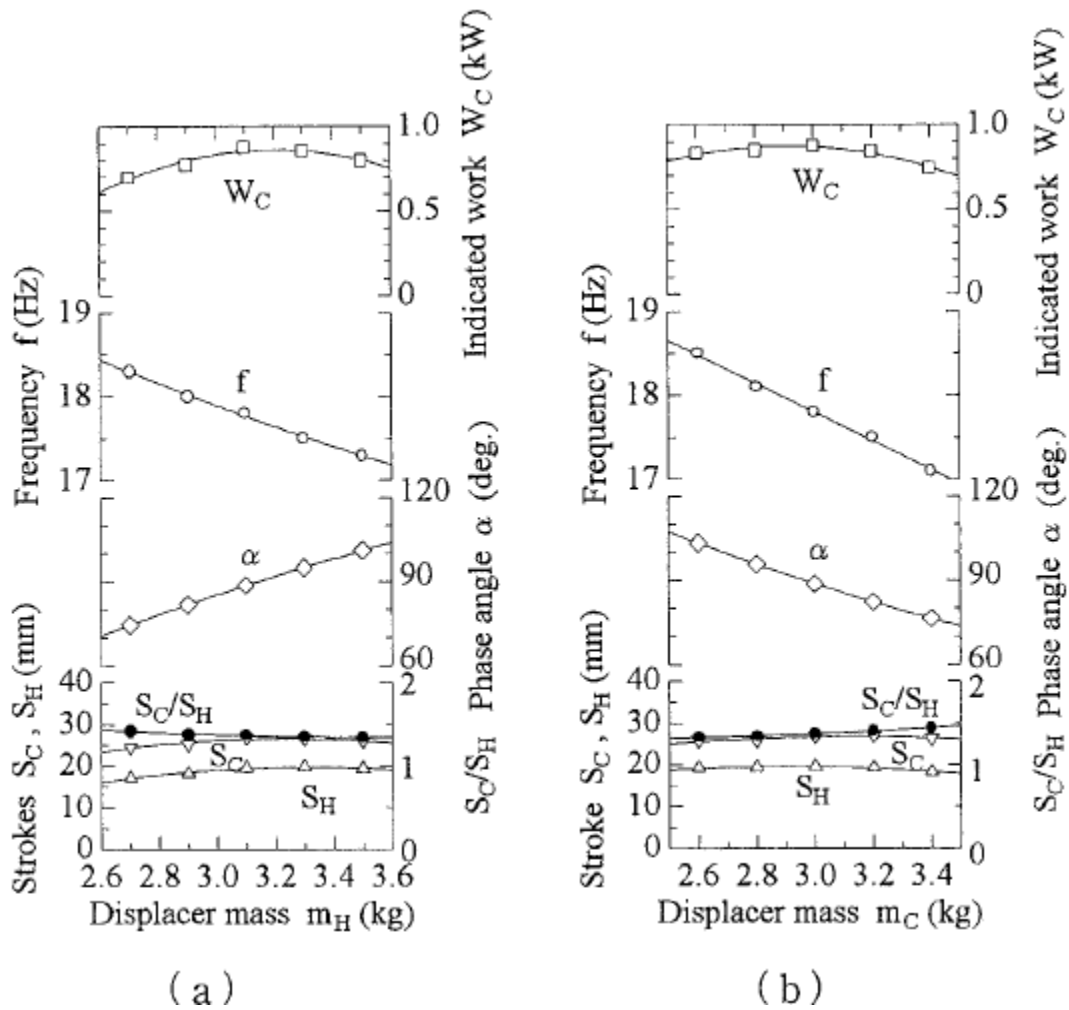
Σχήμα 3-8: Εξάρτηση της μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων με την  $K_L$

Η εξάρτηση των χαρακτηριστικών απόδοσης της μηχανής από τις  $k_H$  και  $k_C$  στην περίπτωση που  $K_L = 0$  φαίνεται στο σχήμα 3.9. Όταν η τιμή της  $k_H$  είναι κοντά στα  $54\text{kN/m}$ , και η  $k_C$  κοντά στα  $29\text{kN/m}$ , έχουμε  $\alpha = 90^\circ$ , και οι  $S_C, S_H, W_C$  μεγιστοποιούνται. Η τιμή της  $\alpha$  μειώνεται όσο μεγαλώνει η  $k_H$ , και αυξάνεται όσο μεγαλώνει η  $k_C$ . Η τιμή της  $f$  αυξάνεται αναλογικά με τις  $k_H, k_C$ .



Σχήμα 3-9: Εξάρτηση της απόδοσης της μηχανής από τις  $k_H$  και  $k_C$

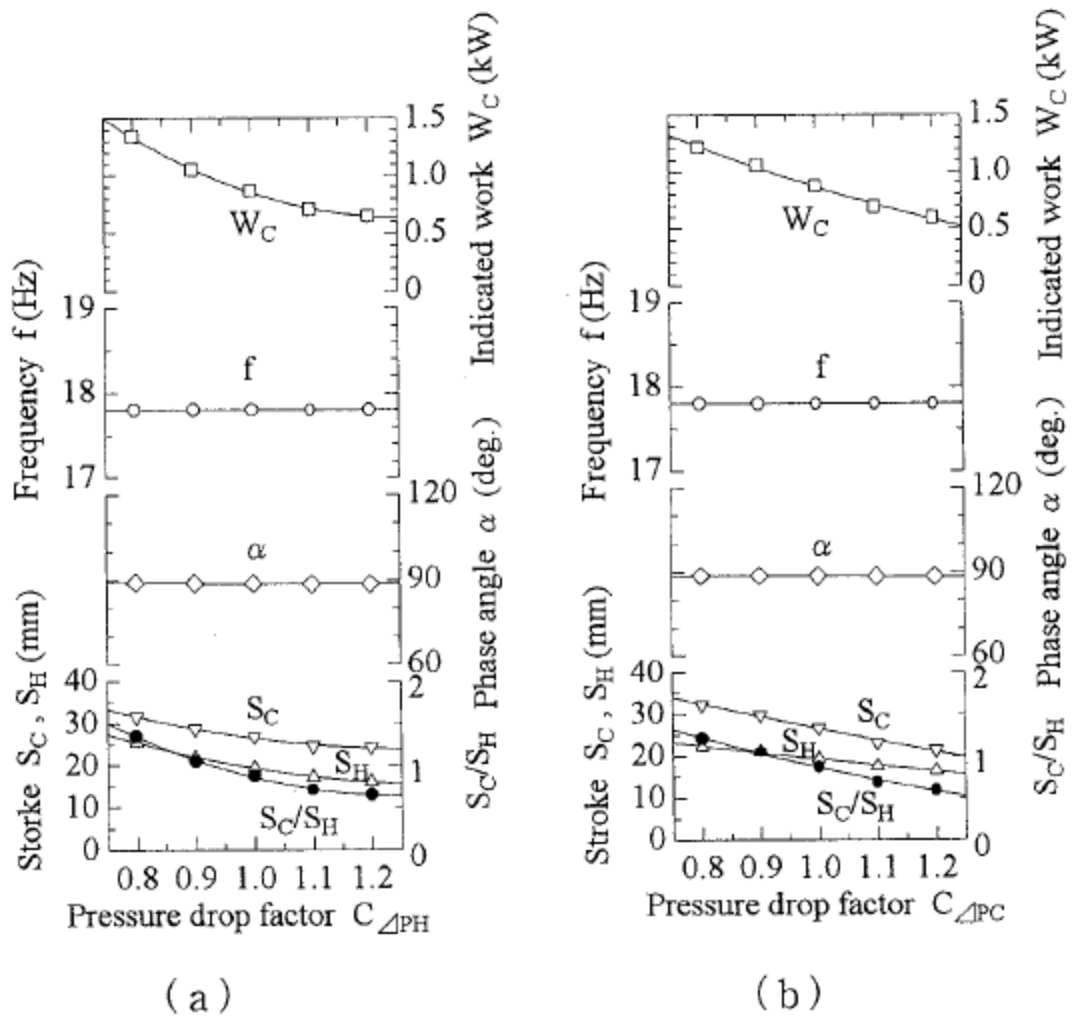
Το σχήμα 3.10 δείχνει την εξάρτηση των χαρακτηριστικών της μηχανής από τις  $m_H$  και  $m_C$ . Οι  $S_C, S_H$  και το  $W_C$  παίρνουν μέγιστη τιμή κοντά στις  $m_H$  και  $m_C$  όπου  $\alpha = 90^\circ$  όπως και στην περίπτωση των  $k_H$  και  $k_C$ . Η τιμή της  $\alpha$  αυξάνεται με την  $m_H$  και μειώνεται όσο η  $m_C$  αυξάνεται. Μαζί με την αύξηση των  $m_H$  και  $m_C$ , η  $f$  μειώνεται ανάλογα.



Σχήμα 3-10: Εξάρτηση της απόδοσης της μηχανής από τις  $m_H$  και  $m_C$

Το σχήμα 3.11 δείχνει την εξάρτηση των χαρακτηριστικών της μηχανής από την απόσβεση. Έγινε μία υπολογιστική προσομοίωση για τα χαρακτηριστικά της μηχανής με διάφορους συντελεστές απόσβεσης αλλάζοντας την πτώση πίεσης στους εναλλάκτες θερμότητας. Σε αυτόν τον υπολογισμό, η πτώση πίεσης διαφοροποιήθηκε πολλαπλασιάζοντας όλους τους συντελεστές τριβής στους εναλλάκτες θερμότητας της θερμής και ψυχρής πλευράς με  $C_{\Delta PH}$  και  $C_{\Delta PC}$ . Όσο ο  $C_{\Delta PH}$  ή ο  $C_{\Delta PC}$  αυξάνεται, οι  $S_C, S_H$  και το  $W_C$  μειώνονται, ενώ η  $f$  παραμένει σχεδόν αμετάβλητη.





Σχήμα 3-11: Εξάρτηση της απόδοσης της μηχανής από τους  $C_{\Delta PH}$  και  $C_{\Delta PC}$

Τα λειτουργικά χαρακτηριστικά μιας μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων με  $k_L = 0$  χωρίς σύνδεση με ενδιάμεσο ελατήριο είναι ποιοτικά όμοια με εκείνα για  $k_L \neq 0$ .

### Συμπεράσματα

Με την ανάλυση και το πείραμα του παρόντος κεφαλαίου διευκρινίστηκαν οι βασικές αρχές απόδοσης και λειτουργίας μιας μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων. Βγήκαν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

1. Κατασκευάστηκε ένα μοντέλο γραμμικής ανάλυσης για μηχανές Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων, ώστε να μελετηθούν η συχνότητα λειτουργίας, η διαφορά φάσης και η διαδρομή των εμβόλων σε αυτοδιεγερόμενη και εξαναγκασμένη ταλάντωση.
2. Παρουσιάστηκε ο μηχανισμός μετάδοσης ενέργειας στο σύστημα ταλάντωσης μιας μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων. Το ενδιαμέσο ελατήριο που συνδέει το θερμό και ψυχρό έμβολο λειτουργεί ως τμήμα του ελατηρίου του κάθε εμβόλου, και έχει την ιδιότητα να μεταφέρει μέρος του έργου που παράγεται από το ψυχρό έμβολο ως έργο οδήγησης του θερμού εμβόλου, όπως και ο μηχανισμός στροφάλου στις συμβατικές μηχανές Vuilleumier.
3. Αναπτύχθηκε ένα πρόγραμμα προσομοίωσης της λειτουργίας των μηχανών Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων συνδυάζοντας την γραμμική ανάλυση και την προσομοίωση δεύτερης τάξης ενός ισοθερμοκρασιακού μοντέλου, έτσι ώστε να είναι δυνατός ο υπολογισμός της κίνησης των εμβόλων, του COP, της ροής θερμότητας και των έργων.
4. Τα αποτελέσματα του πειράματος και τα λειτουργικά χαρακτηριστικά στην αυτοδιεγερόμενη λειτουργία έδειξαν καλή σύγκλιση.
5. Αναλύθηκε η εξάρτηση των χαρακτηριστικών αυτοδιεγερόμενης λειτουργίας μιας μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων από την σταθερά ελατηρίου, την μάζα εμβόλων και την απόσβεση. Η παρουσία ή απουσία ενδιάμεσου ελατηρίου δεν δημιουργεί ποιοτική διαφορά στην εξάρτηση από την σταθερά ελατηρίου, την μάζα εμβόλων ή την απόσβεση

## 4 ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ ΤΩΝ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΩΝ

Στη συνέχεια παρουσιάζεται αναλυτικά μια σειρά πειραματικών μηχανών που αναπτύχθηκαν με σκοπό την διερεύνηση των δυνατοτήτων των μηχανών Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων στη βιομηχανία θέρμανσης, ξεκινώντας από την πρώτη μηχανή Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων που κατασκευάστηκε από τον Thomas, και προχωρώντας στη συνέχεια σε πιο εξελιγμένα μοντέλα όπως αυτά μελετήθηκαν από τον Rüther.

### 4.1 Η μηχανή του THOMAS

#### 4.1.1 Κατασκευή

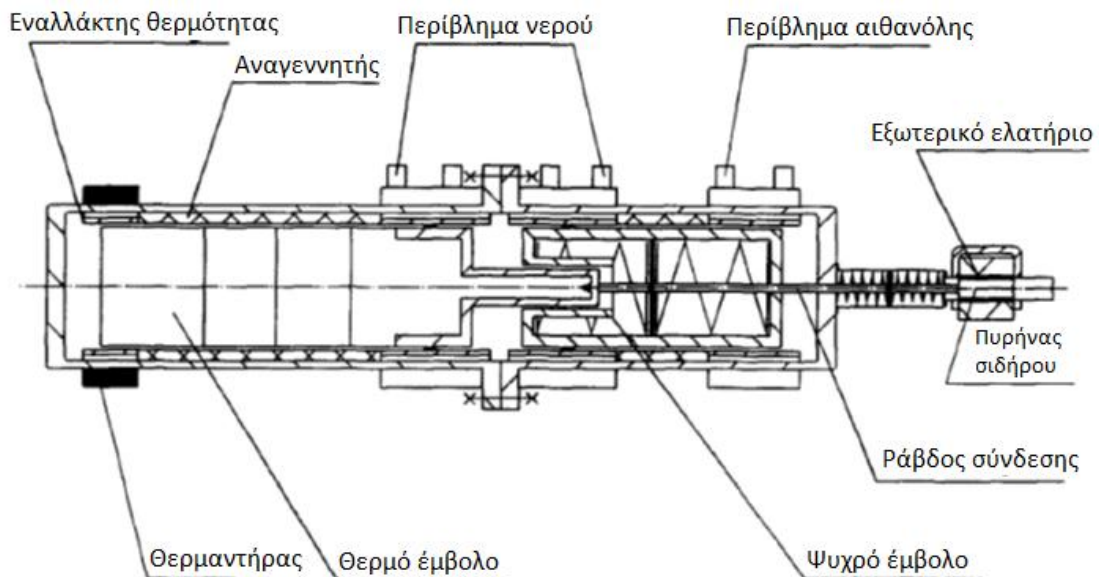
Αντλίες θερμότητας ελευθέρων εμβόλων είχαν ήδη αναπτυχθεί πάνω στις θεωρητικές βάσεις των Duplex-Stirling (BERCHOWITZ, 1982; BUDLIGER, 1991; WURM ET AL., 1990). Παρ' όλα αυτά, η πρώτη μηχανή Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων κατασκευάστηκε από τον Thomas στο πανεπιστήμιο του Dortmund. Πρέπει να τονιστεί εδώ, πως αυτό το πρωτότυπο σχεδιάστηκε για να αποδειχτεί η λειτουργικότητα μιας μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων και για μελετηθούν τα λειτουργικά χαρακτηριστικά της. Ο στόχος δεν ήταν η υψηλή ψυκτική ικανότητα και συντελεστής απόδοσης. Αντιθέτως, πολύ πιο σημαντική ήταν μια σχεδίαση που θα επέτρεπε μελέτη σε ένα μεγάλο εύρος διαφοροποιήσεων των βασικών παραμέτρων, όπως οι σταθερές ελατηρίων και οι μάζες εμβόλων. Οι βασικές παράμετροι σχεδίασης φαίνονται στον πίνακα 4-1.

|                                       |                 |
|---------------------------------------|-----------------|
| Εργαζόμενο αέριο                      | Ήλιο            |
| Υψηλή θερμοκρασία (τοίχωμα)           | 500°C           |
| Ενδιάμεση θερμοκρασία (κύκλωμα νερού) | 20°C            |
| Χαμηλή θερμοκρασία (κύκλωμα ψυκτικού) | 0°C             |
| Μέση πίεση                            | 20 bar          |
| Άνοιγμα κυλίνδρου                     | 66 mm           |
| Επιθυμητές δυναμικές παράμετροι:      |                 |
| Συχνότητα                             | 10 Hz           |
| Διαφορά φάσης εμβόλων                 | 90°             |
| Διαδρομή εμβόλων                      | 30 mm το καθένα |
| Προσεγγιστική απόδοση:                |                 |
| Ψυκτική ικανότητα                     | 200 W           |
| Συντελεστής απόδοσης (COP)            | 0.7             |

Πίνακας 4-1 : Βασικές σχεδιαστικές παράμετροι του πρωτότυπου

Το σχήμα 4-1 δείχνει τα βασικά σχεδιαστικά χαρακτηριστικά του πρωτότυπου. Ο κύριο τμήμα της μηχανής σχηματίζεται από δύο κυλίνδρους, οι οποίοι στεγανοποιούνται με ένα O-ring. Οι κύλινδροι καλύπτονται με ένα περίβλημα νερού

στη περιοχή της ενδιάμεσης θερμοκρασίας και με ένα περίβλημα αιθανόλης στην ψυχρή περιοχή, προκειμένου να προσδίδουν και να απορροφούν την θερμότητα από τον θερμοδυναμικό κύκλο. Το θερμό άκρο τοποθετείται σε ένα δοχείο από χάλυβα, το οποίο θερμαίνεται ηλεκτρικά. Οι εσωτερικοί εναλλάκτες θερμότητας είναι ομόκεντρα δαχτυλίδια με πτερύγια στο εξωτερικό οι οποίοι πιέζονται στους κυλίνδρους ώστε να επιτευχθεί επαρκής αγωγή θερμότητας με το τοίχωμα του κυλίνδρου. Και οι δύο αναγεννητές είναι κατασκευασμένοι από φύλλα ανοξείδωτου χάλυβα σε κυματοειδή μορφή σχηματίζοντας τριγωνικές διόδους για την ροή του εργαζόμενου αερίου. Η τοποθέτηση των εμβόλων και των ελατηρίων μπορεί επίσης να φανεί στο σχήμα 4-1. Τα έμβολα κινούνται στο εσωτερικό των δύο εσωτερικών εναλλακτών θερμότητας ενδιάμεσης θερμοκρασίας. Αντί για δαχτυλίδια οδήγησης, οι κινούμενες επιφάνειες έχουν επικάλυψη από υλικό με βάση PTFE για ελαχιστοποίηση των τριβών και της κόπωσης. Το ελατήριο αερίου μέσα στο ψυχρό έμβολο υποστηρίζεται από ένα ζεύγος μηχανικών ελατηρίων. Αυτό έχει το πλεονέκτημα ότι μπορεί να διατηρηθεί μια καθορισμένη κατάσταση ηρεμίας του ψυχρού εμβόλου καθώς επίσης και ότι μειώνονται οι απώλειες υστέρησης και η μη γραμμικότητα του ελατηρίου αερίου. Το ελατήριο που συνδέει το θερμό έμβολο με το περίβλημα βρίσκεται σε ένα ξεχωριστό δοχείο έξω από τον κεντρικό αγωγό πίεσης. Η σύνδεση υλοποιείται με μια λεπτή ράβδο, που οδηγείται μέσα από τον αγωγό πίεσης και το ψυχρό έμβολο. Το εξωτερικό άκρο αυτής της ράβδου συνδέεται σε ένα πυρήνα σιδήρου, ο οποίος μπορεί να εκτραπεί από ένα εξωτερικό ελατήριο για να ξεκινήσει η μηχανή. Το μήκος του κεντρικού αγωγού πίεσης είναι 435 mm, η εξωτερική διάμετρος της φλάντζας είναι 120 mm και η μηχανή ζυγίζει περίπου 16 kg συμπεριλαμβανομένου του ηλεκτρικού θερμαντήρα.



Σχήμα 4-1: Σκαρίφημα της μηχανής του THOMAS

#### 4.1.2 Αξιολόγηση της πειραματικής μηχανής

Η σχεδίαση της πειραματικής μηχανής εκτελέστηκε σε δύο στάδια. Μετά τον προκαταρκτικό σχεδιασμό με χρήση του γραμμικού μοντέλου υπολογισμού, εκτελέστηκε μια λεπτομερής σχεδίαση χρησιμοποιώντας ένα αριθμητικό μοντέλο υπολογισμού ψύξης.

Στη σχεδίαση μιας μηχανής ελευθέρων εμβόλων, η γνώση της μεταβολής πίεσης είναι ιδιαίτερης σημασίας, αφού επηρεάζει την απόσβεση του συστήματος ταλάντωσης και συνεπώς τις κινηματικές μεταβλητές. Αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντικό στις μηχανές Vuilleumier, αφού η απόσβεση προκαλείται σχεδόν αποκλειστικά από απώλειες της μεταβολής της πίεσης. Είναι, λοιπόν, συνετό να ελεγχθούν οι απώλειες πίεσης πειραματικά. Οι μελέτες αυτές έγιναν, εγχέοντας συμπιεσμένο αέρα στους κυλίνδρους της μηχανής μετά την εγκατάσταση των εναλλακτών και των αναγεννητών. Οι μετρούμενες απώλειες πίεσης διαχωρίστηκαν σε στρωτές και τυρβώδεις. Παρατηρήθηκε πως το τυρβώδες τμήμα που προκύπτει από επιπλέον απώλειες πίεσης (για παράδειγμα λόγω εκτροπής της ροής) είναι πολύ μεγαλύτερο από τις απώλειες πίεσης στρωτής ροής που προκύπτουν αποκλειστικά από την ροή μέσω του εναλλάκτη θερμότητας. Αυτή η επίδραση λαμβάνεται υπόψη στην ακόλουθη σχεδίαση, μέσω ενός επιπλέον συντελεστή απωλειών πίεσης, που καθορίστηκε από την μέτρηση των αποτελεσμάτων. Το στρωτό τμήμα, από την άλλη, ήταν μικρότερο από το αναμενόμενο τόσο στον θερμό όσο και στον ψυχρό κύλινδρο. Καθώς οι απώλειες πίεσης στρωτής ροής προκύπτουν σχεδόν αποκλειστικά κατά την ροή δια μέσου των αναγεννητών, καταλήγουμε στο συμπέρασμα πως πρέπει να υπάρχουν κανάλια ροής άνισα μεταξύ τους. Αυτή η υπόθεση είναι αρκετά ρεαλιστική αν υποθέσουμε πως κατά την εγκατάσταση των αναγεννητών, μπορεί να υπάρξουν αλλαγές στο μέγεθος των διακένων. Στο πρόγραμμα υπολογισμού, η μειωμένη πτώση πίεσης στους αναγεννητές λήφθηκε υπόψη και αντιμετωπίστηκε με χρήση μεγαλύτερου διακένου με σταθερό πορώδες.

Ο πίνακας 4.2 δείχνει τα βασικά σχεδιαστικά δεδομένα της πειραματικής μηχανής.

|  | θερμός | θερμός/<br>ενδιάμεσος | ενδιάμεσος/<br>ψυχρός | ψυχρός |
|--|--------|-----------------------|-----------------------|--------|
| Κύλινδροι<br>Νεκροί όγκοι [cm <sup>3</sup> ]<br>(στη διαδρομή σχεδίασης) | 37.9   | 30.7                  |                       | 36.4   |
| Εναλλάκτες θερμότητας  |        |                       |                       |        |
| Μήκος [mm]   | 30     | 60                    | 57                    | 60     |
| Πλάτος καναλιού [mm]   | 2.5    | 2.0                   | 2.0                   | 2.0    |
| Βάθος καναλιού [mm]  | 1.5    | 1.3                   | 1.3                   | 1.2    |
| Αριθμός καναλιών [-]   | 60     | 51                    | 80                    | 72     |
| Αναγεννητές  |        |                       |                       |        |
| Μήκος [mm]   |        | 130                   | 50                    |        |
| Πάχος φύλλου [mm]  |        | 0.025                 | 0.025                 |        |
| Πορώδες [-]  |        | 0.885                 | 0.815                 |        |
| Έμβολα/ελατήρια  |        |                       |                       |        |
| Διάκενο εμβόλων [mm]   |        | 0.5                   | 0.5                   |        |
| Διατομή ράβδου εμβόλου [mm]  |        |                       | 17                    |        |
| Διατομή ράβδου σύνδεσης [mm]   |        |                       | 6.35                  |        |
| Μάζα εμβόλων [kg]  |        | 0.736                 |                       | 0.335  |
| Μάζα κελύφους [kg]   |        |                       | 15                    |        |
| Εσωτερικός όγκος εμβόλου [cm <sup>3</sup> ]<br>(ελατήριο αερίου)         |        |                       | 950                   |        |
| Σταθερά ελατηρίου (θερμό) [N/m]  |        |                       | 4603                  |        |
| Σταθερά ενδιάμεσου ελατηρίου [N/m]                                       |        |                       | 194                   |        |

Πίνακας 4-2: Δεδομένα σχεδίασης της πειραματικής μηχανής

Η πλήρης καταγραφή των τιμών για το πρόγραμμα προσομοίωσης βρίσκεται στο παράρτημα Α.

Ενώ η σχεδίαση των εναλλακτών θερμότητας και των αναγεννητών είχε στόχο την βελτιστοποίηση της ψυκτικής ικανότητας και του συντελεστή απόδοσης εντός των οριακών συνθηκών, τα μεγέθη που επηρεάζουν άμεσα το σύστημα ταλάντωσης, όπως οι μάζες των εμβόλων και οι σταθερές των ελατηρίων, σχεδιάστηκαν για να επιτευχθούν τα κινηματικά μεγέθη του πίνακα 4.1. Ο πίνακας 4.3 δείχνει τα δεδομένα από την μέθοδο διαφορικού υπολογισμού των κινηματικών και θερμοδυναμικών παραμέτρων της πειραματικής μηχανής.

|                         |         |
|-------------------------|---------|
| Συχνότητα               | 9.09 Hz |
| Διαφορά φάσης           | 97.5°   |
| Διαδρομή ψυχρού εμβόλου | 31.8 mm |
| Διαδρομή θερμού εμβόλου | 33.4 mm |
| Αναλογία διαδρομής      | 0.953   |
| Ψυκτική ικανότητα       | 229.2 W |
| COP                     | 0.586   |

Πίνακας 4-3: Αποτελέσματα του αριθμητικού μοντέλου υπολογισμού (για τα δεδομένα των πινάκων 4.1 και 4.2)

Προτού αναλυθούν τα πειραματικά αποτελέσματα, θα παρουσιαστούν τα υπολογιστικά αποτελέσματα από την εφαρμογή του γραμμικού μοντέλου για την μηχανή. Λόγω της σαφήνειας αυτού του μοντέλου σε σύγκριση με το αριθμητικό μοντέλο προσομοίωσης, μπορούν να παρθούν από πριν κάποια συμπεράσματα πάνω στην απόδοση της μηχανής.

#### 4.1.3 Αποτελέσματα του γραμμικού μοντέλου ανάλυσης

Για την εφαρμογή του γραμμικού μοντέλου χρησιμοποιήθηκαν τα υπολογιστικά δεδομένα που παρουσιάζονται στους πίνακες 4.1 και 4.2. Κατά την εφαρμογή του μοντέλου παρατηρήθηκαν τα εξής:

- Ανάλυση ευαισθησίας δείχνει πως το πλάτος των εμβόλων και η αναλογία πλάτους εξαρτώνται από τις θερμοκρασίες αερίου και τις απώλειες πίεσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα μια σχετική διακύμανση του πλάτους του ψυχρού εμβόλου π.χ. κατά 4% όταν η ενδιάμεση θερμοκρασία αλλάζει κατά 5°C. Για αυτό το λόγο, είναι προτιμότερο να χρησιμοποιηθούν οι πραγματικές συνθήκες στον καθορισμό των τιμών θερμοκρασίας αερίου και πτώσης πίεσης.
- Οι μέσες θερμοκρασίες αερίου διαφέρουν από τις εξωτερικές θερμοκρασίες που δόθηκαν στον πίνακα 4.1, εξαιτίας των διαφορών θερμοκρασίας στους εναλλάκτες, οι οποίες μπορούν να προσδιορισθούν είτε με απλούς υπολογισμούς μετάδοσης θερμότητας, είτε με χρήση διαφορικού μοντέλου.
- Οι συντελεστές πτώσης πίεσης μπορούν να προσδιοριστούν ρεαλιστικά, μόνο με χρήση πειραματικών αποτελεσμάτων.

Τα υπολογιστικά αποτελέσματα συνοψίζονται στον ακόλουθο πίνακα (4.4). Ο πίνακας δείχνει μεταβλητές εξόδου για την συχνότητα, τη διαφορά φάσης και το εύρος εμβόλων, τιμές για τις σταθερές ελατηρίων και απόσβεσης, καθώς επίσης και

την ιδιοσυχνότητα και απόδοση των δύο συστημάτων εμβόλων. Οι κινηματικές μεταβλητές δείχνουν καλή σύγκλιση με τα αποτελέσματα της διαφορικής μεθόδου. Παρ' όλα αυτά τελικό πόρισμα σχετικά με την αξιοπιστία αυτών των αποτελεσμάτων μπορεί να παρθεί μόνο με την χρήση πειραματικών δεδομένων.

|                                     |                    |                      |  |
|-------------------------------------|--------------------|----------------------|--|
| Συχνότητα                           | 10.08 Hz           |                      |  |
| Διαφορά φάσης                       | 91.6°              |                      |  |
| Εύρος ψυχρού εμβόλου                | 11.4 mm            |                      |  |
| Εύρος θερμού εμβόλου                | 12.4 mm            |                      |  |
| Αναλογία εύρους                     | 0.917              |                      |  |
| Σταθερές ελατηρίων [N/m]            |                    |                      |  |
| $K_{kk} = 1672$                     |                    | $K_{kh} = 1825$      |  |
| $K_{hh} = 3004$                     |                    | $K_{hk} = -1672$     |  |
| Σταθερές απόσβεσης [Ns/m]           |                    |                      |  |
| $D_{kk} = 31.3$                     |                    | $D_{kh} = -3.93$     |  |
| $D_{hh} = 24.2$                     |                    | $D_{hk} = 1.62$      |  |
| Ιδιοσυχνότητες [1/s] και βαθμοί [-] |                    |                      |  |
| $\omega_k = 70.65$                  | $\omega_h = 63.88$ | $(\omega_0 = 63.35)$ |  |
| $Q_k = 0.120$                       | $Q_h = 0.309$      |                      |  |

Πίνακας4-4: Αποτελέσματα του γραμμικού μοντέλου υπολογισμού (για υπολογισμό δεδομένων πινάκων 4.1 και 4.2)

Στη συνέχεια ακολουθούν οι απλοποιημένες προσεγγιστικές εξισώσεις του γραμμικού μοντέλου. Πρέπει, ωστόσο, να σημειωθεί πως αυτές οι απλοποιήσεις ισχύουν μόνο για την συγκεκριμένη πειραματική μηχανή, καθώς δεν έχουν επαληθευθεί σε άλλες μηχανές.

$$\tilde{\omega}_0^2 = \frac{\omega_k^2 + \omega_h^2 \frac{D_{kk} m_h}{D_{hh} m_k}}{1 + \frac{D_{kk} m_h}{D_{hh} m_k}} \quad (4.1)$$

$$\left[ -\frac{\omega_0^2 D_{kk} D_{hh}}{K_{kh} K_{hk}} \right] \approx 1 \quad (4.2)$$

$$\begin{bmatrix} x_k \\ x_h \end{bmatrix} \approx \frac{K_{kh}}{\omega_0 D_{kk}} \quad (4.3)$$



$$\tan \tilde{\varphi} = \omega_0 \frac{D_{hh}/m_h + D_{kk}/m_k}{\omega_h^2 - \omega_k^2} \quad (4.4)$$

Στον πίνακα 4.5, τα αποτελέσματα των προσεγγιστικών συναρτήσεων συγκρίνονται με τις τιμές του πίνακα 4.4. Όπως φαίνεται, οι προσεγγίσεις και απλοποιήσεις προκαλούν μικρές διαφοροποιήσεις. Επομένως, η χρήση των προσεγγιστικών εξισώσεων αποτελεί χρήσιμο εργαλείο για την πρόβλεψη των διαφόρων παραμέτρων του συστήματος ταλάντωσης. Επιπλέον, μπορούν να προβλεφθούν με απλό τρόπο οι κινηματικές μεταβλητές στα αρχικά στάδια της σχεδίασης.

|  | Προσεγγιστική λύση | Γραμμικό μοντέλο |
|--|--------------------|------------------|
| Συχνότητα [Hz]                                   | 10.46              | 10.08            |
| Διαφορά φάσης [μοίρες]                           | 96.3               | 91.6             |
| Αναλογία εύρους [-]                              | 0.887              | 0.917            |
| $\frac{\omega_0^2 D_{kk} D_{hh}}{K_{kh} K_{hk}}$ | 1                  | 0.996            |

Πίνακας 4-5: Σύγκριση προσεγγιστικών λύσεων με τα υπολογιστικά αποτελέσματα του πίνακα 4.4

#### 4.1.4 Πειραματικά αποτελέσματα

Ο πίνακας 4-6 παρουσιάζει τα πειραματικά δεδομένα για τη μηχανή στο σημείο σχεδίασης όπως αυτό ορίστηκε στον πίνακα 4-1. Μία σύγκριση της δυναμικής απόδοσης δείχνει καλή σύγκλιση με τις υπολογισμένες τιμές. Παρ' όλα αυτά, υπάρχει σημαντική διαφωνία όσον αφορά την ψυκτική ικανότητα και COP εξαιτίας των αυξημένων απωλειών των αναγεννητών. Αυτό το συμπέρασμα βγήκε από την πειραματική διερεύνηση των απωλειών ιξώδους μέσα στη μηχανή, αφού η πτώση πίεσης που μετρήθηκε στους αναγεννητές ήταν μικρότερη απ' το αναμενόμενο. Έτσι οι αναγεννητές πρέπει να έχουν διόδους με διαφορετικές ροές για το εργαζόμενο αέριο. Αυτές οι δίοδοι δημιουργήθηκαν, όπως ήδη αναφέρθηκε, πιθανότατα κατά τη διάρκεια της συναρμολόγησης με τη μορφή κενών μεταξύ του αναγεννητή και του τοιχώματος του κυλίνδρου. Η αξιολόγηση των δεδομένων για την πτώση πίεσης αποκάλυψε ένα κενό, το οποίο είναι περίπου τρεις φορές μεγαλύτερο από τις

διόδους σε κάθε αναγεννητή. Αυτό οδηγεί σε μείωση της ροής μέσω του αναγεννητή κατά 45% (ψυχρή περιοχή) και 66% (θερμή περιοχή) ή σε μείωση της επιφάνειας αγωγής θερμότητας περίπου 87% για κάθε αναγεννητή. Αυτό επηρεάζει δραστικά την ψυκτική ικανότητα και τον COP και εξηγεί την μειωμένη απόδοση του πρωτότυπου. Για αυτό το λόγο, το σφάλμα των πειραματικών αποτελεσμάτων πρέπει να διερευνηθεί. Προκειμένου να διατηρηθεί τυρβώδης ροή στο περίβλημα αιθανόλης, η ταχύτητα της ροής αιθανόλης δεν μπορεί να μειωθεί κάτω από ένα όριο. Αυτό οδηγεί σε μέγιστη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ εισόδου και εξόδου της αιθανόλης 0.8 °C. Η διαφορά θερμοκρασίας καταγράφηκε με σφάλμα  $\pm 0.1$  °C ή  $\pm 12.5\%$ . Έτσι το σφάλμα της ψυκτικής ικανότητας ήταν  $\pm 12.7\%$  και ο COP μετρήθηκε με σφάλμα  $\pm 12.8\%$ . Το σφάλμα των υπόλοιπων δεδομένων ήταν μικρότερο του  $\pm 3\%$ .

|                         |          |
|-------------------------|----------|
| Συχνότητα               | 10.02 Hz |
| Διαφορά φάσης           | 84.1°    |
| Διαδρομή ψυχρού εμβόλου | 28.0 mm  |
| Διαδρομή θερμού εμβόλου | 29.4 mm  |
| Αναλογία διαδρομής      | 0.952    |
| Ψυκτική ικανότητα       | 71 W     |
| COP                     | 0.11     |

Πίνακας 4-6 : Πειραματικά δεδομένα στο σημείο σχεδίασης

Παρ' όλα αυτά, επισημάνθηκε πως η συγκεκριμένη μηχανή δεν κατασκευάστηκε για να επιτύχει βέλτιστη απόδοση όσον αφορά την ψυκτική ικανότητα και τον COP. Αντιθέτως, αυτό που έπρεπε να μελετηθεί ενδελεχώς ήταν τα λειτουργικά χαρακτηριστικά μιας μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων. Για τον λόγο αυτό, οι μάζες εμβόλων, οι σταθερές ελατηρίων, η διατομή της ράβδου εμβόλου, η μέση πίεση και οι τρεις θερμοκρασίες λειτουργίας διαφοροποιήθηκαν. Ενώ οι μάζες, οι σταθερές ελατηρίων, και η διατομή της ράβδου εμβόλου είναι κατάλληλες για να αλλάξουν τη δυναμική του συστήματος, αφού η επίδραση τους στο σύστημα ταλάντωσης είναι προφανής, η ψυκτική ικανότητα και COP επηρεάζονται κυρίως από την μέση πίεση και τις θερμοκρασίες. Στη συνέχεια θα αναλυθεί η επίδραση του καθενός.

### **Οι εσωτερικές παράμετροι**

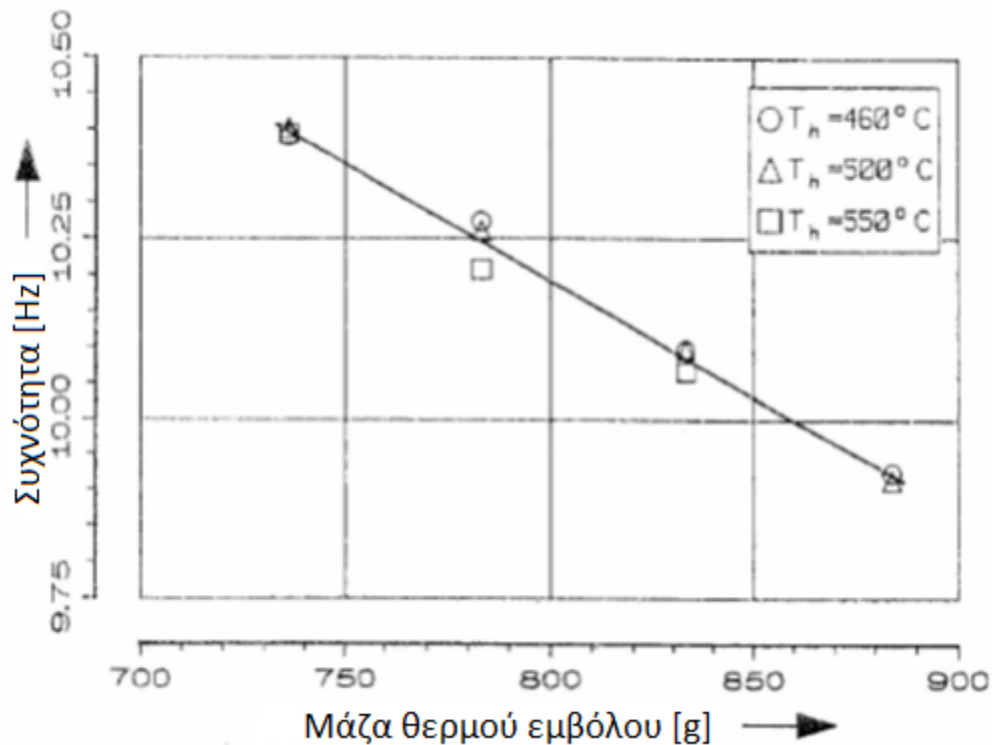
#### **Οι μάζες εμβόλων**

Στη πειραματική ανάλυση που ακολουθεί, ως αρχικές τιμές των μαζών τέθηκαν τα 335 g για το ψυχρό έμβολο και 736 g για το θερμό. Βασισμένοι σε αυτές τις τιμές, η μάζα αυξήθηκε σε βήματα των 50 g, μέχρι μια επιπλέον μάζα περίπου 150 g και η θέση ισορροπίας των εμβόλων ρυθμίστηκε με διαφορετικές προεντάσεις του ελατηρίου.

Η επίδραση των μαζών των εμβόλων στην ιδιοσυχνότητα ταλάντωσης προκύπτει από την εξίσωση:

$$\tilde{\omega}_0^2 = \frac{K_{kk} + K_{hh} \frac{D_{kk}}{D_{hh}}}{m_k + m_h \frac{D_{kk}}{D_{hh}}} \quad 4.5$$

Η συχνότητα αυξάνεται ανάλογα με τη μείωση των μαζών των εμβόλων. Επιπλέον, αν οι σταθερές απόσβεσης  $D_{kk}$  και  $D_{hh}$  έχουν περίπου την ίδια τιμή, δεν έχει σημασία σε πιο έμβολο γίνεται η αύξηση της μάζας. Τα πειραματικά αποτελέσματα επιβεβαιώνουν αυτή την επίδραση, και η συχνότητα μειώνεται σχεδόν ομοιόμορφα με την αύξηση της μάζας. Στο σχήμα 4.2, λοιπόν, φαίνεται η συχνότητα ως συνάρτηση της μάζας του θερμού εμβόλου. Αυτό το διάγραμμα δείχνει επίσης πως η συχνότητα ταλάντωσης εξαρτάται ελάχιστα από την θερμοκρασία του θερμαντήρα.

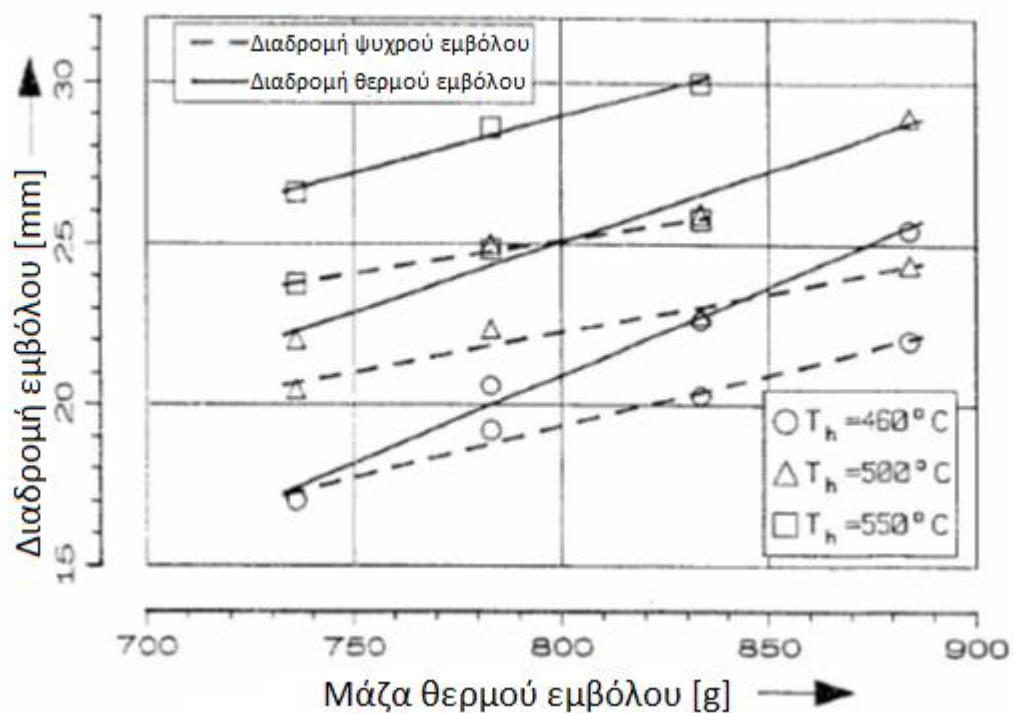


Σχήμα 4-2: Συνάρτηση συχνότητας ταλάντωσης με τη μάζα του θερμού εμβόλου

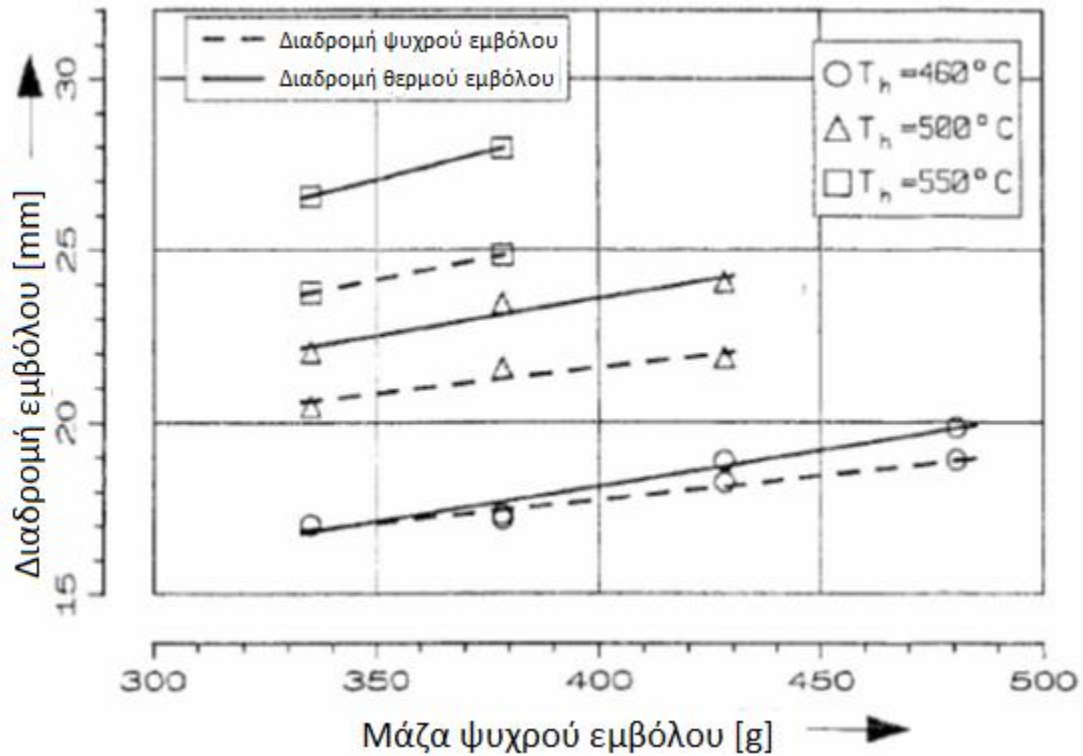
Η ακόλουθη προσεγγιστική εξίσωση περιγράφει την σχέση ανάμεσα στις μάζες και τις διαδρομές των εμβόλων:

$$\left[ -\frac{\omega_0^2 D_{kk} D_{hh}}{K_{kh} K_{hk}} \right] \approx 1 \quad 4.6$$

Όπως επισημάνθηκε, η συχνότητα ταλάντωσης μειώνεται με την αύξηση της μάζας των εμβόλων (εξίσωση 4.5), ενώ η συνισταμένη σταθερά ελατηρίων, αμελώντας τη κίνηση του κελύφους, παραμένει σταθερή. Εξαιτίας της γραμμικής συσχέτισης ανάμεσα στις σταθερές απόσβεσης και την διαδρομή των εμβόλων (εξίσωση 3.3-4), από την προηγούμενη εξίσωση προκύπτει πως η διαδρομή αυξάνεται μαζί με τις μάζες. Αυτή η συμπεριφορά επίσης παρατηρήθηκε στα πειράματα όπως φαίνεται από τα σχήματα 4.3 και 4.4.



Σχήμα 4-3: Συνάρτηση διαδρομής εμβόλων με τη μάζα του θερμού εμβόλου



Σχήμα 4-4: Συνάρτηση διαδρομής εμβόλων με τη μάζα του ψυχρού εμβόλου

Η αύξηση της διαδρομής εμβόλων με την αύξηση της θερμοκρασίας θερμαντήρα, μπορεί να εξηγηθεί από το υψηλότερο εύρος πίεσης και την αυξημένη μηχανική ισχύ που προκύπτει από αυτό. Σύμφωνα με τα διαγράμματα, μπορούμε να δούμε πως η διαδρομή του θερμού εμβόλου αυξάνεται περισσότερο με την αύξηση της θερμοκρασίας θερμαντήρα και την αύξηση της μάζας απ' ό,τι η διαδρομή του ψυχρού εμβόλου. Αυτό οδηγεί στο συμπέρασμα πως η αναλογία των απωλειών πίεσης τύρβης προς τις συνολικές απώλειες πίεσης είναι μεγαλύτερη στο ψυχρό τμήμα απ' ό,τι στο θερμό. Η επίδραση αυτή περιγράφεται από την εξίσωση:

$$\left[ \frac{x_k}{x_h} \right] \approx \sqrt{\frac{K_{kh} D_{hh}}{K_{hk} D_{kk}}} \quad 4.7$$

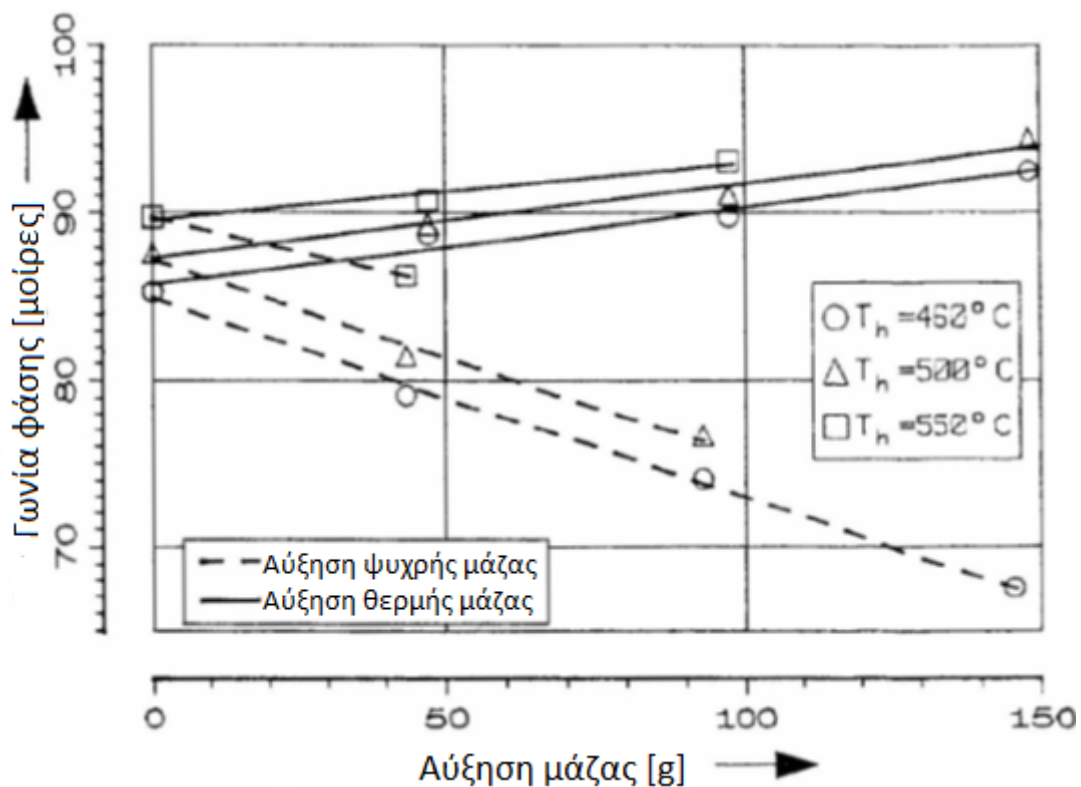
Υπό την προϋπόθεση πως η σταθερά του ελατηρίου παραμένει σταθερή, η εξίσωση δείχνει πως η αναλογία διαδρομής μειώνεται όσο η σταθερά απόσβεσης αυξάνεται, περισσότερο για την  $D_{kk}$  από ό,τι για την  $D_{hh}$ . Αυτό συμφωνεί με το προηγούμενο συμπέρασμα, αφού η εξάρτηση της σταθεράς απόσβεσης από την διαδρομή εμβόλου προκαλείται από απώλειες πίεσης τύρβης.

Η διαφορά φάσης που πάρθηκε από τις πειραματικές μετρήσεις, σχεδιάζεται σε συνάρτηση με την αύξηση μάζας στο σχήμα 4.5, προκειμένου να παρουσιαστεί η

επίδραση και τον δύο εμβόλων σε ένα διάγραμμα. Φαίνεται πως η διαφορά φάσης αυξάνεται με την αύξηση της μάζας του θερμού εμβόλου, ενώ μειώνεται με την αύξηση της μάζας του ψυχρού εμβόλου. Αυτή η συμπεριφορά περιγράφεται με την προσεγγιστική εξίσωση της διαφοράς φάσης ως συνάρτηση των μαζών των εμβόλων:

$$\tan \tilde{\varphi} = \omega_0 \frac{D_{hh} + D_{kk}(m_h/m_k)}{K_{hh} - K_{kk}(m_h/m_k)} \quad 4.8$$

Αγνοώντας την αλλαγή στη συχνότητα ταλάντωσης και τη σταθερά απόσβεσης, οι οποίες επικαλύπτονται μερικώς από την εξίσωση 4.6, η πειραματική συσχέτιση μπορεί να κατανοηθεί θεωρητικά χρησιμοποιώντας αυτή την εξίσωση.



Σχήμα 4-5: Συνάρτηση διαφοράς φάσης και αύξησης μάζας

### Οι σταθερές των ελατηρίων

Για την διαφοροποίηση της σταθεράς ελατηρίου μεταξύ του κελύφους και του θερμού ελατηρίου χρησιμοποιήθηκαν τέσσερα διαφορετικά ζεύγη ελατηρίων με 3528, 4021, 4223 και 4603 N/m. Για το επιπλέον μηχανικό ελατήριο μεταξύ των δύο εμβόλων, οι τιμές της σταθεράς ελατηρίου είναι 194, 240, 249, 295 και 380 N/m. Οι κεντρικές θέσεις των εμβόλων διορθώθηκαν με κάθε αλλαγή των σταθερών των ελατηρίων. Εξαιτίας των αδύναμων ελατηρίων σύνδεσης που έπρεπε να απορροφήσουν το βάρος του ψυχρού ελατηρίου, έγιναν διορθώσεις περίπου 17 mm, οι οποίες έπρεπε να ληφθούν υπ' όψιν κατά την επιλογή των ελατηρίων. Προκειμένου να αποφευχθούν πολύ μακριά ελατήρια τα οποία καταλαμβάνουν μεγάλο χώρο και δεν είναι πολύ ευσταθή εξαιτίας της μικρής σταθεράς τους, χρησιμοποιήθηκαν δύο ελατήρια διαφορετικού μήκους και σταθεράς ελατηρίου. Αυτή η ρύθμιση δεν μας περιορίζει σε μια συγκεκριμένη σταθερά για το ζεύγος ελατηρίων, εφόσον αποτελεί το άθροισμα δύο διαφορετικών σταθερών.

Προκειμένου να κατηγοριοποιηθούν και να αξιολογηθούν καλύτερα οι σταθερές των μηχανικών ελατηρίων, πρέπει να συγκριθούν με τα ελατήρια αερίου. Για τον σκοπό αυτό, όλες οι σταθερές συνοψίζονται στον πίνακα 4.7. Η σταθερά  $C_G$  αναφέρεται αποκλειστικά στη σύνδεση ελατηρίου αερίου μεταξύ των εμβόλων (εξίσωση 3.2-3), ενώ η σταθερά  $C_V$  αναφέρεται στην μηχανική σύνδεση. Οι σταθερές  $C_h^*$ ,  $C_k^*$  και  $C_g^*$  των ελατηρίων αερίων που δημιουργούνται στον όγκο διεργασίας υπολογίζονται για θερμοκρασίες 500, 20 και 0 °C.

| $C_G$ | $C_V$ | $C_h$ | $C_h^*$ | $C_k$ | $C_k^*$ | $C_g^*$ |
|-------|-------|-------|---------|-------|---------|---------|
| 181   | 194   | 4603  | 2043    | 0     | 1298    | 3341    |

Πίνακας 4-7: Σταθερές για τα μηχανικά ελατήρια και τα ελατήρια αερίου (σε N/m, για  $T_h=500$  C,  $T_w=20$  C,  $T_k=0$  C)

Οι ακόλουθες εξισώσεις περιγράφουν την σχέση μεταξύ της συνολικής και των επιμέρους σταθερών των ελατηρίων. Σε αυτή τη περίπτωση, θεωρείται πως η σταθερά  $C_k$  είναι ίση με μηδέν και πως η μάζα του κελύφους είναι πολύ μεγαλύτερη από τη μάζα του εμβόλου έτσι ώστε να μπορεί να αμεληθεί η επίδραση του ελατηρίου αερίου σε πρώτη προσέγγιση.

$$K_{kk} = C_G + C_V + C_k^* \quad (4.9\alpha)$$

$$K_{hh} = C_G + C_V + C_h - C_h^* \quad (4.9\beta)$$

$$K_{kh} = -C_G - C_V + C_h^* \quad (4.9\gamma)$$

$$K_{hk} = -C_G - C_V - C_k^* \quad (4.9\delta)$$

Οι πειραματικές τιμές της συχνότητας της ταλάντωσης αυξάνονται όσο αυξάνονται οι σταθερές των ελατηρίων. Αυτή η συμπεριφορά μπορεί εύκολα να κατανοηθεί θεωρητικά, και αφού η συνάρτηση της θερμοκρασίας είναι και πάλι αμελητέα, δεν υπάρχει ανάγκη για γραφική παράσταση. Η εξίσωση 4.9 δείχνει πως υψηλότερες σταθερές  $C_V$  και  $C_h$  οδηγούν σε αύξηση της συνολικής σταθεράς  $K_{kk}$  και  $K_{hh}$ , και σύμφωνα με την 4.5 προκαλεί αύξηση στη συχνότητα ταλάντωσης  $\omega_0$ . Όμως, παρ' όλο που η σχετική διακύμανση της σταθεράς του ενδιάμεσου ελατηρίου είναι μεγαλύτερη από αυτή του θερμού ελατηρίου, και παρ' όλο που αυτή η σταθερά εμφανίζεται και στην  $K_{kk}$  και στην  $K_{hh}$ , η επίδραση της στη συχνότητα είναι μικρότερη. Έτσι, για  $C_V = 194$  N/m μετράμε συχνότητα 10.25 Hz, ενώ για 380 N/m έχουμε 10.45 Hz. Από την άλλη, με διακύμανση του θερμού ελατηρίου είχαμε αύξηση από 9.5 Hz ( $C_h = 3528$  N/m) σε 10.4 Hz ( $C_h = 4603$  N/m). Ο λόγος για αυτή τη συμπεριφορά είναι εμφανής αν ληφθούν υπ' όψιν οι επιμέρους σταθερές ελατηρίων στον πίνακα 4.7. Το θερμό ελατήριο είναι καθοριστικό για το σύστημα εξαιτίας της υψηλής σταθεράς του, ενώ το ελατήριο σύνδεσης μαζί με το ελατήριο αερίου αποτελούν το ασθενέστερο ελατήριο του συστήματος.

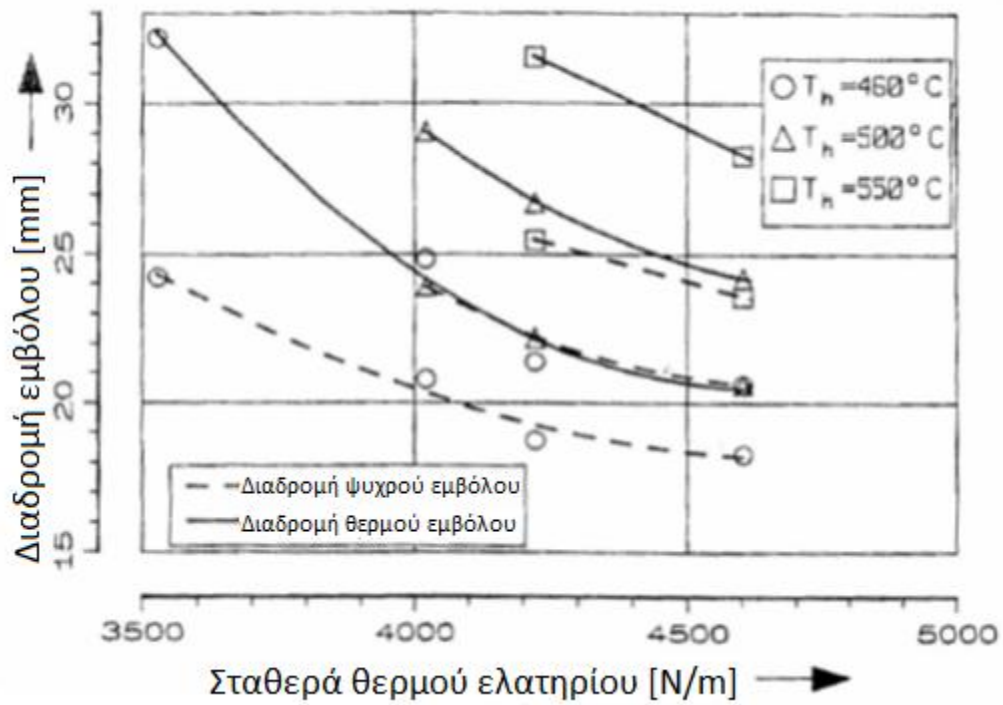
Γνωρίζοντας την εξάρτηση της συχνότητας, η συμπεριφορά των διαδρομών εμβόλων μπορεί να προβλεφθεί θεωρητικά. Εφόσον οι συνολικές σταθερές ελατηρίων δεν επηρεάζονται από το θερμό ελατήριο, προκύπτει από την εξίσωση 4.6, πως η σταθερά απόσβεσης, και επομένως η διαδρομή των εμβόλων, μειώνεται όσο αυξάνεται η σταθερά του θερμού ελατηρίου. Το σχήμα 4.6 δείχνει πως αυτή η επίδραση επιβεβαιώνεται από τα πειραματικά αποτελέσματα. Στο σχήμα 4.7 φαίνεται η σχέση μεταξύ της διαδρομής εμβόλων και της σταθεράς του ενδιάμεσου ελατηρίου. Εδώ μπορεί να φανεί πως οι πειραματικές τιμές έχουν μέγιστο για θερμοκρασία θερμομαντήρα 460 °C. Εξαιτίας της καμπυλότητας των διαγραμμάτων φαίνεται πως υπάρχει μέγιστο σε μεγαλύτερη θερμοκρασία θερμομαντήρα, άλλα έχει μετακινηθεί σε χαμηλότερη σταθερά ελατηρίου και επομένως δεν θα παρουσιαστεί στα σημεία μέτρησης. Για να εξηγηθεί αυτή η επίδραση, πρέπει να δοθεί περισσότερη προσοχή στον όρο  $-K_{kh}K_{hk}$  μέσω της εξίσωσης 4.6. Αντικαθιστώντας τις επιμέρους σταθερές ελατηρίων στην εξίσωση 4.9 έχουμε την ακόλουθη τετραγωνική εξίσωση:

$$-K_{kh}K_{hk} = -C_V^2 - C_V(2C_G + C_k^* - C_h^*) - C_G(C_G + C_k^* - C_h^*) + C_k^*C_h^* \quad (4.10)$$

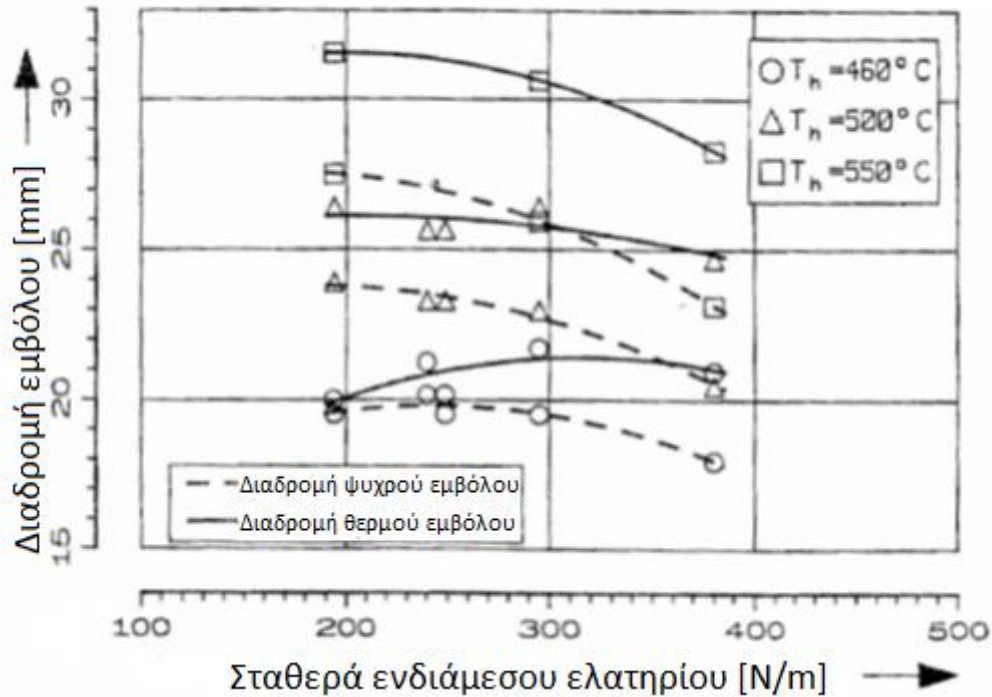


Με μέγιστο όσον αφορά την σταθερά  $C_V$  στη θέση  $C_{Vmax}$ :

$$C_{V,max} = \frac{1}{2}(C_h^* - C_k^*) - C_G \quad (4.10\alpha)$$



Σχήμα 4-6: Συνάρτηση διαδρομής εμβόλου και σταθεράς θερμού ελατηρίου



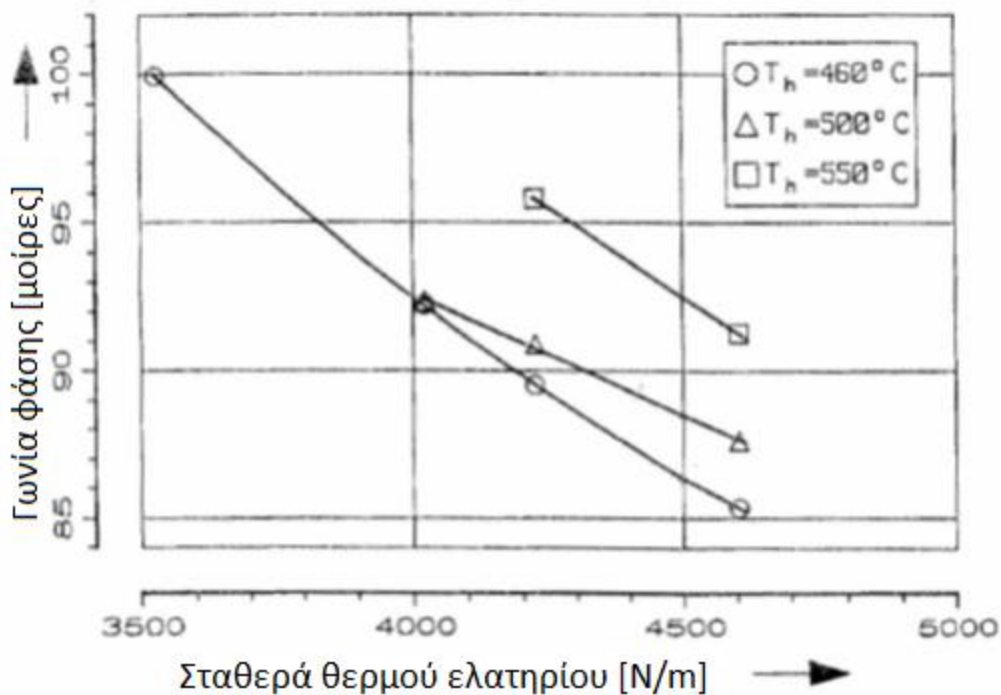
Σχήμα 4-7: Συνάρτηση διαδρομής εμβόλου και σταθεράς ενδιάμεσου ελατηρίου

Από την 4.6 προκύπτει πως και ο όρος  $D_{kk}D_{hh}$ , και επομένως η διαδρομή εμβόλων, έχει μέγιστο σε σχέση με την σταθερά ελατηρίου  $C_V$ . Το σημείο στο οποίο συμβαίνει αυτό το μέγιστο, μετακινείται σε χαμηλότερες τιμές σε σχέση με την  $C_{Vmax}$ , αφού η  $\omega_0$  αποτελεί γραμμική συνάρτηση της  $C_V$  με θετική κλίση. Προκειμένου να επιβεβαιωθεί αυτή η θεωρία και ως προσεγγιστική τιμή της μέγιστης τιμής της  $C_{Vmax}$ , μπορεί να χρησιμοποιηθεί η τιμή 191.5 N/m με βάση την παραπάνω εξίσωση και δεδομένα από τον πίνακα 4.7. Ένας πιο ακριβής υπολογισμός δεν έχει νόημα την προκειμένη στιγμή, καθώς οι ανακρίβειες εξαιτίας των προσεγγίσεων και των απλοποιήσεων είναι πολύ μεγάλες.

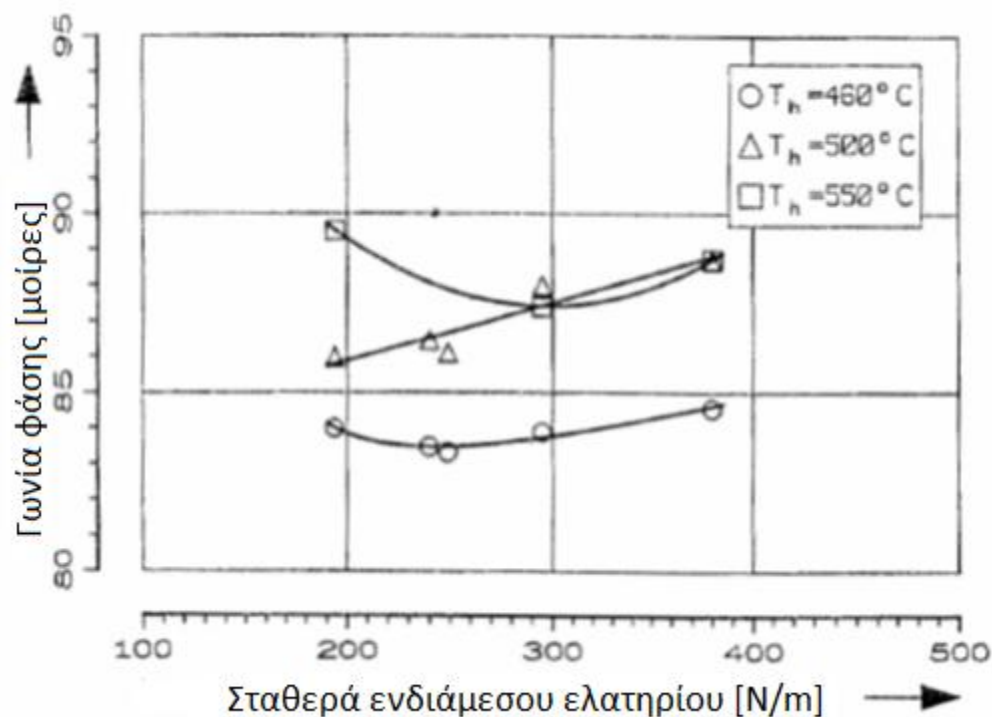
Τα σχήματα 4.6 και 4.7 δείχνουν επίσης την επίδραση των σταθερών ελατηρίων στη διαδρομή των εμβόλων. Φαίνεται πως η διαδρομή εμβόλων μειώνεται όσο μειώνεται η σταθερά του θερμού ελατηρίου, ενώ αυξάνεται όσο μειώνεται η σταθερά του ενδιάμεσου ελατηρίου. Αυτή η συμπεριφορά μπορεί να επεξηγηθεί χρησιμοποιώντας την προσεγγιστική εξίσωση για την αναλογία πλάτους (4.7). Στην προηγούμενη παράγραφο είδαμε πως η σταθερά απόσβεσης  $D_{kk}$  αυξάνεται με την διαδρομή εμβόλων περισσότερο από ότι η  $D_{hh}$ . Εφόσον η συνολική σταθερά ελατηρίου δεν αλλάζει με την  $C_h$ , οι τιμές της αναλογίας πλάτους σύμφωνα με την εξίσωση 4.7, μειώνονται με την μείωση της σταθεράς θερμού ελατηρίου. Η επίδραση του ενδιάμεσου ελατηρίου στη συνολική σταθερά πρέπει να ληφθεί υπ' όψιν. Η  $K_{kh}$  αυξάνεται όσο η  $C_V$  μειώνεται, ενώ ο όρος  $K_{hk}$  μειώνεται. Αυτή η

επίδραση εξισορροπεί την αύξηση της σταθεράς απόσβεσης στην εξίσωση 4.7, έτσι ώστε η αναλογία εύρους αυξάνεται όσο μειώνεται η σταθερά του ενδιάμεσου ελατηρίου ανεξάρτητα από την αυξημένη διαδρομή.

Στο επόμενο διάγραμμα, (σχήμα 4.8), παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της μέτρησης της διαφοράς φάσης με την σταθερά ελατηρίου  $C_h$ , και φαίνεται πως η διαφορά φάσης μειώνεται όσο αυξάνεται η  $C_h$ . Αυτή η συμπεριφορά οφείλεται στην αύξηση της συνολικής σταθεράς ελατηρίου για το θερμό έμβολο  $K_{hh}$  με την  $C_h$ , όπως δείχνει και η προσεγγιστική εξίσωση 4.8. Πρέπει να σημειωθεί πως οι αλλαγές στη συχνότητα και τις σταθερές απόσβεσης εξισορροπούνται μεταξύ τους, και επομένως μπορούν να αμεληθούν όσον αφορά την αύξηση της  $K_{hh}$ . Η σταθερά του ελατηρίου σύνδεσης βρίσκεται και στην  $K_{hh}$  και στην  $K_{kk}$ , και έτσι η επίδραση της στον παρονομαστή της εξίσωσης 4.8 με τον όρο  $(1 - m_h / m_k)$  εξισορροπείται. Στη πειραματική μηχανή, η μάζα του θερμού εμβόλου είναι μεγαλύτερη από εκείνη του ψυχρού, και η διαφορά φάσης θα αυξηθεί ανάλογα με την αυξημένη σταθερά ελατηρίου. Όμως, η επίδραση της  $C_v$  στις σταθερές  $K_{hh}$  και  $K_{kk}$  είναι γενικά μικρή, και έτσι, οποιαδήποτε αλλαγή στη συχνότητα και στην σταθερά απόσβεσης στην εξίσωση 4.8 δεν μπορεί να αμεληθεί περαιτέρω. Αύτη η υπόθεση επιβεβαιώνεται με τα πειραματικά αποτελέσματα (σχήμα 4.9). Παρόλο που σε θερμοκρασία θερμαντήρα 500 C υπάρχει μια μικρή αύξηση στην διαφορά φάσης, η τιμή αυτή βρίσκεται εντός του ορίου σφάλματος  $\pm 1.5^\circ$ . Έτσι, μπορεί κανείς να υποθέσει πως η διακύμανση της διαφοράς φάσης με την σταθερά ενδιάμεσου ελατηρίου είναι μικρή.



Σχήμα 4-8: Συνάρτηση διαφοράς φάσης και σταθεράς θερμού ελατηρίου



Σχήμα 4-9: Συνάρτηση διαφοράς φάσης και σταθεράς ενδιάμεσου ελατηρίου

#### Η διατομή της ράβδου εμβόλου

Για τα πειράματα χρησιμοποιήθηκαν δύο ράβδοι εμβόλων 17 και 18 mm. Όταν επιχειρήθηκε να χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερη ράβδος, οι διαδρομές των εμβόλων ήταν τόσο μεγάλες σε θερμοκρασία θερμαντήρα  $460^\circ\text{C}$  που υπήρχε κίνδυνος σύγκρουσης του εμβόλου με τα τοιχώματα του κυλίνδρου. Αυτές οι δοκιμές, επομένως, δεν υλοποιήθηκαν. Αυτό οδηγεί στη μέτρηση μόνο δύο σημείων για τη διερεύνηση της επίδρασης της διατομής ράβδου εμβόλου στο σύστημα ταλάντωσης. Παρ' όλα αυτά, υπήρξε αξιόλογη διακύμανση των μετρούμενων μεταβλητών εκτός του ορίου σφάλματος, κάνοντας έτσι εφικτή τη μελέτη και σύγκριση με τα θεωρητικά δεδομένα. Για το λόγο αυτό, οι πειραματικές μετρήσεις παρουσιάζονται στον πίνακα 4.8.

|                              | $d_{St} = 17 \text{ mm}$ | $d_{St} = 18 \text{ mm}$ |
|------------------------------|--------------------------|--------------------------|
| Συχνότητα [Hz]               | 10.39                    | 10.65                    |
| Διαφορά φάσης [μοίρες]       | 85.3                     | 93.8                     |
| Διαδρομή ψυχρού εμβόλου [mm] | 17.0                     | 22.2                     |
| Διαδρομή θερμού εμβόλου [mm] | 17.0                     | 27.5                     |
| Αναλογία διαδρομής [-]       | 1.0                      | 0.807                    |

Πίνακας 4-8: Μεταβολή στις κινηματικές μεταβλητές σε διάφορες τιμές της διατομής της ράβδου εμβόλου (για  $T_h = 460 \text{ C}$ ,  $T_w = 40 \text{ C}$ ,  $T_k = 0 \text{ C}$ )

Τα πειραματικά αποτελέσματα δείχνουν πως η συχνότητα ταλάντωσης αυξάνεται με χρήση μεγαλύτερης ράβδου. Προκειμένου να κατανοηθεί αυτή η συμπεριφορά πρέπει να ληφθούν υπ' όψιν ή σταθερά του ελατηρίου αερίου η οποία παίρνει μεγαλύτερες τιμές για μεγαλύτερη ράβδο εμβόλου. Αυτή η επίδραση περιγράφεται στην εξίσωση 4.9. Φαίνεται πως η συνολική σταθερά ελατηρίου  $K_{hh}$  μειώνεται με την αύξηση της διατομής της ράβδου, ενώ η  $K_{kk}$  αυξάνεται, αφού όλες οι σταθερές εκφράζονται θετικά. Από αυτό προκύπτει πως δεν μπορούμε να πάρουμε πληροφορίες για την συχνότητα από την προσεγγιστική εξίσωση 4.5. Το αν η συχνότητα αυξάνεται ή μειώνεται με την αύξηση της διατομής της ράβδου εξαρτάται από το μέγεθος των επιμέρους σταθερών ελατηρίων και τις σταθερές απόσβεσης  $D_{kk}$  και  $D_{hh}$ .

Η επίδραση στη διαδρομή των εμβόλων, από την άλλη, είναι εμφανής, αφού και η  $K_{kh}$  αλλά και η  $K_{hk}$  αυξάνονται όταν χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερη ράβδος εμβόλου. Για αυτό το λόγο, ο παράγοντας των σταθερών απόσβεσης  $D_{kk}D_{hh}$  στην εξίσωση 4.6 αυξάνεται, και επομένως αυξάνεται και η διαδρομή των εμβόλων ανεξάρτητα από την συμπεριφορά της συχνότητας. Η αύξηση της διαδρομής των εμβόλων μπορεί να επεξηγηθεί και με άλλους τρόπους. Συγκεκριμένα, μεγαλύτερη διατομή της ράβδου εμβόλου σημαίνει και αύξηση του εύρους της διακύμανσης του συνολικού όγκου του κύκλου, κάτι που οδηγεί σε μεγαλύτερο μηχανικό έργο και, επομένως, αυξημένη διαδρομή εμβόλων.

Λαμβάνοντας υπ' όψιν την προσεγγιστική εξίσωση 4.7 για την αναλογία εύρους, η επίδραση της διατομής της ράβδου εμβόλου στις συνολικές σταθερές ελατηρίων μεγαλώνει. Επομένως, η μεγαλύτερη αύξηση της  $D_{kk}$  σε σύγκριση με την  $D_{hh}$

προκαλεί μείωση της αναλογίας πλάτους με μεγαλύτερες διατομές ράβδου εμβόλου. Αυτή η συμπεριφορά επιβεβαιώνεται πειραματικά

Η αύξηση της διαφοράς φάσης που παρατηρήθηκε στο πείραμα, μπορεί να επαναληφθεί μέσω της προσεγγιστικής εξίσωσης 4.8. Σε αυτή τη περίπτωση, οι δύο σταθερές  $K_{kk}$  και  $K_{hh}$  προκύπτουν διαφορετικές, έτσι ώστε η επίδραση της διατομής ράβδου εμβόλου να είναι μοναδική. Αμελώντας την διακύμανση της συχνότητας, καταλήγουμε σε μια συνάρτηση της  $\tan\phi$  όπου ο αριθμητής αυξάνεται γραμμικά με τη διατομή της ράβδου εμβόλου, ενώ ο παρανομαστής μειώνεται γραμμικά. Προκύπτει πως η διαφορά φάσης αυξάνεται μονοτονικά με την αύξηση της διατομής της ράβδου εμβόλου.

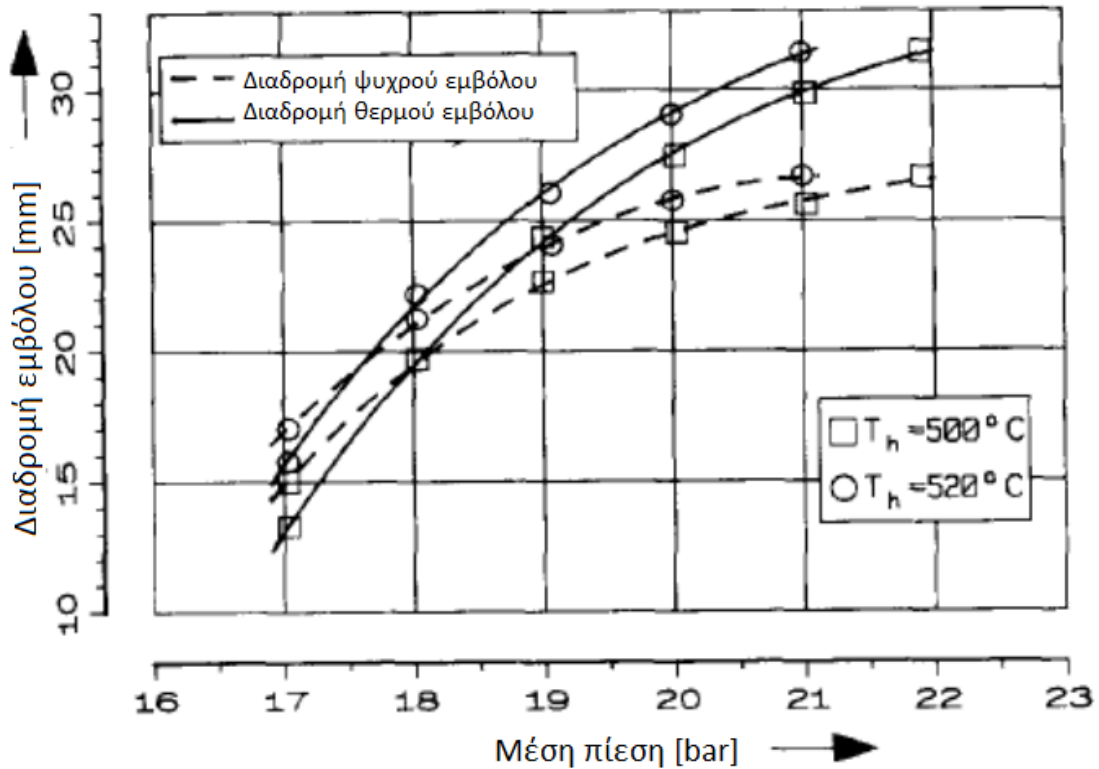
### **Εξωτερικές Παράμετροι**

#### **Μέση Πίεση**

Η μέτρηση της μέσης πίεσης έγινε από 17 μέχρι 22 bar. Η μεταβολή της μέσης πίεσης έχει την ίδια επίδραση στις κινηματικές μεταβλητές του συστήματος με την μεταβολή της διατομής της ράβδου εμβόλου, καθώς οι δύο μεταβλητές εμφανίζονται στις εξισώσεις για τη σταθερά του ελατηρίου αερίου ως ένας παράγοντας  $A_{St}\bar{p}$ . Από αυτό προκύπτει πως με αύξηση της πίεσης η συχνότητα ταλάντωσης, η διαφορά φάσης και η διαδρομές των εμβόλων αυξάνονται, ενώ η αναλογία διαδρομής μειώνεται. Η συνάρτηση της μέσης πίεσης με τις διαδρομές των εμβόλων φαίνεται στο σχήμα 4-6. Παρ' όλα αυτά, αυτή η σχέση δεν είναι γραμμική, αφού η αυξανόμενη πυκνότητα του εργαζόμενου αερίου δημιουργεί αυξημένες απώλειες τύρβης στην πίεση. Το διάγραμμα της ψυκτικής ικανότητας με την μέση πίεση είναι σχεδόν ίδιο με το διάγραμμα των διαδρομών των εμβόλων (σχήμα 4-10). Αυτό υπονοεί πως η επίδραση των διαδρομών των εμβόλων στην ψυκτική ικανότητα είναι μεγαλύτερη από τις επιδράσεις της συχνότητας, της φάσης και της αναλογίας διαδρομής. Πιο συγκεκριμένα:

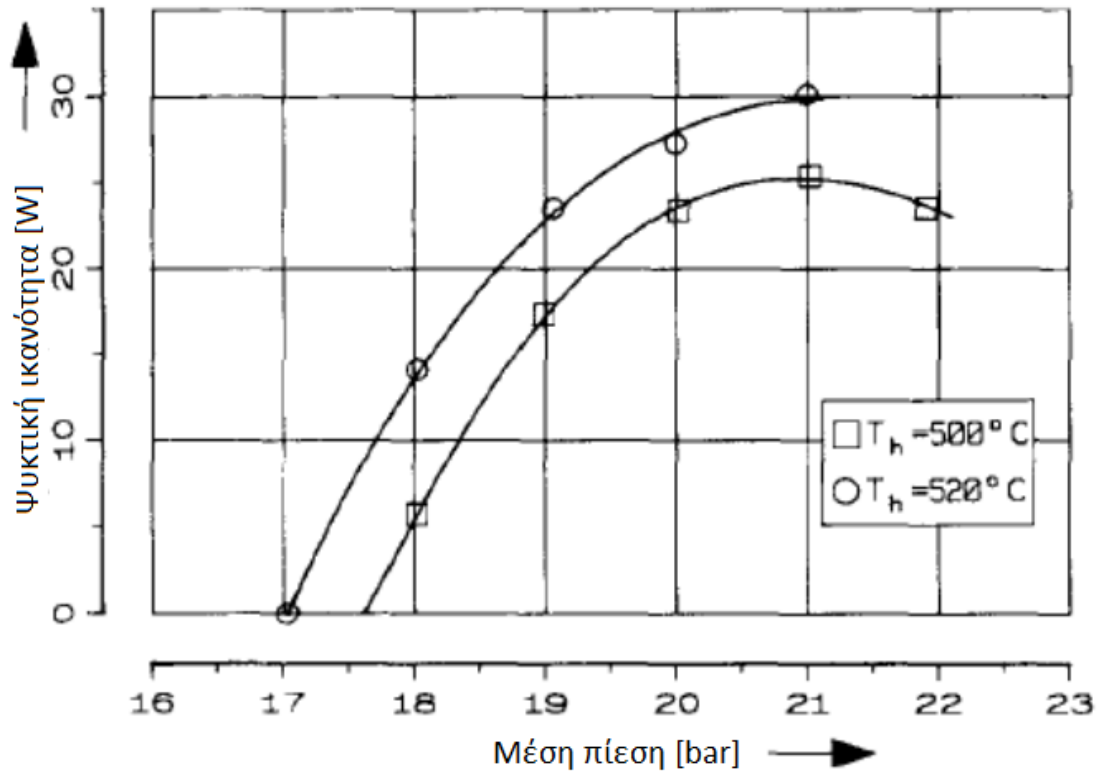
- Η συχνότητα λειτουργίας του συστήματος ταλάντωσης διαφοροποιείται ελάχιστα, αν αλλάξει κάποια παράμετρος, αφού επηρεάζεται κυρίως από την ιδιοσυχνότητα των εμβόλων, οι οποίες είναι σχεδόν σταθερές.
- Κατά τη διάρκεια των πειραμάτων η φάση των εμβόλων παραμένει πάντα από  $80^\circ$  μέχρι  $100^\circ$ . Οι αποκλίσεις από την ιδανική διαφορά φάσης των  $90^\circ$  δεν προκαλούν σοβαρές απώλειες.
- Η επίδραση της αναλογίας διαδρομής είναι επίσης μικρή, επειδή και αυτή διαφοροποιείται κοντά στην βέλτιστη τιμή της.

Καταλήγουμε, με αυτόν τον τρόπο, πως η σχέση μεταξύ της ψυκτικής ικανότητας και της δυναμικής του συστήματος επηρεάζεται κυρίως από τις διαδρομές των εμβόλων.



Σχήμα 4-9: Διαδρομή εμβόλων σε συνάρτηση με την μέση πίεση  $T_w=40^\circ\text{C}$ ,  $T_c=0^\circ\text{C}$

Όπως φαίνεται στο σχήμα 4-10, η ψυκτική ικανότητα μεγιστοποιείται για  $p_{\text{mean}}=21$  bar και  $T_h=500^\circ\text{C}$ . Αυτό το μέγιστο προκύπτει επειδή καθώς αυξάνεται η πίεση, η αυξημένη πυκνότητα του εργαζόμενου αερίου προκαλεί υψηλότερες απώλειες στον αναγεννητή. Έτσι, η κλίση της καμπύλης μειώνεται γρηγορότερα από την καμπύλη του σχήματος 4-8, και μετά από ένα σημείο η απόδοση αρχίζει να πέφτει. Η μέση πίεση, λοιπόν, δεν είναι κατάλληλη για τον έλεγχο της ψυκτικής ικανότητας, αφού η χαρακτηριστική καμπύλη είναι καθαρά μη-γραμμική

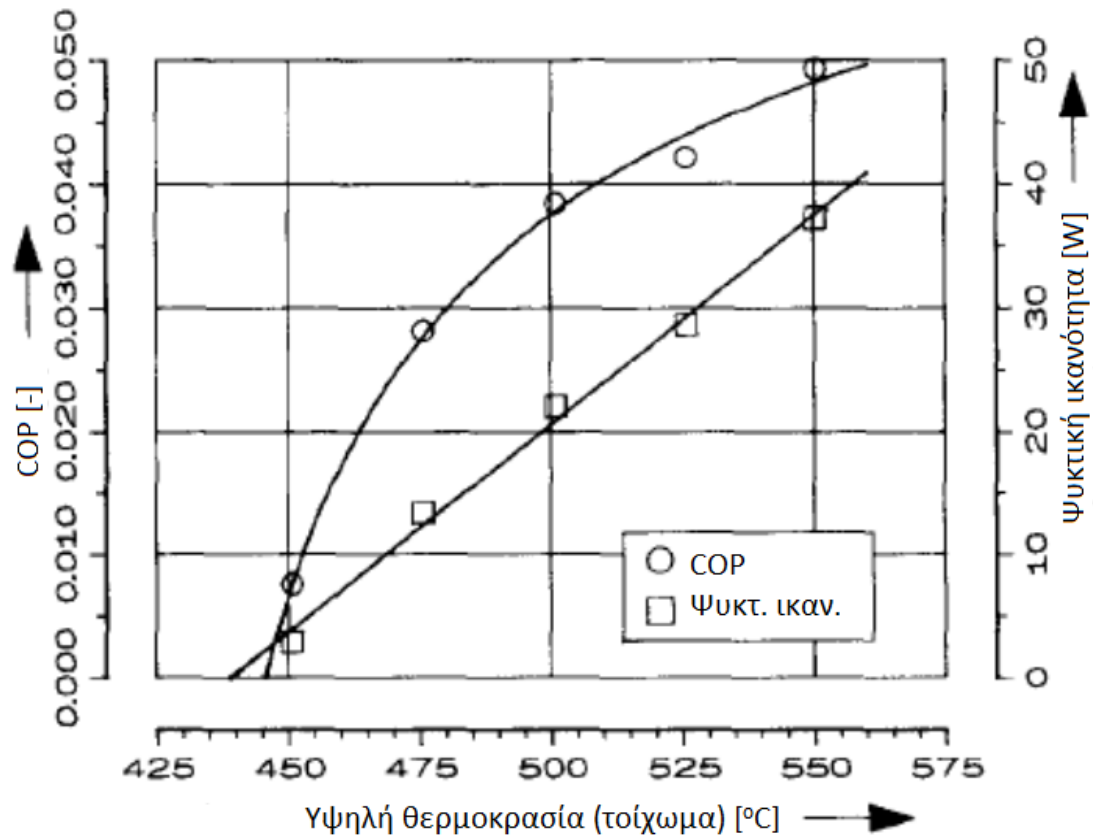


Σχήμα 4-10: Ψυκτική ικανότητα σε συνάρτηση με την μέση πίεση  $T_w=40^\circ\text{C}$ ,  $T_c=0^\circ\text{C}$

### Υψηλή θερμοκρασία

Αντιθέτως, η ψυκτική ικανότητα είναι γραμμική συνάρτηση της υψηλής θερμοκρασίας, όπως φαίνεται και στο σχήμα 4-11. Επίσης, αποδεικνύεται πως και η διαδρομή των εμβόλων είναι σχεδόν γραμμική συνάρτηση της υψηλής θερμοκρασίας. Οπότε, η υψηλή θερμοκρασία φαίνεται κατάλληλη για τον έλεγχο της διαδρομής εμβόλων και της ψυκτικής ικανότητας. Δυστυχώς, υπάρχει σημαντική μείωση του συντελεστή απόδοσης (COP), αν μειωθεί η υψηλή θερμοκρασία (σχήμα 4-11), κάτι που έχει ως αποτέλεσμα μειωμένη απόδοση κατά την λειτουργία σε μερικά φορτία. Σε αυτό το σημείο, η μηχανή ελευθέρων εμβόλων διαφέρει από μια μηχανή Vuilleumier με κινηματικό μηχανισμό, στην οποία ο συντελεστής απόδοσης αλλάζει ελάχιστα με την υψηλή θερμοκρασία. Αυτό το φαινόμενο οφείλεται στην ισχυρή επίδραση της διαδρομών των εμβόλων στην απόδοση μιας μηχανής ελευθέρων εμβόλων, αφού μειωμένη διαδρομή εμβόλων οδηγεί σε μικρότερο όγκο εκτοπισμού και μεγαλύτερο νεκρό όγκο, κάτι που επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό τον συντελεστή απόδοσης.

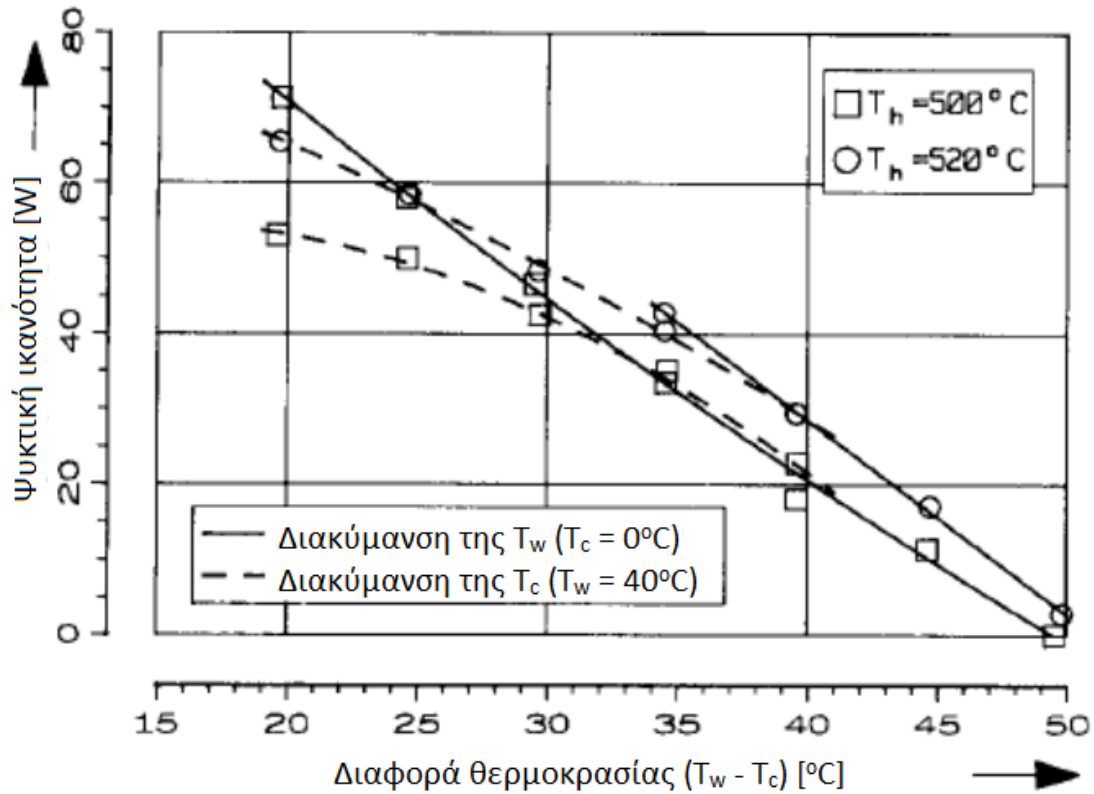




Σχήμα 4-11: COP και ψυκτική ικανότητα σε συνάρτηση με την υψηλή θερμοκρασία  
 $T_w=40^\circ\text{C}$ ,  $T_c=0^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{mean}}=20 \text{ bar}$

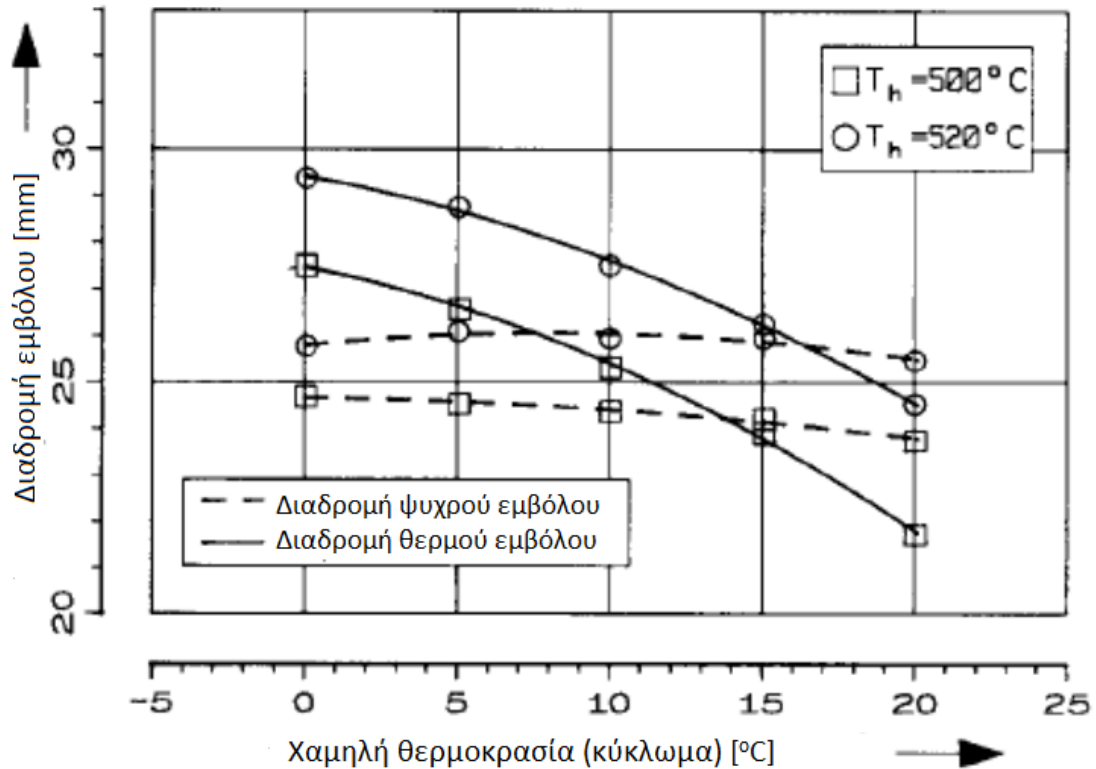
#### Χαμηλή και ενδιάμεση θερμοκρασία

Σε αυτό το μέρος θα παρουσιαστεί η επίδραση της χαμηλής και της ενδιάμεσης θερμοκρασίας στην απόδοση μιας μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων. Εφόσον θα μελετηθεί η ψυκτική ικανότητα και ο συντελεστής απόδοσης, έχει μεγαλύτερο νόημα να εξετάσουμε την επίδραση της διαφοράς θερμοκρασίας ( $T_w - T_c$ ) αντί για την κάθε θερμοκρασία ξεχωριστά.



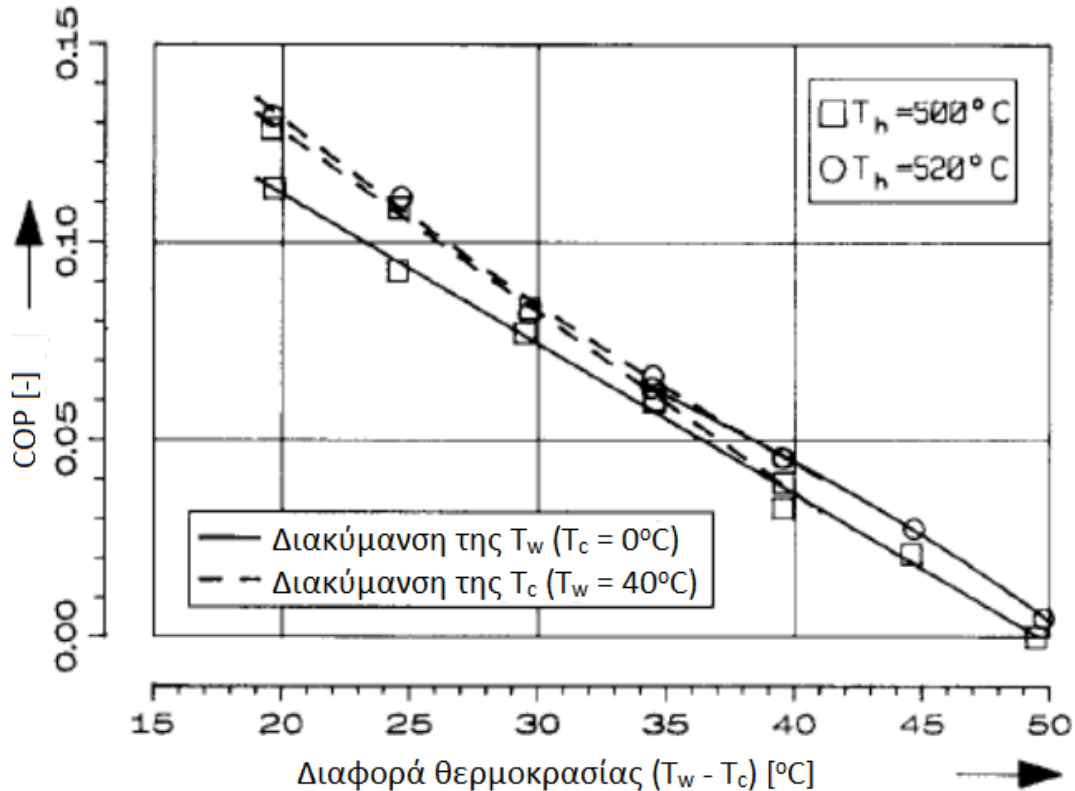
Σχήμα 4-12: Ψυκτική ικανότητα σε συνάρτηση με  $(T_w - T_c)$   $p_{\text{mean}} = 20$  bar

Στο σχήμα 4-12, η ψυκτική ικανότητα σχεδιάζεται σε συνάρτηση με την διαφορά θερμοκρασίας  $(T_w - T_c)$ . Φαίνεται πως η ψυκτική ικανότητα μειώνεται όσο αυξάνεται η διαφορά θερμοκρασίας. Αυτό συμβαίνει εξαιτίας απωλειών των αναγεννητών και αγωγής θερμότητας. Όμως, οι καμπύλες που παίρνουμε από την διαφοροποίηση της χαμηλής θερμοκρασίας (διακεκομμένη γραμμή) έχουν ομαλότερη κλίση, ειδικά σε χαμηλότερες διαφορές θερμοκρασίας. Για να εξηγηθεί αυτό το φαινόμενο, πρέπει να μελετηθεί η επίδραση κάθε θερμοκρασίας στην διαδρομή εμβόλων. Ενώ η διαδρομή εμβόλων μειώνεται όταν η ενδιάμεση θερμοκρασία αυξάνεται, η διαδρομή παραμένει σχεδόν σταθερή (ψυχρό έμβολο) ή αυξάνεται (θερμό έμβολο) όταν μειώνεται η χαμηλή θερμοκρασία (σχήμα 4-13).



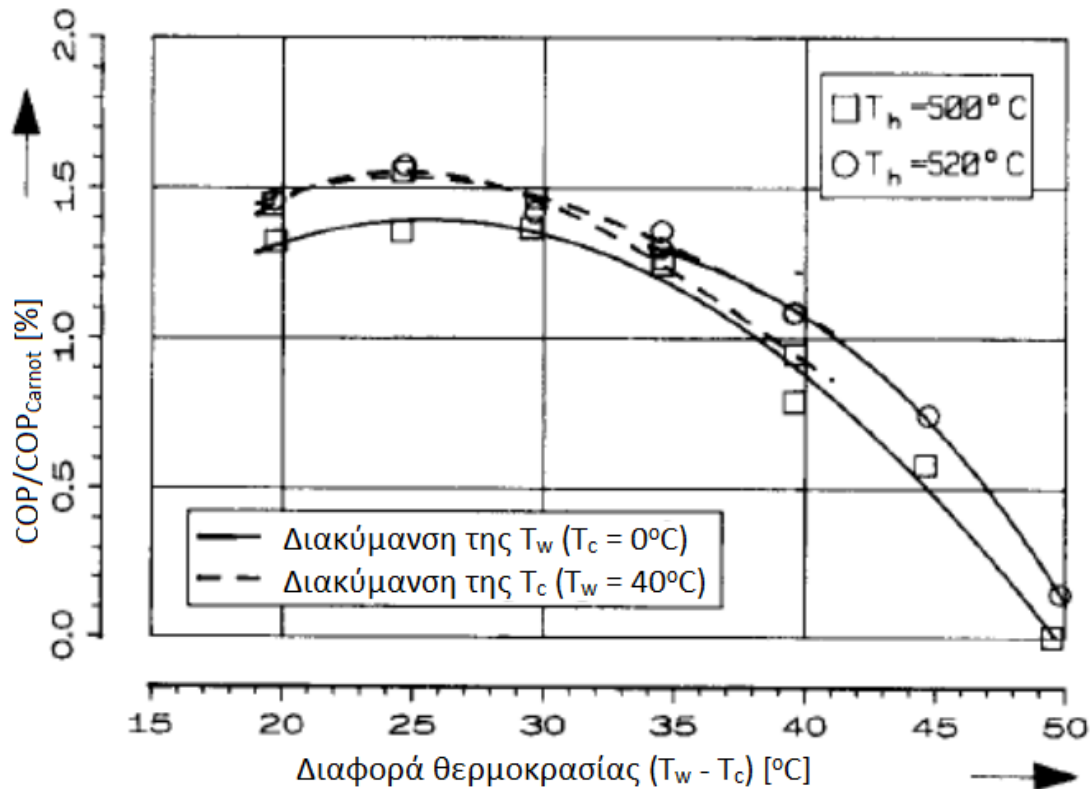
Σχήμα 4-13: Διαδρομή εμβόλων σε συνάρτηση με την χαμηλή θερμοκρασία  
 $T_w=40^\circ\text{C}$ ,  $p_{\text{mean}}=20\text{ bar}$

Έτσι η μηχανή αντισταθμίζει μερικώς τις υψηλές απώλειες και μικρούς συντελεστές απόδοσης στις μικρότερες χαμηλές θερμοκρασίες αυξάνοντας τη διαδρομή του θερμού εμβόλου. Δυστυχώς, σύμφωνα με τα πειραματικά δεδομένα για την μηχανή, αυτή η επίδραση δεν είναι σημαντική λόγω των μεγάλων απωλειών του αναγεννητή. Παρ' όλα αυτά, αυτή είναι μια ενδιαφέρουσα ιδιότητα, αφού η ψυκτική ικανότητα μιας μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων είναι λιγότερο ευαίσθητη σε αλλαγές της χαμηλής θερμοκρασίας σε σχέση με τις στροφαλοφόρες ή κύκλου συμπίεσης μηχανές.



Σχήμα 4-14: COP σε συνάρτηση με  $(T_w - T_c)$   $p_{\text{mean}} = 20 \text{ bar}$

Το σχήμα 4-14 δείχνει την επίδραση της διαφοράς θερμοκρασίας στον συντελεστή απόδοσης. Όπως φαίνεται, ο συντελεστής απόδοσης μειώνεται αν αυξηθεί η διαφορά θερμοκρασίας εξαιτίας των υψηλότερων απωλειών αναγεννητών και αγωγής θερμότητας. Σε αυτή τη περίπτωση, οι κλίσεις των καμπυλών που παίρνουμε από την διαφοροποίηση είτε της ενδιάμεσης είτε της χαμηλής θερμοκρασίας δεν παρουσιάζουν μεγάλες διαφορές. Οι συντελεστές απόδοσης που λαμβάνουμε με σταθερή χαμηλή θερμοκρασία  $0^\circ\text{C}$  είναι ελαφρώς μικρότεροι εξαιτίας των υψηλότερων απωλειών μόνωσης στο ψυχρό άκρο της μηχανής. Το διάγραμμα της αναλογίας  $\text{COP}/\text{COP}_{\text{Carnot}}$  σε συνάρτηση με τη διαφορά θερμοκρασίας δείχνει μέγιστο για  $25^\circ\text{C}$  (σχήμα 4-15). Το μέγιστο μπορεί να επαληθευθεί θεωρητικά, όμως στις πειραματικές δοκιμές εμφανίζεται σε μικρότερες διαφορές θερμοκρασίας εξαιτίας των υψηλών απωλειών των αναγεννητών της μηχανής. Παρ' όλα αυτά, αυτό δείχνει πως μια μηχανή Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων φτάνει στο μέγιστο  $\text{COP}/\text{COP}_{\text{Carnot}}$  για διαφορά θερμοκρασίας που είναι κατάλληλη για ψύξη ή κλιματισμό. Αντιθέτως, οι μηχανές Stirling φτάνουν στο μέγιστο  $\text{COP}/\text{COP}_{\text{Carnot}}$  σε διαφορές θερμοκρασίας  $100\text{-}150^\circ\text{C}$ , που είναι κατάλληλες για εφαρμογές κρουγονικής.



Σχήμα 4-15: COP/COP<sub>Carnot</sub> σε συνάρτηση με (T<sub>w</sub>-T<sub>c</sub>), ρ<sub>mean</sub>=20 bar

#### 4.1.5 Συμπεράσματα από το πρωτότυπο του THOMAS

Μία μηχανή Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων διερευνήθηκε για πρώτη φορά. Παρ' όλο που η ψυκτική ικανότητα και ο συντελεστής απόδοσης της σχεδίασης δεν επιτευχθήκαν λόγω μεγάλων απωλειών των αναγεννητών, η συσχέτιση με τη μέση πίεση και τις θερμοκρασίες του κύκλου αποκάλυψαν μερικές ενδιαφέρουσες ιδιότητες.

Η ψυκτική ικανότητα δεν είναι γραμμική συνάρτηση της μέσης πίεσης. Αντιθέτως, η κλίση των καμπυλών μειώνεται όσο αυξάνεται η πίεση, καθώς μαζί της αυξάνονται και οι τυρβώδεις απώλειες πίεσης και οι απώλειες των αναγεννητών. Από την άλλη, η ψυκτική ικανότητα είναι γραμμική συνάρτηση της υψηλής θερμοκρασίας. Ο συντελεστής απόδοσης αυξάνεται και αυτός με την υψηλή θερμοκρασία, κάτι που οδηγεί σε μειωμένη απόδοση σε μερικά φορτία, αν η ψυκτική ικανότητα ρυθμίζεται από την υψηλή θερμοκρασία.

Επιπλέον, από τα πειραματικά δεδομένα μπορούμε να συμπεράνουμε πως η χαμηλή θερμοκρασία δεν επηρεάζει ιδιαίτερα την ψυκτική ικανότητα. Αυτό είναι ένα ιδιαίτερο πλεονέκτημα έναντι των μηχανών με μηχανισμό κίνησης και κύκλο συμπίεσης, διότι η απόδοση ενός ψυγείου Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων είναι λιγότερο ευαίσθητη σε φορτία. Εκτός αυτού, η αναλογία COP/COP<sub>Carnot</sub> φτάνει σε μέγιστο στη περιοχή διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ ενδιάμεσης θερμοκρασίας και ψυχρού άκρου, που χρησιμοποιείται ευρέως σε εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού.

Έτσι, η μηχανή Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων απέδειξε την ικανότητα της για ψύξη χωρίς CFC ανοίγοντας τον δρόμο για περαιτέρω μελέτη και ανάπτυξη.

Οι πειραματικές μηχανές που ακολουθούν, λοιπόν, εστίασαν στην μελέτη και επίλυση των διαφόρων προβλημάτων που σχετίζονται με την χαμηλή ψυκτική απόδοση των μηχανών Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων όπως η μετατόπιση εμβόλων, η τριβή των στερεών σωμάτων, η συμπεριφορά κατά την εκκίνηση και λειτουργία και η υστέρηση των ελατηρίων αερίων. Για την μετατόπιση των εμβόλων, συγκεκριμένα, εφαρμόζονται διάφορα συστήματα ελέγχου θέσης του εμβόλου, τα οποία παρουσιάζονται στο παράρτημα Γ.

## 4.2 FPV2-303

### 4.2.1 Κατασκευή

Η κατασκευή της FPV2 βασίστηκε σε μία παλαιότερη μηχανή Vuilleumier που κατασκευάστηκε από τον CARLSEN (1993), την VP2. Πιο συγκεκριμένα, οι χώροι buffer, οι εναλλάκτες θερμότητας και οι αναγεννητές, αποτελούνται αποκλειστικά από εξαρτήματα της μηχανής αυτής. Ωστόσο, έγιναν τροποποιήσεις στην διάρθρωσή της, προκειμένου να επιτευχθεί η επιθυμητή διάταξη β-τύπου (κεφ. 2.2) ως εξής:

- Το καθένα από τα δύο έμβολα έχει αναρτηθεί με ένα συνδυασμό ελατηρίου αερίου και ενός ζεύγους ελικοειδών ελατηρίων τοποθετημένων αντικριστά στο περίβλημα του εμβόλου, ενώ ανάμεσα στα έμβολα δεν υπάρχει καμία ελαστική σύνδεση.
- Τα έμβολα διαθέτουν μια ενιαία παχιά ράβδο εμβόλου στον ενδιάμεσο χώρο, κάτι που οφείλεται, κατά πάσα πιθανότητα, σε επιρροές από το μοντέλο του Thomas. Παρ' όλα αυτά, ράβδος της FPV2-303 στενεύει στο ψυχρό έμβολο, κάτι που ήταν απαραίτητο εξαιτίας των περιοριστικών συνθηκών. Η αλλαγή αυτή έχει επίδραση στην συμπεριφορά λειτουργίας της μηχανής, κάτι το οποίο λήφθηκε υπ' όψιν κατά την κατασκευή και τη σχεδίαση.

Επιπλέον, για την αντιμετώπιση της μετατόπισης των εμβόλων, τις τριβές και την συμπεριφορά λειτουργίας, λήφθηκαν τα ακόλουθα μέτρα:

#### *Μετατόπιση εμβόλων:*

Κατά την αρχική σχεδίαση το κεντράρισμα στα ζεύγη των ελικοειδών ελατηρίων θεωρήθηκε ικανοποιητικό. Αργότερα ενσωματώθηκαν στη ράβδο εμβόλου στην περιοχή του ενδιάμεσου κυλίνδρου Center-Ports για καλύτερο έλεγχο της μετατόπισης των εμβόλων. Λόγω καλύτερων αποτελεσμάτων, επιλέχθηκε η παραλλαγή με Center-Port.

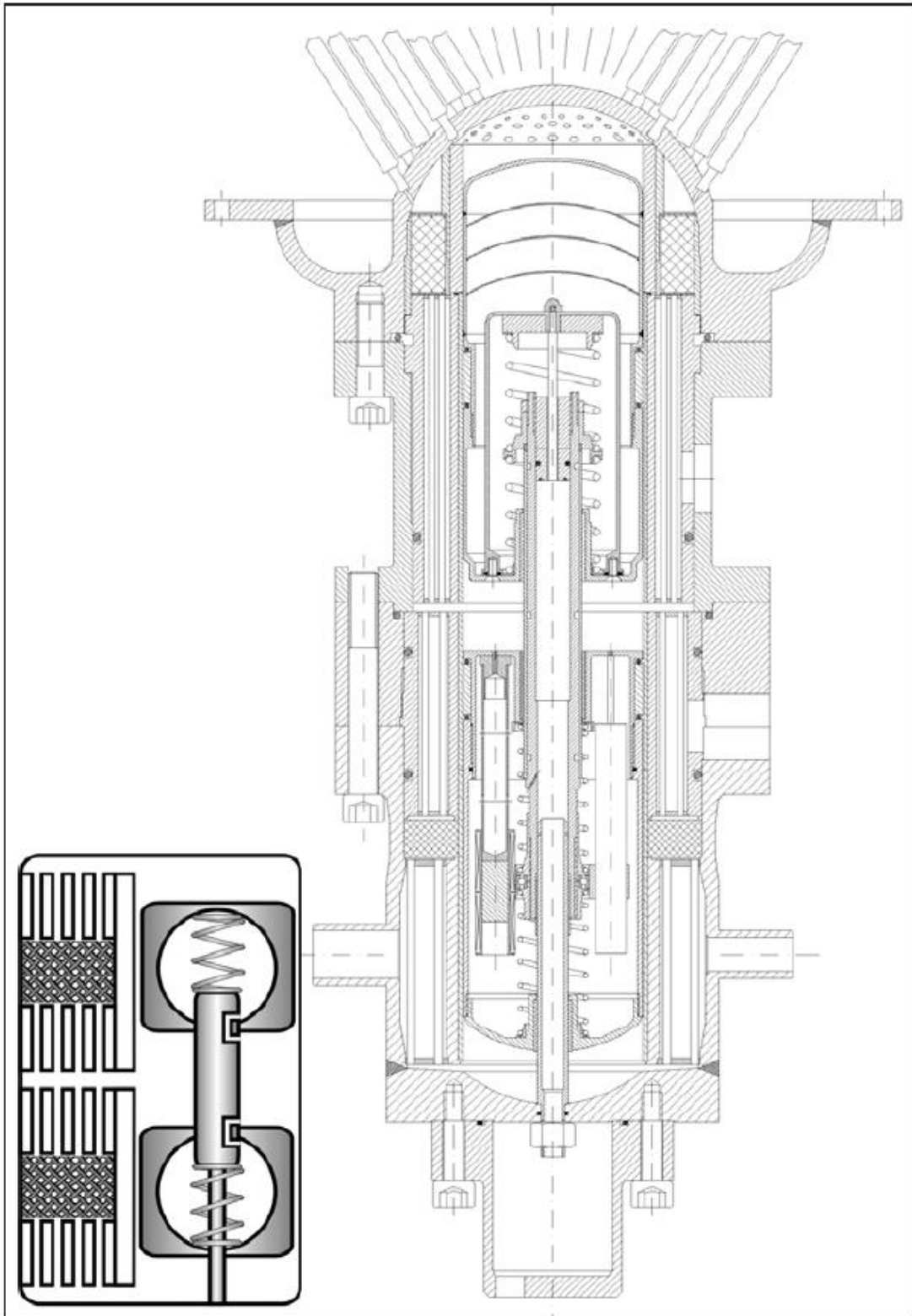
### *Τριβές στερεών σωμάτων :*

Στην ιδανική περίπτωση, τα διάκενα των εμβόλων αλλά και οι εσοχές των ράβδων στεγανοποιούνται μέσω σφραγίσεων διακένου χωρίς επαφή. Σε αυτή την περίπτωση, ωστόσο, είναι απαραίτητη η χρήση ξεχωριστού εδράνου. Αντ' αυτού η ράβδος των εμβόλων επικαλύπτεται με λιπαντικό βασισμένο σε PTFE, ενώ η εξωτερική πλευρά των δακτυλίων οδήγησης των εμβόλων αποτελείται από κράμα χαλκού-PTFE, έτσι ώστε να επιτευχθούν ευνοϊκές τριβολογικές συνθήκες.

### *Συμπεριφορά κατά την λειτουργία:*

Η εκκίνηση της μηχανής επιτυγχάνεται μέσω ηλεκτρομαγνητικής διέγερσης του ψυχρού εμβόλου και η συμπεριφορά εκκίνησης δεν φάνηκε να εξαρτάται από τις εξωτερικές συνθήκες. Η συμπεριφορά κατά την λειτουργία είναι επίσης ικανοποιητική, όσον αφορά απαιτήσεις θέρμανσης, χάρη στην σχετικά παχιά θερμή ράβδου εμβόλου.

Το σχήμα 4-16 δείχνει το αρχικό σκαρίφημα και το σχέδιο διατομής της μηχανής.



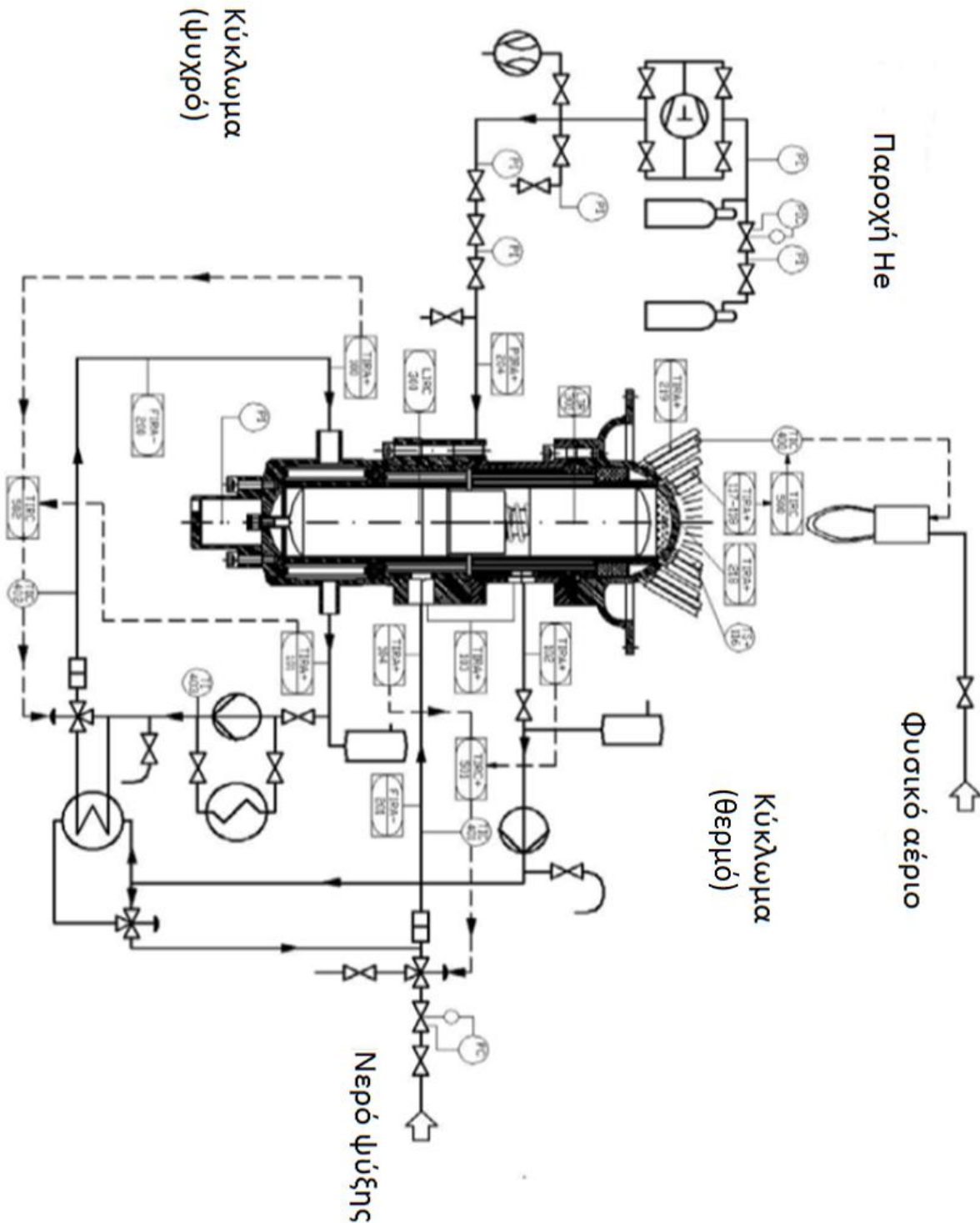
Σχήμα 4-16: Θεωρητική κατασκευή και σχεδίαση της διατομής της FPV2-303



#### 4.2.2 Εξέταση

Τόσο για την λειτουργία όσο και για την μέτρηση των πειραματικών δεδομένων αυτής της παραλλαγής της FPV2 χρησιμοποιήθηκε το σύστημα ελέγχου που τεκμηριώνεται στο σχήμα 4-17. Όπως δείχνει λεπτομερειακά το RI-διάγραμμα ροής, το σύστημα ελέγχου αποτελείται ουσιαστικά από μία δεξαμενή γεμάτη ήλιο, ένα σύστημα καύσης, και από ένα θερμό και ψυχρό κύκλωμα λειτουργίας. Ο καυστήρας και τα κυκλώματα λειτουργίας χρησιμοποιούνται για τη ρύθμιση των τριών επιπέδων θερμοκρασίας της μηχανής (ψυχρό, ενδιάμεσο και θερμό), όσο και για την ανταλλαγή θερμότητας με το προσομοιωμένο περιβάλλον θέρμανσης η οποία δεν είναι άμεσα μετρήσιμη. Το καθένα από τα τρία συστήματα έχουν εξοπλισθεί με μία σειρά κεντρικών ελεγκτών βασισμένων σε υπολογιστή (500 έως 502) και ξεχωριστούς ελεγκτές σφάλματος (400 έως 402). Για να καθορισθεί η ροή θερμότητας, μετρώνται οι θερμοκρασίες εισροής και εκροής του εναλλάκτη θερμότητας της FPV2 (100 έως 104), και καταγράφεται η κάθε φορά αντίστοιχη ροή όγκου (200 και 201). Η κατανομή της θερμοκρασίας στη κεφαλή του θερμαντήρα καταγράφεται με πολλούς αισθητήρες (116 έως 119, 218 και 219). Η θέση μέτρησης 116 χρησιμοποιείται για την απενεργοποίηση σε περίπτωση υπερθέρμανσης για λόγους τεχνικής ασφάλειας.

Το ψυχρό κύκλωμα μπορεί να ψυχρανθεί περαιτέρω μέσω ενός κρυστάτη συνδεδεμένου σε μία παράκαμψη της αντλίας κυκλοφορίας, κάτι που βοηθάει ιδιαίτερα στην άμεση προσέγγιση ενός σημείου μέτρησης της θερμοκρασίας. Το ψυχρό κύκλωμα μπορεί επίσης και να θερμανθεί από το θερμό κύκλωμα, κάτι το οποίο εξισορροπεί την πρόσληψη θερμότητας στην φυσιολογική κατάσταση λειτουργίας, αλλά δημιουργεί διαταραχές στο θερμό κύκλωμα οι οποίες αν και επιφέρουν μειονεκτήματα στην συνολική απόδοση, μπορούν να ρυθμιστούν εύκολα. Το θερμό κύκλωμα λειτουργίας έχει σχεδιασθεί ως ανοικτό κύκλωμα, έτσι ώστε να μπορεί να εξοικονομηθεί ένας εναλλάκτης θερμότητας μεταξύ του νερού ψύξης και του θερμοδυναμικού κύκλου. Προκειμένου να γίνει έλεγχος του θερμοδυναμικού κύκλου, οι θέσεις των εμβόλων και η πίεση του κύκλου μετρούνται με μεγάλη χρονική ακρίβεια μέσω ενός ψηφιακού ταλαντοσκόπιου (300, 301, 204). Όλες οι βασικές παράμετροι λειτουργίας καταμετρώνται διαρκώς μέσω του κεντρικού υπολογιστή.



Σχήμα 4-17: RI-διάγραμμα ροής ελέγχου της FPV2

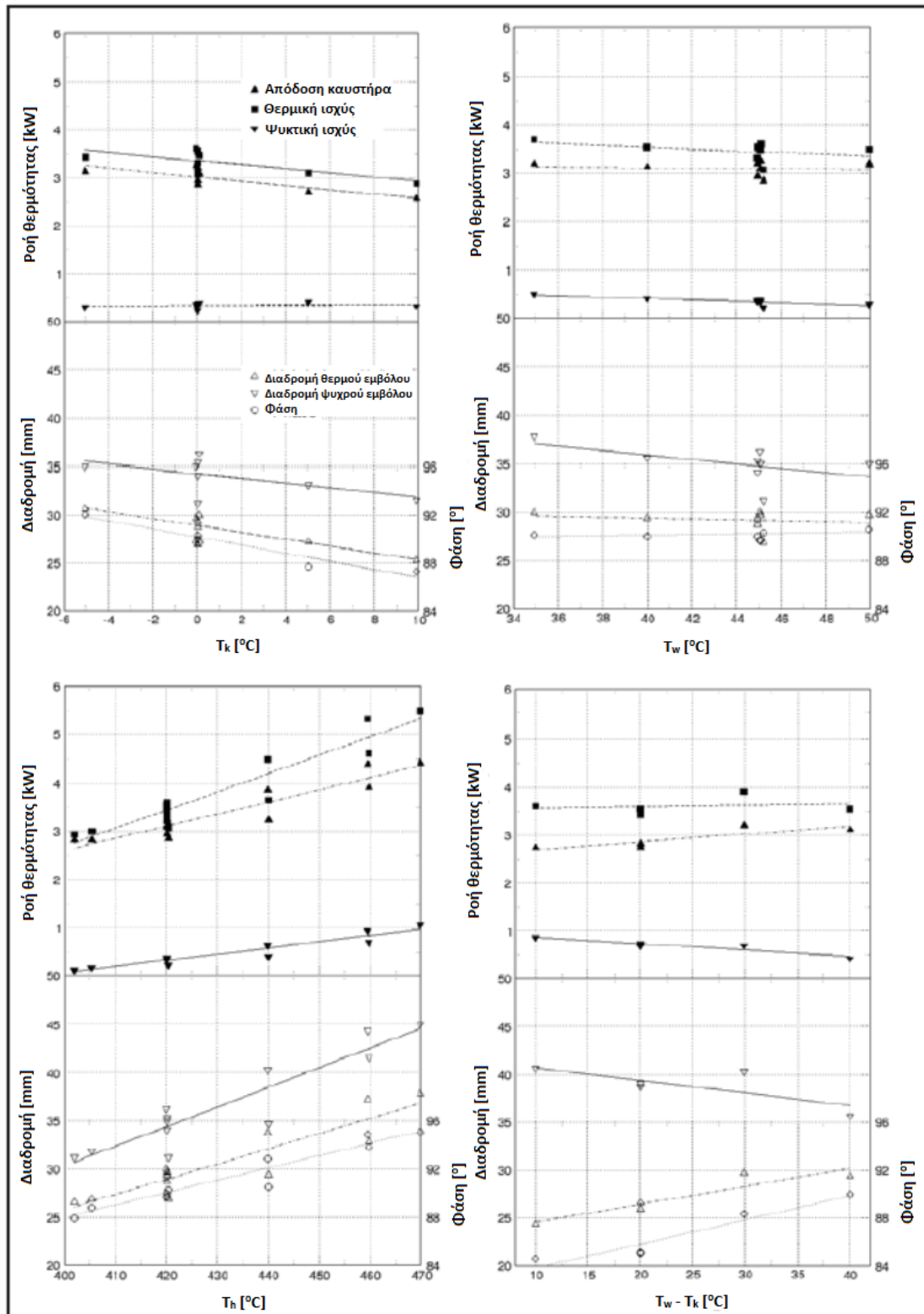
#### 4.2.3 Μετρητικά δεδομένα

Στα διαγράμματα του σχήματος 4-18 έχουν καταγραφεί τα βασικά δεδομένα λειτουργίας της FPV2-303 σε μόνιμη κατάσταση, όπως η ροή ανταλλαγής θερμότητας με το περιβάλλον (απόδοση θέρμανσης  $Q_w$ ), αλλά και η διαδρομή και

των εμβόλων. Για μία καλύτερη επισκόπηση χρησιμοποιούνται καμπύλες για την παρουσίαση των μεμονωμένων σημείων μέτρησης. Ξεκινώντας από το αρχικό σημείο λειτουργίας με  $T_k = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_w = 45 \text{ }^\circ\text{C}$  και  $T_h = 420 \text{ }^\circ\text{C}$  τα τρία επίπεδα θερμοκρασίας και η διαφορά θερμοκρασίας μεταβλήθηκαν, με συμμετρική απόκλιση των θερμοκρασιών των κυκλωμάτων  $20^\circ\text{C}$ .

Από τα ακόλουθα μετρητικά δεδομένα παρατηρήθηκαν τα ακόλουθα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα της FPV2-303:

- Όπως προαναφέρθηκε, η απόδοση της μηχανής είναι κατάλληλη για εφαρμογές θέρμανσης, είναι σε μεγάλο βαθμό ανεξάρτητη από την διαφορά θερμοκρασίας, και μπορεί να ελεγχθεί αρκετά καλά, μεταβάλλοντας την θερμοκρασία της κεφαλής του θερμαντήρα ( $T_h$ ).
- Παράλληλα υπάρχουν προβλήματα, όπως για παράδειγμα το ότι η μετατόπιση εμβόλων εμποδίζει την βέλτιστη αξιοποίηση των κυλινδρικών χωρίων στη διαδρομή σχεδίασης μέσω της αναλογίας διαδρομής. Συγκεκριμένα, η σχέση ψυχρής-θερμής διαδρομής είναι σε αυτή την περίπτωση περίπου  $x^k/x^h=1,2$ , ενώ μπορεί να πάρει και τιμές άνω του 1,6. Για πλήρη διαδρομή του ψυχρού εμβόλου, λοιπόν, η διαδρομή του θερμού εμβόλου είναι περιορισμένη, ακόμη και κάτω από σχετικά ευνοϊκές συνθήκες, στο 85 % της διαδρομής σχεδίασης.
- Η κυριότερη αιτία για τις μικρές διαδρομές εμβόλων είναι η εσφαλμένη αρχική κρίση για την ισορροπία απόδοσης της μηχανής, καθώς οι απώλειες διάχυσης είναι προφανώς υψηλότερες απ' ότι τέθηκαν κατά την σχεδίαση τους και εμποδίζουν, έτσι, να επιτευχθούν οι διαδρομές όπως έχουν οριστεί. Αν ληφθεί υπόψη και ο μειωμένος αριθμός στροφών της FPV2-303 σε σύγκριση με την VP2, είναι εμφανές πως η απόδοση θέρμανσης δεν είναι ικανοποιητική.
- Η ελλιπής συμπεριφορά κατά την ψυχρή εκκίνηση δεν μπορεί να δειχθεί άμεσα, μπορεί ωστόσο να αποδοθεί στην υψηλή αναλογία διαδρομής ακόμη και σε μικρές διαφορές θερμοκρασίας  $T_w - T_k$ . Η διέγερση του θερμού εμβόλου μέσω του ηλεκτρομαγνητικού ψυχρού εμβόλου δεν μπορεί προφανώς να εξασφαλισθεί για μικρές διαφορές θερμοκρασίας, κάνοντας τη μηχανή ικανή για εκκίνηση μόνο με προθερμασμένους κύκλους λειτουργίας.



Σχήμα 4-18: Επιλεγμένα στατικά μετρητικά δεδομένα της FPV2-303

## 4.3 FPV2-303a

### 4.3.1 Κατασκευή

Η FPV2-303a ( Σχήμα 4-19 ) είναι το αποτέλεσμα μία σχετικά μικρής μετατροπής της FPV2-303. Με την ανακατασκευή τέθηκαν οι ακόλουθοι στόχοι:

- Δοκιμή ενός συστήματος Store & Dump για την ρύθμιση των χώρων αποθήκευσης των εμβόλων
- Δοκιμή στατικών χώρων αποθήκευσης αερίων με εσωτερικό σύστημα τροφοδότησης αερίου
- Διόρθωση της αναλογίας διαδρομής
- Απλοποίηση των αναρτήσεων των εμβόλων
- Δοκιμή ενός ενεργού συστήματος ρύθμισης των χώρων αποθήκευσης των εμβόλων

Οι αλλαγές επικεντρώθηκαν στο ένα έμβολο προκειμένου να μειωθούν οι δαπάνες της ανακατασκευής. Γι' αυτό τον σκοπό θεωρήθηκε περισσότερο κατάλληλο το θερμό έμβολο, καθώς το ψυχρό, εξαιτίας του εκκινητή, ο οποίος είναι προσαρμοσμένος σε αυτό, αλλά και εξαιτίας του μεγάλου απαιτούμενου όγκου για το ελατήριο αερίου, δεν αφήνει πολύ περιθώριο για τροποποιήσεις.

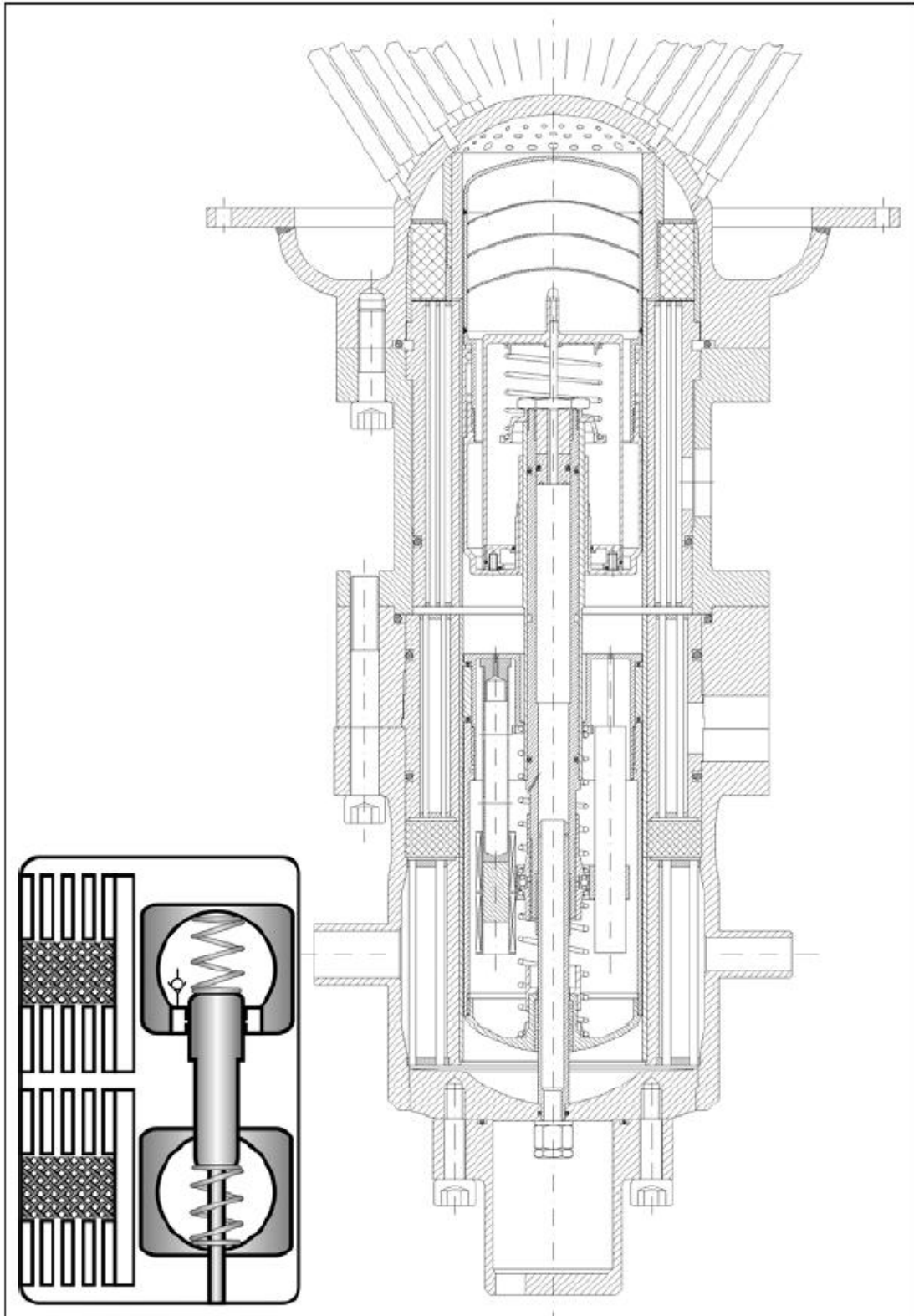
Σύμφωνα με την εξίσωση (3.3-4), η αναλογία διαδρομής είναι δυνατόν να ρυθμιστεί επιλέγοντας τις κατάλληλες διατομές των ράβδων εμβόλων. Με βάση τα αποτελέσματα των εξισώσεων προσομοίωσης, η ράβδος στη περιοχή του θερμού εμβόλου αυξήθηκε από 34 mm σε 36 mm. Αυτή η αλλαγή επηρεάζει τόσο τον παρανομαστή όσο και -μέσω της παραμέτρου  $c_3$ - τον αριθμητή του πηλίκου κάτω από τη ρίζα. Η διατομή της ράβδου στην περιοχή του ψυχρού εμβόλου παραμένει σταθερή, κάτι που σημαίνει πως δημιουργείται μία διαφορά στη διάμετρο της ράβδου σε κάποιο σημείο του ενδιάμεσου κυλινδρικού χώρου. Λαμβάνοντας υπ' όψιν την επικάλυψη των διαδρομών των εμβόλων (διάταξη β-τύπου), το σημείο αυτό βρίσκεται προς την πλευρά του θερμού εμβόλου και σε απόσταση ίση με τουλάχιστον  $(1 - 1/\sqrt{2})$  φορές το μέγιστο πλάτος διαδρομών των εμβόλων από την μέση θέση. Από αυτό, προκύπτει πως όταν το θερμό έμβολο βρίσκεται στην κάτω ακραία θέση του, το κάτω άκρο του εδράνου του βρίσκεται περίπου 15 mm χαμηλότερα από το σημείο αλλαγής της διατομής της ράβδου. Σε συνδυασμό με τις ανάλογες οπές στο έδρανο, αυτή η αλλαγή της διατομής της ράβδου μπορεί να χρησιμοποιηθεί προκειμένου να υλοποιηθεί μία λειτουργία βαλβίδας (η οποία θα εξαρτάται από τη θέση του εμβόλου) ενός συστήματος Store & Dump, η οποία θα εμποδίζει την κίνηση του εμβόλου προς τα κάτω. Προκειμένου να απλοποιηθεί η ανάρτηση του θερμού εμβόλου, δεν χρησιμοποιείται ένα από τα δύο ελικοειδή ελατήρια, αλλά ένα πιο δύσκαμπτο ελατήριο αερίου. Έτσι μπορεί να εξασφαλιστεί,

τόσο η απαιτούμενη δυσκαμψία όσο και η προσαρμογή του εμβόλου στη επιθυμητή θέση εκκίνησης με τον μισό κίνδυνο να διαρραγούν τα ελατήρια. Επιπλέον, το υψηλό εύρος πίεσης του νέου, πιο δύσκαμπτου ελατηρίου αερίου είναι κατάλληλο για την τροφοδότηση του στατικού χώρου αποθήκευσης αερίου του θερμού εμβόλου. Όταν το ελατήριο αερίου στο εσωτερικό του εμβόλου φτάσει στη μέγιστη πίεση, οδηγείται με χρήση μιας βαλβίδας ελέγχου στο εξωτερικό του εμβόλου δια μέσου των εδράνων και καταλήγει στο χώρο αποθήκευσης. Χάρη σε αυτό το ρεύμα πίεσης από το ελατήριο αερίου, αποτρέπεται η μετατόπιση του εμβόλου προς τα πάνω, και γι' αυτό και δεν χρησιμοποιείται ένα δεύτερο σύστημα Store & Dump για την ρύθμιση των χώρων αποθήκευσης.

Η λειτουργία του συστήματος Store & Dump αποδείχθηκε ανεπαρκής κατά τη διάρκεια των δοκιμών και όπως φάνηκε δεν μπορεί να δεχτεί περεταίρω βελτίωση ακόμα και αν γίνει διαφορετική ρύθμισή του. Για τον λόγο αυτό, δόθηκε η ευκαιρία να υλοποιηθεί ένα ηλεκτρονικό ενεργό σύστημα ρύθμισης των χώρων αποθήκευσης, το οποίο λειτουργεί σαν P-ελεγκτής. Το σύστημα μπαίνει σε λειτουργία όταν δεχτεί σήμα από τον αισθητήρα του θερμού εμβόλου, μέσω μιας μαγνητικής βαλβίδας, και συνδέει το θερμό ελατήριο αερίου και τη δεξαμενή μέσης πίεσης του κουτιού σύνδεσης<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> Όγκος προορισμένος κυρίως για ηλεκτρική σύνδεση, τοποθετημένος κάτω από τον ψυχρό κύλινδρο του οποίου η πίεση εξισορροπείται με την μέση πίεση της διαδικασίας μέσω τριχοειδών σωλήνων (Σχήμα Γ-3)



Σχήμα. 4-19: Βασική αρχή κατασκευής και σχεδίασης της διατομής μίας FPV2-303a

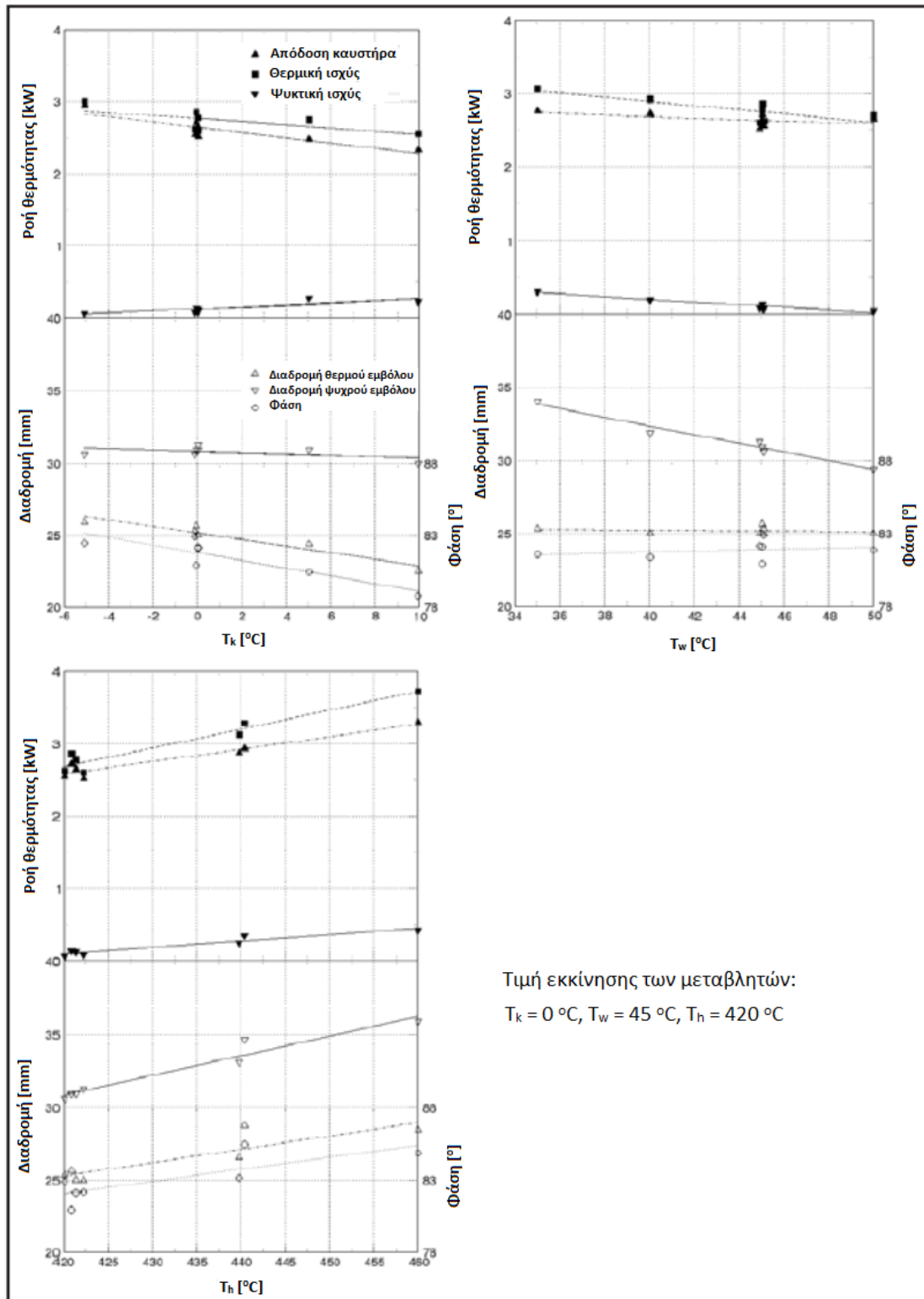
### 4.3.2 Μετρητικά δεδομένα

Όπως αναφέρθηκε στην προηγούμενη παράγραφο, κατά την πρώτη φάση κατασκευής της FPV2-303a με σύστημα Store & Dump δεν μπόρεσε να επιτευχθεί μία σταθερή λειτουργία. Ο λόγος ήταν η λανθασμένη λειτουργία των ελεγκτών των χώρων αποθήκευσης, κάτι που ταυτόχρονα απέτρεπε και την μέτρηση δεδομένων κατά την μόνιμη κατάσταση λειτουργίας. Η λειτουργία της μηχανής έγινε δυνατή μόνο μέσω της προσαρμογής του ρυθμού διαρροών του συστήματος Store & Dump στην κατανάλωση αερίου του χώρου αποθήκευσης αερίων μέσω ενός τριχοειδούς σωλήνα στραγγαλισμού και με την ταυτόχρονη εισαγωγή μίας ενεργού ρύθμισης των χώρων αποθήκευσης. Τα μετρητικά δεδομένα που απεικονίζονται στο σχήμα 4-20 δεν δίνουν έτσι καμία πληροφορία για την απόδοση του αρχικού συστήματος Store & Dump.

Ουσιαστικά, μπορούμε να πούμε ότι η συμπεριφορά λειτουργίας της FPV2-303a με ενεργό ρύθμιση λειτουργίας των χώρων αποθήκευσης του θερμού εμβόλου είναι παρόμοια με την αρχική παραλλαγή 303, κάτι το οποίο ήταν αναμενόμενο λόγω της σχετικά μικρής αλλαγής στην κατασκευή της μηχανής. Ωστόσο, πρέπει να αναφερθεί ότι οι διαδρομές εμβόλων και η απόδοση θέρμανσης είναι γενικά μικρότερες, κάτι που πιθανόν οφείλεται σε μεγαλύτερη απόσβεση της κίνησης των εμβόλων. Αυτό είναι αναμενόμενο καθώς, παρά τις διορθώσεις που έγιναν στη μηχανή, η αναλογία διαδρομής των εμβόλων είναι μεγαλύτερη από πριν, κάτι που σύμφωνα με την εξίσωση 3.3-4 σημαίνει και μεγαλύτερη απόσβεση του θερμού εμβόλου. Σαν αιτίες των απωλειών θεωρούνται τα ακόλουθα:

- Το αυξημένο  $\Delta V/V$  του ελατηρίου αερίου του θερμού εμβόλου οδηγεί σε αυξημένες απώλειες εξαιτίας της υστέρησης, η οποία, όμως, δεν μπορεί να περιγραφεί σχεδόν καθόλου ποσοτικά.
- Επιπλέον, οι κυρίαρχες απώλειες προκύπτουν, πιθανώς, εξαιτίας της απορρόφησης του θερμού ελατηρίου αερίου για την τροφοδοσία του χώρου αποθήκευσης. Οι απώλειες αυτές αν και ερμηνεύτηκαν σαν επιπλέον απώλειες διάχυσης του συνολικού συστήματος, επιδρούν επιλεκτικά πάνω στο θερμό έμβολο.
- Εκτός αυτού, ακόμα και αποφεύχθηκαν οι απρόσμενα μεγάλες απώλειες στραγγαλισμού λόγω του μη στεγανού αρχικού συστήματος Store & Dump, το νέο ενεργό σύστημα ρύθμισης των χώρων αποθήκευσης προκαλεί και αυτό επιπλέον, αλλά μικρότερες απώλειες.





Σχήμα 4-20: Επιλεγμένα στατικά μετρητικά δεδομένα της FPV2-303a

## 4.4 FPV2-211

### 4.4.1 Κατασκευή

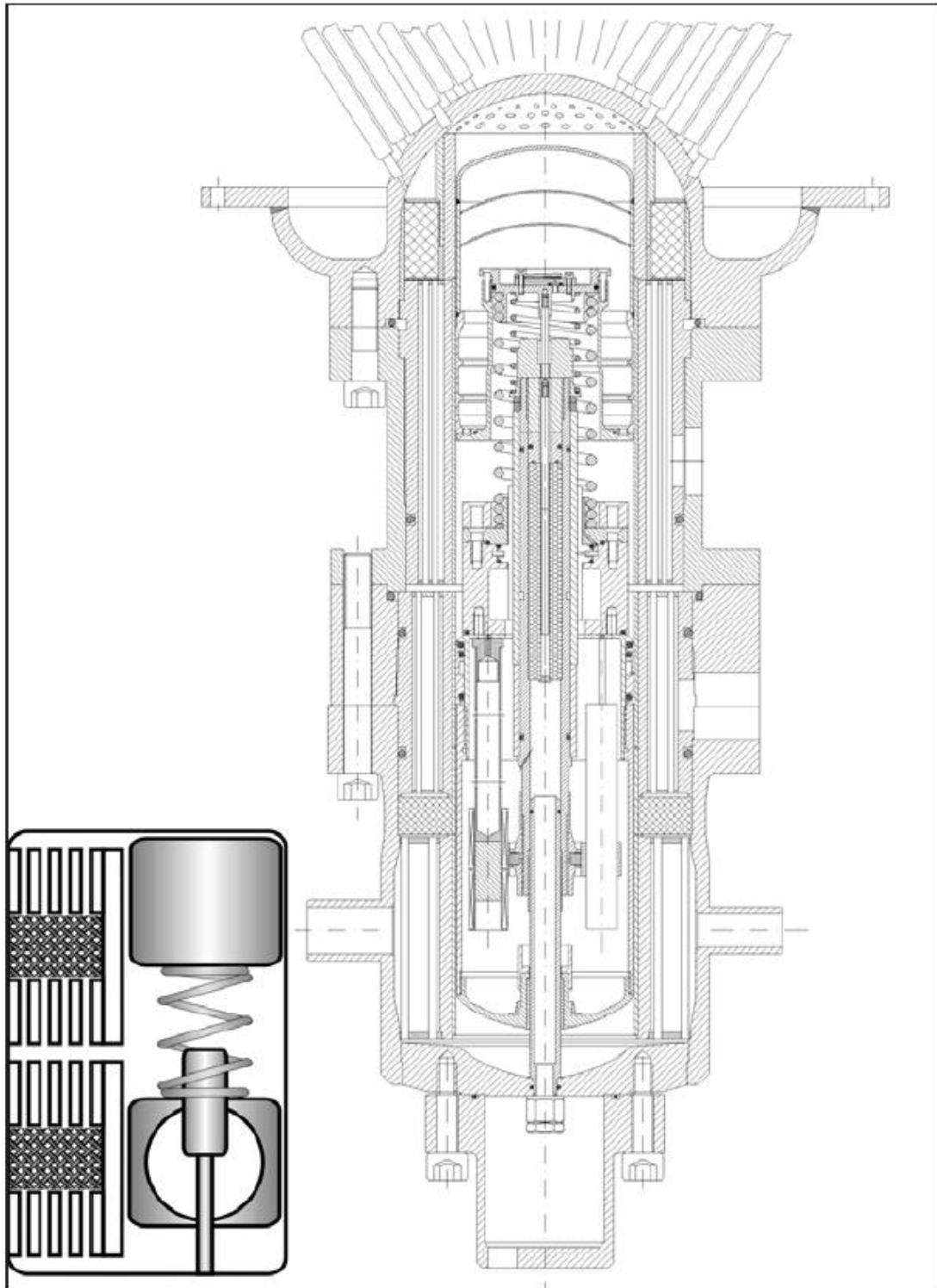
Κατά την κατασκευή της FPV2-211 (σχήμα 4-21) συμπεριλήφθησαν και μετατροπές στο ψυχρό έμβολο, αλλά και στη βασική δομή του συστήματος εμβόλων.

Τέθηκαν οι ακόλουθοι στόχοι:

- Βελτίωση της γενικής συμπεριφοράς εκκίνησης και ιδιαιτέρως της ψυχρής
- Ελάττωση των μεγάλων απωλειών και του τεχνικού κόστους όπως και αύξηση της πυκνότητας ισχύος με το να μην χρησιμοποιηθεί θερμή ράβδος εμβόλου.
- Βελτίωση της συμπεριφοράς λειτουργίας με όσο το δυνατόν πιο σταθερές τιμές των φάσεων και της αναλογίας διαδρομής των εμβόλων
- Αύξηση της ισχύος και του βαθμού απόδοσης αυξάνοντας τις διαδρομές των εμβόλων
- Εξέλιξη της ενεργού ρύθμισης των χώρων αποθήκευσης μέσω της απευθείας σύνδεσης στον χώρο λειτουργίας.
- Βελτίωση της στατικής αποθήκευσης αερίων των εμβόλων.

Προκειμένου να επιτευχτεί ο στόχος μίας βελτιωμένης -και συμβατής με τις απαιτήσεις θέρμανσης- συμπεριφοράς εκκίνησης, είναι αναπόφευκτη η συμπλήρωση του συστήματος ταλάντωσης με ένα ελατήριο σύζευξης ανάμεσα στα έμβολα. Επειδή, όμως, δεν χρησιμοποιείται θερμή ράβδος εμβόλου, προκειμένου να ελαττωθούν οι απώλειες και το κόστος κατασκευής, αυτό το ελατήριο δεν μπορεί να τοποθετηθεί στο εσωτερικό των εμβόλων. Αντ' αυτού τοποθετείται στο εσωτερικό του χώρου διεργασίας, εξαιτίας του οποίου όμως προκύπτει επιπλέον επιβλαβής νεκρός όγκος. Προκειμένου να κρατηθεί αυτή η ανεπιθύμητη επίδραση όσο το δυνατόν μικρότερη, τοποθετείται στην θέση των έως τώρα αντικριστών ζευγών ελατηρίων ένα και μόνο ελατήριο, το οποίο είναι πιο συμπαγές και μπορεί να χρησιμοποιηθεί εναλλασσόμενα είτε σε θλίψη είτε σε εφελκυσμό. Εκτός από το ελατήριο αυτό, αλλά και το αναγκαίο ελατήριο αερίου στο ψυχρό έμβολο, χρησιμοποιείται ακόμα ένα σχετικά αδύναμο ελατήριο ανάμεσα στην συμπαγή ράβδο εμβόλου και το θερμό έμβολο έτσι ώστε να διατηρείται το σύστημα σε μία θέση ηρεμίας βολική για την εκκίνηση. Επειδή η σταθερά του ελατηρίου αυτού είναι αδύναμη, το σύστημα ταλάντωσης δεν επηρεάζεται ιδιαίτερα. Με αυτόν τον τρόπο, η αναλογία διαδρομής των εμβόλων μπορεί να ρυθμιστεί ελεύθερα σε μεγάλο βαθμό με ανάλογη ρύθμιση της ελαστικότητας  $C_{hk}$  των ελατηρίων σύζευξης. Παρ' όλα αυτά, η απουσία του θερμού ελατηρίου προκαλεί μειωμένη συνολική ελαστικότητα στο θερμό έμβολο, κάτι που εμποδίζει την ρύθμιση της συχνότητας, εκτός και αν μειωθεί η μάζα του εμβόλου. Αντίθετα, η συνολική ακαμψία των ελατηρίων στο ψυχρό έμβολο μέσω των ελατηρίων σύζευξης αυξάνεται. Η

επίδραση της ιδιοσυχνότητας του ψυχρού εμβόλου μπορεί να εξισορροπηθεί με αύξηση της μάζας του. Σε σύγκριση με την FPV2-303, το μήκος του θερμού εμβόλου ελαττώθηκε και το ψυχρό επιμηκύνθηκε με ένα επιπλέον βάρος. Μέσω μιας παράκαμψης στην εξωτερική διάμετρο του ψυχρού εμβόλου εξασφαλίζεται η σύνδεση του ενδιάμεσου κυλινδρικού χωρίου με τον εναλλάκτη θερμότητας ακόμη και με το έμβολο που έχει επιμηκυνθεί.



Σχήμα. 4-21: Βασική αρχή κατασκευής και σχεδίαση διατομής της FPV2-211

Η διάμετρος της ψυχρής ράβδου εμβόλου αυξάνεται στα 38 mm για να αντισταθμιστούν οι απώλειες στην απόδοση από την απουσία της θερμής ράβδου εμβόλου αλλά και για την προσέγγιση των πραγματικών μέγιστων διαδρομών στη διαδρομή σχεδίασης. Λόγω του ότι δεν χρησιμοποιείται το θερμό ελατήριο αερίου

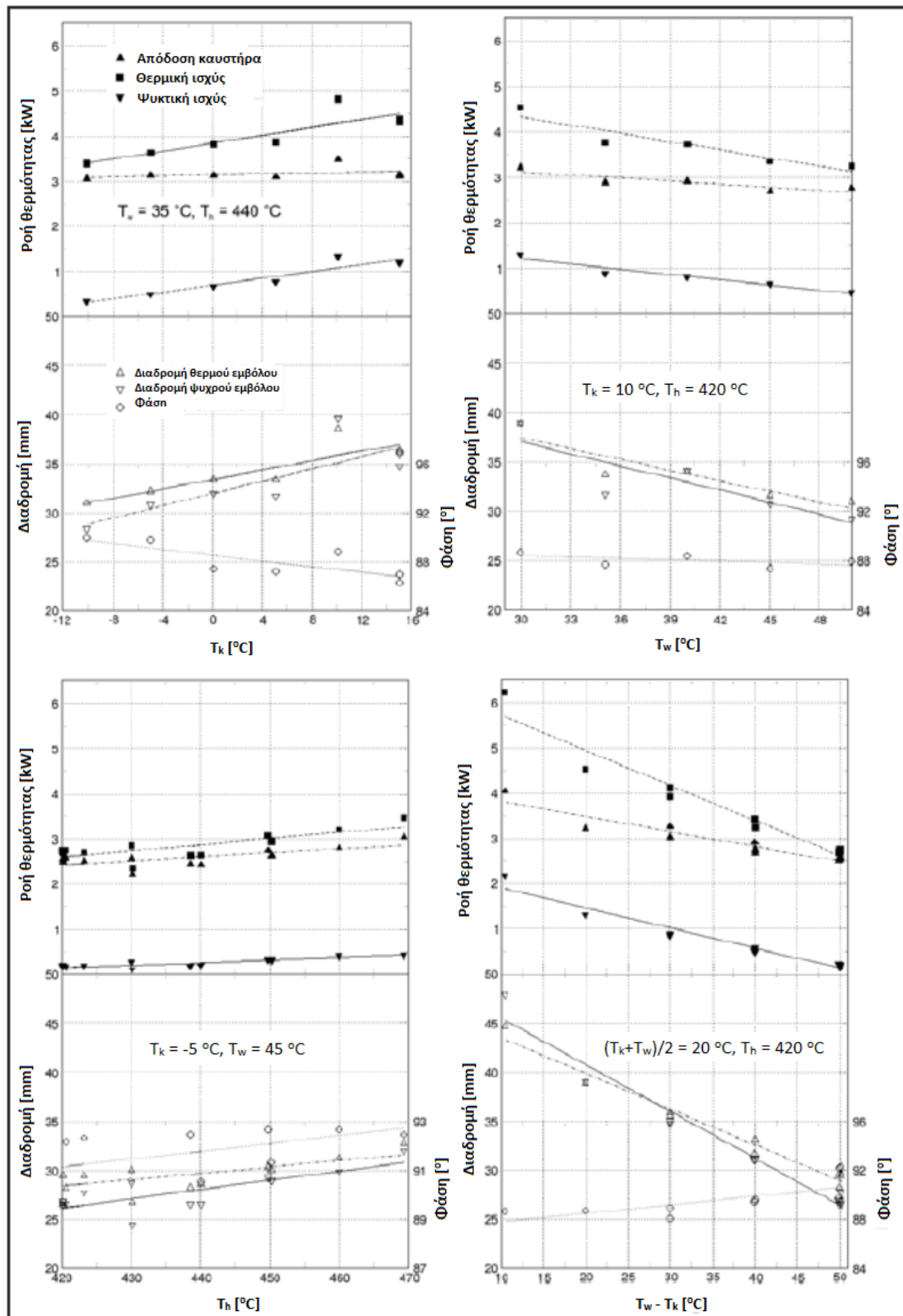
το σύστημα εμβόλων χάνει ένα βαθμό ελευθερίας κίνησης, μπορεί δηλαδή μόνο να κινηθεί ολόκληρο από την μέση θέση. Γι' αυτό αρκεί ένας ρυθμιστής χώρων αποθήκευσης με ένα κανάλι, ο οποίος μέσω μίας μαγνητικής βαλβίδας ανοίγει μία σύνδεση μεταξύ του ψυχρού ελατηρίου αερίου και του όγκου της διεργασίας. Αποφεύγεται έτσι η έως τώρα αύξηση της πίεσης εξισορρόπησης στη σύνδεση. Οι στατικοί χώροι αποθήκευσης αερίου στο θερμό και ψυχρό έμβολο τροφοδοτούνται από έναν συμπιεστή που βρίσκεται στο θερμό έμβολο, το οποίο με τη σειρά του γεμίζει από το χώρο της διεργασίας με μία βαλβίδα επιστροφής.

#### 4.4.2 Μετρητικά δεδομένα

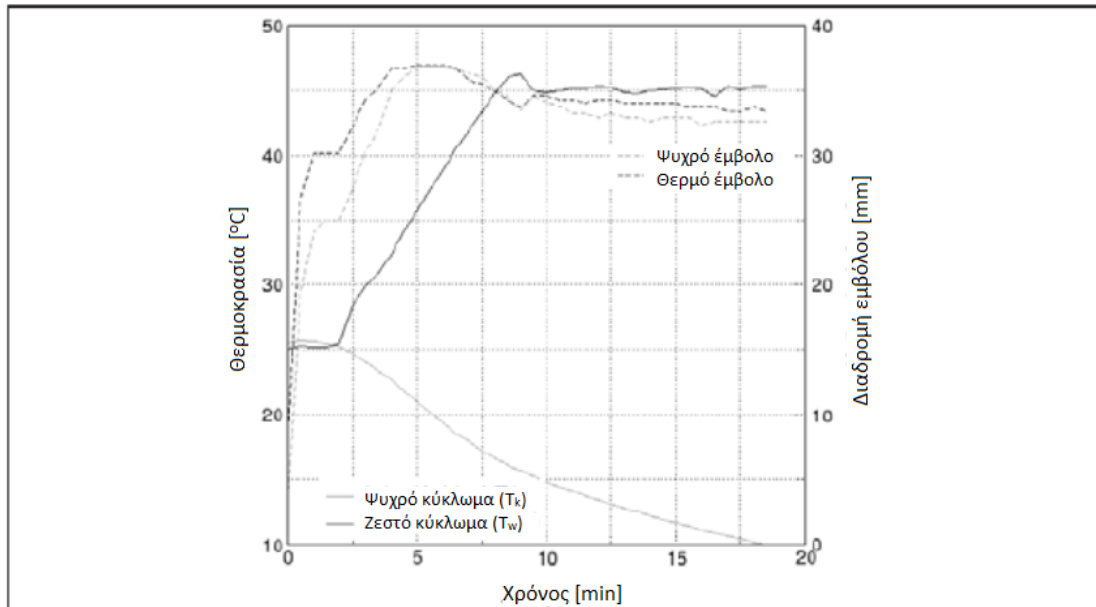
Ο βασικός στόχος μίας βελτιωμένης συμπεριφοράς ψυχρής εκκίνησης επιτυγχάνεται πλήρως με την FPV2-211. Για την τεκμηρίωση αυτής της παρατήρησης το σχήμα 4-23 δείχνει τη διαδρομή των εμβόλων και τις θερμοκρασίες του θερμοδυναμικού κύκλου στα πρώτα 20 περίπου λεπτά μετά την ψυχρή εκκίνηση της μηχανής, δηλαδή μία εκκίνηση με περίπου ίσες θερμοκρασίες κύκλου λειτουργίας  $T_k$  και  $T_w$ . Μετά από μερικά δευτερόλεπτα εξαναγκασμένης ταλάντωσης μέσω του εκκινήτη, το σύστημα εμβόλων ξεκινά να δουλεύει αυτόνομα, με τη διαδρομή εμβόλων να αυξάνεται γρήγορα. Αυτή η διαδικασία διακόπτεται προσωρινά εξαιτίας μίας ψύχρανσης του θερμαντήρα, η οποία προκαλείται από την απότομη ελάττωση της θερμότητας του κύκλου, αλλά φτάνει τις μέγιστες διαδρομές μέσα σε περίπου 4 λεπτά. Οι πορείες των θερμών και ψυχρών θερμοκρασιών έχουν καταγραφεί σε ξεχωριστό σχήμα για ευκολότερη εξέταση. Πέρα από αυτό, τα συνεχή μετρητικά δεδομένα δείχνουν (Σχήμα 4-22), ότι ακόμη και οι εξωτερικές οριακές συνθήκες επιτυγχάνουν σε μεγάλο βαθμό ανεξάρτητες τιμές από τη διαφορά φάσης, με τις δύο τιμές να βρίσκονται κοντά στο βέλτιστο.

Με την FPV2-211 επιτυγχάνονται τιμές απόδοσης θερμότητας (πάνω από 6 kW) και συντελεστή απόδοσης (μέχρι περίπου 1,5) οι οποίες δεν είχαν επιτευχθεί έως τώρα, τουλάχιστον κατά τις μικρές διαφορές θερμοκρασίας. Ο λόγος είναι η καλύτερη εκμετάλλευση των όγκων εκτοπισμού, παρόλο που το ελατήριο σύζευξης επιδρά αρνητικά, από θερμοδυναμική πλευρά, στην πυκνότητα απόδοσης της μηχανής σε σύγκριση με τους νεκρούς όγκους που αναπτύχθηκαν στις προηγούμενες μηχανές. Άλλη μια παρατήρηση είναι πως η απόδοση ελαττώνεται σημαντικά σε μεγαλύτερες διαφορές θερμοκρασίας. Αυτό το φαινόμενο είχε αρχικά θεωρηθεί πως μπορούσε να αντισταθμιστεί με αύξηση της θερμοκρασίας του θερμαντήρα. Η υπόθεση αυτή αποδείχθηκε τελικά λανθασμένη, κάνοντας την συμπεριφορά λειτουργίας της FPV2-211 ακατάλληλη για εφαρμογές θέρμανσης.

Η ρύθμιση των χώρων αποθήκευσης των εμβόλων μέσω της απευθείας σύζευξης στον όγκο της διεργασίας, χρησιμοποιώντας την ίδια τεχνική, είχε μεγαλύτερα αποτελέσματα στην απόδοση της FPV2-211 απ' ό τι στην FPV2-303a.



Σχήμα. 4-22: Επιλεγμένα στατικά μετρητικά δεδομένα της FPV2-211



Σχήμα 4-23: Διαδρομές εμβόλων και κυκλοφορία θερμοκρασίας μετά από ψυχρή εκκίνηση της FPV2-211

## 4.5 FPV4

### 4.5.1 Εισαγωγή

Με τη κατασκευή της FPV2-211 αποκτήθηκε σημαντική εμπειρία πάνω στην λειτουργία των μηχανών Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων. Παρ' όλα αυτά, η μηχανή δεν μπόρεσε να βρει εφαρμογή λόγω της μη ικανοποιητικής συμπεριφοράς απόδοσης, κάτι που σημαίνει πως η σχεδίαση έπρεπε να στοχευθεί σε άλλη, ανεξάρτητη, μηχανή ελευθέρων εμβόλων. Για τους εναλλάκτες θερμότητας και τους χώρους buffer χρησιμοποιήθηκαν, όπως και στην FPV2, εξαρτήματα από μια ανακατασκευασμένη μηχανή Carlsen, την VP4. Όσον, όμως, αφορά το σύστημα εμβόλων, το μόνο τμήμα της μηχανής που θα μπορούσε να μετατραπεί περαιτέρω είναι το θερμό έμβολο.

#### 4.5.2 Περιγραφή

Ο βασικός σκοπός της FPV4 είναι ο συνδυασμός των πλεονεκτημάτων της FPV2-303 (ισορροπημένη απόδοση) και της FPV2-211(εκκίνηση, πυκνότητα ισχύος, αξιόπιστος έλεγχος της κεντρικής θέσης του εμβόλου) σε μία μηχανή. Συγκεκριμένα, θα έχει τις ακόλουθες απαιτήσεις:

- Βελτίωση θέρμανσης σε υψηλές διαφορές θερμοκρασίας συγκριτικά με την αποδεκτή πυκνότητα ισχύος και συντελεστή απόδοσης της VP4.
- Περαιτέρω προσέγγιση των πραγματικών διαδρομών εμβόλων στις διαδρομές σχεδιασμού.
- Άμεση μηχανική σύζευξη του εμβόλου.

Επιπλέον, επιδιώχθηκαν οι ακόλουθοι στόχοι:

- Βελτίωση των χώρων αποθήκευσης αερίου
- Ελαχιστοποίηση απωλειών στραγγαλισμού του ελέγχου θέσης εμβόλου με πιο άμεση σύνδεση του ελατηρίου αερίου και του όγκου διεργασίας

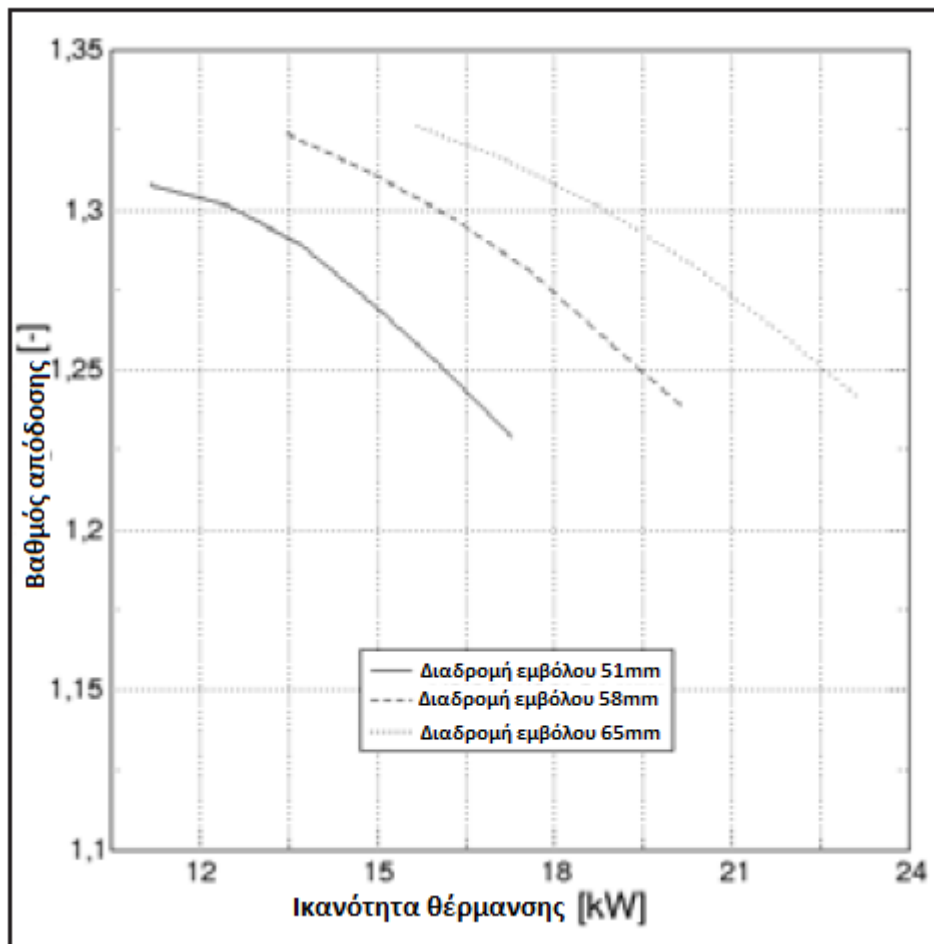
Ο CARLSEN (1990) δίνει για την VP4 μέγιστη απόδοση θερμότητας 18kW , όπου πειραματικά, κάτω από μέτριες συνθήκες με συντελεστές 1.3, επιτεύχθηκαν τουλάχιστον 16.3kW (CARLSEN 1991). Κύριος στόχος της FPV4, επομένως, είναι η όσο το δυνατόν μεγαλύτερη ανεξαρτησία από την διακύμανση της θερμοκρασίας ώστε να επιτευχθεί παρόμοια ικανότητα θέρμανσης και συντελεστής απόδοσης με την VP4.

Η εμπειρία που αποκτήθηκε από την λειτουργία της FPV2-211 δείχνει ότι η κίνηση του συστήματος εμβόλων με χρήση ράβδου μόνο στο ψυχρό έμβολο δεν είναι αρκετή για να επιτευχθεί η επιθυμητή απόδοση. Είναι προφανώς απαραίτητη, λοιπόν, η επανατοποθέτηση ενός δεύτερου εξαρτήματος οδήγησης (θερμή ράβδος) που θα μπορεί να αξιοποιήσει την διαφορά υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας. Παρόλα αυτά, η ογκομετρική επίδραση της θερμής ράβδου κατά την θερμική συμπίεση και εκτόνωση του θερμού εμβόλου μειώνει το εύρος πίεσης και τη πυκνότητα ισχύος του κύκλου Vuilleumier. Επιπροσθέτως, η αναλογία διαδρομής των εμβόλων εξαρτάται από την διακύμανση της θερμοκρασίας στη θερμή ράβδο, κάνοντας αδύνατη την πλήρη αξιοποίηση του όγκου του κυλίνδρου σε διαφορετικές τιμές θερμοκρασίας του κυκλώματος. Οι επιδόσεις της FVP4 είναι επομένως αρχικά ασαφής.



Για τους λόγους αυτούς, η διαδρομή και η συχνότητα τέθηκαν υπό έλεγχο. Το σχήμα 4-24 δείχνει τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων κάτω από τις ακόλουθες συνθήκες:

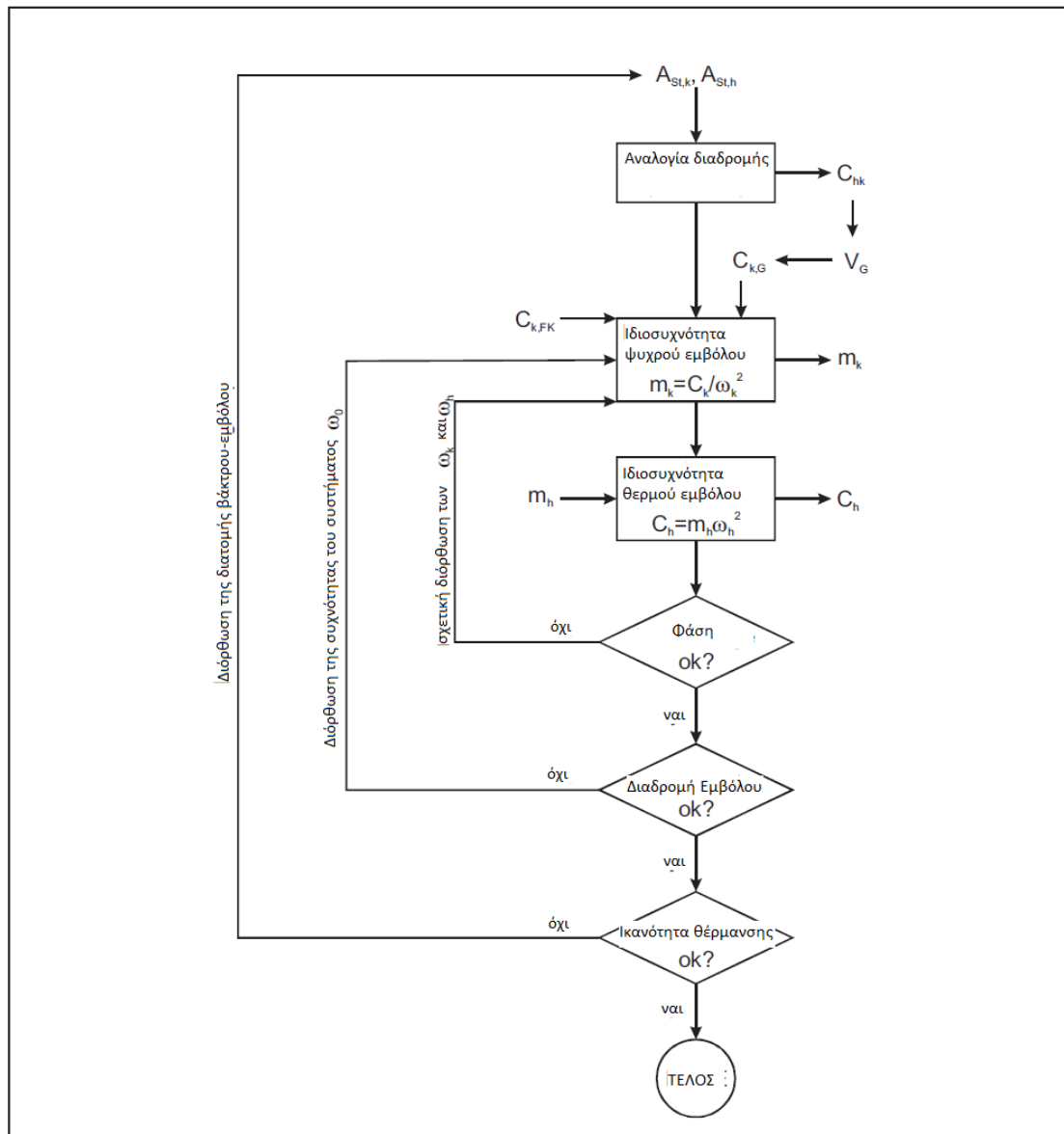
- Οι διαδρομές που αναφέρονται σε κάθε περίπτωση επιτυγχάνονται και με τα δύο έμβολα. Η εφαρμοσμένη ισχύς θέρμανσης στο διάγραμμα συσχετίζεται άμεσα με τη συχνότητα ταλάντωσης των εμβόλων.
- Η των εμβόλων είναι σταθερά  $90^\circ$ .
- Η αναλογία των διατομών της ράβδου εμβόλου επιλέγεται έτσι ώστε να επιτυγχάνεται θέρμανση ανεξάρτητη απ' την απόκλιση της θερμοκρασίας.
- Οι νεκροί όγκοι υπολογίστηκαν για μεταγενέστερη μηχανή με β-ρύθμιση, και έτσι διαφέρει σε σύγκριση με την γ-μηχανή VP4.
- Σαν σημείο λειτουργίας επιλέχθηκε φορτίο μικρότερο του 50%, δηλαδή  $T_k = -2.5^\circ\text{C}$  και  $T_w = 35.7^\circ\text{C}$  βασισμένο στους HEIKRODT και HECKT (1999). Μέγιστη θερμοκρασία του θερμαντήρα επιλέχθηκε η  $T_h = 380^\circ\text{C}$ .



Σχήμα 4-24: Συσχέτιση μεταξύ θερμικής ικανότητας και συντελεστή απόδοσης για διαφορετικές διαδρομές εμβόλων

Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι με μεγαλύτερες διαδρομές, μπορεί να επιτευχθεί μεγαλύτερη ικανότητα θέρμανσης αλλά και αυξημένος συντελεστής απόδοσης. Κατασκευαστικά, όμως, περίπου στα 65mm φτάνουμε σε ένα όριο, πάνω από το οποίο ο σχεδιασμός των σπειροειδών ελατηρίων σε αντοχή κόπωσης για τον περιορισμένο χώρο είναι σχεδόν αδύνατος. Επιπλέον, οι τιμές είναι πολύ αισιόδοξες για ένα πραγματικό σύστημα ελευθέρων εμβόλων, αφού, όπως έχει ήδη αναφερθεί, δεν φτάνουν και τα δύο έμβολα την διαδρομή σχεδιασμού τους. Η διαδρομή των εμβόλων αυξήθηκε μέχρι τα 65mm για να επιτευχθεί απόδοση ίση με την VP4. Το διάγραμμα ροής του σχήματος 4-25 δείχνει τη επαναληπτική διαδικασία για την επίτευξη σταθερής θερμικής ισχύος με επιλογή και διόρθωση των διατομών της ράβδου και των ιδιοσυχνοτήτων. Για το σύστημα ταλάντωσης φαίνεται πως αρχικά υπάρχουν δύο βαθμοί ελευθερίας, ένας από την ακαμψία του σπειροειδούς ελατηρίου μεταξύ του ψυχρού εμβόλου και του κελύφους και ένας από τη μάζα του θερμού εμβόλου. Όπως και με την FPV2-211, όμως, βλέπουμε πως το ψυχρό ελατήριο με άθροισμα  $C_k$  και  $C_{hk}$  είναι ήδη σχετικά άκαμπτο και γι' αυτό το έμβολο πρέπει να κατασκευαστεί με το ανάλογο βάρος, ενώ το θερμό έμβολο μπορεί να είναι αρκετά ελαφρύ. Για τον λόγο αυτό, είναι αναγκαίο να συνδυαστούν τα ελατήρια αερίου των εμβόλων με χρήση της ράβδου εμβόλου. Η σταθερά ελατηρίου αερίου  $C_k$  του ψυχρού εμβόλου μπορεί με αυτό τον τρόπο να περιοριστεί σε αποδεκτά επίπεδα. Τη στιγμή της ένωσης δημιουργείται ένα ελατήριο αερίου μεταξύ των εμβόλων, που μπορεί να αναλάβει πλήρως τη λειτουργία του ελατηρίου σύζευξης  $C_{hk}$  στην FPV4. Κατά αυτόν τον τρόπο, όμως, η συνιστώσα  $C_{h,G}$  της σταθεράς ελατηρίου  $C_h$  παίρνει αρνητική τιμή (ειδικά αν ληφθεί υπόψη η παρούσα διάμετρος της ράβδου), κάτι που αυξάνει την, ήδη αναπόφευκτη αστάθεια λόγω της λειτουργίας του θερμού εμβόλου. Από αυτό φαίνεται πως για να μπορέσει να ρυθμιστεί η ιδιοσυχνότητα του θερμού εμβόλου όπως πρέπει, χρειάζεται ένα δυνατό στερεό ελατήριο.

Κατά τους υπολογισμούς σχεδίασης της FPV4 με στόχο την επίτευξη της διαδρομής σχεδίασης των 65mm, αξιοποιήθηκαν όλες οι γνώσεις που αποκτήθηκαν κατά την κατασκευή και λειτουργία των παραλλαγών FPV2 καθώς και τα δεδομένα μετρήσεων της VP4. Από την άλλη πλευρά εμφανίστηκαν επιπλέον απώλειες στους υπολογισμούς, κυρίως όσον αφορά το ελατήριο αερίου.



Σχήμα 4-25: Διάγραμμα σχεδιασμού του συστήματος εμβόλων της FPV4

### 4.5.3 Κατασκευή

Οι οριακές συνθήκες για τον κατασκευαστικό σχεδιασμό της FPV4 καθορίζονται με τις σχεδιαστικές θεωρήσεις που περιγράφηκαν παραπάνω. Επιπλέον, παραθέτονται οι ακόλουθες διευκρινήσεις:

- Η FPV4, όπως και η FPV2, σχεδιάστηκε ως β-μηχανή με χαμηλό νεκρό όγκο ώστε να διατηρεί υψηλό το εύρος πίεσης και την πυκνότητα ισχύος
- Για τον ίδιο λόγο, η εισαγωγή της θερμής ράβδου χρησιμοποιείται προκειμένου να τοποθετηθεί το ελατήριο σύζευξης ( $C_{hk}$ ) στον όγκο του ελατηρίου αερίου. Το ελατήριο αερίου έχει σχεδιαστεί έτσι ώστε να μπορεί

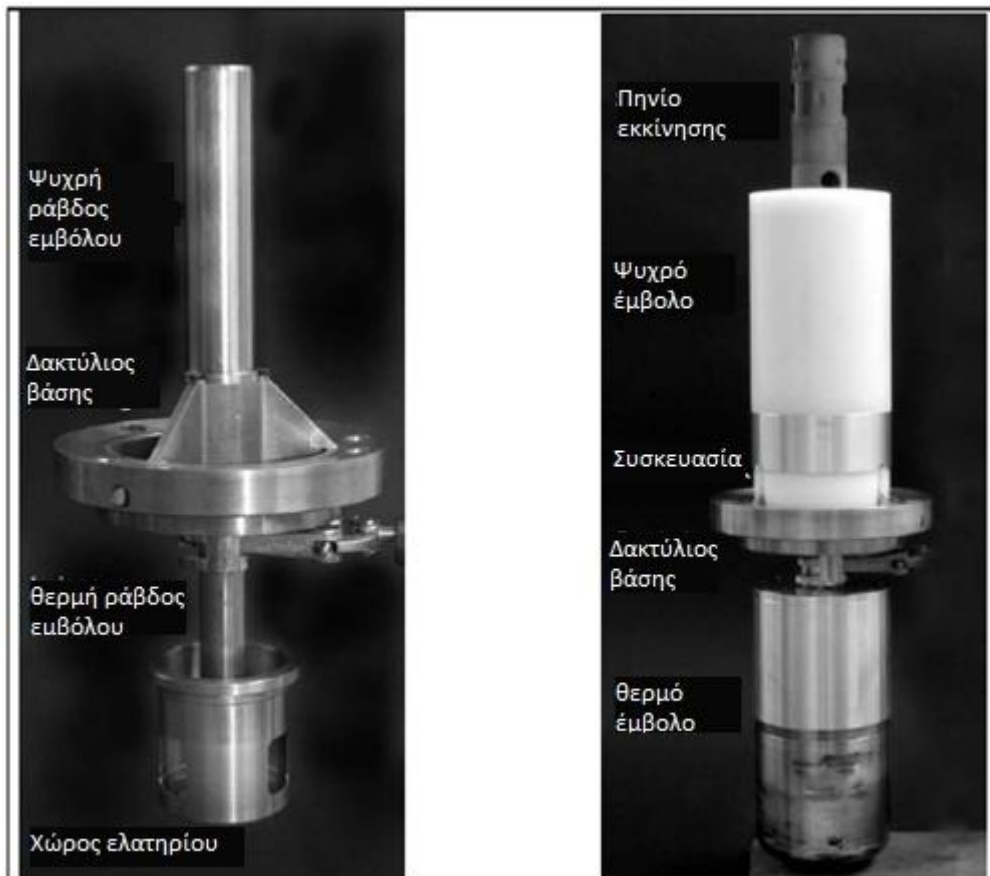
να ολοκληρώσει αυτό το έργο χωρίς άλλο (σπειροειδές) ελατήριο. (Σχήμα 4-25)

- Ο αριθμός οδηγών ράβδου μειώνεται σε δύο μέσω μίας κεντρικής σύνδεσης του συστήματος εμβόλων στην ενδιάμεση περιοχή
- Η λεπτή ράβδος στο ψυχρό χώρο που ήταν μέχρι τώρα απαραίτητη για την αξονική στήριξη της ράβδου, μπορεί να αφαιρεθεί μαζί με τα προβλήματα που συνδέονται με τη τριβή και τη διαρροή της.
- Η κεντρική ανάρτηση του εμβόλου επιτρέπει επίσης μια πολύ πιο ακριβή και στερεή ευθυγράμμιση του συστήματος εμβόλων συγκριτικά με τις σχεδόν σημειακά σταθερές ράβδους εμβόλου της FPV2. Ως εκ τούτου, είναι αρκετή η έδραση του εμβόλου πάνω στη ράβδο. Η έδραση ενός ή αμφοτέρων των εμβόλων στους κυλίνδρους, κάτι το οποίο είχε απαιτηθεί για την έμμεση ευθυγράμμιση της ράβδου εμβόλου στην FPV2, μπορεί να παραλειφθεί.

Η σχεδίαση ως μηχανή διαμόρφωσης-β, δηλαδή με επικάλυψη των διαδρομών των εμβόλων, έρχεται αρχικά σε σύγκρουση με τη κεντρική, στατική ισορροπία του συστήματος μεταξύ των εμβόλων. Αυτή η αντιπαράθεση έχει επιλυθεί κατασκευαστικά από μια δομή με τρία σκέλη (δακτύλιος βάσης), η οποία διαπερνάται από το κρύο έμβολο (βλ. Σχήμα 4-26 και Σχήμα 4-27). Η επικάλυψη των διαδρομών του εμβόλου μπορεί να λάβει χώρα έτσι επί της κεφαλής του θερμαντήρα προς την πλευρά της έδρασης. Το ψυχρό έμβολο και τα άκρα του εδράνου παραμένουν ανεξάρτητα από τη κάθε θέση του εμβόλου, και έτσι, μία σχετική στρέψη που μπορεί να προκαλέσει τον απόκλιση της διαδρομής αποφεύγεται αξιόπιστα. Προκειμένου να αποφευχθεί η τριβή μεταξύ του εμβόλου και των ψυχρών άκρων των βραχιόνων στήριξης, το ελατήριο στήριξης του ψυχρού εμβόλου είναι τοποθετημένο έναντι του περιβλήματος έτσι ώστε να αποφεύγονται ροπές που ενεργούν πάνω στο έμβολο. Η στρεπτική ταλάντωση, προκαλούμενη από το σπειροειδές ελατήριο στο περίβλημα, έχει ένα αμελητέο εύρος μικρότερο της  $0.1^\circ$ .

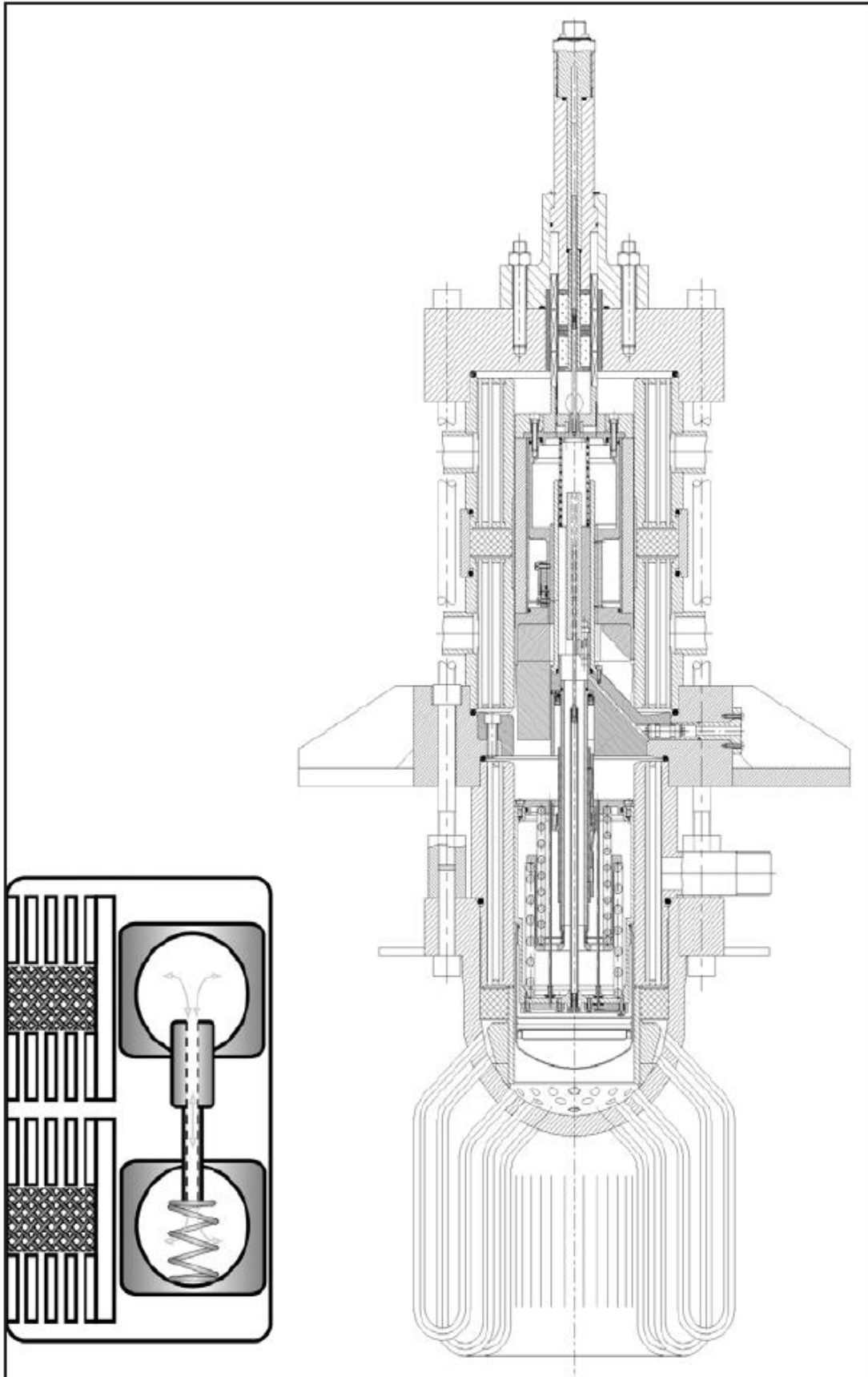
Το στερεό τμήμα της σταθεράς ελατηρίου  $C_h$  πρέπει να αντισταθμίζει τόσο την αρνητική σκληρότητα του αντίστοιχου τμήματος του ελατηρίου αερίου ( $C_{h,G}$ ), όσο και την αστάθεια του θερμού εμβόλου που προκαλείται από την διεργασία. Επιπλέον, η συνολική σταθερά ελατηρίου μαζί με τη μάζα του εμβόλου είναι κρίσιμη για την ιδιοσυχνότητα του εμβόλου. Όσον αφορά τον κατασκευαστικό περιορισμό της σχετικής κατώτερης μάζας εμβόλου, οδηγούμαστε σε μία συγκριτικά μεγάλη ελάχιστη σταθερά ελατηρίου  $C_{h,FK}$ . Από αυτή την τιμή δημιουργείται μια αντιπαράθεση στον σχεδιασμό ελατηρίου ανάμεσα σε συμπαγές και ανθεκτικό στην κόπωση. Στην FPV4 αυτό το πρόβλημα μπορεί να λυθεί με δύο ένθετα σπειροειδή ελατήρια, κατασκευασμένα από υλικά υψηλής ποιότητας (σύρμα ελατηρίου βαλβίδας DIN17223/2-VD, εμπορική ονομασία Oteva70) χωρίς να

αγνοήσουμε ιδιαίτερα την τεχνική θωράκιση ακτινοβολίας των υψηλών επιπέδων θερμοκρασίας του εμβόλου.



Σχήμα 4-26: Κεντρική ανάρτηση του συστήματος εμβόλων της FPV4 χωρίς και με έμβολο

Ως μόνωση του ψυχρού κυλίνδρου και του θερμού ελατηρίου αερίου χρησιμοποιείται μία στρώση πολυοξυμεθυλενίου (Ultraform). Ο νεκρός όγκος συρρικνώνεται και για να περιοριστεί η ελαστική παραμόρφωση χρησιμοποιείται μια ενισχυτική επένδυση κατασκευασμένη από ανοξείδωτο χάλυβα. Επίσης, η κεφαλή του εμβόλου στο ψυχρό άκρο είναι μονωμένη αναλόγως. Κλασικά, αφρώδη μονωτικά υλικά αποκλείονται λόγω του πορώδους. Τα άλλα μέρη των εμβόλων είναι κατασκευασμένα κυρίως από αλουμίνιο για λόγους βάρους. Εξαιρέσεις αποτελούν ο θερμός θόλος εμβόλου της VP4 (ανοξείδωτος χάλυβας) και οι επενδύσεις που αποτελούνται για τριβολογικούς λόγους από χαλκό. Η άλλη πλευρά της φόρμας του συστήματος τριβής των ράβδων εμβόλων είναι κατασκευασμένη από χάλυβα. Το πώμα ελατηρίου του θερμού εμβόλου είναι επίσης κατασκευασμένο από χάλυβα λόγω των υψηλών τάσεων γύρω από τους κοχλίες της ράβδου εμβόλου. Ο δακτύλιος βάσης είναι για μηχανική ευκολία από ορείχαλκο, αποφεύγοντας έτσι διαστασιοποίηση της κεντρικής φλάντζας (ανοξείδωτος χάλυβας) παρά τις στενές διαστάσεις διακένου.



Σχήμα 4-27: Βασική δομή και σχέδιο σε εγκάρσια τομή της FPV4

Ο ηλεκτρικός εκκινητής, που στεγαζόταν στο παρελθόν ως ένα τριμερές σύστημα "κινούμενου μαγνήτη" μέσα στο ψυχρό έμβολο, μετακινείται μαζί με τον αισθητήρα θέσης του ψυχρού εμβόλου στον θάλαμο ψυχρού κυλίνδρου. Ο πολύ φθηνότερος χώρος σε αυτό το σημείο επέτρεψε τη πιο ισχυρή εκδοχή του εκκινητή, η οποία επίσης επιτρέπει μια μεγαλύτερη λειτουργία χωρίς τον κίνδυνο υπερθέρμανσης. Ταυτόχρονα, ο εκκινητής έχει σχεδιαστεί ως ένα σύστημα «κινούμενου πηνίου», διευκολύνοντας αφενός στο σχεδιασμό ενός αποτελεσματικού, μαγνητικού συστήματος που έχει υψηλή μαγνητική ροή στο διάκενο αέρα και από την άλλη πλευρά, αποφεύγει τις απώλειες δινορρευμάτων στη λειτουργία του αυτό-διεγερμένου συστήματος ταλάντωσης. Είναι ηλεκτρικά συνδεδεμένο με το κινούμενο πηνίο επί του ελατηρίου στήριξης του ίδιου του ψυχρού εμβόλου και μετακινείται κατά μήκος του σύρματος ελατηρίου από σμαλτωμένο σύρμα χαλκού, οπότε το έμβολο μπορεί να ακολουθείται έως τα 65 mm. Οι γραμμές σύνδεσης από την περιοχή της ράβδου εμβόλου, μαζί με εκείνες του αισθητήρα θέσης για το θερμό έμβολο, οδηγούνται προς το εξωτερικό από ένα σκέλος του δακτυλίου βάσης.

Η πίεση ελατηρίου αερίου οδηγείται στο εξωτερικό από ένα άλλο σκέλος του δακτυλίου βάσης. Από εκεί διαβιβάζονται στους δάκτυλους σύνδεσης, που φαίνονται στο Σχήμα 4-28, τόσο η πίεση ελατηρίου αερίου όσο και η πίεση της διαδικασίας στην ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα 2/2-οδών, η οποία λειτουργεί ως ενεργοποιητής του βρόχου ελέγχου θέσης του εμβόλου. Δεδομένου ότι η ίδια η βαλβίδα δεν θα αντέξει ένα φορτίο 130 bar, τοποθετείται σε ένα μικρό κελί πίεσης, έξω από την κεντρική φλάντζα του οποίου η πίεση ρυθμίζεται με τη βοήθεια του τριχοειδούς σωλήνα στραγγαλισμού.



Σχήμα 4-28: Ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα για έλεγχο θέσης εμβόλου με δακτυλικούς ακροδέκτες

#### 4.5.4 Δοκιμή

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, στη λειτουργία της FPV4 επαναχρησιμοποιήθηκε μία δοκιμή, η οποία είχε γίνει τελευταία φορά από τον PFEFFER (1998) (βλ. σχήμα 4-29). Τα ακόλουθα σημεία διαφοροποιούν την εγκατάσταση από την δοκιμή της FPV2:

- Καμία αμοιβαία διαταραχή των κυκλωμάτων εξαιτίας ανεξάρτητης θέρμανσης και ψύξης
- Υπολογισμός της ψυκτικής απόδοσης της μηχανής, ανεξάρτητα από τα δεδομένα υλικού, με χρήση της διαφοράς της θερμοκρασίας και της θερμικής απόδοσης στον ηλεκτρικό θερμαντήρα του κρύου κυκλώματος ως αναφορές.
- Βελτιωμένη καταγραφή των δεδομένων πίεσης του κύκλου μέσω ανθεκτικών στην ολίσθηση αισθητήρων μέσης πίεσης και φάσης μεγάλης χρονικής ακρίβειας
- Καλύτερες πληροφορίες για την κατανομή της θερμοκρασίας στην κεφαλή του θερμαντήρα μέσω πρόσθετων σημείων μέτρησης
- Συνεχώς ρυθμιζόμενος έλεγχος του καυστήρα αντί για έλεγχο κατά βαθμίδες σε τρία σημεία

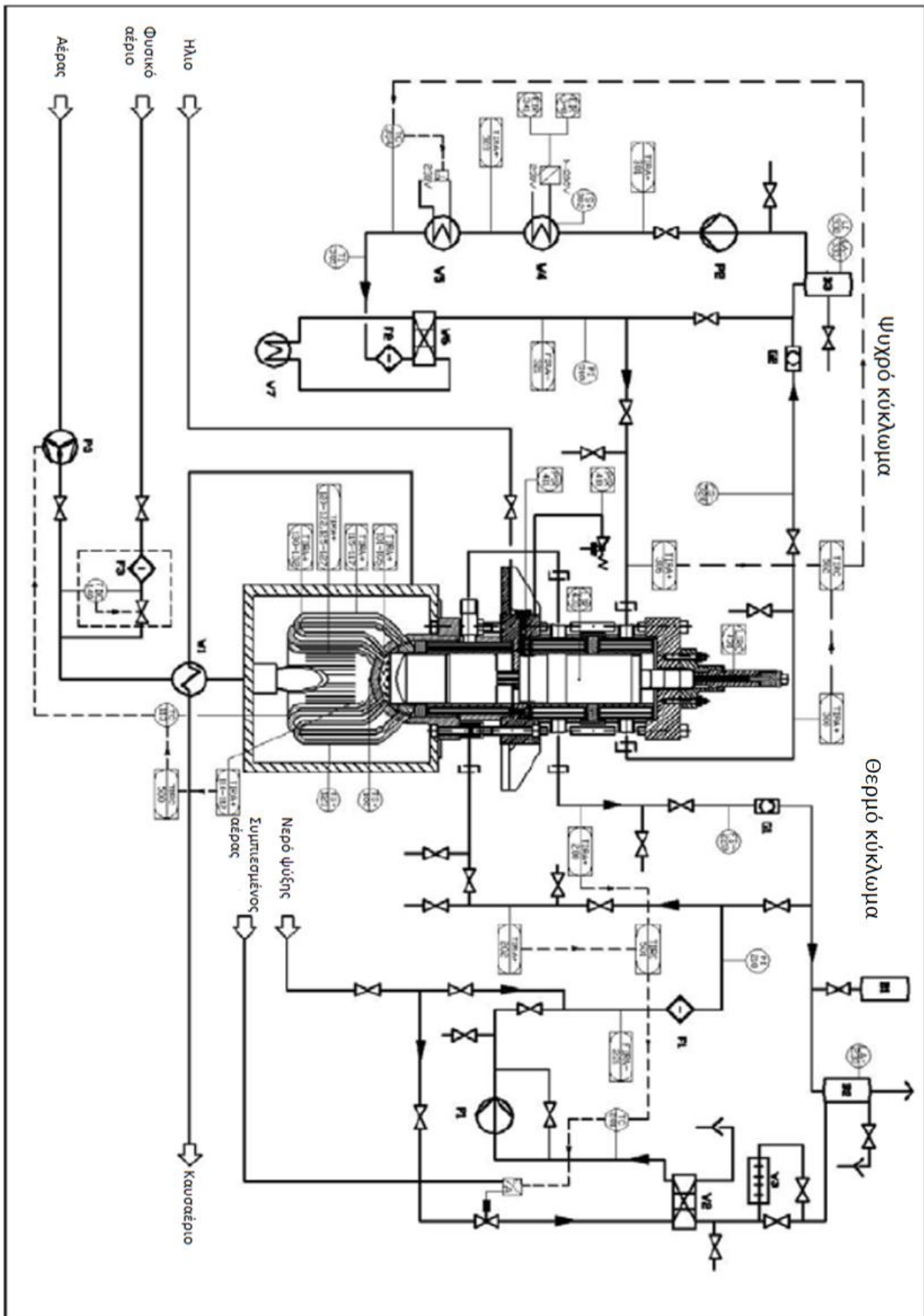
Κατά τα άλλα, η δομή της δοκιμής με καυστήρα αερίου και ψυχρό, καθώς επίσης και θερμό κύκλωμα, μπορεί να συγκριθεί με αυτή της FPV2. Η κλιμακωτής δομής ρύθμιση των τριών επιπέδων θερμοκρασίας διατηρήθηκε με ρυθμιστές στήριξης (500-502) και ρυθμιστές ροής (113,201,304). Περισσότερες λεπτομέρειες για τη δομή της εγκατάστασης μάς δίνει το διάγραμμα αγωγών και οργάνων RI (ripping and instrumentation diagram – P&ID) στο σχήμα 4-22.



#### 4.5.5 Δοκιμαστική λειτουργία

Παράλληλα με τις μικρότερες δυσκολίες, οι οποίες μπορούν να επιλυθούν βραχυπρόθεσμα, κατά τη δοκιμαστική λειτουργία της FVP4 παρουσιάστηκαν δύο προβλήματα, τα οποία κατέστησαν αδύνατο ένα πρόγραμμα μέτρησης, το οποίο μπορεί να συγκριθεί με τα προηγούμενα πειράματα. Από τη μία, πρέπει να ονομαστούν εδώ η ακρίβεια των διαστάσεων των τμημάτων του εδράνου του εμβόλου και προπαντός οι μεταβολές τους με το χρόνο. Ανάμεσα στο έδρανο και τη ράβδο εμβόλου έχει σχεδιαστεί ένα ύψος διακένου της τάξεως των 1/100mm. Αποκλίσεις από την ιδανική γεωμετρία του κυλίνδρου και από τη διάμετρο αναφοράς θα πρέπει, αν είναι δυνατόν, να παραμείνουν ως εκ τούτου κάτω από 1μm. Μετά από τα πρώτα πειράματα όμως, παρατηρήθηκε στο έδρανο του θερμού εμβόλου μία ελλειπτικότητα περίπου 0,05mm, η οποία οδήγησε σύντομα σε διακοπή της λειτουργίας των μηχανών μέσω δυνάμεων πρόσφυσης στη ράβδο εμβόλου. Ως αιτία θεωρούνται ποικίλες επιδράσεις. Πιθανή θα ήταν τόσο μία τοπική θέρμανση του εδράνου μέσω μιας ενδεχομένως κακής λειτουργίας του αεριολιπαινώμενου εδράνου λόγω απόθεσης άνθρακα όσο και η φθορά υπαρχουσών ατελειών που υπήρχαν αρχικά στο υλικό. Και στα κρύα έμβολα μπορεί να υποτεθεί μια ανομοιομορφη εικόνα φθοράς λόγω γεωμετρικών λαθών.

Γεωμετρικά λάθη υπάρχουν και στον τομέα των σπειροειδών ελατηρίων. Το DIN 2095 (1973) ορίζει την επιτρεπτή απόκλιση της περιβάλλουσας γραμμής από την κατακόρυφο, από την παραλληλία των επιφανειών στήριξης των ελατηρίων και από άλλα μεγέθη για τρεις διαφορετικές αεροδυναμικές αποδόσεις.



Σχήμα 4-29: Διάγραμμα αγωγών και οργάνων RI (piping and instrumentation diagram – P&ID) στην δοκιμή της FPV4

Αντίστοιχα μορφολογικά σφάλματα αποτελούν την κύρια αιτία για την επιβάρυνση του αεριολιπαινόμενου εδράνου τόσο μέσω εγκάρσιων δυνάμεων όσο και μέσω ροπών και, ως εκ τούτου, πρέπει να αποφεύγονται όσο είναι δυνατό. Στα ελατήρια των παλαιότερων μηχανών, οι απαιτήσεις της ποιότητας μπορούσαν κάθε φορά να εκπληρώνονται με το παραπάνω, αλλά και στην FPV4 οι οριακές τιμές των απαιτήσεων ποιότητας δεν προσβάλλονται. Οι αποκλίσεις είναι όμως τόσο μεγάλες, που ιδιαίτερα σε συνδυασμό με την υψηλή ακαμψία των ελατηρίων στο θερμό έμβολο οδηγούν σε σημαντικές δυνάμεις και θεωρήθηκαν αρχικά υπεύθυνες για την κακή λειτουργία και την υποτιθέμενη υπερφόρτωση του εδράνου. Η αντιστάθμιση των λαθών μέσω στοχευμένης στήριξης των επιφανειών επαφής οδήγησε τότε για πρώτη φορά σε μία αδιάκοπη λειτουργία διάρκειας πάνω από μία ώρα. Το σχήμα 4-30 δείχνει αριστερά την επιτυχία των εργασιών διόρθωσης στο παράδειγμα με το εσωτερικό ελατήριο του θερμού εμβόλου. Μέσω μίας άκαμπτης σύνδεσης με ένα βάρος που είναι τοποθετημένο κάτω από το ελατήριο για την προένταση του, οι πλάκες των ελατηρίων παρατάσσονται παράλληλα. Παρ' όλα αυτά, όπως φαίνεται από την δεξιά εικόνα του σχήματος 4-30, αυτό σχετίζεται με σημαντικές ροπές. Εδώ αποφεύχθηκε η εισαγωγή ροπών στις πάνω πλάκες των ελατηρίων, για να γίνουν ορατές αποκλίσεις των ελατηρίων με προένταση από την ιδανική μορφή. Δεν αναμένονταν αντίστοιχες δυνάμεις από τη θεωρία και ως εκ τούτου δεν λήφθηκαν υπόψη στο σχεδιασμό του εδράνου. Η απρόσμενη εμφάνισή τους συμβάλει τώρα ουσιαστικά στην υπερφόρτωση του εδράνου.

Για το συνεχιζόμενο περιορισμό του χρόνου λειτουργίας σε περίπου δύο ώρες ως μέγιστη τιμή, ευθύνεται κυρίως ένα άλλο φαινόμενο. Παρόλο που ο κατασκευαστής των ελατηρίων ήταν ενημερωμένος σχετικά με την κατασκευαστική περιφέρεια των ελατηρίων και είχε υποσχεθεί μία ελαφρώς κυρτή και σφιχτή μορφή ελατηρίου και παρόλο που διατηρήθηκαν οι συνηθισμένες ελάχιστες αποστάσεις ανάμεσα στα ελατήρια και τα περιβάλλοντα κατασκευαστικά μέρη, παρουσιάστηκαν τριβές, ιδιαίτερα στα ελατήρια του θερμού εμβόλου στο συνδεδεμένο δοχείο του ελατηρίου. Τα μόρια φθοράς που βρίσκονται εκεί, κολλούν στην επιφάνεια της ράβδου εμβόλου και εισχωρούν μέσω της κίνησης των εμβόλων στο διάκενο του εμβόλου. Πιθανώς υποστηριζόμενα από τις αλλαγές της κατάστασης λειτουργίας, οι οποίες επηρεάζουν μέσω της θερμικής διαστολής το ύψος του διάκενου του εδράνου, οδηγούν στην παρεμπόδιση της κίνησης των εμβόλων και τελικά στη διακοπή της λειτουργίας της μηχανής.

#### 4.5.6 Μετρητικά δεδομένα

Μέσω των δυσκολιών που περιγράφηκαν παραπάνω στη δοκιμαστική λειτουργία και τη λειτουργία της FPV4, είναι διαθέσιμος μόνο ένας μικρός αριθμός καταμετρημένων, σημείων λειτουργίας σε μόνιμη κατάσταση, τα οποία βρίσκονται όλα στον τομέα μερικού φορτίου. Το αριστερό διάγραμμα στο σχήμα 4-32 δείχνει τις ήδη γνωστές πληροφορίες για τις θερμικές αποδόσεις, τις διαδρομές εμβόλων και τις διαφορές φάσης για διαφορετικές διαφορές θερμοκρασίας  $T_w - T_k$ . Τα δεδομένα μέτρησης μπορούν να αναγνωριστούν ως τα μεγαλύτερα, γκρι σύμβολα. Συμπληρωματικά, εγγράφονται στο ίδιο διάγραμμα, πειραματικά δεδομένα υπολογισμένα με krsim (Kühl, 1990) και οι εκάστοτε γραμμικές τους τάσεις. Οι θερμικές οριακές συνθήκες  $T_k$ ,  $T_w$  και  $T_h$  αποδίδονται στο σχήμα 4-32. Οι θερμοκρασίες του κυκλώματος  $T_w$  και  $T_k$  επιλέχθηκαν εδώ, όπως προτάθηκαν από τους HEIKRODT και HECKT (1999), με πρότυπο το DIN 4702 για την περίπτωση της θέρμανσης χαμηλής θερμοκρασίας.

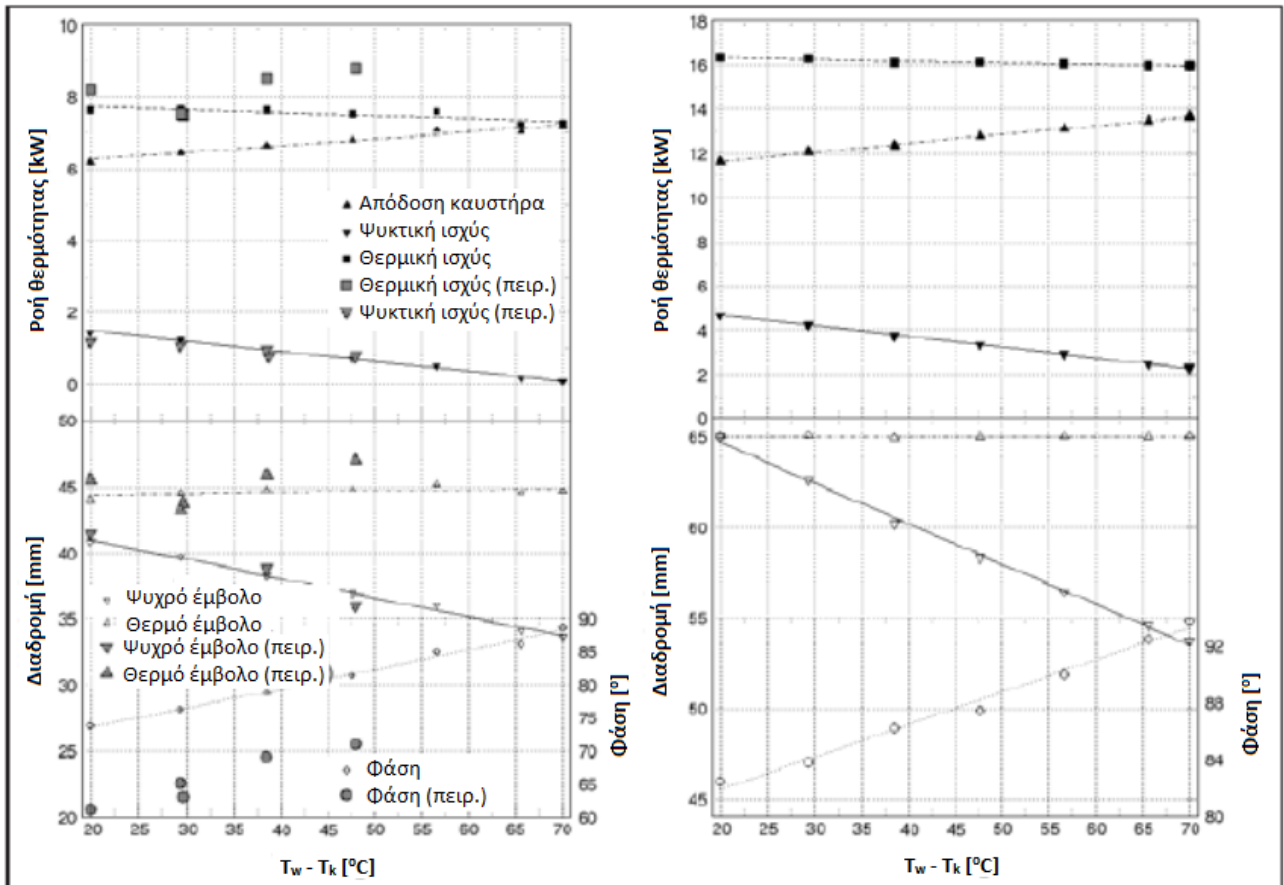


Σχήμα 4-30: Διορθωμένο μέσω στήριξης, το εσωτερικό ελατήριο του θερμού εμβόλου με (αριστερά) και χωρίς (δεξιά) αντιστάθμιση της ροπής της κλίσης

Πρέπει να προσέξουμε ότι οι τιμές που υποτέθηκαν στην προσομοίωση για τη θερμοκρασία της κεφαλής του θερμαντήρα  $T_{h,sim}$  ορίζουν μία μέση τιμή που περιγράφει όλον το θερμαντήρα, ενώ τα αντίστοιχα δεδομένα μέτρησης  $T_{h,exp}$  περιγράφουν, για λόγους τεχνικού ελέγχου, την όσο το δυνατό λιγότερο αδρανή θερμοκρασία δηλαδή την άμεσα εκτεθειμένη στη φλόγα και κατά συνέπεια ιδιαίτερα θερμή θέση. Οι τιμές επομένως δεν μπορούν να συγκριθούν άμεσα. Πάντως, όπως συμβαίνει εδώ βάσει του πρώτου σημείου μέτρησης, οι θερμοκρασίες προσομοίωσης μπορούν να προσαρμοστούν έτσι, ώστε το συνεπαγόμενο εύρος πίεσεως του κύκλου να συμφωνεί με το πείραμα. Οι εμφανώς διαφορετικές θερμοκρασίες περιγράφουν από διαφορετική σκοπιά τεχνολογίας και διεργασίας την ίδια οριακή συνθήκη.

Ακόμα και όταν τα δεδομένα μέτρησης, ίσως λόγω σημαντικά διαφορετικής τριβής στα έδρανα εμβόλων που οφείλεται σε απόθεση άνθρακα, αποκλίνουν σχετικά έντονα, είναι προφανές ότι η θερμική απόδοση επιτυγχάνεται ανεξάρτητα από τη διαφορά θερμοκρασίας και μάλιστα αυξάνεται ελαφρώς για μεγάλες διαφορές θερμοκρασίας  $T_w-T_k$ . Σε αυτό, προσομοίωση και πείραμα συμφωνούν πολύ καλά, με εξαίρεση την διαφορά φάσης. Κατά συνέπεια, επιτυγχάνεται ο κύριος στόχος του σχεδιασμού. Η αντίθεση της διαφοράς φάσης στη θεωρία και στο πείραμα δεν είναι απροσδόκητη, επειδή αυτή ορίζεται, σύμφωνα με την εξίσωση 3.3-3, από τους συντελεστές απόσβεσης (συνεπώς και από την τριβή των εμβόλων) και από τις επίσης αμφίβολες ιδιοσυχνότητες των εμβόλων.

Το δεξί διάγραμμα στο σχήμα 4-32, το οποίο απεικονίζει αποκλειστικά αποτελέσματα προσομοίωσης, εξυπηρετεί στη διασαφήνιση της αναμενόμενης συμπεριφοράς κατά τη λειτουργία κάτω από πλήρες φορτίο, με πλήρως λειτουργικά έδρανα εμβόλων. Οι προβλεπόμενες απαιτούμενες θερμοκρασίες της κεφαλής του θερμαντήρα (βλ. σχέδιο 4-32) για τα αντίστοιχα σημεία λειτουργίας είναι ασφαλώς επιτεύξιμες. Μένει να αναφερθεί ότι οι συντελεστές απόδοσης της FPV4 αγγίζουν περίπου το 1,3 και συνεπώς πλησιάζει το επίπεδο της VP4. Το ότι αυτό υστερεί σε σχέση με τις μηχανές της BE Thermolift (HEIKRODT και HECKT, 1999), καταλογίζεται λιγότερο στην τεχνολογία ελεύθερων εμβόλων και περισσότερο στον αρχικό σχεδιασμό, ο οποίος στόχευε στη αξιοποίηση της ροής αποβαλλόμενης θερμότητας και είναι μόνο μερικώς κατάλληλος για τη χρήση μιας πιο θερμής πηγής θερμότητας.



Σχήμα 4-31: Επιλεγμένα δεδομένα λειτουργίας της FPV4 σε μεταβλητή διαφορά θερμοκρασίας  $T_w - T_k$  σε λειτουργία μερικού (αριστερά) και πλήρους φορτίου (δεξιά).

| $T_w - T_k$<br>[°C] | $T_k$<br>[°C] | $T_w$<br>[°C] | $T_h$ (Πλήρες)       |                      | $T_h$ (Μερικό)       |                      |
|---------------------|---------------|---------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|
|                     |               |               | $T_{h,Sim.}$<br>[°C] | $T_{h,Exp.}$<br>[°C] | $T_{h,Sim.}$<br>[°C] | $T_{h,Exp.}$<br>[°C] |
| 19.9                | 7.5           | 27.4          | 350                  | 463.7                | 286.3                | 400                  |
| 29.3                | 2.5           | 31.8          | 356                  | 469.7                | 292.9                | 406.6                |
| 38.5                | -2.5          | 36            | 361                  | 474.7                | 299.5                | 413.2                |
| 47.6                | -7.5          | 40.1          | 371.5                | 485.2                | 306.1                | 419.8                |
| 56.6                | -12.5         | 44.1          | 379.5                | 493.2                | 312.8                | 426.5                |
| 65.6                | -17.5         | 48.1          | 388                  | 501.7                | 319.4                | 433.1                |
| 70                  | -20           | 50            | 392                  | 505.7                | 322.8                | 436.5                |

Σχήμα 4-32: Θερμοκρασίες κυκλώματος και κεφαλής θερμαντήρα στο σχήμα 4-31 σε πλήρες και μερικό φορτίο (οι υποθετικές τιμές είναι γραμμένες σε πλάγια)

## 5 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Τα αποτελέσματα από την μελέτη των μηχανών των Thomas και Rütther που παρουσιάστηκαν σε αυτή την εργασία μπορούν να αποτελέσουν βάση για την τεχνική υλοποίηση του συστήματος ελευθέρων εμβόλων στις αντλίες θερμότητας Vuilleumier. Τα σημαντικότερα σημεία είναι τα εξής:

- Το μοντέλο του συστήματος ταλάντωσης του Rütther το οποίο παρουσιάστηκε σε αυτήν την εργασία είναι σε θέση να περιγράψει όλους τους δυνατούς τύπους συστημάτων εμβόλων. Με αυτό το τρόπο είναι δυνατή η συστηματική θεώρηση όλων των δυνατών παραλλαγών.
- Πάνω στην βάση του απλού, γραμμικοποιημένου μοντέλου εξήχθησαν βασικά κριτήρια σχετικά με την λειτουργικότητα, τα οποία επιτρέπουν εύκολη αξιολόγηση νέων κατασκευών. Με αυτόν τον τρόπο μπορούν να αποφευχθούν μακροχρόνιες έρευνες πάνω σε λανθασμένους σχεδιασμούς.
- Πέρα από τα κριτήρια της δυνατότητας ταλάντωσης, εξετάστηκαν χαρακτηριστικά τα οποία είχαν σχέση με την εφαρμογή, όπως συμπεριφορά εκκίνησης και φόρτιση. Επιθυμητή ή ακόμη και ακατάλληλη συμπεριφορά μπόρεσε να συσχετισθεί με τα βασικά χαρακτηριστικά κατασκευής του συστήματος εμβόλων. Έτσι, τα χαρακτηριστικά αυτά μπόρεσαν να ληφθούν υπόψη από τα αρχικά στάδια σχεδιασμού της μηχανής με ελάχιστο κόστος. Επιπλέον, με την FPV4 μπήκε σε λειτουργία μια πειραματική μηχανή, η οποία ικανοποιεί τόσο όσον αφορά την συμπεριφορά κατά την εκκίνηση, αλλά και όσον αφορά την ανεξάρτητη απόδοση θερμότητας της από τη διαφορά της θερμοκρασίας.
- Παρουσιάστηκαν τυπικά προβλήματα λειτουργίας των έως τώρα μηχανών συμπληρωμένα από μία κριτική θεώρηση ως προς τις σχετικές λύσεις. Τουλάχιστον το πρόβλημα της μετατόπισης εμβόλων μπορεί να θεωρηθεί πως έχει αντιμετωπιστεί σε ικανοποιητικό βαθμό μέσω του ενεργού ελέγχου θέσης εμβόλου και η στεγανοποίηση διακένου χωρίς επαφή αποδείχτηκε σωστή επιλογή.
- Επιπλέον, η πειραματική εμπειρία από αυτές τις μηχανές μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως αναφορά για την ερμηνεία υπολογισμών μελλοντικών μηχανών.

Στον τομέα των χώρων αποθήκευσης αερίου των εμβόλων, δεν επιτεύχθηκαν δυστυχώς πολλά υποσχόμενα αποτελέσματα, ή τουλάχιστον αποτελέσματα που να μπορούν να χρησιμοποιηθούν απευθείας για ανάπτυξη και εφαρμογή. Σαν βασικό εμπόδιο εδώ θεωρήθηκε η έλλειψη δυνατότητας ποσοτικής αξιολόγησης του χώρου αποθήκευσης στην μηχανή Vuilleumier. Επιπλέον αιτίες των προβλημάτων ήταν συχνά τα προβλήματα αντοχής και η ρύπανση (μέσω των τριβών των ελατηρίων).

Εάν και η οικονομική θεώρηση δεν ήταν στο επίκεντρο αυτής της εργασίας, και γι αυτό το λόγο δεν έγινε επεξεργασία καμίας συγκεκριμένης πληροφορίας σχετικά με το κόστος, μπόρεσαν να εξαχθούν κάποια ενδιαφέροντα συμπεράσματα. Οι έως τώρα εμπορικές εργασίες στις μηχανές Vuilleumier επικεντρώθηκαν κυρίως στην ανάπτυξη μηχανών μετάδοσης κίνησης με κινηματικό μηχανισμό, η παραγωγή τους

ωστόσο, για λόγους κόστους σταμάτησε. Τα αποτελέσματα αυτής της εργασίας μας απαλλάσσουν από την χρήση των -από άποψη κόστους και φθορών- μη οικονομικών ελεγκτών του κινηματικού μηχανισμού, ακόμη και δεν έχουν επιλυθεί ακόμα όλα τα κατασκευαστικά προβλήματα.

Για τις μηχανές με κινηματικό μηχανισμό αλλά και για τις μηχανές ελευθέρων εμβόλων ισχύει πως το επιπλέον κόστος απόκτησης αντισταθμίζεται με μία εξοικονόμηση ενέργειας έως και 33%. Εάν θεωρήσουμε ότι ο αναμενόμενος χρόνος ζωής είναι 20.000 h και η μέση απόδοση 8 kW, δηλαδή μία αθροιστική ποσότητα ενέργειας θέρμανσης 160.000 kWh, βρισκόμαστε σε μία ελάχιστη κατανάλωση της τάξης του 33%, δηλαδή μπορούν να εξοικονομηθούν 52.800 kWh, ποσό το οποίο σε μία τιμή πρωτεύουσας ενέργειας 0.11 €/kWh αντιστοιχεί σε μία εξοικονόμηση περίπου 5808 €. Με αυτό τον τρόπο δικαιολογείται η υψηλότερη τιμή μιας αντλίας θερμότητας Vuilleumier σε σχέση με έναν ένα συμβατικό καυστήρα θέρμανσης.

Για τις μηχανές ελευθέρων εμβόλων δεν έχουν αποδειχθεί έως τώρα τέτοιοι βαθμοί απόδοσης, κάτι που ωστόσο πιθανώς έγκειται στην σημερινή κατάσταση της τεχνολογίας παρά σε ουσιαστικά προβλήματα. Πρέπει επιπλέον να ληφθεί υπόψη ότι, στην πράξη, η λειτουργία μιας μηχανής ελευθέρων εμβόλων σε μερικό φορτίο, επιτυγχάνεται σε πολύ υψηλότερες θερμοκρασίες θερμαντήρα, παρόλο που από θερμοδυναμικής απόψεως, υπάρχει η προοπτική ενός βελτιστοποιημένου βαθμού απόδοσης σε σχέση με την τεχνολογία μηχανών με κινηματικό μηχανισμό. Παρ' όλα αυτά για την τεχνολογία ελευθέρων εμβόλων ο βαθμός απόδοσης θεωρείται από 0,1 έως 1,4 και αυτό ελαττώνει την παραπάνω εξοικονόμηση κατά 830 €. Παρ' όλα αυτά είναι αρχικά αμφίβολο εάν το χαμηλότερο επενδυτικό κόστος από την άρση του μηχανισμού μετάδοσης κίνησης θα μπορούσε να καλύψει αυτό το κενό. Αυτό μπορεί, ωστόσο, να ισοσταθμιστεί με την προοπτική ενός μεγαλύτερου χρόνου ζωής και πιο συγκεκριμένα μίας μεγαλύτερης απόσβεσης. Η εμπορική εφαρμογή των αντλιών θερμότητας Vuilleumier γίνεται πιο υλοποιήσιμη.

Ένα ακόμα πλεονέκτημα είναι επίσης η αποφυγή επιπλέον κόστους εξαιτίας βλαβών οι οποίες μπορούν να προκληθούν στο περιβάλλον. Αυτό δεν το αντιλαμβάνεται μεν ο καταναλωτής, μπορεί όμως να ληφθεί υπόψη από τους πολιτικούς κατά τον προσδιορισμό των περιοριστικών όρων, ευνοώντας έτσι τις αποφάσεις του τελικού καταναλωτή προς όφελος της μοντέρνας τεχνολογίας θέρμανσης.

Τέλος, όσον αφορά τις μελλοντικές προοπτικές, φαίνεται ότι η περαιτέρω εξέλιξη της τεχνολογίας Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων θα έχει μάλλον περισσότερο να κάνει με την μελέτη και ανάπτυξη καινούργιων μηχανών, παρά με την λύση των εναπομεινάντων τεχνικών προβλημάτων. Αυτό που είναι απαραίτητο, εκτός από την περαιτέρω εξέλιξη της τεχνολογίας αποθήκευσης, είναι η κατασκευαστική τεχνική γνώση, ώστε οι πειραματικές μηχανές να εξελιχθούν όσον το δυνατόν περισσότερο ως προς τις οικονομικές, τεχνολογικές και εμπορικές τους δυνατότητες.



## 6 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- Thomas, B. (1992): Entwicklung und experimentelle Untersuchung einer Freikolben-Vuilleumier-Wärmepumpe.
- Rütther, J. (2004): Anwendungsorientierte Weiterentwicklung des Freikolben-Konzeptes für Vuilleumier-Wärmepumpen.
- Honda, T.; Kawajiri, K.; Sugimoto, T. (1995): Experimental Study of Free Piston Vuilleumier Heat Pump.
- Matsudei, J. (1994): Dynamic Analysis of Free Piston Vuilleumier Cycle Heat Pumps.
- Carlsen, H. (1989): Development of a Gas Fired Vuilleumier Heat Pump for Residential Heating.
- Carlsen, H. ; Kühl, H.-D. ; Schulz, S.; Thomas, B. (1993): Effects of an improved hot Regenerator on the Performance of a Vuilleumier Heat Pump.
- Heikrodt, K.; Heckt, R. (1999): Gasbetriebene Wärmepumpe zur monovalenten Raumbeheizung und Trinkwassererwärmung.
- Heikrodt, K.; Heckt, R.; Koch, Th.; Kühl, H.-D.; Schlüter, W.; Thomas, B. (1996): Regeneratives Heizen und Kühlen.
- Kühl, H.-D.; Schulz, S.; Thomas, B.; Carlsen, H. (1993): Conversion of a Crank-driven Vuilleumier Heat Pump into a Free Piston Machine
- Pfeffer, Thomas (1998): Entwicklung und experimentelle Untersuchung neuer Regeneratorkonzepte für regenerative Gaskreisprozesse am Beispiel einer Vuilleumier-Wärmepumpe.
- Richter, N. (1988): Theoretische Untersuchungen und konstruktive Vorschläge für die Realisierung einer Vuilleumier-Wärmepumpe.
- Eder, F. X.; Blumenberg, J. (1987): Wirkungsweise, Aufbau und Betriebseigenschaften einer Vuilleumier-Wärmepumpe.
- Ishihara, T.; Okamoto, I.; Matsue, J.; Fujimaki, S. (1991): Non-CFCs Heat Pump by the Vuilleumier Cycle.
- Berchowitz, D. M. (1986): Stirling Cycle Engine Design and Optimisation.
- Walker, G. (1980): Stirling Engines.
- Budliger, J. P. (1991): Stirling Heat Pump System with Resonance Tube.
- Wurm, J.; Kinast, J. A.; Roose, T. R.; Staats, W. R. (1991): Stirling and Vuilleumier Heat Pumps – Design & Applications.

## Παράρτημα Α: Καταγραφή των πειραμάτων

### Εισαγωγικά

Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα στοιχεία για την προσομοίωση με kpsim (Kühl,1990) δίνοντας μια πλήρη εικόνα των θερμοδυναμικών, γεωμετρικών και φυσικών δεδομένων της μηχανής.

### A.1 Μηχανή Thomas

Ρύθμιση κύκλου (0-9 = νεκροί όγκοι, 10-19 = κύλινδροι, 20-29 = Εναλλάκτες, 30-39 = αναγεννητές)

|                           |    |    |    |    |    |    |    |    |    |
|---------------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|----|
| ----- Αριθμός Χώρου ----- | 0  | 1  | 2  | 3  | 4  | 5  | 6  | 7  | 8  |
| Τύπος θαλάμου αερίων      | 12 | 22 | 32 | 22 | 13 | 22 | 32 | 22 | 12 |
| Τύπος μετάδοσης 21        |    |    |    |    |    |    |    |    |    |

### Δεδομένα λειτουργίας

|    |                   |      |   |
|----|-------------------|------|---|
| 1  | 0.9               | (-)  | διαδρομή εκκίνησης  |
| 2  | 10                | Hz   | συχνότητα (τιμή εκκίνησης)  |
| 3  | 0                 | Ns/m | κλίση της χαρακτηριστικής καμπύλης της γεννήτριας                       |
| 4  | 20                | bar  | πίεση αερίου  |
| 5  | 1                 | (-)  | πίεση: 1 = μέση πίεση, 2 = μέγιστη πίεση, 3 = πίεση πλήρωσης            |
| 6  | 1                 | (-)  | πίεσης μηχανισμού 1 (-) => p <sub>meq</sub> , 2 (-) => p <sub>min</sub> |
| 7  | 30                | C    | μέση θερμοκρασία μηχανισμού   |
| 8  | 25                | C    | θερμοκρασία περιβάλλοντος για εξεργειακό υπολογισμό                     |
| 9  | 1.E <sup>-9</sup> | Nm   | σταθερή ροπή πέδησης (τριβή μηχανισμού)                                 |
| 10 | 2                 | (-)  | εργαζόμενο αέριο (1=H <sub>2</sub> , 2=He, 3=N <sub>2</sub> )           |

Εξωτερική θερμοκρασία . [ ` C ] 0 0 , 20 20 20 , 500 500

### Δεδομένα για τις διεπιφάνειες

|                         |                     |      |      |      |      |      |     |     |      |
|-------------------------|---------------------|------|------|------|------|------|-----|-----|------|
| -----                   | 1                   | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7   | 8   |      |
| Νεκρός όγκος            | [ cm <sup>3</sup> ] | 1    | 3.6  | 4.4  | 1.8  | 0.8  | 2.6 | 1.5 | 0.1  |
| Διατομή ανόδου          | [ cm <sup>2</sup> ] | 10   | 10.5 | 10.5 | 20.7 | 13.6 | 5.8 | 5.8 | 10.4 |
| Διατομή καθόδου         | [ cm <sup>2</sup> ] | 10.4 | 10.5 | 10.5 | 13.6 | 20.7 | 9.0 | 5.8 | 6.5  |
| Απώλειες πίεσης ανόδου  | [ ( - ) ]           | 0    | 180  | 180  | 0    | 0    | 50  | 50  | 0    |
| Απώλειες πίεσης καθόδου | [ ( - ) ]           | 0    | 180  | 180  | 0    | 0    | 50  | 50  | 0    |
| Σύνδεση στο χώρο        | [ ( - ) ]           | 0    | 1    | 2    | 3    | 4    | 5   | 6   | 7    |

### Θερμικές γραμμικές απώλειες :

|   |            |                               |
|---|------------|-------------------------------|
| 1 | 0.0123 W/K | από τη θέση 4 μέχρι τη θέση 0 |
| 2 | 0.0566 W/K | από τη θέση 8 μέχρι τη θέση 4 |

Δεδομένα οδήγησης ( ελεύθερων εμβόλων )

|    |                  |                 |   |
|----|------------------|-----------------|---|
| 1  | 15               | kg              | μάζα κελύφους                               |
| 2  | 950              | cm <sup>3</sup> | όγκος κύριου buffer                         |
| 3  | 1.E <sup>7</sup> | N/m             | σταθερά ελατηρίου κελύφους - περιβάλλοντος  |
| 4  | 10               | Ns/m            | σταθερά απόσβεσης κελύφους - περιβάλλοντος  |
| 5  | 30               | mm              | διαδρομή του εμβόλου 1 (ψυχρό έμβολο )      |
| 6  | 90               | deg             | μέση διαφορά φάσης 1                        |
| 7  | 0.335            | kg              | μάζα του εμβόλου 1                          |
| 8  | 0.5              | N               | τριβή ολίσθησης έμβολου 1                   |
| 9  | 0.5              | N               | δύναμη προφόρτισης εμβόλου 1                |
| 10 | 0                | N/m             | σταθερά ελατηρίου εμβόλου 1 – κελύφους      |
| 11 | 30               | mm              | διαδρομή εμβόλου 2 ( θερμό έμβολο )         |
| 12 | 0                | deg             | μέση διαφορά φάσης 2                        |
| 13 | 0.736            | kg              | μάζα του εμβόλου 2                          |
| 14 | 1                | N               | τριβή ολίσθησης εμβόλου 2                   |
| 15 | 3.5              | N               | δύναμη προφόρτισης του εμβόλου 2            |
| 16 | 194              | N/m             | σταθερά του ελατηρίου εμβόλου 2 - εμβόλου 1 |
| 17 | 4603             | N/m             | σταθερά ελατηρίου εμβόλου 2 – κελύφους      |

Θέση 0 – θάλαμος ψυχρού κυλίνδρου

|    |      |                     |   |
|----|------|---------------------|---|
| 1  | 66   | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου                               |
| 2  | 23.5 | cm <sup>3</sup>     | νεκρός όγκος (χωρίς διάκενο εμβόλου)              |
| 3  | 6.35 | mm                  | διάμετρος ράβδου εμβόλου                          |
| 4  | -1   | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής                      |
| 5  | 0.5  | mm                  | πλάτος διακένου εμβόλου                           |
| 6  | 125  | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση               |
| 7  | 5    | m                   | μέσο πάχος του τοιχώματος κυλίνδρου (μονωμένο)    |
| 8  | 15   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοιχώματος κυλίνδρου      |
| 9  | 3.7  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοιχώματος |
| 10 | 1    | (-)                 | αναλογία εμπρόσθιας επιφάνειας με $\pi * d2 / 4$  |

Θέση 1 – ψυχρός εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |      |                     |   |
|---|------|---------------------|---|
| 1 | 72   | (-)                 | αριθμός σωλήνων                                     |
| 2 | 60   | mm                  | μήκος σωλήνων                                       |
| 3 | 1.2  | mm                  | βάθος σωλήνων                                       |
| 4 | 1.26 | mm                  | πλάτος σωλήνων                                      |
| 5 | 2    | mm                  | πλάτος καναλιού                                     |
| 6 | 3    | mm                  | πάχος περιβλήματος                                  |
| 7 | 16   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα περιβλήματος |
| 8 | 3.69 | J/cm <sup>3</sup> K | θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο περιβλήματος            |
| 9 | 35   | W/K                 | εξωτερική μετάδοση θερμότητας                       |

### Θέση 2 – Κρύος αναγεννητής

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 77.2  | mm                  | εξωτερική διάμετρος                             |
| 2 | 68    | mm                  | εσωτερική διάμετρος                             |
| 3 | 50    | mm                  | μήκος μήτρας                                    |
| 4 | 0     | (-)                 | ανενεργό τμήμα θεωρητικής επιφάνειας ανταλλαγής |
| 5 | 32    | um                  | πάχος φύλλου                                    |
| 6 | 0.815 | (-)                 | πορώδες μήτρας                                  |
| 7 | 3.69  | J/cm <sup>3</sup> K | κατ' όγκο θερμοχωρητικότητα                     |
| 8 | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του υλικού της μήτρας       |
| 9 | 0.184 | W/K                 | σχετική θερμική αγωγιμότητα τοιχώματος          |

### Θέση 3 – ενδιάμεσος/ψυχρός εναλλάκτης θερμότητας (δέσημη σωλήνων)

|   |      |                     |   |
|---|------|---------------------|---|
| 1 | 80   | (-)                 | αριθμός σωλήνων                                     |
| 2 | 57   | mm                  | μήκος σωλήνων                                       |
| 3 | 1,3  | mm                  | βάθος σωλήνων                                       |
| 4 | 1.01 | mm                  | πλάτος σωλήνων                                      |
| 5 | 2    | mm                  | πλάτος καναλιού                                     |
| 6 | 3    | mm                  | πάχος περιβλήματος                                  |
| 7 | 16   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα περιβλήματος |
| 8 | 3.69 | J/cm <sup>3</sup> K | θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο περιβλήματος            |
| 9 | 100  | W/K                 | εξωτερική μετάδοση θερμότητας                       |

### Θέση 4 - ενδιάμεσος θάλαμος κυλίνδρου

|    |       |                     |  |
|----|-------|---------------------|--|
| 1  | 66    | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου                                |
| 2  | 66    | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου                                |
| 3  | 17    | mm                  | διατομή ράβδου εμβόλου                             |
| 4  | -5    | mm                  | ελάχιστη απόσταση εμβόλου                          |
| 5  | 30.68 | cm <sup>3</sup>     | νεκρός όγκος (χωρίς διάκενο εμβόλου)               |
| 6  | 1     | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής                       |
| 7  | -2    | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής                       |
| 8  | 0.5   | mm                  | πλάτος διακένου εμβόλου                            |
| 9  | 0.5   | mm                  | πλάτος διακένου εμβόλου                            |
| 10 | 2     | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση                |
| 11 | 2     | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση                |
| 12 | 5     | mm                  | μέσο πάχος τοιχώματος του τοιχώματος του κυλίνδρου |
| 13 | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοιχώματος του κυλίνδρου   |
| 14 | 3.7   | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοιχώματος  |

Θέση 5 – ενδιάμεσος/θερμός εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |      |                     |   |
|---|------|---------------------|---|
| 1 | 51   | (-)                 | αριθμός σωλήνων                                     |
| 2 | 60   | mm                  | μήκος σωλήνων                                       |
| 3 | 1.3  | mm                  | βάθος σωλήνων                                       |
| 4 | 2.66 | mm                  | πλάτος σωλήνων                                      |
| 5 | 2    | mm                  | πλάτος καναλιού                                     |
| 6 | 3    | mm                  | πάχος περιβλήματος                                  |
| 7 | 16   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα περιβλήματος |
| 8 | 3.69 | J/cm <sup>3</sup> K | θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο περιβλήματος            |
| 9 | 85   | W/K                 | εξωτερική μετάδοση θερμότητας                       |

Θέση 6 – θερμός αναγεννητής

|   |        |                     |   |
|---|--------|---------------------|---|
| 1 | 73.2   | mm                  | εξωτερική διάμετρος                             |
| 2 | 68     | mm                  | εσωτερική διάμετρος                             |
| 3 | 130    | mm                  | μήκος μήτρας                                    |
| 4 | 0      | (-)                 | ανενεργό τμήμα θεωρητικής επιφάνειας ανταλλαγής |
| 5 | 26     | um                  | πάχος φύλλου                                    |
| 6 | 0.885  | (-)                 | πορώδες μήτρας                                  |
| 7 | 3.69   | J/cm <sup>3</sup> K | κατ' όγκο θερμοχωρητικότητα                     |
| 8 | 18.5   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του υλικού της μήτρας       |
| 9 | 0.0648 | W/K                 | σχετική θερμική αγωγιμότητα τοιχώματος          |

Θέση 7 – θερμός εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 60    | (-)                 | αριθμός σωλήνων                                     |
| 2 | 30    | mm                  | μήκος σωλήνων                                       |
| 3 | 1.5   | mm                  | βάθος σωλήνων                                       |
| 4 | 1.22  | mm                  | πλάτος σωλήνων                                      |
| 5 | 2.5   | mm                  | πλάτος καναλιού                                     |
| 6 | 3.25  | mm                  | πάχος περιβλήματος                                  |
| 7 | 21    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα περιβλήματος |
| 8 | 3.7   | J/cm <sup>3</sup> K | θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο περιβλήματος            |
| 9 | 10000 | W/K                 | εξωτερική μετάδοση θερμότητας                       |

### Θέση 8 – θάλαμος θερμού κυλίνδρου

|    |       |                     |   |
|----|-------|---------------------|---|
| 1  | 66    | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου                               |
| 2  | 19.92 | cm <sup>3</sup>     | νεκρός όγκος (χωρίς διάκενο εμβόλου)              |
| 3  | 0     | mm                  | διάμετρος ράβδου εμβόλου                          |
| 4  | 2     | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής                      |
| 5  | 0,5   | mm                  | πλάτος διακένου εμβόλου                           |
| 6  | 175   | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση               |
| 7  | 5     | mm                  | μέσο πάχος του τοιχώματος κυλίνδρου (μονωμένο)    |
| 8  | 21    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοιχώματος κυλίνδρου      |
| 9  | 3.7   | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοιχώματος |
| 10 | 1     | (-)                 | αναλογία εμπρόσθιας επιφάνειας με $\pi * d2 / 4$  |

### A.2 FPV2-303

Ρύθμιση κύκλου (0-9 = νεκροί όγκοι, 10-19 = κύλινδροι, 20-29 = Εναλλάκτες, 30-39 = αναγεννητές)

----- Θέση Αρ. ----- 0 ---- 1 ---- 2 ---- 3 ---- 4 ---- 5 ---- 6 ---- 7 ---- 8 -  
 Τύπος θαλάμου αερίων 12 22 32 22 13 22 32 22 12  
 Τύπος μετάδοσης 21

### Δεδομένα λειτουργίας

|    |                   |      |   |
|----|-------------------|------|---|
| 1  | 0.7               | (-)  | διαδρομή εκκίνησης  |
| 2  | 13                | Hz   | συχνότητα (τιμή εκκίνησης)                                    |
| 3  | 0                 | Ns/m | κλίση της χαρακτηριστικής καμπύλης της γεννήτριας             |
| 4  | 100               | bar  | πίεση αερίου  |
| 5  | 1                 | (-)  | πίεση: 1 = μέση πίεση, 2 = μέγιστη πίεση, 3 = πίεση πλήρωσης  |
| 6  | 1                 | (-)  | πίεσης μηχανισμού 1 (-) => rquer, 2 (-) => rmin               |
| 7  | 50                | C    | μέση θερμοκρασία μηχανισμού                                   |
| 8  | 20                | C    | θερμοκρασία περιβάλλοντος για εξεργειακό υπολογισμό           |
| 9  | 1.E <sup>-9</sup> | Nm   | σταθερή ροπή πέδησης (τριβή μηχανισμού)                       |
| 10 | 2                 | (-)  | εργαζόμενο αέριο (1=H <sub>2</sub> , 2=He, 3=N <sub>2</sub> ) |

Εξωτερική θερμοκρασία . [ ` C ] 0 0 , 43 45 47 , 440 440

### Δεδομένα σχετικά με το περιβάλλον της ροής μάζας

|                         |                     |      |     |     |      |      |    |    |     |
|-------------------------|---------------------|------|-----|-----|------|------|----|----|-----|
|                         |                     | 1    | 2   | 3   | 4    | 5    | 6  | 7  | 8   |
| Νεκρός όγκος            | [ cm <sup>3</sup> ] | 0    | 25  | 25  | 0    | 0    | 16 | 80 | 0   |
| Διατομή ανόδου          | [ cm <sup>2</sup> ] | 114  | 130 | 130 | 13.3 | 63.6 | 95 | 95 | 999 |
| Διατομή καθόδου         | [ cm <sup>2</sup> ] | 13.3 | 130 | 130 | 75.6 | 14.2 | 95 | 95 | 999 |
| Απώλειες πίεσης ανόδου  | [ ( - ) ]           | 2    | 0   | 0   | 2.75 | 2.75 | 0  | 0  | 0   |
| Απώλειες πίεσης καθόδου | [ ( - ) ]           | 2    | 0   | 0   | 2.75 | 2.75 | 0  | 0  | 0   |
| Σύνδεση στο χώρο        | [ ( - ) ]           | 0    | 1   | 2   | 3    | 4    | 5  | 6  | 7   |

Απώλειες θερμότητας αγωγής κυλίνδρου / εμβόλου :

1 1.8 W/K από τη θέση 4 μέχρι τη θέση 0

2 1.2 W/K από τη θέση 8 μέχρι τη θέση 4

Δεδομένα οδήγησης ( ελεύθερων εμβόλων )

|    |                  |                |   |
|----|------------------|----------------|---|
| 1  | 100              | kg             | μάζα δοχείου  |
| 2  | 4                | m <sup>3</sup> | όγκος κύριου ρυθμιστικού (κρύο έμβολο )                 |
| 3  | 1.E <sup>7</sup> | N/m            | σταθερά ελατηρίου δοχείου - περιβάλλοντος               |
| 4  | 10               | Ns/m           | σταθερά απόσβεσης δοχείου - περιβάλλοντος               |
| 5  | 51               | mm             | διαδρομή του εμβόλου 1 (κρύο έμβολο )                   |
| 6  | 90               | deg            | μέση διαφορά φάσης 1                                    |
| 7  | 1.823            | kg             | μάζα του εμβόλου 1 (3mm -disc )                         |
| 8  | 5                | N              | τριβή έμβολου 1   |
| 9  | 0                | N              | δύναμη προφόρτισης εμβόλου 1                            |
| 10 | 7868             | N/m            | σταθερά ελατηρίου εμβόλου 1 - δοχείου ( ελατήρια 4 +5 ) |
| 11 | 51               | mm             | διαδρομή εμβόλου 2 ( θερμό έμβολο )                     |
| 12 | 0                | deg            | μέση διαφορά φάσης 2                                    |
| 13 | 2.056            | kg             | μάζα του εμβόλου 2                                      |
| 14 | 15               | N              | κινητική τριβή εμβόλου 2 (αβέβαιη)                      |
| 15 | 0                | N              | δύναμη προφόρτισης του εμβόλου 2                        |
| 16 | 0                | N/m            | σταθερά του ελατηρίου εμβόλου 2 - εμβόλου 1             |
| 17 | 35190            | N/m            | σταθερά ελατηρίου εμβόλου 2 - δοχείου (ελατήρια 12 +16) |

Θέση 0 – θάλαμος ψυχρού κυλίνδρου

|    |      |                     |  |
|----|------|---------------------|--|
| 1  | 105  | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου  |
| 2  | 13.1 | mm                  | ισοδύναμη υπολειπόμενη διαδρομή 110 cm <sup>3</sup> νεκρού όγκου.            |
| 3  | 18   | mm                  | διάμετρος ράβδου εμβόλου   |
| 4  | 1    | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής   |
| 5  | 0.5  | mm                  | πλάτος εμβόλου-διακένου  |
| 6  | 191  | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση  |
| 7  | 15   | mm                  | μέσο πάχος τοίχου του τοίχους κυλίνδρου                                      |
| 8  | 15   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους κυλίνδρου                                    |
| 9  | 3.7  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου                                |
| 10 | 1.4  | (-)                 | αναλογία εμπρόσθιας επιφάνειας με $\pi * d^2 / 4$ (για ανταλλαγή θερμότητας) |

Θέση 1 – Κρύος εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |      |                     |   |
|---|------|---------------------|---|
| 1 | 320  | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 120  | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 2.5  | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 4    | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 15   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 6675 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 6675 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.7  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

### Θέση 2 – Κρύος αναγεννητής

|    |       |                     |   |
|----|-------|---------------------|---|
| 1  | 173   | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                 |
| 2  | 110   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                 |
| 3  | 22    | mm                  | μήκος μήτρας  |
| 4  | 1     | (-)                 | αριθμός μονάδων                                     |
| 5  | 0.04  | mm                  | χαρακτηριστική διάμετρος υλικού                     |
| 6  | 0.72  | (-)                 | πορώδες μήτρας                                      |
| 7  | 0.118 | mm                  | μέγεθος ματιού (κέντρο - κέντρο)                    |
| 8  | 3.94  | J/cm <sup>3</sup> K | κατ' όγκο θερμοχωρητικότητα                         |
| 9  | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα της μήτρας υλικού               |
| 10 | 0     | (-)                 | ανενεργό τμήμα της θεωρητικής επιφάνειας ανταλλαγής |
| 11 | 6.3   | W/K                 | θερμική αγωγιμότητα ανά μονάδα τοίχου               |

### Θέση 3 – 1<sup>ος</sup> διανεμωτή εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 192   | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 120   | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 3.2   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 4     | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 14617 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 14617 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.7   | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

### Θέση 4 - Θερμός θάλαμος κυλίνδρου

|    |      |                     |  |
|----|------|---------------------|--|
| 1  | 105  | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου  |
| 2  | 105  | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου  |
| 3  | 9.08 | cm <sup>2</sup>     | διατομή ράβδου εμβόλου   |
| 4  | 41   | mm                  | απόσταση από το κέντρο του εμβόλου                               |
| 5  | 105  | cm <sup>3</sup>     | νεκρός όγκο  |
| 6  | -1   | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής                                     |
| 7  | 2    | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής                                     |
| 8  | 0.5  | mm                  | πλάτος διακένου εμβόλου  |
| 9  | 0.5  | mm                  | πλάτος διακένου εμβόλου  |
| 10 | 5    | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση                              |
| 11 | 3    | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση                              |
| 12 | 5    | m                   | μέσο πάχος τοιχώματος του τοιχώματος του κυλίνδρου (απομονωμένο) |
| 13 | 16   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοιχώματος του κυλίνδρου                 |
| 14 | 3.7  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου                    |



Θέση 5 – 2<sup>ος</sup> διανέμων εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 128   | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 180   | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 3.2   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 4     | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 10873 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 10873 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.28  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

Θέση 6 – θερμός αναγεννητής

|    |       |                     |  |
|----|-------|---------------------|--|
| 1  | 165   | mm                  | εξωτερική διάμετρος  |
| 2  | 125   | mm                  | εσωτερική διάμετρος  |
| 3  | 45    | mm                  | μήκος μήτρας   |
| 4  | 1     | (-)                 | αριθμός μονάδων  |
| 5  | 0.04  | mm                  | χαρακτηριστική διάμετρος υλικού                              |
| 6  | 0.8   | (-)                 | πορώδες μήτρας   |
| 7  | 0.162 | mm                  | μέγεθος ματιού (κέντρο - κέντρο)                             |
| 8  | 3.94  | J/cm <sup>3</sup> K | κατ' όγκο θερμοχωρητικότητα                                  |
| 9  | 20    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα της μήτρας υλικού                        |
| 10 | 0     | (-)                 | μη αποτελεσματικό τμήμα της θεωρητικής επιφάνειας ανταλλαγής |
| 11 | 4.2   | W/K                 | θερμική αγωγιμότητα ανά μονάδα τοίχου                        |

Θέση 7 – θερμός εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 78    | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 264   | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 4.2   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 10    | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 21    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 10000 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 100   | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.7   | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

### Θέση 8 – θάλαμος θερμού κυλίνδρου

|    |     |                     |   |
|----|-----|---------------------|---|
| 1  | 105 | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου   |
| 2  | 6.7 | mm                  | ισοδύναμη υπολειπόμενη διαδρομή 58 cm <sup>3</sup> νεκρού όγκου (23+35cm <sup>3</sup> ) |
| 3  | 0   | mm                  | διάμετρος ράβδου εμβόλου  |
| 4  | - 2 | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής  |
| 5  | 0.5 | mm                  | πλάτος εμβόλου-διακένου   |
| 6  | 80  | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση   |
| 7  | 12  | mm                  | μέσο πάχος τοίχου του τοίχους κυλίνδρου   |
| 8  | 20  | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους κυλίνδρου   |
| 9  | 3.7 | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου   |
| 10 | 2   | (-)                 | αναλογία εμπρόσθιας επιφάνειας με $\pi * d^2 / 4$ (για ανταλλαγή θερμότητας)            |

### A.3 FPV2-303a

Ρύθμιση κύκλου (0-9 = νεκροί όγκοι, 10-19 = κύλινδροι, 20-29 = Εναλλάκτες, 30-39 = αναγεννητές)

----- Θέση Αρ. ----- 0 ---- 1 ---- 2 ---- 3 ---- 4 ---- 5 ---- 6 ---- 7 ---- 8 -  
 Τύπος θαλάμου αερίων 12 22 32 22 13 22 32 22 12  
 Τύπος μετάδοσης 21

### Δεδομένα λειτουργίας

|    |                   |      |   |
|----|-------------------|------|---|
| 1  | 0.7               | (-)  | διαδρομή εκκίνησης  |
| 2  | 13                | Hz   | συχνότητα (τιμή εκκίνησης)                                    |
| 3  | 0                 | Ns/m | κλίση της χαρακτηριστικής καμπύλης της γεννήτριας             |
| 4  | 100               | bar  | πίεση αερίου  |
| 5  | 1                 | (-)  | πίεση: 1 = μέση πίεση, 2 = μέγιστη πίεση, 3 = πίεση πλήρωσης  |
| 6  | 1                 | (-)  | πίεσης μηχανισμού 1 (-) => rquer, 2 (-) => rmin               |
| 7  | 50                | C    | μέση θερμοκρασία μηχανισμού                                   |
| 8  | 20                | C    | θερμοκρασία περιβάλλοντος για εξεργειακό υπολογισμό           |
| 9  | 1.E <sup>-9</sup> | Nm   | σταθερή ροπή πέδησης (τριβή μηχανισμού)                       |
| 10 | 2                 | (-)  | εργαζόμενο αέριο (1=H <sub>2</sub> , 2=He, 3=N <sub>2</sub> ) |

Εξωτερική θερμοκρασία . [ ` C ] 0 0 , 43 45 47 , 440 440

### Δεδομένα σχετικά με το περιβάλλον της ροής μάζας

|                         |                     |      |     |     |      |      |    |    |     |
|-------------------------|---------------------|------|-----|-----|------|------|----|----|-----|
|                         |                     | 1    | 2   | 3   | 4    | 5    | 6  | 7  | 8   |
| Νεκρός όγκος            | [ cm <sup>3</sup> ] | 0    | 25  | 25  | 0    | 0    | 16 | 80 | 0   |
| Διατομή ανόδου          | [ cm <sup>2</sup> ] | 114  | 130 | 130 | 13.3 | 63.6 | 95 | 95 | 999 |
| Διατομή καθόδου         | [ cm <sup>2</sup> ] | 13.3 | 130 | 130 | 75.6 | 14.2 | 95 | 95 | 999 |
| Απώλειες πίεσης ανόδου  | [ ( - ) ]           | 2    | 0   | 0   | 2.75 | 2.75 | 0  | 0  | 0   |
| Απώλειες πίεσης καθόδου | [ ( - ) ]           | 2    | 0   | 0   | 2.75 | 2.75 | 0  | 0  | 0   |
| Σύνδεση στο χώρο        | [ ( - ) ]           | 0    | 1   | 2   | 3    | 4    | 5  | 6  | 7   |

Απώλειες θερμότητας αγωγής κυλίνδρου / εμβόλου :

1 1.8 W/K από τη θέση 4 μέχρι τη θέση 0

2 1.2 W/K από τη θέση 8 μέχρι τη θέση 4

Δεδομένα Μετάδοσης ( ελεύθερων εμβόλων )

|    |                  |                |   |
|----|------------------|----------------|---|
| 1  | 100              | kg             | μάζα δοχείου  |
| 2  | 4                | m <sup>3</sup> | όγκος κύριου ρυθμιστικού (κρύο έμβολο )                 |
| 3  | 1.E <sup>7</sup> | N/m            | σταθερά ελατηρίου δοχείου - περιβάλλοντος               |
| 4  | 10               | Ns/m           | σταθερά απόσβεσης δοχείου - περιβάλλοντος               |
| 5  | 51               | mm             | διαδρομή του εμβόλου 1 (κρύο έμβολο )                   |
| 6  | 90               | deg            | μέση διαφορά φάσης 1                                    |
| 7  | 1632             | kg             | μάζα του εμβόλου 1 (3mm -disc )                         |
| 8  | 5                | N              | τριβή Έμβολου 1   |
| 9  | 0                | N              | δύναμη προφόρτισης εμβόλου 1                            |
| 10 | 7568             | N/m            | σταθερά ελατηρίου εμβόλου 1 - δοχείου ( ελατήρια 4 +5 ) |
| 11 | 51               | mm             | διαδρομή εμβόλου 2 ( θερμό έμβολο )                     |
| 12 | 0                | deg            | μέση διαφορά φάσης 2                                    |
| 13 | 2200             | kg             | μάζα του εμβόλου 2                                      |
| 14 | 15               | N              | κινητική τριβή εμβόλου 2 (αβέβαιη)                      |
| 15 | 0                | N              | δύναμη προφόρτισης του εμβόλου 2                        |
| 16 | 0                | N/m            | σταθερά του ελατηρίου εμβόλου 2 - εμβόλου 1             |
| 17 | 40000            | N/m            | σταθερά ελατηρίου εμβόλου 2 - δοχείου (ελατήρια 12 +16) |

Θέση 0 – θάλαμος ψυχρού κυλίνδρου

|    |      |                     |  |
|----|------|---------------------|--|
| 1  | 105  | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου  |
| 2  | 13.1 | mm                  | ισοδύναμη υπολειπόμενη διαδρομή 110 cm <sup>3</sup> νεκρού όγκου.            |
| 3  | 18   | mm                  | διάμετρος ράβδου εμβόλου   |
| 4  | 1    | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής.  |
| 5  | 0.5  | mm                  | πλάτος εμβόλου-διακένου  |
| 6  | 191  | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση  |
| 7  | 15   | mm                  | μέσο πάχος τοίχου του τοίχους κυλίνδρου                                      |
| 8  | 15   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους κυλίνδρου                                    |
| 9  | 3.7  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου                                |
| 10 | 1.4  | (-)                 | αναλογία εμπρόσθιας επιφάνειας με $\pi * d^2 / 4$ (για ανταλλαγή θερμότητας) |

Θέση 1 – Κρύος εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |      |                     |   |
|---|------|---------------------|---|
| 1 | 320  | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 120  | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 2.5  | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 4    | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 15   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 6675 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 6675 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.7  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

Θέση 2 – Κρύος αναγεννητής

|    |       |                     |  |
|----|-------|---------------------|--|
| 1  | 173   | mm                  | εξωτερική διάμετρος  |
| 2  | 110   | mm                  | εσωτερική διάμετρος  |
| 3  | 22    | mm                  | μήκος μήτρας   |
| 4  | 1     | (-)                 | αριθμός μονάδων  |
| 5  | 0.04  | mm                  | χαρακτηριστική διάμετρος υλικού                              |
| 6  | 0.72  | (-)                 | πορώδες μήτρας   |
| 7  | 0.118 | mm                  | μέγεθος ματιού (κέντρο - κέντρο)                             |
| 8  | 3.94  | J/cm <sup>3</sup> K | κατ' όγκο θερμοχωρητικότητα                                  |
| 9  | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα της μήτρας υλικού                        |
| 10 | 0     | (-)                 | μη αποτελεσματικό τμήμα της θεωρητικής επιφάνειας ανταλλαγής |
| 11 | 6.3   | W/K                 | θερμική αγωγιμότητα ανά μονάδα τοίχου                        |

Θέση 3 – 1<sup>ος</sup> διανέμων εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 192   | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 120   | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 3.2   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 4     | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 14617 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 14617 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.7   | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

#### Θέση 4 - θερμός θάλαμος κυλίνδρου

|    |        |                     |  |
|----|--------|---------------------|--|
| 1  | 105    | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου  |
| 2  | 104.33 | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου  |
| 3  | 9.08   | cm <sup>2</sup>     | διατομή ράβδου εμβόλου   |
| 4  | 41     | mm                  | απόσταση από το κέντρο του εμβόλου                               |
| 5  | 105    | cm <sup>3</sup>     | νεκρός όγκο  |
| 6  | -1     | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής (Ανάλογα κατά μετάδοση-πάνω)        |
| 7  | 2      | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής (Ανάλογα κατά Μετάδοση-πάνω)        |
| 8  | 0.5    | mm                  | πλάτος διακένου εμβόλου  |
| 9  | 0.5    | mm                  | πλάτος διακένου εμβόλου  |
| 10 | 5      | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση                              |
| 11 | 3      | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση                              |
| 12 | 5      | m                   | μέσο πάχος τοιχώματος του τοιχώματος του κυλίνδρου (απομονωμένο) |
| 13 | 16     | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοιχώματος του κυλίνδρου                 |
| 14 | 3.7    | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου                    |

#### Θέση 5 – 2<sup>ος</sup> διανέμων εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 128   | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 180   | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 3.2   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 4     | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 10873 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 10873 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.28  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

#### Θέση 6 – θερμός αναγεννητής

|    |       |                     |  |
|----|-------|---------------------|--|
| 1  | 165   | mm                  | εξωτερική διάμετρος  |
| 2  | 125   | mm                  | εσωτερική διάμετρος  |
| 3  | 45    | mm                  | μήκος μήτρας   |
| 4  | 1     | (-)                 | αριθμός μονάδων  |
| 5  | 0.04  | mm                  | χαρακτηριστική διάμετρος υλικού                              |
| 6  | 0.8   | (-)                 | πορώδες μήτρας   |
| 7  | 0.162 | mm                  | μέγεθος ματιού (κέντρο - κέντρο)                             |
| 8  | 3.94  | J/cm <sup>3</sup> K | κατ' όγκο θερμοχωρητικότητα                                  |
| 9  | 20    | W / mK              | θερμική αγωγιμότητα της μήτρας υλικού                        |
| 10 | 0     | (-)                 | μη αποτελεσματικό τμήμα της θεωρητικής επιφάνειας ανταλλαγής |
| 11 | 4.2   | W/K                 | θερμική αγωγιμότητα ανά μονάδα τοίχου                        |

Θέση 7 – θερμός εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 78    | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 264   | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 4.2   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 10    | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 21    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 10000 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 100   | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.7   | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

Θέση 8 – θάλαμος ενδιάμεσου κυλίνδρου

|    |     |                     |   |
|----|-----|---------------------|---|
| 1  | 105 | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου   |
| 2  | 6.7 | mm                  | ισοδύναμη υπολειπόμενη διαδρομή 58 cm <sup>3</sup> νεκρού όγκου (23+35cm <sup>3</sup> ) |
| 3  | 0.0 | mm                  | διάμετρος ράβδου εμβόλου  |
| 4  | - 2 | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής. (ανάλογα v. πάνω μετάδοση)                                |
| 5  | 0.5 | mm                  | πλάτος εμβόλου-διακένου   |
| 6  | 80  | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση   |
| 7  | 12  | mm                  | μέσο πάχος τοίχου του τοίχους κυλίνδρου   |
| 8  | 20  | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους κυλίνδρου   |
| 9  | 3.7 | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου   |
| 10 | 2   | (-)                 | αναλογία εμπρόσθιας επιφάνειας με $\pi * d^2 / 4$                                       |

**A.4 FPV2-211**

Ρύθμιση κύκλου (0-9 = νεκροί όγκοι, 10-19 = κύλινδροι, 20-29 = Εναλλάκτες, 30-39 = αναγεννητές)

----- Θέση Αρ. ----- 0 ---- 1 ---- 2 ---- 3 ---- 4 ---- 5 ---- 6 ---- 7 ---- 8 -

Τύπος θαλάμου αερίων 12 22 32 22 13 22 32 22 12

Τύπος μετάδοσης 21

Δεδομένα λειτουργίας

|    |                    |                 |   |
|----|--------------------|-----------------|---|
| 1  | 0.7                | (-)             | διαδρομή εκκίνησης  |
| 2  | 12                 | Hz              | συχνότητα (τιμή εκκίνησης)                                    |
| 3  | 0                  | Ns/m            | κλίση της χαρακτηριστικής καμπύλης της γεννήτριας             |
| 4  | 100                | bar             | πίεση αερίου  |
| 5  | 1                  | (-)             | πίεση: 1 = μέση πίεση, 2 = μέγιστη πίεση, 3 = πίεση πλήρωσης  |
| 6  | 1                  | (-)             | πίεσης μηχανισμού 1 (-) => rquer, 2 (-) => rmin               |
| 7  | 50                 | C               | μέση θερμοκρασία μηχανισμού                                   |
| 8  | 20                 | C               | θερμοκρασία περιβάλλοντος για εξεργειακό υπολογισμό           |
| 9  | 1.E <sup>-9</sup>  | Nm              | σταθερή ροπή πέδησης (τριβή μηχανισμού)                       |
| 10 | 2                  | (-)             | εργαζόμενο αέριο (1=H <sub>2</sub> , 2=He, 3=N <sub>2</sub> ) |
| 11 | 1.4E <sup>-3</sup> | mm <sup>3</sup> | Ρυθμός διαρροής   |

Εξωτερική θερμοκρασία . [ ` C ] 0 0 , 43 45 47 , 440 440

Δεδομένα σχετικά με το περιβάλλον της ροής μάζας

|                         |                     | 1    | 2   | 3   | 4    | 5    | 6  | 7  | 8   |
|-------------------------|---------------------|------|-----|-----|------|------|----|----|-----|
| Νεκρός όγκος            | [ cm <sup>3</sup> ] | 0    | 25  | 25  | 0    | 0    | 16 | 80 | 0   |
| Διατομή ανόδου          | [ cm <sup>2</sup> ] | 114  | 130 | 130 | 13.3 | 63.6 | 95 | 95 | 999 |
| Διατομή καθόδου         | [ cm <sup>2</sup> ] | 13.3 | 130 | 130 | 75.6 | 14.2 | 95 | 95 | 999 |
| Απώλειες πίεσης ανόδου  | [ ( - ) ]           | 2    | 0   | 0   | 2.75 | 2.75 | 0  | 0  | 0   |
| Απώλειες πίεσης καθόδου | [ ( - ) ]           | 2    | 0   | 0   | 2.75 | 2.75 | 0  | 0  | 0   |
| Σύνδεση στο χώρο        | [ ( - ) ]           | 0    | 1   | 2   | 3    | 4    | 5  | 6  | 7   |

Απώλειες θερμότητας αγωγής κυλίνδρου / εμβόλου :

- 1 1.8 W/K από τη θέση 4 μέχρι τη θέση 0  
2 1.2 W/K από τη θέση 8 μέχρι τη θέση 4

Δεδομένα Μετάδοσης ( ελεύθερων εμβόλων )

|    |                  |                 |  |
|----|------------------|-----------------|--|
| 1  | 100              | kg              | μάζα δοχείου                                       |
| 2  | 1.466            | dm <sup>3</sup> | όγκος κύριου ρυθμιστικού (κρύο έμβολο )            |
| 3  | 1.E <sup>7</sup> | N/m             | σταθερά ελατηρίου δοχείου - περιβάλλοντος          |
| 4  | 10               | Ns/m            | σταθερά απόσβεσης δοχείου - περιβάλλοντος          |
| 5  | 51               | mm              | διαδρομή του εμβόλου 1 (κρύο έμβολο )              |
| 6  | 90               | deg             | μέση διαφορά φάσης 1                               |
| 7  | 5                | kg              | μάζα του εμβόλου 1                                 |
| 8  | 0                | N               | τριβή έμβολου 1                                    |
| 9  | 0                | N               | δύναμη προφόρτισης εμβόλου 1                       |
| 10 | 0                | N/m             | σταθερά ελατηρίου εμβόλου 1 - δοχείου              |
| 11 | 51               | mm              | διαδρομή εμβόλου 2 ( θερμό έμβολο )                |
| 12 | 0                | deg             | μέση διαφορά φάσης 2                               |
| 13 | 1.4              | kg              | μάζα του εμβόλου 2                                 |
| 14 | 0                | N               | κινητική τριβή εμβόλου 2 (αβέβαιη)                 |
| 15 | 0                | N               | δύναμη προφόρτισης του εμβόλου 2                   |
| 16 | 9500             | N/m             | σταθερά του ελατηρίου εμβόλου 2 - εμβόλου 1(10360) |
| 17 | 1809             | N/m             | σταθερά ελατηρίου εμβόλου 2 - δοχείου              |

Θέση 0 – θάλαμος ψυχρού κυλίνδρου

|    |      |                     |  |
|----|------|---------------------|--|
| 1  | 105  | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου  |
| 2  | 10.1 | mm                  | ισοδύναμη υπολειπόμενη διαδρομή 85 cm <sup>3</sup> νεκρού όγκου              |
| 3  | 18   | mm                  | διάμετρος ράβδου εμβόλου   |
| 4  | 1    | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής   |
| 5  | 0.5  | mm                  | πλάτος εμβόλου-διακένου  |
| 6  | 191  | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση  |
| 7  | 15   | mm                  | μέσο πάχος τοίχου του τοίχους κυλίνδρου                                      |
| 8  | 15   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους κυλίνδρου                                    |
| 9  | 3.7  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου                                |
| 10 | 1.4  | (-)                 | αναλογία εμπρόσθιας επιφάνειας με $\pi * d^2 / 4$ (για ανταλλαγή θερμότητας) |

Θέση 1 – Κρύος εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |      |                     |   |
|---|------|---------------------|---|
| 1 | 320  | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 120  | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 2.5  | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 4    | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 15   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 6675 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 6675 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.7  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

Θέση 2 – Κρύος αναγεννητής

|    |       |                     |  |
|----|-------|---------------------|--|
| 1  | 173   | mm                  | εξωτερική διάμετρος  |
| 2  | 110   | mm                  | εσωτερική διάμετρος  |
| 3  | 22    | mm                  | μήκος μήτρας   |
| 4  | 1     | (-)                 | αριθμός μονάδων  |
| 5  | 0.04  | mm                  | χαρακτηριστική διάμετρος υλικού                              |
| 6  | 0.72  | (-)                 | πορώδες μήτρας   |
| 7  | 0.118 | mm                  | μέγεθος ματιού (κέντρο - κέντρο)                             |
| 8  | 3.94  | J/cm <sup>3</sup> K | κατ' όγκο θερμοχωρητικότητα                                  |
| 9  | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα της μήτρας υλικού                        |
| 10 | 0     | (-)                 | μη αποτελεσματικό τμήμα της θεωρητικής επιφάνειας ανταλλαγής |
| 11 | 6.3   | W/K                 | θερμική αγωγιμότητα ανά μονάδα τοίχου                        |

Θέση 3 – 1<sup>ος</sup> διανέμων εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 192   | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 120   | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 3.2   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 4     | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 14617 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 14617 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.7   | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |



#### Θέση 4 - θερμός θάλαμος κυλίνδρου

|    |        |                     |  |
|----|--------|---------------------|--|
| 1  | 105    | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου  |
| 2  | 111.67 | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου  |
| 3  | 38     | mm                  | διατομή ράβδου εμβόλου   |
| 4  | 37     | mm                  | απόσταση από το κέντρο του εμβόλου                               |
| 5  | 370    | cm <sup>3</sup>     | νεκρός όγκο  |
| 6  | -1     | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής (Ανάλογα κατά μετάδοση-πάνω)        |
| 7  | 2      | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής (Ανάλογα κατά Μετάδοση-πάνω)        |
| 8  | 0.5    | mm                  | πλάτος διακένου εμβόλου  |
| 9  | 0.5    | mm                  | πλάτος διακένου εμβόλου  |
| 10 | 5      | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση                              |
| 11 | 3      | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση                              |
| 12 | 5      | m                   | μέσο πάχος τοιχώματος του τοιχώματος του κυλίνδρου (απομονωμένο) |
| 13 | 16     | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοιχώματος του κυλίνδρου                 |
| 14 | 3.7    | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου                    |

#### Θέση 5 – 2<sup>ος</sup> διανεμών εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 128   | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 180   | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 3.2   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 4     | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 10873 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 10873 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.28  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

#### Θέση 6 – θερμός αναγεννητής

|    |       |                     |  |
|----|-------|---------------------|--|
| 1  | 165   | mm                  | εξωτερική διάμετρος  |
| 2  | 125   | mm                  | εσωτερική διάμετρος  |
| 3  | 45    | mm                  | μήκος μήτρας   |
| 4  | 1     | (-)                 | αριθμός μονάδων  |
| 5  | 0.04  | mm                  | χαρακτηριστική διάμετρος υλικού                              |
| 6  | 0.8   | (-)                 | πορώδες μήτρας   |
| 7  | 0.162 | mm                  | μέγεθος ματιού (κέντρο - κέντρο)                             |
| 8  | 3.94  | J/cm <sup>3</sup> K | κατ' όγκο θερμοχωρητικότητα                                  |
| 9  | 20    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα της μήτρας υλικού                        |
| 10 | 0     | (-)                 | μη αποτελεσματικό τμήμα της θεωρητικής επιφάνειας ανταλλαγής |
| 11 | 4.2   | W/K                 | θερμική αγωγιμότητα ανά μονάδα τοίχου                        |

Θέση 7 – θερμός εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 78    | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 264   | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 4.2   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 10    | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 21    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 10000 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 100   | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.7   | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

Θέση 8 – θάλαμος θερμού κυλίνδρου

|    |        |                     |   |
|----|--------|---------------------|---|
| 1  | 111.67 | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου   |
| 2  | 6.7    | mm                  | ισοδύναμη υπολειπόμενη διαδρομή 58 cm <sup>3</sup> νεκρού όγκου (23+35cm <sup>3</sup> ) |
| 3  | 38     | mm                  | διάμετρος ράβδου εμβόλου  |
| 4  | - 2    | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής  |
| 5  | 0.5    | mm                  | πλάτος εμβόλου-διακένου   |
| 6  | 80     | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση   |
| 7  | 12     | mm                  | μέσο πάχος τοίχου του τοίχους κυλίνδρου   |
| 8  | 20     | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους κυλίνδρου   |
| 9  | 3.7    | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου   |
| 10 | 2      | (-)                 | αναλογία εμπρόσθιας επιφάνειας με $\pi * d^2 / 4$                                       |

### A.5 FPV4

Ρύθμιση κύκλου (0-9 = νεκροί όγκοι, 10-19 = κύλινδροι, 20-29 = Εναλλάκτες, 30-39 = αναγεννητές)

----- Θέση Αρ. ----- 0 ---- 1 ---- 2 ---- 3 ---- 4 ---- 5 ---- 6 ---- 7 ---- 8 -  
 Τύπος θαλάμου αερίων 12 22 35 22 15 22 35 22 12  
 Τύπος μετάδοσης 21

Δεδομένα λειτουργίας

|    |                   |                 |   |
|----|-------------------|-----------------|---|
| 1  | 0.7               | (-)             | διαδρομή εκκίνησης  |
| 2  | 14                | Hz              | συχνότητα (τιμή εκκίνησης)                                    |
| 3  | 0                 | Ns/m            | κλίση της χαρακτηριστικής καμπύλης της γεννήτριας             |
| 4  | 120               | bar             | πίεση αερίου  |
| 5  | 1                 | (-)             | πίεση: 1 = μέση πίεση, 2 = μέγιστη πίεση, 3 = πίεση πλήρωσης  |
| 6  | 1                 | (-)             | πίεσης μηχανισμού 1 (-) => rquer, 2 (-) => rmin               |
| 7  | 60                | C               | μέση θερμοκρασία μηχανισμού                                   |
| 8  | 20                | C               | θερμοκρασία περιβάλλοντος για εξεργειακό υπολογισμό           |
| 9  | 1.E <sup>-9</sup> | Nm              | σταθερή ροπή πέδησης (τριβή μηχανισμού)                       |
| 10 | 2                 | (-)             | εργαζόμενο αέριο (1=H <sub>2</sub> , 2=He, 3=N <sub>2</sub> ) |
| 11 | 8E <sup>-5</sup>  | mm <sup>3</sup> | Ρυθμός διαρροής   |

Εξωτερική θερμοκρασία . [ ` C ] 7.5 7.5 ,, 26.3 27.4 28.5 ,, 350 350

Δεδομένα σχετικά με το περιβάλλον της ροής μάζας

|                         |                     | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6    | 7   | 8    |
|-------------------------|---------------------|------|------|------|------|------|------|-----|------|
| Νεκρός όγκος            | [ cm <sup>3</sup> ] | 0    | 17.6 | 17.6 | 0    | 0    | 10.6 | 26  | 0    |
| Διατομή ανόδου          | [ cm <sup>2</sup> ] | 17.7 | 166  | 166  | 17.7 | 10.7 | 101  | 101 | 12.8 |
| Διατομή καθόδου         | [ cm <sup>2</sup> ] | 17.7 | 166  | 166  | 17.7 | 10.7 | 101  | 101 | 12.8 |
| Απώλειες πίεσης ανόδου  | [ ( - ) ]           | 2    | 0    | 0    | 2    | 2    | 0    | 0   | 2.5  |
| Απώλειες πίεσης καθόδου | [ ( - ) ]           | 2    | 0    | 0    | 2    | 2    | 0    | 0   | 2.5  |
| Σύνδεση στο χώρο        | [ ( - ) ]           | 0    | 1    | 2    | 3    | 4    | 5    | 6   | 7    |

Απώλειες θερμότητας αγωγής κυλίνδρου / εμβόλου :

- 1 0.96 W/K από τη θέση 8 μέχρι τη θέση 4 ( ; )  
 2 0.66 W/K από τη θέση 4 μέχρι τη θέση 0 ( ; )

Δεδομένα Μετάδοσης ( ελεύθερων εμβόλων )

|    |                  |                 |   |
|----|------------------|-----------------|---|
| 1  | 100              | kg              | μάζα δοχείου  |
| 2  | 1150             | cm <sup>3</sup> | όγκος κύριου ρυθμιστικού (ελατήριο αερίου)                        |
| 3  | 1.E <sup>7</sup> | N/m             | σταθερά ελατηρίου δοχείου - περιβάλλοντος                         |
| 4  | 10               | Ns/m            | σταθερά απόσβεσης δοχείου - περιβάλλοντος                         |
| 5  | 65               | mm              | διαδρομή του εμβόλου 1 (κρύο έμβολο )                             |
| 6  | 90               | deg             | μέση διαφορά φάσης 1  |
| 7  | 3.9              | kg              | μάζα του εμβόλου 1  |
| 8  | 2                | N               | τριβή έμβολου 1   |
| 9  | 0                | N               | δύναμη προφόρτισης εμβόλου 1                                      |
| 10 | 1.046            | N/mm            | σταθερά ελατηρίου εμβόλου 1 - δοχείου ( ελατήριο στήριξης )       |
| 11 | 65               | mm              | διαδρομή εμβόλου 2 ( θερμό έμβολο )                               |
| 12 | 0                | deg             | μέση διαφορά φάσης 2  |
| 13 | 2.1              | kg              | μάζα του εμβόλου 2  |
| 14 | 2                | N               | κινητική τριβή εμβόλου 2  |
| 15 | 0                | N               | δύναμη προφόρτισης του εμβόλου 2                                  |
| 16 | 0                | N/m             | σταθερά του ελατηρίου εμβόλου 2 - εμβόλου 1(μόνο ελατήριο αερίου) |
| 17 | 29               | N/mm            | σταθερά ελατηρίου θερμού εμβόλου - δοχείου                        |

Θέση 0 – θάλαμος ψυχρού κυλίνδρου
 

---

|    |      |                     |  |
|----|------|---------------------|--|
| 1  | 105  | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου  |
| 2  | 170  | cm <sup>3</sup>     | νεκρός όγκος (100mm διάκενο , 1mm υπολειπόμενη διαδρομή, 14.6cm <sup>3</sup> ) |
| 3  | 0    | mm                  | διάμετρος ράβδου εμβόλου   |
| 4  | 1    | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής. (ανάλογα v. πάνω μετάδοση)                       |
| 5  | 0.5  | mm                  | πλάτος εμβόλου-διακένου  |
| 6  | 40   | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση  |
| 7  | 15   | mm                  | μέσο πάχος τοίχου του τοίχους κυλίνδρου  |
| 8  | 15   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους κυλίνδρου                                      |
| 9  | 3.7  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου                                  |
| 10 | 2.97 | (-)                 | αναλογία εμπρόσθιας επιφάνειας με $\pi * d^2 / 4$ (για ανταλλαγή θερμότητας)   |

 Θέση 1 – Κρύος εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)
 

---

|   |      |                     |   |
|---|------|---------------------|---|
| 1 | 360  | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 110  | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 2.5  | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 4    | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 15   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 6675 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 6675 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.7  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

 Θέση 2 – Κρύος αναγεννητής
 

---

|    |       |                     |  |
|----|-------|---------------------|--|
| 1  | 181   | mm                  | εξωτερική διάμετρος                    |
| 2  | 108   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                    |
| 3  | 20    | mm                  | μήκος μήτρας                           |
| 4  | 1     | (-)                 | αριθμός μονάδων                        |
| 5  | 0.04  | mm                  | χαρακτηριστική διάμετρος υλικού        |
| 6  | 0.72  | (-)                 | πορώδες μήτρας                         |
| 7  | 0.118 | mm                  | μέγεθος ματιού (κέντρο - κέντρο)       |
| 8  | 3.94  | J/cm <sup>3</sup> K | κατ' όγκο θερμοχωρητικότητα            |
| 9  | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα της μήτρας υλικού  |
| 10 | 20    | um                  | πλάτος του θεωρητικού οριακού διάκενου |
| 11 | 4.3   | W/K                 | θερμική αγωγιμότητα ανά μονάδα τοίχου  |

 Θέση 3 – 1<sup>ος</sup> διανέμων εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)
 

---

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 360   | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 110   | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 2.5   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 4     | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 14617 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 14617 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.7   | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

#### Θέση 4 - θερμός θάλαμος κυλίνδρου

|    |        |                     |  |
|----|--------|---------------------|--|
| 1  | 105    | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου  |
| 2  | 104.33 | mm                  | διάμετρος ράβδου εμβόλου /τομή/ τμήμα εμβόλου 1                  |
| 3  | 24     | mm                  | διάμετρος ράβδου εμβόλου /τομή/ τμήμα εμβόλου 2                  |
| 4  | 48     | mm                  | απόσταση από το κέντρο του εμβόλου                               |
| 5  | 250    | cm <sup>3</sup>     | νεκρός όγκος   |
| 6  | -1     | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής                                     |
| 7  | 2      | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής                                     |
| 8  | 0.5    | mm                  | πλάτος διακένου εμβόλου  |
| 9  | 0.5    | mm                  | πλάτος διακένου εμβόλου  |
| 10 | 1      | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση                              |
| 11 | 1      | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση                              |
| 12 | 5      | m                   | μέσο πάχος τοιχώματος του τοιχώματος του κυλίνδρου (απομονωμένο) |
| 13 | 16     | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοιχώματος του κυλίνδρου                 |
| 14 | 3.7    | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου                    |

#### Θέση 5 – 2<sup>ος</sup> διανεμών εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 216   | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 170   | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 2.5   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 4     | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 16    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 10873 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 10873 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.28  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

#### Θέση 6 – θερμός αναγεννητής

|    |       |                     |  |
|----|-------|---------------------|--|
| 1  | 158   | mm                  | εξωτερική διάμετρος                    |
| 2  | 110   | mm                  | εσωτερική διάμετρος                    |
| 3  | 24    | mm                  | μήκος μήτρας                           |
| 4  | 1     | (-)                 | αριθμός μονάδων                        |
| 5  | 0.04  | mm                  | χαρακτηριστική διάμετρος υλικού        |
| 6  | 0.82  | (-)                 | πορώδες μήτρας                         |
| 7  | 0.178 | mm                  | μέγεθος ματιού (κέντρο - κέντρο)       |
| 8  | 3.94  | J/cm <sup>3</sup> K | κατ' όγκο θερμοχωρητικότητα            |
| 9  | 20    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα της μήτρας υλικού  |
| 10 | 20    | um                  | πλάτος του θεωρητικού οριακού διάκενου |
| 11 | 2.5   | W/K                 | θερμική αγωγιμότητα ανά μονάδα τοίχου  |

Θέση 7 – θερμός εναλλάκτης θερμότητας (δέσμη σωλήνων)

|   |       |                     |   |
|---|-------|---------------------|---|
| 1 | 45    | (-)                 | αριθμός σωλήνων   |
| 2 | 550   | mm                  | μήκος σωλήνων   |
| 3 | 6     | mm                  | εσωτερική διάμετρος                                       |
| 4 | 11    | mm                  | εξωτερική διάμετρος                                       |
| 5 | 21    | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους σωλήνα (VA)               |
| 6 | 10000 | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (κέντρο σωλήνα)             |
| 7 | 100   | W/m <sup>2</sup> K  | εξωτερική μετάδοση θερμότητας (άκρες σωλήνα)              |
| 8 | 3.7   | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου σωλήνα (VA) |

Θέση 8 – θάλαμος θερμού κυλίνδρου

|    |      |                     |  |
|----|------|---------------------|--|
| 1  | 105  | mm                  | διάμετρος κυλίνδρου  |
| 2  | 150  | cm <sup>3</sup>     | νεκρός όγκος (100mm διάκενο , 3mm υπολειπόμενη διαδρομή, 18.8cm <sup>3</sup> ) |
| 3  | 0    | mm                  | διάμετρος ράβδου εμβόλου   |
| 4  | - 2  | (-)                 | αριθμός συνάρτησης διαδρομής. (ανάλογα ν. πάνω μετάδοση)                       |
| 5  | 0.75 | mm                  | πλάτος εμβόλου-διακένου  |
| 6  | 48   | mm                  | μήκος διακένου εμβόλου στη σφράγιση  |
| 7  | 12   | mm                  | μέσο πάχος τοίχου του τοίχους κυλίνδρου  |
| 8  | 20   | W/mK                | θερμική αγωγιμότητα του τοίχους κυλίνδρου                                      |
| 9  | 3.7  | J/cm <sup>3</sup> K | ειδική θερμοχωρητικότητα κατ' όγκο του τοίχου                                  |
| 10 | 2    | (-)                 | αναλογία εμπρόσθιας επιφάνειας με $\pi * d^2 / 4$                              |

## Παράρτημα Β: Εξισώσεις μοντέλου KAWAJIRI - HONDA - SUGIMOTO

### Βασικές εξισώσεις

Οι βασικές υποθέσεις στην ανάλυση είναι οι ακόλουθες:

1. Η θερμοκρασία του εργαζόμενου αερίου είναι ομογενής σε όλους τους χώρους διεργασίας και είναι χρονικά σταθερή.
2. Το εργαζόμενο αέριο είναι ιδανικό.
3. Η στιγμιαία πίεση αερίου είναι ομογενής σε όλους τους χώρους διεργασίας.
4. Ο χώρος buffer είναι αδιαβατικός.
5. Δεν υπάρχει διαρροή αερίου από τις σφραγίσεις.

Οι εξισώσεις κίνησης του θερμού και ψυχρού εμβόλου είναι οι εξής:

$$m_H \ddot{x}_H + c_H \dot{x}_H + k_H x_H + k_L(x_H - x_C) = (P_{BH} - P)A_{RH} + F_H(t) \quad (3.5.1)$$

$$m_C \ddot{x}_C + c_C \dot{x}_C + k_C x_C + k_L(x_C - x_H) = (P - P_{BC})A_{RC} + F_C(t) \quad (3.5.2)$$

Η μετατόπιση και η διεγερτική δύναμη θεωρήθηκαν θετικές όταν ήταν προς τα πάνω.

Η πίεση αερίου στο χώρο διεργασίας μπορεί να εκφραστεί με τις ακόλουθες εξισώσεις αν θεωρηθεί ότι  $T_{MH}=T_{CN}=T_{MC}=T_M$ :

$$P = \frac{P_0}{1 + \left( \frac{A_H - A_{RH}}{A_H} - \frac{T_M}{T_H} \right) \frac{A_H}{V_0} x_H - \left( \frac{A_C - A_{RC}}{A_C} - \frac{T_M}{T_C} \right) \frac{A_C}{V_0} x_C} \quad (3.5.3)$$

$$P_0 = M_T R T_M / V_0 \quad (3.5.4)$$

$$V_0 = T_M \sum_i V_{i0} / T_i \quad (3.5.5)$$

( $i = H, HX, HR, MHX, MH, CN, MC, MCX, CR, CX, C$ )

Ο δείκτης 0 αντιστοιχεί στη κατάσταση  $x_H=0$  ή  $x_C=0$ , και οι  $x_H$  και  $x_C$  έχουν παρθεί σε σχέση με τις θέσεις ελεύθερου μήκους των αντίστοιχων ελατηρίων.  $M_T$  είναι η συνολική μάζα του εργαζόμενου ελατηρίου.

Αν οι  $x_H$  και  $x_C$  είναι μικρές, οι  $P$  και  $P_{BH}$  και  $P_{BC}$  μπορούν να γραμμικοποιηθούν ως εξής:

$$P = P_0 \left\{ 1 - \left( \frac{A_H - A_{RH}}{A_H} - \frac{T_M}{T_H} \right) \frac{A_H}{V_0} x_H + \left( \frac{A_C - A_{RC}}{A_C} - \frac{T_M}{T_C} \right) \frac{A_C}{V_0} x_C \right\} \quad (3.5.6)$$

$$P_{BH} = P_{B0} \left( 1 - \chi \frac{A_{RH}}{V_{BH0}} x_H \right) \quad (3.5.7)$$

$$P_{BC} = P_{B0} \left( 1 + \chi \frac{A_{RC}}{V_{BC0}} x_C \right) \quad (3.5.8)$$

Υποθέτοντας  $P_{B0}=P_0$ , οι εξ.(1) και (2) μπορούν να γραφούν ως εξής:

$$m_H \ddot{x}_H + c_H \dot{x}_H + K_H x_H + K_{HC} x_C = F_H(t) \quad (3.5.9)$$

$$m_C \ddot{x}_C + c_C \dot{x}_C + K_C x_C + K_{CH} x_H = F_C(t) \quad (3.5.10)$$

$$K_H = k_H + k_L - \frac{P_0 A_H A_{RH}}{V_0} \left( \frac{A_H - A_{RH}}{A_H} - \frac{T_M}{T_H} \right) + \chi \frac{P_0 A_{RH}^2}{V_{BH0}}$$

$$K_{HC} = -K_L - K_{RH}$$

$$K_L = k_L$$

$$K_{RH} = -\frac{P_0 A_C A_{RH}}{V_0} \left( \frac{A_C - A_{RC}}{A_C} - \frac{T_M}{T_C} \right) \quad (3.5.11)$$

$$K_C = k_C + k_L - \frac{P_0 A_C A_{RC}}{V_0} \left( \frac{A_C - A_{RC}}{A_C} - \frac{T_M}{T_C} \right) + \chi \frac{P_0 A_{RC}^2}{V_{BC0}}$$

$$K_{CB} = -K_L - K_{RC}$$

$$K_{RC} = -\frac{P_0 A_H A_{RC}}{V_0} \left( \frac{A_H - A_{RH}}{A_H} - \frac{T_M}{T_H} \right)$$

Η κίνηση των εμβόλων στην FPVM φαίνεται τελικά να σχηματίζει σύστημα ταλάντωσης με την παρουσία ενδιάμεσου ελατηρίου ως δύναμη επαναφοράς. Αν υπάρχει μόνο ένας χώρος buffer και είναι κοινός για τον ψυχρό και θερμό κύλινδρο, έχουμε τις ακόλουθες εκφράσεις:

$$P_{BH} = P_{BC} = P_{B0} \left( 1 - \chi \frac{A_{RH}}{V_{B0}} x_H + \chi \frac{A_{RC}}{V_{B0}} x_C \right) \quad (3.5.12)$$

$$K_H = k_H + k_L - \frac{P_0 A_H A_{RH}}{V_0} \left( \frac{A_H - A_{RH}}{A_H} - \frac{T_M}{T_H} \right) + \chi \frac{P_0 A_{RH}^2}{V_{B0}}$$

$$K_L = k_L + \chi \frac{P_0 A_{RH} A_{RC}}{V_{B0}} \quad (3.5.13)$$

$$K_C = k_C + k_L - \frac{P_0 A_C A_{RC}}{V_0} \left( \frac{A_C - A_{RC}}{A_C} - \frac{T_M}{T_C} \right) + \chi \frac{P_0 A_{RC}^2}{V_{B0}}$$



Γραμμική ανάλυση σε αυτοδιεγερόμενη λειτουργία

Όταν υπάρχει αυτοδιεγερόμενη λειτουργία με συχνότητα λειτουργίας  $\omega$  και διαφορά φάσης  $a$ , οι  $x_H$  και  $x_C$  μπορούν να εκφραστούν με τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$\begin{aligned} x_H &= -r_H \cos(\omega t) \\ x_C &= -r_C \cos(\omega t + a) \quad (0 \leq a \leq \pi) \end{aligned} \quad (3.5.14)$$

Οι  $\omega$  και  $a$  μπορούν να εκφραστούν ως εξής:

$$\begin{aligned} \omega &= \sqrt{(c_H K_C + c_C K_H) / (m_H c_C + m_C c_H)} \\ &= \sqrt{\{(m_H / c_H) \omega_H^2 + (m_C / c_C) \omega_C^2\} / (m_H / c_H + m_C / c_C)} \end{aligned} \quad (3.5.15)$$

$$\omega_H = \sqrt{K_H / m_H}, \omega_C = \sqrt{K_C / m_C} \quad (3.5.16)$$

$$\tan a = \omega (m_H c_C + m_C c_H) / \{m_H m_C (\omega_H^2 - \omega_C^2)\} \quad (3.5.17)$$

Όπου  $\omega_H$  και  $\omega_C$  είναι οι φυσικές συχνότητες του κάθε συστήματος ταλάντωσης του θερμού και ψυχρού εμβόλου. Όταν  $\omega_H = \omega_C$ , η  $\omega$  ισούται με τις  $\omega_H$  και  $\omega_C$  επίσης επιτυγχάνοντας  $a = \pi/2$  οπότε και η ψυκτική ικανότητα μεγιστοποιείται σε μία μηχανή Vuilleumier. Η αναλογία πλάτους  $r_H$  προς  $r_C$  είναι ως εξής:

$$r_C / r_H = \sqrt{m_H^2 (\omega^2 - \omega_H^2)^2 + c_H^2 \omega^2 / |K_{HC}|} \quad (3.5.18)$$

Από τις εξισώσεις (6) και (14), τα έργα  $W_H$ ,  $W_{MH}$ ,  $W_{MC}$  και  $W_C$  των χώρων όπως φαίνονται στο σχήμα εκφράζονται ως εξής:

$$\begin{aligned} W_H &= - \oint P A_H dx_H = -\pi P_0 (A_H r_H) (A_C r_C) \frac{1}{V_0} \left(1 - \frac{A_{RC}}{A_C} - \frac{T_M}{T_C}\right) \sin a \\ W_{MH} &= \oint P (A_H - A_{RH}) dx_H = \pi P_0 \{(A_H - A_{RH}) r_H\} (A_C r_C) \frac{1}{V_0} \\ &\quad \times \left(1 - \frac{A_{RC}}{A_C} - \frac{T_M}{T_C}\right) \sin a \\ W_{MC} &= \oint P (A_C - A_{RC}) dx_C = \pi P_0 \{(A_C - A_{RC}) r_C\} (A_H r_H) \frac{1}{V_0} \\ &\quad \times \left(1 - \frac{A_{RH}}{A_H} - \frac{T_M}{T_H}\right) \sin a \\ W_C &= - \oint P A_C dx_C = -\pi P_0 (A_H r_H) (A_C r_C) \frac{1}{V_0} \left(1 - \frac{A_{RH}}{A_H} - \frac{T_M}{T_H}\right) \sin a \end{aligned} \quad (3.5.19)$$

Άρα ο COP σε μια VM είναι ως εξής:

$$COP_C = W_C/W_H = \frac{(1 - A_{RH}/A_H) - T_M/T_H}{T_M/T_C - (1 - A_{RC}/A_C)} \quad (3.5.20)$$

$$COP_H = -(W_{MH} + W_{MC})/W_H = (1 - A_{RH}/A_H) + (1 + A_{RC}/A_C)COP_C \quad (3.5.21)$$

Οι  $COP_C$  και  $COP_H$  γίνονται λοιπόν εξισώσεις θερμοκρασίας, της αναλογίας επιφάνειας μεταξύ εμβόλου και ράβδου και δεν εξαρτάται από την διαδρομή εμβόλου και της διαφοράς φάσης.

#### Επίδραση ενδιάμεσου ελατηρίου

Η διάδραση εμφανίζεται συνδέοντας τα θερμά και ψυχρά έμβολα με το ελατήριο  $K_L$ , η οποία είναι μια χαρακτηριστική διαφορά μεταξύ των συστημάτων ταλάντωσης των μηχανών FPV2-211 και των FPV2-303, FPV2-303a και FPV4. Η διάδραση εξετάζεται όσον αφορά την μετάδοση ενέργειας στο εκάστοτε σύστημα ταλάντωσης των εμβόλων. Όταν έχουμε αυτοδιεγειρόμενη λειτουργία στη σταθερή κατάσταση συμπεριλαμβάνουμε την ακόλουθη ολοκλήρωση των εξισώσεων κίνησης. Σε αυτή τη περίπτωση, η δεξιά πλευρά ισούται με 0 δεδομένης της έλλειψης έργου από εξωτερική δύναμη.

$$\oint m_H \ddot{x}_H dx_H + \oint c_H \dot{x}_H dx_H + \oint K_H x_H dx_H + \oint K_{HC} x_C dx_H = 0 \quad (3.5.22)$$

$$\oint m_C \ddot{x}_C dx_C + \oint c_C \dot{x}_C dx_C + \oint K_C x_C dx_C + \oint K_{CH} x_C dx_C = 0 \quad (3.5.23)$$

Η ολοκλήρωση γίνεται ως εξής

$$\begin{aligned} \oint m_H \ddot{x}_H dx_H &= 0 \\ \oint c_H \dot{x}_H dx_H &= \pi c_H r_H^2 \omega = W_{CH} \\ \oint K_H x_H dx_H &= 0 \\ \oint K_{HC} x_C dx_H &= K_{HC} r_H r_C \pi \sin a = -K_L r_H r_C \pi \sin a - K_{RH} r_H r_C \pi \sin a \\ &= -W_L - W_{DH} \\ \oint m_C \ddot{x}_C dx_C &= 0 \\ \oint c_C \dot{x}_C dx_C &= \pi c_C r_C^2 \omega = W_{CC} \\ \oint K_C x_C dx_C &= 0 \\ \oint K_{CH} x_H dx_C &= -K_{CH} r_H r_C \pi \sin a \\ &= K_L r_H r_C \pi \sin a + K_{RC} r_H r_C \pi \sin a = -W_L - W_{DC} \end{aligned} \quad (3.5.24)$$

$$\begin{aligned}
W_L &= K_L r_H r_C \pi \sin a \\
W_{DH} &= K_{RH} r_H r_C \pi \sin a \\
W_{DC} &= -K_{RC} r_H r_C \pi \sin a
\end{aligned}$$

Οπότε οι εξισώσεις (22) και (23) θα ήταν ως εξής:

$$W_{C_H} - W_L - W_{DH} = W_{C_H} - W_L - (W_H + W_{MH}) = 0 \quad (3.5.25)$$

$$W_{C_C} + W_L - W_{DC} = W_{C_C} + W_L - (W_{MC} + W_C) = 0 \quad (3.5.26)$$

Η αδράνεια της δύναμης επαναφοράς βασισμένη στις  $K_H$  και  $K_C$  δεν παράγει έργο. Εδώ το  $W_{DH}$  που είναι το έργο οδήγησης του θερμού εμβόλου, ισούται με  $W_{MH} + W_H$ , και το  $W_{DC}$  που είναι το έργο οδήγησης του ψυχρού εμβόλου ισούται με  $W_{MC} + W_C$ .

Το έργο οδήγησης  $W_{DC}$  που παράγεται στο ψυχρό έμβολο καταναλώνεται ως έργο  $W_{C_C}$  το οποίο είναι αποτέλεσμα της απόσβεσης  $C_C$ , και το ενδιάμεσο ελατήριο  $K_L$  μεταδίδει έργο  $W_L$  ως το έργο οδήγησης του θερμού εμβόλου. Το έργο οδήγησης  $W_{DH}$  που παράγεται στο θερμό έμβολο και το έργο  $W_L$  που μεταδίδεται από το ελατήριο σύνδεσης καταναλώνεται ως έργο  $W_{C_H}$ , αποτέλεσμα της απόσβεσης  $C_H$ . Το ενδιάμεσο ελατήριο, λοιπόν, λειτουργεί ως τμήμα του ελατηρίου που δρα σαν δύναμη επαναφοράς του κάθε συστήματος ταλάντωσης. Επιπλέον, αυτό το ελατήριο έχει την λειτουργία να μεταδίδει  $W_L$  από το έργο που δημιουργείται στο ψυχρό ελατήριο, ως το έργο οδήγησης του θερμού εμβόλου, όμοια με τον μηχανισμό μοχλού στις συνηθισμένες μηχανές Vuilleumier.

### Συνθήκες για αυτοδιεγερόμενη ταλάντωση

Οι συνθήκες για ομαλή λειτουργία μιας μηχανής Vuilleumier ελευθέρων εμβόλων χωρίς οδήγηση με κινητήρα θεωρούνται σύμφωνα με τις ακόλουθες χαρακτηριστικές εξισώσεις 5.9 και 5.10 :

$$\varphi(\lambda) = (m_H \lambda^2 + c_H \lambda + K_H)(m_C \lambda^2 + c_C \lambda + K_C) - K_{HC} K_{CH} = 0 \quad (3.5.27)$$

Προκειμένου να έχουν οι  $x_H$  και  $x_C$  περιοδικές λύσεις, πρέπει να έχουν λύσεις τύπου  $a \pm \omega i$  ( $i^2 = -1$ ). Έτσι με  $\varphi(\sigma \pm \omega i) = 0$  παίρνουμε τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$\begin{aligned}
& m_H m_C (\sigma^4 - 6\sigma^2 \omega^2 + \omega^4) + (m_H c_C + m_C c_H) (\sigma^3 - 3\sigma \omega^2) \\
& + (m_H K_C + m_C K_H + c_H c_C) (\sigma^2 - \omega^2) \\
& + (c_H K_C + c_C K_H) \sigma \\
& + (K_H K_C - K_{HC} K_{CH}) = 0
\end{aligned} \quad (3.5.28)$$

$$4m_H m_C (\sigma^3 \omega - \sigma \omega^3) + (m_H c_C + m_C c_H)(3\sigma^2 \omega - \omega^3) + 2(m_H K_C + m_C K_H + c_H c_C) \sigma \omega + (c_H K_C + c_C K_H) \omega = 0 \quad (3.5.29)$$

Παραλείποντας τους όρους του  $\sigma$  υψηλών τάξεων, έχουμε τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$\omega = \sqrt{\frac{c_H K_C + c_C K_H + 2\sigma(m_H K_C + m_C K_H + c_H c_C)}{m_H c_C + m_C c_H + 4m_H m_C \sigma}} \quad (3.5.30)$$

$$\sigma = \frac{m_H m_C \omega^4 - (m_H K_C + m_C K_H + c_H c_C) \omega^2 + (K_H K_C - K_{HC} K_{CH})}{3(m_H c_C + m_C c_H) \omega^2 - (c_H K_C + c_C K_H)} \quad (3.5.31)$$

Όταν  $\sigma=0$ , η εξίσωση (3.5.30) συμφωνεί με την εξίσωση (3.5.15). Αν θεωρήσουμε την εξίσωση (3.5.31) για  $\sigma$  κοντά στο 0, ο παρανομαστής θα είναι από την εξίσωση (3.5.15):

$$(\text{Παρανομαστής}) \cong 2(m_H c_C + m_C c_H) \omega^2 > 0 \quad (3.5.32)$$

Από την άλλη, ο αριθμητής στην εξίσωση (3.5.31) θα είναι από τις εξισώσεις (3.5.16), (3.5.19) και (3.5.24):

$$\begin{aligned} (\text{Αριθμητής}) &= (m_H \omega^2 - K_H)(m_C \omega^2 - K_C) - c_H c_C \omega^2 - K_{HC} K_{CH} \\ &= m_H m_C (\omega^2 - \omega_H^2)(\omega^2 - \omega_C^2) - \frac{W_{C_H} W_{C_H}}{(\pi r_H r_C)^2} \\ &\quad + \frac{(W_H + W_{MH} + W_L)(W_C + W_{MC} - W_L)}{(\pi r_H r_C \sin \alpha)^2} \end{aligned} \quad (3.5.33)$$

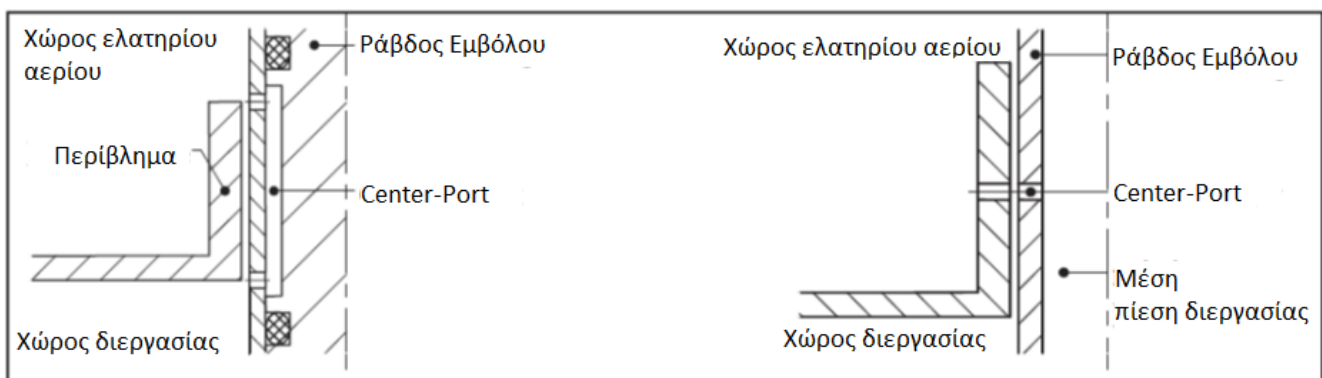
Όταν  $\sigma < 0$ , η μηχανή δέχεται απόσβεση, και η λειτουργία δεν μπορεί να συνεχισθεί χωρίς εξωτερική δύναμη οδήγησης όπως π.χ. με έναν κινητήρα. Όταν  $\sigma=0$  ή  $\sigma > 0$ , η μηχανή λειτουργεί σε αυτοδιεγειρόμενη κατάσταση χωρίς διακοπή. Η έκφραση  $\sigma > 0$  δείχνει την κατάσταση απόκλισης. Στην πραγματικότητα, όμως, το έμβολο εκτελεί κινήσεις με περιορισμένο πλάτος εξαιτίας της μη-γραμμικότητας του ελατηρίου αερίου και της απόσβεσης αλλά και εξαιτίας φυσικών περιορισμών. Όταν  $\omega_H \cong \omega_C$  και  $(W_H + W_{MH} + W_L)(W_C + W_{MC} - W_L) > W_{C_H} W_{C_C}$ , εμφανίζεται αυτοδιεγειρόμενη ταλάντωση. Προκειμένου να επιτευχθεί αυτοδιεγειρόμενη ταλάντωση στην περίπτωση που η σχέση  $\omega_H \cong \omega_C$  δεν ισχύει, πρέπει να ικανοποιείται η σχέση  $(W_H + W_{MH} + W_L) \times (W_C + W_{MC} - W_L) \gg W_{C_H} W_{C_C}$ .

## Παράρτημα Γ: Μέθοδοι επίλυσης μετατόπισης εμβόλων

Στη συνέχεια περιγράφονται συνοπτικά διάφορα σύστημα για τον έλεγχο και τη διόρθωση της μετατόπισης των εμβόλων που χρησιμοποιούνται στις πειραματικές μηχανές.

### Center-Ports

Το Center-Port είναι ένα κανάλι σύνδεσης το οποίο ανοίγει σε συγκεκριμένες στιγμές και επιτρέπει την μερική εξισορρόπηση πίεσης μεταξύ των δυο συνδεδεμένων χώρων. Ο ένας όγκος συνδέεται στο ελατήριο αερίου, ενώ ο άλλος μπορεί να είναι ο χώρος της διεργασίας ή η δεξαμενή μέσης πίεσης. Η σύνδεση παραμένει γενικά ανοικτή όταν το έμβολο περνάει από την προκαθορισμένη μέση θέση του. Το ακόλουθο σχήμα Γ.1 δείχνει τη πιθανή διάρθρωση των δύο παραλλαγών.

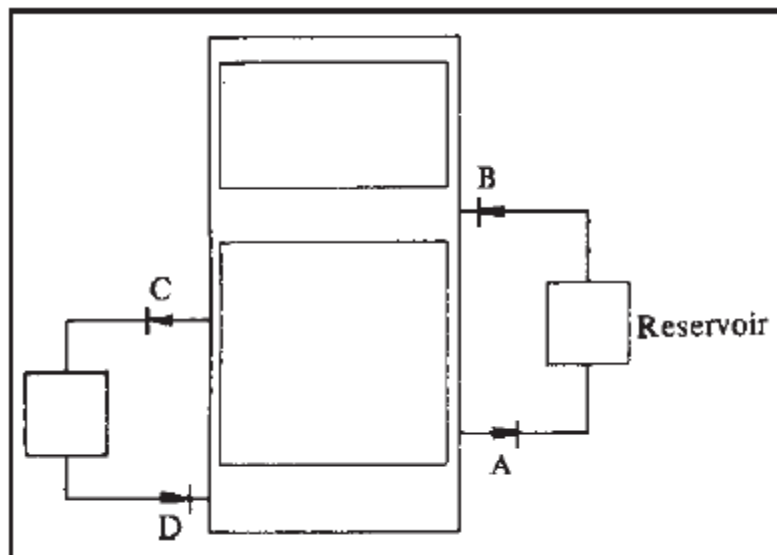


Σχήμα Γ-1: Center-Port μεταξύ του ελατηρίου αερίου και του χώρου διεργασίας (αριστερά) ή της δεξαμενής μέσης πίεσης (δεξιά)

### Store & Dump

Το σύστημα Store & Dump βασίζεται και αυτό σε ένα κανάλι ροής που εξαρτάται από τη θέση του εμβόλου. Εφόσον, όμως, η διαφορά πίεσης που εμφανίζεται την στιγμή της σύνδεσης εμποδίζει την ισορροπημένη ροή, είναι απαραίτητο ένα πιο εξελιγμένο σύστημα με ενδιάμεση αποθήκευση της μάζας του αερίου. Παρ' όλα αυτά, εξακολουθούν να χρησιμοποιούνται παθητικά εξαρτήματα για τον σκοπό αυτό. Η διάταξη του σχήματος Γ-2, όπου φαίνεται ένα παράδειγμα μιας μηχανής

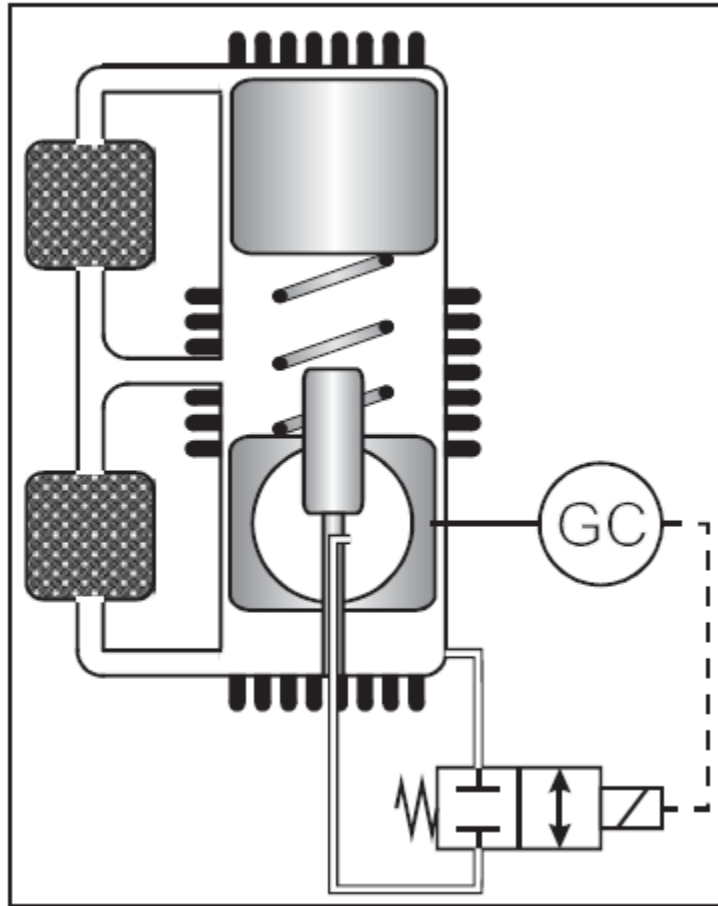
Stirling ελευθέρων εμβόλων, επιτρέπει την μεταφορά πίεσης διεργασίας στην δεξαμενή δια μέσου της βαλβίδας C σε περίπτωση βύθισης του εμβόλου. Μισό κύκλο αργότερα, η πίεση αερίου ελατηρίου φτάνει στην ελάχιστη τιμή της και η βαλβίδα D απελευθερώνει το αέριο που είναι αποθηκευμένο στη δεξαμενή. Η μάζα αερίου στον όγκο του ελατηρίου μπορεί να διορθωθεί τμηματικά.



Σχήμα Γ-2: Σύστημα Store & Dump για τα εργαζόμενα έμβολα μιας μηχανής Stirling ελευθέρων εμβόλων (WALKER, 1980)

### Ενεργός έλεγχος

Σε αντίθεση με τα παθητικά συστήματα που παρουσιάστηκαν παραπάνω, ο ενεργός έλεγχος χρησιμοποιεί ένα κύκλωμα ελέγχου του καναλιού ροής. Το σχήμα Γ-3 δείχνει τη βασική δομή ενός ενεργού ελεγκτή της θέσης εμβόλου χρησιμοποιώντας σαν παράδειγμα το ψυχρό έμβολο. Σε σύγκριση με τα παθητικά συστήματα, ο ενεργός έλεγχος είναι πολύ πιο αποδοτικός, κάτι που φαίνεται από την ελαχιστοποιημένη κατανάλωση ενέργειας με την αποφυγή ρευμάτων ταλάντωσης και υπερβολικών διαφορών πίεσης. Επιπλέον, ο ενεργός έλεγχος επιτρέπει πολύ πιο ευέλικτη ανταπόκριση σε λανθασμένη θέση του εμβόλου, κάνοντας δυνατή την αποφυγή σφαλμάτων στην μόνιμη κατάσταση. Με αυτόν τον τρόπο, είναι δυνατή η μείωση του νεκρού όγκου, αφού η απόσταση ασφαλείας μεταξύ του εμβόλου και του τοιχώματος μπορεί να ελαχιστοποιηθεί. Μπορούν, επίσης να ρυθμιστούν οι απαιτήσεις ισχύος του εμβόλου. Αυτό είναι ενδιαφέρον, διότι η αχρησιμοποίητη εναπομένουσα διαδρομή εμβόλου προκαλεί μικρότερη μείωση της απόδοσης στη θερμή περιοχή απ' ότι στην ψυχρή.



Σχήμα Γ-3: Αρχή του ενεργού ελέγχου θέσης εμβόλου

## Παράρτημα Δ: Ονοματολογία

### Λατινικοί χαρακτήρες

|      |  |     |                                    |
|------|--|-----|------------------------------------|
| A    | Εμβαδόν                                | P   | Ισχύς                              |
| b    | Πλάτος διακένου, αλληλεπίδραση         | P   | Πίεση                              |
| c,k  | Σταθερά                                | Q   | Θερμότητα                          |
| C,K  | Σταθερά ελατηρίου                      | R   | Σταθερά των αερίων, αντίσταση ροής |
| D    | Σταθερά απόσβεσης                      | Re  | Αριθμός Reynolds                   |
| d, D | Διάμετρος                              | So  | Αριθμός Sommerfeld                 |
| f    | Συχνότητα                              | T   | Θερμοκρασία                        |
| h    | Ύψος διακένου                          | u   | Ταχύτητα                           |
| k    | Κλίση καμπύλης απομαγνήτισης, ενίσχυση | V   | Όγκος                              |
| l, L | Μήκος                                  | W   | Έργο                               |
| m    | Μάζα                                   | S,x | Θέση εμβόλου                       |
| Ma   | Αριθμός Mach                           | z   | Αξονική συντεταγμένη του κελύφους  |

### Ελληνικοί χαρακτήρες

|   |  |   |                           |
|---|--|---|---------------------------|
| α | Απόκλιση   | ρ | Πυκνότητα                 |
| γ | Συντελεστής έντασης                                      | σ | Συντελεστής διάχυσης      |
| κ | Ισεντροπικός εκθέτης                                     | φ | Γωνία                     |
| η | Δυναμικό ιξώδες  | ψ | Σχετικό περιθώριο εδράνου |
| λ | Ιδιοτιμή, συντελεστής πτώσης πίεσης, θερμική αγωγιμότητα | ω | Γωνιακή ταχύτητα          |
|   |  | ∅ | Διάμετρος                 |

### Δείκτες

|      |                          |      |  |
|------|--------------------------|------|--|
| D    | Μετατόπιση               | M    | Μαγνήτης                               |
| diss | Διάχυση                  | Proz | Διεργασία                              |
| FK   | Στερεό                   | R    | Αναγεννητής                            |
| Fl   | Ρευστό                   | R    | Παραμένων                              |
| G    | Ελατήριο αερίου          | ref  | Αναφοράς (αναφορικές τιμές διαστάσεων) |
| Gas  | Σε ειδική σταθερά αερίου | Reib | Τριβή                                  |
| h    | Θερμό                    | St   | Ράβδος εμβόλου                         |
| He   | Ήλιο                     | W    | Εναλλάκτης θερμότητας                  |
| hydr | Σε υδραυλική διάμετρο    | w    | Ενδιάμεσο                              |
| i    | Τρέχων δείκτης           | Z    | Κύλινδρος                              |
| k,c  | Ψυχρό                    | Zykl | Κύκλος                                 |
| LS   | Διάκενο αέρα             |      |  |