



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*Μοντελοποίηση και Διερεύνηση
Εκτονωτών Θετικής Εκτόπισης σε
Συστήματα ORC*

Του Φοιτητή

Μουρατίδη Γεωργίου

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Επίκουρος Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Οκτώβριος 2014

Περίληψη

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι η ανάπτυξη θερμοδυναμικών ημιεμπειρικών μοντέλων για την προσομοίωση της λειτουργίας εκτονωτών θετικής εκτόπισης σε συστήματα ORC της κλίμακας των kW. Η ανάπτυξη των συγκεκριμένων μοντέλων βασίστηκε σε αρκετά θερμοδυναμικά ημιεμπειρικά μοντέλα που υπάρχουν στη βιβλιογραφία. Αντικειμενικό ζητούμενο από το συγκεκριμένο μοντέλο είναι η ικανότητα της «επι-τόπου» προσομοίωσης εκτονωτών που χρησιμοποιούνται σε πειραματικές διατάξεις με μοναδικά απαιτούμενα δεδομένα κάποια βασικά κατασκευαστικά στοιχεία για τον εκτονωτή και τις μετρήσεις που προκύπτουν από την πειραματική του διερεύνηση. Η χρήση των ημιεμπειρικών μοντέλων εστιάζει δηλαδή στην προσομοίωση μιας μηχανής χωρίς να διατίθενται λεπτομερή κατασκευαστικά στοιχεία και ταυτόχρονα η προσομοίωση πρέπει να συγκλίνει με την πραγματική της λειτουργία σε διάφορες συνθήκες. Στο πλαίσιο της παρούσας εργασίας, αναπτυχθήκαν δύο ημιεμπειρικά μοντέλα: σπειροειδή εκτονωτή και εμβολοφόρου εκτονωτή. Καθώς δεν υπήρχε η δυνατότητα για τη διεξαγωγή πειραμάτων και ως εκ τούτου για τον προσδιορισμό των αντίστοιχων παραμέτρων των δύο ημιεμπειρικών μοντέλων, αντλήθηκαν τιμές από τη διαθέσιμη βιβλιογραφία. Ακόμα και έτσι επιτυγχάνονται μικρά σχετικά σφάλματα που δεν ξεπερνάνε το 10%. Σημαντικό τμήμα της διπλωματικής εργασίας αποτέλεσε και η διερεύνηση της λειτουργίας των εκτονωτών. Μέσω του μοντέλου εξετάστηκε η λειτουργία των εκτονωτών σε διάφορες επιβαλλόμενες συνθήκες. Προσδιορίστηκε έτσι η βέλτιστη λειτουργία του εκτονωτή και η συμπεριφορά του σε σημεία διαφορετικά από αυτό. Σημαντικό κομμάτι σε κάθε σύστημα ORC είναι η λειτουργία στα μερικά φορτία. Επίσης έγινε διερεύνηση της λειτουργίας του εκτονωτή σε μερικό φορτίο και προτάθηκε ο νόμος μείωσης της ταχύτητας περιστροφής του εκτονωτή ανάλογα το φορτίο, με σκοπό να μην αλλάζουν οι συνθήκες λειτουργίας αναφορικά με το σημείο σχεδίασης. Τα αποτελέσματα είναι αρκετά ενθαρρυντικά, πετυχαίνοντας σχεδόν σταθερό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του κύκλου σε μεγάλο εύρος λειτουργίας του στο μερικό φορτίο. Τέλος έγινε μια έρευνα για να διαπιστωθούν οι μέγιστες και ελάχιστες παροχές διαχειριζόμενου όγκου τριών τεχνολογιών συμπιεστών θετικής εκτόπισης, που είναι εμπορικά διαθέσιμοι αυτή τη στιγμή. Με αυτό τον τρόπο βρέθηκαν τα όρια ισχύος των εκτονωτών που θα προκύψουν από μετατροπή των αντίστοιχων συμπιεστών.

Abstract

The purpose of this thesis is the development of semi-empirical thermodynamic models for simulating the operation of positive displacement expanders in ORC systems. The development of these models was based on several semi-empirical thermodynamic models available in the literature. Desired objective is the ability to simulate, “on the spot”, expanders on experimental set-ups. The only required data for the simulation will be the experimental results and some basic technical specifications. Simultaneously the results of the simulation need to be in convergence with the actual experimental results. In the context of this paper, two semi-empirical models were developed: scroll expander and reciprocating expander. As it was not possible to conduct experiments for the specification of the model parameters, values were deducted from the available literature. Even so relatively small errors are achieved, that do not exceed 10%. Significant part of this thesis is the investigation of the performance of the expanders. Through the model, the performance of the expanders was considered in different imposed conditions. The optimal operation of the expander was determined, as well as their behavior in conditions varying from the optimal. The part-load operation of ORC systems is an important fact that was considered in this thesis. For the part-load operation a law for reducing the expander rotational speed depending on the load was proposed, so as not to change the operating conditions in reference with the design point. The results are quite encouraging, achieving almost constant isentropic efficiency, over a wide range of operation at part-load. Finally there was a research to establish the maximum and minimum volume displacement per revolution for three positive displacement compressor technologies, commercially available that time. In this way the power limits of the expanders, resulting from conversion of the corresponding compressor, were found.

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα καθηγητή μου κ. Σωτήρη Καρέλλα ,χωρίς της καθοδήγηση και τη βοήθεια του οποίου, η εκπόνηση της παρούσας διπλωματικής εργασίας δεν θα ήταν δυνατή. Ακόμη θα ήθελα να ευχαριστήσω τον συνάδελφο Άρη Λεονταρίτη για την πολύτιμη βοήθεια που προσέφερε στην ολοκλήρωση της διπλωματικής μου εργασίας. Τέλος , ευχαριστώ τους γονείς μου Γιάννη Μουρατίδη και Ελευθερία Κουκλάκη για τη συμπαράστασή τους καθ' όλη τη διάρκεια των σπουδών μου και τους αφιερώνω την παρούσα διπλωματική εργασία.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

1	Εισαγωγή	1
2	Ο κύκλος ORC	2
2.1	Εισαγωγή	2
2.2	Εφαρμογές.....	3
2.3	Οργανικά Μέσα.....	7
3	Εκτονωτές	14
3.1	Εκτονωτές Δυναμικής Ροής	14
3.1.1	Αξονικοί Στρόβιλοι.....	14
3.1.2	Ακτινικοί Στρόβιλοι.....	15
3.2	Εκτονωτές Θετικής Εκτόπισης	16
3.2.1	Σπειροειδής Εκτονωτής	16
3.2.2	Παλινδρομικός Εμβολοφόρος Εκτονωτής.....	19
3.2.3	Ελικοειδής Εκτονωτής	20
4	Μοντελοποίηση.....	22
4.1	Εισαγωγή Στη Μοντελοποίηση	22
4.2	Σπειροειδής Εκτονωτής.....	23
4.2.1	Μοντελοποίηση Σπειροειδούς Εκτονωτή	23
4.2.2	Επιβεβαίωση Μοντέλου.....	39
4.2.3	Διερεύνηση.....	44
4.3	Παλινδρομικός Εκτονωτής	53
4.3.1	Μοντελοποίηση Παλινδρομικού Εκτονωτή	53
4.3.2	Επιβεβαίωση Μοντέλου.....	68
4.3.3	Διερεύνηση.....	71
5	Λειτουργία Στα Μερικά Φορτία	79
5.1	Καθορισμός Συστήματος.....	79
5.2	Μοντελοποίηση Συστήματος Στα Μερικά Φορτία	82
6	Κλίμακα Ισχύος.....	88
6.1	Όρια Συμπιεστών.....	88
6.2	Ομοιότητα Και Αποτελέσματα	91
	Αναφορές	95
	Παράρτημα	99

Σχήματα

Σχήμα 2-1. Απλό κύκλωμα ORC (Αριστερά) και με αναγεννητή (Δεξιά).	2
Σχήμα 2-2. Υπόκρίσιμος και Υπέρκρίσιμος Κύκλος με εργαζόμενο μέσο R134a.	2
Σχήμα 2-3. Συμπαράγωγή Θερμοτητας και Ηλεκτρισμού από καύση Βιομάζας [2].....	3
Σχήμα 2-4. Σχεδιάγραμμα Γεωθερμικής Μονάδας. [2]	4
Σχήμα 2-5. Σχηματική αναπαράσταση ηλιοθερμικής μονάδας ORC. [2]	6
Σχήμα 2-6. Σύγκριση «υγρών», «ισεντροπικών», «ξηρών» ψυκτικών μέσων. [11].....	8
Σχήμα 2-7. Θερμοδυναμικά Βέλτιστα Ψυκτικά για διάφορα επίπεδα θερμοκρασιών πηγής [13]	9
Σχήμα 2-8. Λειτουργικός χάρτης σπειροειδούς εκτονωτή [4].....	12
Σχήμα 2-9. Λειτουργικός χάρτης ελικοειδούς εκτονωτή [4].	12
Σχήμα 2-10 Λειτουργικός χάρτης στροβιλο-εκτονωτή [4].....	13
Σχήμα 3-1. Αρχή λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή [2].....	16
Σχήμα 3-2. Ακτινικές και πλευρικές διαρροές σε σπειροειδή μηχανή. [18]	17
Σχήμα 3-3. Κλειστού τύπου σπειροειδής συμπιεστής [4]	18
Σχήμα 3-4. Ανοιχτού τύπου σπειροειδής συμπιεστής. [4]	18
Σχήμα 3-5. Διεργασίες σε εμβολοφόρο εκτονωτή [21].....	19
Σχήμα 3-6. Μηχανισμός Βαλβίδων στον εμβολοφόρο συμπιεστή [22].....	20
Σχήμα 3-7. Αρχή λειτουργίας ελικοειδούς εκτονωτή ξηρής λίπανσης [23].	21
Σχήμα 4-1. Συνάρτηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης ως προς το λόγο πίεσης και την ταχύτητα περιστροφής για σταθερή πίεσης εισόδου από το εμπειρικό μοντέλο των [25]...	22
Σχήμα 4-2. Διεργασίες Ημιεμπειρικού Μοντέλου τύπου Scroll	25
Σχήμα 4-3. Μοντελοποίηση απωλειών πίεσης εισόδου με συγκλίνων ακροφύσιο	26
Σχήμα 4-4. Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας από το ψυκτικό μέσο στο τοίχωμα του εκτονωτή	27
Σχήμα 4-5. Ειδικός όγκος πριν την εκτόνωση ,αφού διακόπηκε η επικοινωνία με τη βαλβίδα εισαγωγής (Αριστερά) και ειδικός όγκος μετά την εκτόνωση, λίγο πριν ξεκινήσει η επικοινωνία του θαλάμου με τη βαλβίδα εξαγωγής (Δεξιά).....	30
Σχήμα 4-6. Θάλαμος με το ψυκτικό στο τέλος της εκτόνωσης όπου επικρατεί P_{ad} (Αριστερά) και ο θάλαμος τη στιγμή που αρχίζει η επικοινωνία με την έξοδο του εκτονωτή και επικρατεί πλέον πίεση P_{ex} (Δεξιά).	31
Σχήμα 4-7. Διάγραμμα πιέσεων ενός εκτονωτή που δουλεύει με Ύπο-εκτόνωση (Αριστερά) και διάγραμμα πιέσεων εκτονωτή που δουλεύει με Ύπερ-εκτόνωση (Δεξιά). [27].....	32
Σχήμα 4-8. Μοντέλο αδιαβατικής ανάμιξης.....	33
Σχήμα 4-9. Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας από το ψυκτικό μέσο στο τοίχωμα του εκτονωτή	34
Σχήμα 4-10. Θερμικός Ισολογισμός	36
Σχήμα 4-11. Γραφική αναπαράσταση μοντέλου	37
Σχήμα 4-12. Διαδικασία αναγνώρισης παραμέτρων [27]	38
Σχήμα 4-13. Σύγκριση καθαρής αποδιδόμενης ισχύος μοντέλου και πειραμάτων Mendoza.	40
Σχήμα 4-14. Σύγκριση ογκομετρικού βαθμού απόδοσης μοντέλου και πειραμάτων Mendoza	41
Σχήμα 4-15. Σύγκριση ισεντροπικού βαθμού μοντέλου και πειραμάτων Mendoza	41
Σχήμα 4-16. Σύγκριση αποτελεσμάτων μοντέλου και Mendoza με μεταβολή του λόγου πίεσης.....	42
Σχήμα 4-17. Σύγκριση ογκομετρικού βαθμού με μεταβολή του λόγου πίεσης.....	43
Σχήμα 4-18. Σύγκριση του ισεντροπικού βαθμού με μεταβολή του λόγου πίεσης.....	43

Σχήμα 4-19. Παραμετρική διερεύνηση ισεντροπικού βαθμού απόδοσης ,για δύο διαφορετικούς κατασκευαστικούς λόγους εκτόνωσης.	45
Σχήμα 4-20. Παραμετρική διερεύνηση αποδιδόμενου έργου ,για δύο διαφορετικούς κατασκευαστικούς λόγους εκτόνωσης.	45
Σχήμα 4-21. Ισεντροπικός βαθμός (συνεχής γραμμές) και καθαρή αποδιδόμενη ισχύς (διακεκομμένες γραμμές) συναρτήσει του λόγου πίεσης,για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής.....	46
Σχήμα 4-22. Ισεντροπικός βαθμός και καθαρή αποδιδόμενη ισχύς συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για $R_p=5,31$	47
Σχήμα 4-23. Λόγος παροχής μάζας απώλειών προς συνολική παροχή ,συναρτήσει του λόγου πίεσης για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής.....	47
Σχήμα 4-24. Απεικόνιση των απώλειών προς το περιβάλλον συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου ,για τρεις διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής.	49
Σχήμα 4-25. Λόγος Θερμικών απωλειών προς αποδιδόμενης ισχύος ,συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου,για 3 διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής.....	49
Σχήμα 4-26. Με κόκκινη γραμμή δουλεύει το κύκλωμα με παροχή μάζας $M=0,10$ kg/s και με πράσινη με $M=0,17$ kg/s σε ίδια ταχύτητα περιστροφής.	50
Σχήμα 4-27. Τρισδιάστατος χάρτης ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συναρτήση επιβαλλόμενης παροχής μάζας και ταχύτητας περιστροφής εκτονωτή.	51
Σχήμα 4-28. Διάγραμμα Contour (ισοϋψών καμπυλών) ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συναρτήση επιβαλλόμενης παροχής μάζας και ταχύτητας περιστροφής εκτονωτή.	51
Σχήμα 4-29. Τρισδιάστατος χάρτης καθαρής αποδιδόμενης ισχύος συναρτήση επιβαλλόμενης παροχής μάζας και ταχύτητας περιστροφής εκτονωτή.	52
Σχήμα 4-30. Διάγραμμα Contour (ισοϋψών καμπυλών) ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συναρτήση επιβαλλόμενου λόγου πίεσης και ταχύτητας περιστροφής εκτονωτή	53
Σχήμα 4-31. Διεργασίες Ημιεμπειρικού Μοντέλου παλινδρομικού τύπου	54
Σχήμα 4-32. Διάγραμμα πίεσης-όγκου ,για τις καταστάσεις του εργαζόμενου μέσου ,μέσα στον κύλινδρο.....	57
Σχήμα 4-33. Απώλειες τριβών εκτονωτή 22 cm^3 συναρτήση ταχύτητας περιστροφής για διάφορα φορτία βάσει σχέση Ulmann [40].....	64
Σχήμα 4-34. Θερμικός ισολογισμός παλινδρομικού εκτονωτή.	65
Σχήμα 4-35. Γραφική αναπαράσταση μοντέλου παλινδρομικού εκτονωτή.	66
Σχήμα 4-36. Σύγκριση ισεντροπικού βαθμού απόδοσης και καθαρού αποδιδόμενου έργου για $r_v=5$	69
Σχήμα 4-37. Σύγκριση ισεντροπικού βαθμού απόδοσης και καθαρού αποδιδόμενου έργου για $r_v=7$	70
Σχήμα 4-38. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συναρτήση επιβαλλόμενου λόγου πίεσης ,για διάφορους εσωτερικούς λόγους εκτόνωσης.	72
Σχήμα 4-39 Αποδιδόμενη Ισχύς στην άτρακτο συναρτήση επιβαλλόμενου λόγου πίεσης ,για διάφορους εσωτερικούς λόγους εκτόνωσης.....	73
Σχήμα 4-40. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συναρτήση λόγου αποκοπής (cut-off ratio) για διάφορους λόγους πίεσης	74
Σχήμα 4-41. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συναρτήση λόγου αποκοπής (cut-off ratio) για διάφορους λόγους C.	74
Σχήμα 4-42. Ισεντροπικός β. απόδοσης και αποδιδόμενη ισχύ στην άτρακτο συναρτήση του λόγου αποκοπής (cut-off ratio).....	75
Σχήμα 4-43. Ισεντροπικός B. απόδοσης συναρτήση του επιβαλλόμενου λόγου πίεσης και του λόγου αποκοπής βαλβίδων.....	76

Σχήμα 4-44. Μηχανικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ταχύτητας περιστροφής για διάφορους λόγους πίεσης.	76
Σχήμα 4-45. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ταχύτητας περιστροφής για διάφορους λόγους πίεσης.	76
Σχήμα 4-46. Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης ,συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για διάφορους λόγους πίεσης.	77
Σχήμα 4-47. Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης ,συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για διάφορους λόγους f_p βαλβίδων εξαγωγής.	77
Σχήμα 4-48. Ισεντροπικός βαθμός αποδοσης και αποδιδόμενη ισχύς στην άτρακτο συναρτήσει του λόγου f_p βαλβίδων εξαγωγής	78
Σχήμα 5-1. Κύκλωμα Marine–ORC εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων ΕΜΠ	80
Σχήμα 5-2. Απεικόνιση του κύκλου Marine ORC στο διάγραμμα T-S του R134a.....	81
Σχήμα 5-3 .Νόμος στρωφών εκτονωτή συναρτήσει του μερικού φορτίου	84
Σχήμα 5-4. Καθαρή παραγώμενη ισχύς του εκτονωτή συναρτήσει του μερικού φορτίου . .	85
Σχήμα 5-5. Ισεντροπικός β.αποδοσης του εκτονωτή συναρτήσει του φορτίου	85
Σχήμα 5-6. Θερμοκρασία εξόδου του ψυκτικού από τον εκτονωτή συναρτήσει του φορτίου.	85
Σχήμα 5-7. Φόρτια ατμοποιητή και συμπυκνωτή συναρτήσει του μερικού φορτίου	86
Σχήμα 5-8. Βαθμός απόδοσης κύκλου Marine ORC συναρτήσει του μερικού φορτίου.....	86
Σχήμα 6-1. Μέγιστες και ελάχιστες παροχές όγκου εκτονωτών και λόγοι πίεσης για τις τρεις διαφορετικές τεχνολογίες εκτονωτών , που προκύπτουν από συμπιεστές	90
Σχήμα 6-2. Όρια Ισχύος για τις διαφορετικές τεχνολογίες εκτονωτών.....	93
Σχήμα Π-0-1 Επιλογή Μονάδων Μέτρησης στο EES	99
Σχήμα Π-0-2. Επιλογή αρχικών τιμών και ορίων στις μεταβλητές	100
Σχήμα Π-0-3. Πίνακας Αποτελεσμάτων EES	100
Σχήμα Π-0-4. Παραμετρικός Πίνακας EES	100

Πίνακες

Πίνακας 2-1. Δυναμικά για γεωθερμικές πηγές διαφόρων θερμοκρασιών στην Ευρώπη. (7)	5
Πίνακας 2-2. Ιδιότητες συνήθων χρησιμοποιούμενων οργανικών μέσων σε ORC.	11
Πίνακας 4-1. Ονοματολογία χρησιμοποιούμενων μεταβλητών	24
Πίνακας 4-2. Είσοδοι και έξοδοι του μοντέλου.....	37
Πίνακας 4-3. Παράμετροι που χρησιμοποιήθηκαν για την επαλήθευση των αποτελεσμάτων του (19).....	40
Πίνακας 4-4. Τυπικές τιμές παραμέτρων που χρησιμοποιήθηκαν για τη διερεύνηση.	44
Πίνακας 4-5. Συνήθεις τιμές παραμέτρων εμβολοφόρου εκτονωτή.	56
Πίνακας 4-6. Παράμετροι μοντέλου που χρησιμοποιήθηκαν για προσομοίωση του εκτονωτή του Clemente.....	69
Πίνακας 5-1. Θερμοδυναμικά μεγέθη κυκλώματος Marine ORC	80
Πίνακας 5-2. Τιμές παραμέτρου μοντέλου για την προσομοίωση του εκτονωτή της εγκατάστασης Marine-ORC.....	83
Πίνακας 5-3. Αποτελέσματα μοντέλου για τις συνθήκες σχεδίασης του Marine ORC.....	84
Πίνακας 6-1. Όρια στις παροχές όγκου και τους λόγους συμπίεσης για τις 3 τεχνολογίες συμπιεστών θετικής εκτόπισης.....	89
Πίνακας 6-2. Παροχές όγκου για λειτουργία ως συμπιεστή και εκτονωτή αντίστοιχα.	89
Πίνακας 6-3. Τυπικές τιμές παραμέτρων για τις τρεις τεχνολογίες εκτονωτών θετικής εκτοπίσης	92

1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Ενδιαφέρον παρουσιάζει τα τελευταία χρόνια η παραγωγή ενέργειας από πηγές χαμηλών θερμοκρασιών. Τέτοιες εφαρμογές μπορεί να είναι η γεωθερμία, η ανάκτηση ενέργειας από καυσαέρια χαμηλών θερμοκρασιών (Waste Heat Recovery) και η ηλιακή ενέργεια. Ο πιο διαδεδομένος τρόπος ανάκτησης καθαρής ενέργειας από τέτοιες πηγές είναι μέσω του Οργανικού Κύκλου Rankine (**Organic Rankine Cycle**). Ο κύκλος αυτός παρουσιάζει μεγάλη ευελιξία, ασφάλεια και χαμηλές απαιτήσεις συντήρησης στην ανάκτηση χαμηλής ποιότητας ενέργειας. [1] Η αρχή λειτουργίας του ORC είναι ή ίδια με αυτή του απλού κύκλου νερού –ατμού (**Rankine Cycle**) και βασίζεται στην ατμοποίηση μέσου υψηλής πίεσης που με τη σειρά του εκτονώνεται σε χαμηλή πίεση αποδίδοντας έργο. Ο κύκλος κλείνει με την συμπύκνωση του μέσου και την ανύψωση της πίεσης του πάλι μέσω μια αντλίας. Η διαφορά του με τον κύκλο Rankine εντοπίζεται στο ότι ο πρώτος αντί για νερό χρησιμοποιεί οργανικό μέσο. Το οργανικό μέσο είναι συνήθως κάποιο ψυκτικό, κάποιος υδρογονάνθρακας (βουτάνιο, πεντάνιο, εξάνιο) ή κάποιος υπερφθοράνθρακας. Το μεγάλο πλεονέκτημα των οργανικών μέσων έναντι του νερού είναι ότι έχουν χαμηλό σημείο βρασμού, επιτρέποντας την πρόσδοση θερμότητας στον κύκλο από πηγές χαμηλών θερμοκρασιών. Επιπλέον τα οργανικά μέσα έχουν ευνοϊκότερες θερμοδυναμικές ιδιότητες για τη σχεδίαση του κύκλου που θα σχολιαστούν περαιτέρω στο **Κεφάλαιο 2.2**.

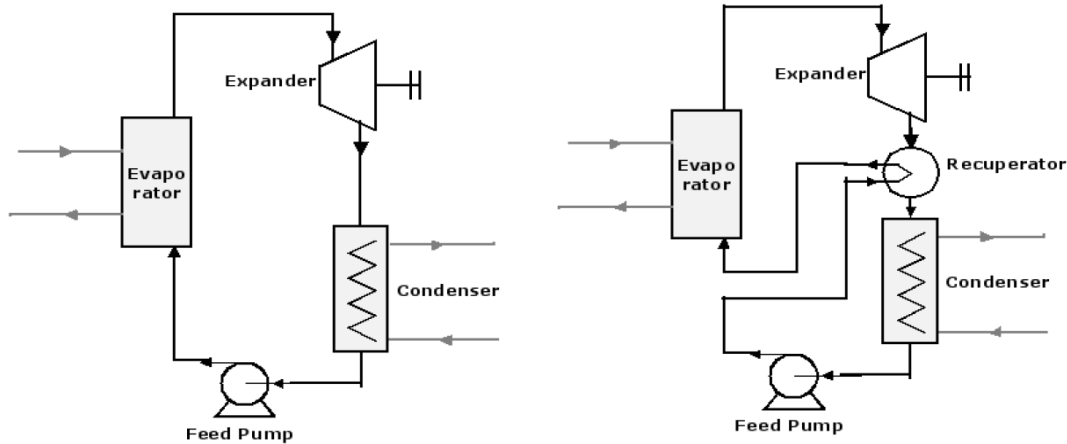
Στα πλαίσια της καινούριας τάσης παραγωγής αποκεντρωμένης ενέργειας η τεχνολογία ORC έχει σημαντικά πλεονεκτήματα. Τα συστήματα αυτά μπορούν να λειτουργήσουν, με λίγες μετατροπές, με συνδυασμό διαφορετικών πηγών ενέργειας. [2] Σε αντίθεση με τους υπόλοιπους κύκλους παραγωγής ενέργειας, ο ORC ενδείκνυται για παραγωγή αποκεντρωμένης και σε μικρή κλίμακα ενέργειας. Αυτά τα χαρακτηριστικά ταιριάζουν περισσότερο από αυτά του κλασσικού κύκλου στην εκμετάλλευση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, των οποίων η διαθεσιμότητα έχει περισσότερο τοπικό χαρακτήρα, και οι θερμοκρασίες τους είναι γενικά χαμηλότερες από αυτές των ορυκτών καυσίμων.

Σήμερα υπάρχουν πάνω από 1800 MWe εγκατεστημένης ισχύος σε πάνω από 200 εργοστάσια παραγωγής ενέργειας ORC [3]. Τα περισσότερα από αυτά τα εργοστάσια ανήκουν στην κλίμακα ισχύος των MW, η οποία είναι και ευρέως εμπορικά διαθέσιμη. Στη συγκεκριμένη κλίμακα λόγω των μεγάλων παροχών στο κύκλωμα σαν εκτονωτές χρησιμοποιούνται στροβιλομηχανές δυναμικής ροής (turbines), τεχνολογία δοκιμασμένη αρκετά από τους απλούς κύκλους Rankine, με πολύ καλή συμπεριφορά στα μερικά φορτία. Παρόλα αυτά στην κλίμακα των kW λίγες είναι οι διαθέσιμες λύσεις. Στη συγκεκριμένη κλίμακα οι εκτονωτές δυναμικής ροής δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν λόγω των μικρών παροχών. Μονόδρομο σε αυτή την κλίμακα ισχύος αποτελούν οι εκτονωτές θετικής μετατόπισης, τεχνολογία που βρίσκεται ακόμα σε ερευνητικό επίπεδο. Εκεί επικεντρώνεται η διεθνής επιστημονική κοινότητα, προκειμένου να γίνει πιο δόκιμη και βιώσιμη η εφαρμογή του ORC σε μικρές αποκεντρωμένες μονάδες.

2 Ο ΚΥΚΛΟΣ ORC

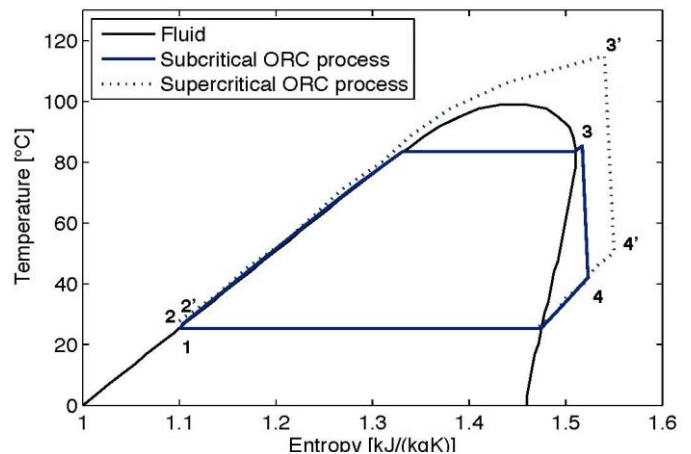
2.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η διάταξη του κύκλου ORC είναι απλούστερη από αυτή του παραδοσιακού RC. Δεν εντοπίζεται τύμπανο νερού-ατμού στο σύστημα ατμοποίησης, ενώ χρησιμοποιείται ένας εναλλάκτης θερμότητας για την προθέρμανση, την ατμοποίηση και την υπερθέρμανση του μέσου. Επιπλέον οι διάφορες εκδοχές του κύκλου ORC είναι αρκετά περιορισμένες. Η αναθέρμανση γενικά δεν συνίσταται ενώ η απομάστευση εργαζόμενου μέσου από τον εκτονωτή δεν θεωρείται ότι βελτιώνει την απόδοση του κύκλου σε αισθητό σημείο [4]. Παρόλα αυτά συνηθισμένη παραλλαγή του κύκλου ORC είναι αυτός με αναγεννητή θερμότητας. Αυτός τοποθετείται έτσι ώστε να υπάρχει συναλλαγή θερμότητας του ρευστού στην έξοδο της αντλίας και του εκτονωτή. Ο απλός κύκλος και η παραλλαγή με αναγεννητή φαίνονται στο **Σχήμα 2-1**



Σχήμα 2-1. Απλό κύκλωμα ORC (Αριστερά) και με αναγεννητή (Δεξιά).

Προφανώς ο αναγεννητής βελτιώνει το θερμικό βαθμό απόδοσης καθώς απαιτείται μικρότερο ποσό θερμότητας για την ατμοποίηση της ίδιας ποσότητας εργαζόμενου μέσου. Η παραγωγή ισχύος αν δεν αυξηθεί η παροχή του ψυκτικού μένει σταθερή. Συνήθως μεταξύ της θερμής πηγής και του οργανικού μέσου, παρεμβάλλεται ενδιάμεσο μέσο (π.χ θερμικό έλαιο). Όπως και στον RC έχουμε υπερκρίσιμους και υποκρίσιμους κύκλους, το ίδιο ισχύει και στους ORC. Δύο τέτοιοι κύκλοι φαίνονται στο **Σχήμα 2-2**. Αυτό που αξίζει να παρατηρηθεί είναι ότι στον υποκρίσιμο κύκλο η υπερθέρμανση είναι πολύ μικρή. Αυτό οφείλεται στην ευνοϊκότερη ιδιότητα των οργανικών μέσων να μην καταλήγουν σε διφασική περιοχή μετά την αποτόνωση κατά την πρόσδοση έργου (3-4).



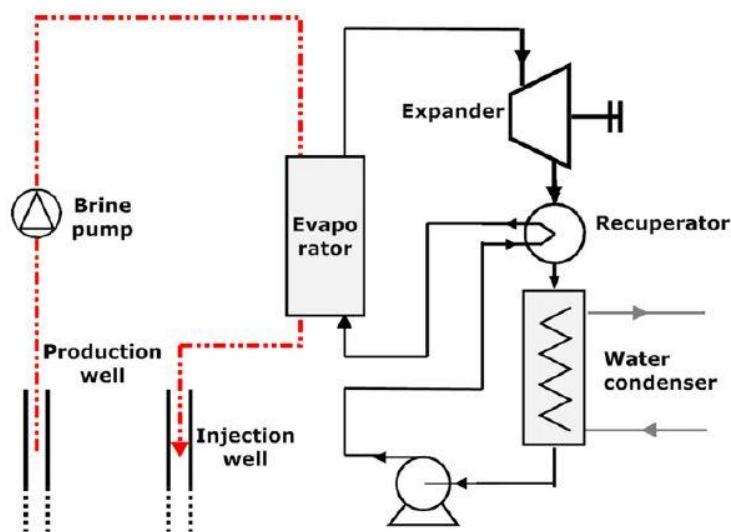
Σχήμα 2-2. Υπόκρίσιμος και Υπέγκριμος Κύκλος με εργαζόμενο μέσο R134a.

μονάδα θεωρείται υψηλής απόδοσης είναι ότι τελικά ο ολικός βαθμός απόδοσης ,συμπεριλαμβανομένης και της χρήσιμης θερμότητας που διοχετεύετε στο δίκτυο, ξεπερνάει το 88%.Ο βαθμός αυτό είναι πολύ πιο υψηλός από τον αντίστοιχο των μεγάλων μονάδων παραγωγής ενέργειας νερού –ατμού στα οποία η παραμένουσα θερμότητα στα καυσαέρια ,χάνεται στο περιβάλλον.

Η μόνη ανταγωνιστική τεχνολογία για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από στερεά κάουσιμα όπως η βιομάζα ,είναι η αεριοποίηση. Με αυτή την τεχνολογία ,η βιομάζα μετατρέπεται σε ένα συνθετικό αέριο που αποτελείται κυρίως από H_2, CO, CO_2, CH_4 , το οποίο αφού φιλτραριστεί για να απομακρυνθούν στερεά κατάλοιπα ,χρησιμοποιείται ως καύσιμο σε μηχανές εσωτερικής καύσης για την άμεση παραγωγή ηλεκτρισμού. Συγκρίνοντας αυτές τις δύο τεχνολογίες προκύπτει ότι η αεριοποίηση συνοδεύεται από μεγαλύτερα κόστη εγκατάστασης (75%) και μεγαλύτερα κόστη συντήρησης και λειτουργίας (200%) αναφορικά με την τεχνολογία ORC.Η αεριοποίηση όμως επιτρέπει μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης ηλεκτρικής ενέργειας, γεγονός που την κάνει πιο επικερδή. Αξίζει να σημειωθεί ότι ενώ μονάδες ORC βρίσκονται ήδη σε λειτουργία ,μονάδες αεριοποίησης συναντώνται μόνο σε πειραματικά εργαστήρια ακόμα. [5]

Γεωθερμικές Μονάδες

Οι γεωθερμικές πηγές μπορούν να βρεθούν σε ένα πλήθος θερμοκρασιών που κυμαίνεται από λίγους βαθμούς Κελσίου μέχρι και τους 300 °C.Τυπικές τιμές είναι 90-120°C ενώ για θερμοκρασίες κάτω από 80 °C η αξιοποίηση των γεωθερμικών πηγών γίνεται μη οικονομικά αποδοτική. Μια τέτοια μονάδα γεωθερμικής παραγωγής ενέργειας φαίνεται στο **Σχήμα 2-4**.Αποτελείται από ένα τυπικό κύκλωμα ORC με κάποιο εργαζόμενο μέσο χαμηλής κρίσιμης θερμοκρασίας (π.χ R134a) και το κύκλωμα άντλησης νερού από το υπέδαφος. Γίνονται δύο γεωτρήσεις ,μία για την άντληση του ζεστού νερού , και μία για την επιστροφή του κρύου νερού από τον ατμοποιητή στο υπέδαφος .Οι Γεωτρήσεις μπορούν να εισχωρήσουν έως και αρκετά χιλιόμετρα μέσα στο υπέδαφος ενώ το κόστος τους μπορεί να ανέλθει και στο 70% της συνολικής εγκατάστασης ORC.



Σχήμα 2-4.Σχεδιάγραμμα Γεωθερμικής Μονάδας. [2]

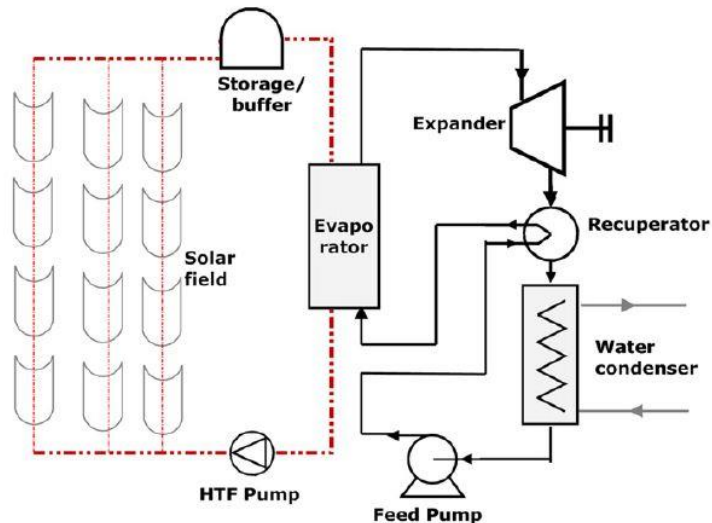
Οι ιδιοκαταναλώσεις μιας τέτοιας μονάδας είναι αρκετά αυξημένες. Οι απαιτήσεις της γεωθερμικής αντλίας ανέρχονται στο 30-50 % της συνολικά παραγόμενης ισχύος. Γεωθερμικές πηγές άνω των 150 ° C επιτρέπουν τη συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας από το κύκλωμα συμπύκνωσης το οποίο ρυθμίζεται στους 60° C. Ο **Πίνακας 2-1** αναγράφει τα δυναμικά για παραγωγή ενέργειας από γεωθερμία στην Ευρώπη. Τα δυναμικά αυτά είναι αρκετά μεγάλα για τις μικρές θερμοκρασίες .Το 2012 στη Ευρώπη η συνολική εγκατεστημένη γεωθερμική ισχύς ανήλθε στα 1,69 MW από τα οποία το 92% είναι εγκατεστημένο στην Ιταλία και την Ισλανδία. Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από γεωθερμία στην Ευρώπη ,αντιστοιχεί στο 10% της συνολικής παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας από γεωθερμία όλου του κόσμου. [6]

Θερμοκρασία ° C	MWth	MWe
65-90	147.736	10.462
90-120	75.421	7.503
120-150	22.819	1.268
150-225	42.703	4.745
225-350	66.897	11.150

Πίνακας 2-1. Δυναμικά για γεωθερμικές πηγές διαφόρων θερμοκρασιών στην Ευρώπη. [7]

Ηλιοθερμικές Μονάδες

Οι συγκεκριμένες μονάδες λειτουργούν με τη θερμική ηλιακή ενέργεια η οποία προέρχεται από ανακλαστικές επιφάνειες ,οι οποίες συγκεντρώνουν την ηλιακή ακτινοβολία σε ένα συλλέκτη. Από το συλλέκτη θερμότητα μεταφέρεται σε ένα ρευστό σε υψηλή θερμοκρασία ,που χρησιμεύει ως πηγή θερμότητας για το κύκλωμα ORC. Οι τρεις κύριες τεχνολογίες ηλιοθερμικών μονάδων είναι : τα παραβολικά κάτοπτρα, οι παραβολικοί δίσκοι ,και οι ηλιακοί πύργοι. Οι δύο τελευταίες τεχνολογίες λειτουργούν με τη σημειακή συγκέντρωση ηλιακής ακτινοβολίας ,κάτι που οδηγεί εν γένει σε μεγαλύτερες θερμοκρασίες ρευστού. Οι πιο κατάλληλοι κύκλοι παραγωγής ενέργειας για αυτά τα συστήματα ,είναι ο κύκλος Stirling, ο παραδοσιακός κύκλος νερού ατμού και ο συνδυασμένος κύκλος. Τα παραβολικά κάτοπτρα λειτουργούν με χαμηλότερες θερμοκρασίες (300-400° C) και συνδυάζονται συνήθως με κύκλο νερού ατμού. Ο λόγος που γίνεται προσπάθεια για ενσωμάτωση της τεχνολογία ORC σε αυτά τα συστήματα είναι διότι ο κύκλος Rankine ,λόγω των απαιτήσεών του σε υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες , δεν είναι οικονομικά βιώσιμος σε μικρές κλίμακες ισχύος. Οι Οργανικοί Κύκλοι Rankine είναι μια υποσχόμενη τεχνολογία για να μειωθεί το κόστος στις μικρές κλίμακες.Μπορούν να λειτουργήσουν με χαμηλότερες θερμοκρασίες στην κλίμακα των kW και να επιτρέψουν την αποκεντρωμένη παραγωγή ηλιακής ενέργειας. Μία τέτοια ηλιοθερμική μονάδα φαίνεται στο **Σχήμα 2-5**.



Σχήμα 2-5. Σχηματική αναπαράσταση ηλιοθερμικής μονάδας ORC. [2]

Μέχρι σήμερα πολύ λίγες είναι οι εφαρμογές των συγκεντρωτικών ηλιοθερμικών μονάδων με ORC, συμπεριλαμβανομένων των:

- Μονάδα 1 MW ηλιοθερμικού ORC που ολοκληρώθηκε το 2006 στην Αριζόνα. Ο οργανικός κύκλος χρησιμοποιεί n-πεντάνιο για εργαζόμενο μέσο, με βαθμό απόδοσης 20%. Ο συνολικός βαθμός απόδοσης ηλεκτρικής προς ηλιακή ενέργεια ανέρχεται στο 12,1% λαμβάνοντας υπόψιν τις απώλειες των συλλεκτών.
- Μία μονάδα 100 kW κατασκευής του 2009 στη Χαβάη από την εταιρεία Electratherm. Το θερμικό έλαιο που μεταφέρει θερμότητα στον κύκλωμα ORC βρίσκεται στους 120 °C

Ανάκτηση Απορριπτόμενης Θερμότητας

Αναφερόμενοι στην ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας εννοούμε, την οποιαδήποτε εκμετάλλευση θερμότητας καυσαερίων που διαφεύγουν στην ατμόσφαιρα και που προκύπτουν είτε από βιομηχανίες είτε από θερμικές μηχανές. Και στις δύο περιπτώσεις η φιλοσοφία είναι η ίδια. Τα θερμά καυσαέρια προσδίδουν θερμότητα σε ένα ενδιάμεσο μέσο το οποίο με τη σειρά του προσδίδει θερμότητα στον ORC. Όσον αφορά την ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας από βιομηχανίες οι προοπτικές είναι πολλές. Εκτιμάται ότι 750 MWe μπορούν να ανακτηθούν από βιομηχανίες στις Ηνωμένες Πολιτείες Αμερικής, 500 MWe στη Γερμανία και 3000 MWe συνολικά στην Ευρώπη [8]. Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η τσιμεντοβιομηχανία όπου το 40% της διαθέσιμης θερμότητας από την καύση, διαφεύγει στο περιβάλλον μέσω των καυσαερίων.

Αρκετές είναι και οι προοπτικές ανάκτησης θερμότητας από τα καυσαέρια μηχανών εσωτερικής καύσης. Όπως είναι γνωστό οι θερμικές μηχανές μετατρέπουν περίπου το ένα τρίτο της χημικής ενέργειας του καυσίμου σε έργο, ενώ το υπόλοιπο απελευθερώνεται ως θερμική ενέργεια στο περιβάλλον μέσω των καυσαερίων και τους ψυκτικού κυκλώματος

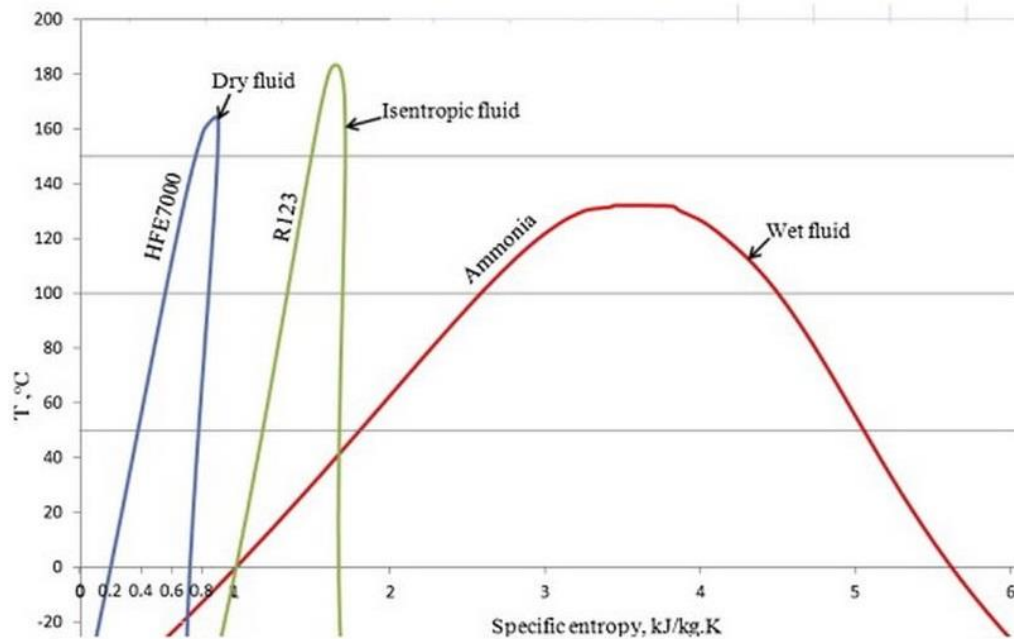
Οι θερμοκρασίες ποικίλουν ανάλογα την πηγή. Τα καυσαέρια κυμαίνονται σε θερμοκρασίες 300-900 °C ανάλογα το είδος της μηχανής και το φορτίο ενώ το ψυκτικό κύκλωμα στους 80-100 °C. Προφανώς στην πρώτη περίπτωση μπορεί να γίνει χρήση και του απλού κύκλου Rankine ,ενώ στη δεύτερη περιοριζόμαστε αποκλειστικά σε συστήματα ORC.Όπως όμως έχει αναφερθεί η χρήση ORC ταιριάζει ιδανικά σε μικρής κλίμακας, αποκεντρωμένη παραγωγή ενέργειας, όπως είναι οι περισσότερες εφαρμογές ανάκτησης θερμότητας. Μεγάλες δίχρονες μηχανές πλοίων ,που είναι και πιο αποδοτικές (μέχρι και 50% θερμικός βαθμός απόδοσης) έχουν χαμηλές θερμοκρασίες καυσαερίων (300-400°C) .Σε αυτές τις εφαρμογές έχουμε πολύ μεγάλες παροχές καυσαερίων ,αλλά δεν μπορεί να γίνει μεγάλη ψύξη των καυσαερίων λόγω του όξινου σημείου δρόσου ,που είναι υψηλό λόγω της μεγάλης περιεκτικότητας του καυσίμου σε θείο. Σε εφαρμογές αυτοκίνησης οι απαιτήσεις είναι πολύ διαφορετικές. Η θερμική πηγή παρουσιάζει πολλές μεταβολές ανάλογα το φορτίο του κινητήρα. Τις μεταβολές αυτές πρέπει να ακολουθήσει και το σύστημα ORC με τον πιο αποδοτικό τρόπο. Φαίνεται λοιπόν ότι σε τέτοιες εφαρμογές ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζουν τα μερικά φορτία αλλά και η μεταβατική λειτουργία. Η περισσότερη έρευνα επικεντρώνεται στις μόνιμες συνθήκες λειτουργίας ,ενώ λίγοι μόνο ερευνητές έχουν ασχοληθεί με τη μεταβατική λειτουργία στα συστήματα ORC .Μεταξύ αυτών είναι και ο S.Quoilin et al. [9] ,που ανέπτυξαν ένα μοντέλο πρόβλεψης ,που ανταποκρίνεται στις μεταβολές στην παροχή και στη θερμοκρασία της θερμής πηγής .Επικεντρώθηκαν στη μεταβολή της λειτουργίας των εναλλακτών με το χρόνο, όντας η πιο σημαντική σε συστήματα ORC ,καθώς η δυναμική των υπολοίπων στοιχείων του κυκλώματος (αντλία ,εκτονωτής) είναι ελάχιστης σημασίας.

2.3 ΟΡΓΑΝΙΚΑ ΜΕΣΑ

Τα οργανικά μέσα για τον ORC ,αποτελούν συνηθισμένα ψυκτικά υγρά με χαμηλές θερμοκρασίες βρασμού. Τέτοια μπορεί να είναι οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs) ,οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs) και οι υδροφθοραιθέρες (HFEs).Παρότι οι ιδιότητες μεταφοράς τους υστερούν σε σύγκριση με το νερό ,προτιμούνται σε τέτοια συστήματα λόγω του ότι μπορούν να δουλέψουν με χαμηλότερες θερμοκρασίες και πιέσεις(τυπικός κύκλος νερού ατμού απαιτεί 100 bar και 400 °C στην είσοδο του ατμοστρόβιλου ,ενώ τα κυκλώματα ORC λειτουργούν με 20 bar και 150 °C ,τυπικές τιμές).Εκτός από τις δομικές τους διαφορές ,σε επίπεδο ατόμων , μία πρώτη και πολύ σημαντική για τις εφαρμογές ORC κατηγοριοποίηση μπορεί να γίνει με βάση τη μορφή της καμπύλης κορεσμένου ατμού [10]:

- Τα «Υγρά» ψυκτικά, τα οποία έχουν αρνητική καμπύλη κορεσμένου ατμού, τα οποία έχουν γενικά μικρή μοριακή μάζα (Νερό ,M=18,Αμμωνία M=17).
- Τα «Ισηντροπικά» ψυκτικά ,τα οποία έχουν σχεδόν κάθετη καμπύλη κορεσμένου ατμού ,και περιλαμβάνουν κυρίως ενώσεις με μεσαία μοριακά βάρη (R134a ,M=102,R245fa,M=134).
- Τα «ξηρά» ψυκτικά ,τα οποία έχουν θετική καμπύλη κορεσμένου ατμού, και είναι ενώσεις με μεγάλο μοριακό βάρος (HFE7000 M = 200 και HFE7100 M = 250).

Σύγκριση των καμπυλών T-S ,μπορεί να γίνει στο **Σχήμα 2-6**.



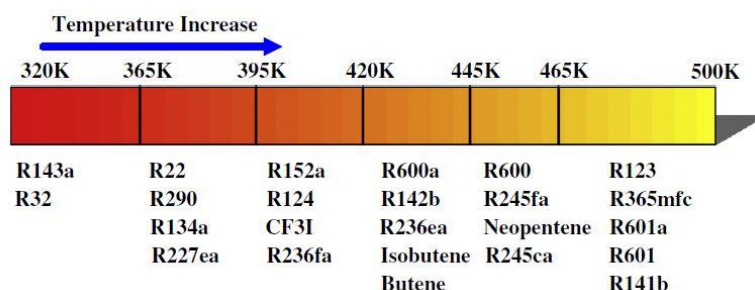
Σχήμα 2-6.Συγκριση «υγρών», «ισεντροπικών», «ξηρών» ψυκτικών μέσων. [11]

Τα «υγρά» ψυκτικά μέσα συνήθως χρειάζονται υπερθέρμανση πριν την είσοδό τους στον εκτονωτή, ενώ αντίθετα τα «ισεντροπικά» και «ξηρά» δεν έχουν ανάγκη υπερθέρμανσης. Αυτό σημαίνει ότι δεν υπάρχει πιθανότητα συμπύκνωσης σταγονιδίων κατά την εκτόνωσή τους στον ατμοστρόβιλο ή οποιαδήποτε άλλη μηχανή και επιπλέον δεν είναι αναγκαία η ύπαρξη υπερθερμαντήρα. Κρίνοντας από αυτό τα «ισεντροπικά» και «ξηρά» ψυκτικά μέσα είναι καλύτεροι υποψήφιοι για εφαρμογές ORC.

Επιλογή Οργανικού Μέσου

Η επιλογή του οργανικού μέσου για την εκάστοτε εφαρμογή αποτελεί ίσως από τις πιο σημαντικές διαδικασίες στο σχεδιασμό ενός ORC. Η μέθοδος εξέτασης (Screening Method) είναι η πιο ευρέως χρησιμοποιούμενη στη βιβλιογραφία. Συνίσταται στην κατασκευή θερμοδυναμικών μοντέλων σταθερής κατάστασης, του κύκλου ORC και τρέξιμό του με διαφορετικά οργανικά μέσα. Πολλοί ερευνητές έχουν ασχοληθεί με την εν λόγω διαδικασία, κανένας όμως δεν έχει καταλήξει σε ένα οργανικό μέσο, ως το βέλτιστο για τον κύκλο ORC. Αυτό συμβαίνει διότι διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας και τύποι πηγών οδηγούν σε διαφορετικό θερμοδυναμικά βέλτιστο οργανικό μέσο. Ο Lakew et al. [12] έδειξε ότι το R227ea παράγει την υψηλότερη ισχύ για θερμοκρασίες στο εύρος 80-160°C, ενώ το R245fa δίνει αντίστοιχα την υψηλότερη ισχύ για θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 160°C. Επιπλέον διαφορετικοί δείκτες λειτουργίας οδηγούν σε διαφορετικά βέλτιστα οργανικά μέσα. Ο Zhang et al. [13] έδειξαν ότι τα ρευστά που οδηγούν σε καλύτερους θερμικούς βαθμούς απόδοσης και εξεργειακή απόδοση είναι τα : R123, R600, R245fa, R245ca, R600a. Ψυκτικά μέσα που

οδηγούν σε καλύτερη εκμετάλλευση της θερμής πηγής είναι τα R218,R125,R41. Στο **Σχήμα 2-7** φαίνονται διάφορα ψυκτικά υγρά που θεωρούνται ως βέλτιστα σε συγκεκριμένα εύρη θερμοκρασιών πηγής. Είναι ξεκάθαρο ότι δεν μπορεί να υπάρξει ένα βέλτιστο ψυκτικό για τον κύκλο ORC αλλά αυτό εξαρτάται από την εκάστοτε εφαρμογή.



Σχήμα 2-7.Θερμοδυναμικά Βέλτιστα Ψυκτικά για διάφορα επίπεδα θερμοκρασιών πηγής [13]

Παράμετροι που πρέπει να λαμβάνονται υπόψιν κατά την επιλογή εργαζόμενου μέσου

Υψηλή Λανθάνουσα Θερμότητα

Ο Chen et al. έδειξαν ότι υψηλή Λανθάνουσα Θερμότητα οδηγεί σε μεγαλύτερο ειδικό έργο για σταθερές θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης [14]. Αυτό σημαίνει ότι μειώνεται και το μέγεθος του συστήματος ORC.

Υψηλή Πυκνότητα Ατμού

Σε ένα σύστημα ORC οι υψηλές πυκνότητες ατμού είναι κρίσιμης σημασίας. Αν έχει επιλεγεί ένα ψυκτικό με χαμηλή πυκνότητα στη αέριο φάση τότε έχουμε μεγάλες παροχές όγκου στο σύστημα και μεγάλες πτώσεις πίεσης στους εναλλάκτες .Επιπλέον αν χρησιμοποιείται εκτονωτής θετικής εκτόπισης, επειδή είναι μηχανή που διαχειρίζεται όγκο, μειώνεται δραματικά η ισχύς που μπορεί να παράγει (μειωμένες παροχές μάζας).Όλα αυτά οδηγούν ασφαλώς σε σχεδίαση μεγαλύτερου συστήματος και προφανώς αυξημένου κόστους .

Κρίσιμη Θερμοκρασία

Με σταθερή θερμοκρασία ατμοποίησης και θερμοκρασία συμπύκνωσης ,υψηλές κρίσιμες θερμοκρασίες οδηγούν σε μεγαλύτερους λόγους πίεσης. [10].Επιπλέον αυτό σημαίνει ότι η κρίσιμη θερμοκρασία είναι ομόσημη συνάρτηση της απόδοσης του συστήματος [15].Όμως υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία σημαίνει και χαμηλή πίεση συμπύκνωσης που γενικά στα συστήματα ORC ,πρέπει να είναι μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής για την αποφυγή εισόδου ατμοσφαιρικού αέρα στο κύκλωμα. Επίσης υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία συμπεριλαμβάνει τη λειτουργία σε πυκνότητες χαμηλότερες της κρίσιμης με της επίδραση στη σχεδίαση του συστήματος που σχολιάστηκε προηγουμένως.

Κρίσιμη Πίεση

Κοντά στην κρίσιμη πίεση ,μικρές αλλαγές στη θερμοκρασία, ισοδυναμούν με μεγάλες αλλαγές στην πίεση ,και συνεπώς και στην πυκνότητα αερίου φάσης ,γεγονός που κάνει το σύστημα αρκετά ασταθές [10].Για αυτό το λόγο πρέπει να υπάρχει μια απόσταση μεταξύ της πίεσης ατμοποίησης και της κρίσιμης πίεσης. Ο Herbele F. et al. κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι ασφαλές περιθώριο θεωρείται η μέγιστη πίεση ατμοποίησης να μην υπερβαίνει την τιμή $0,9 P_c$, όπου P_c η κρίσιμη πίεση [16].

Ιξώδες

Μικρό ιξώδες στην υγρή και αέριο φάση είναι απαραίτητο για να ελαχιστοποιηθούν οι τριβές στις σωληνώσεις και τους εναλλάκτες και συνεπώς το έργο της αντλίας.

Αγωγιμότητα

Προφανώς όσο καλύτερη αγωγιμότητα έχει το μέσο ,τόσο καλύτερος συντελεστή μεταφοράς θερμότητας αναπτύσσεται στους εναλλάκτες ,μειώνοντας το απαιτούμενο μέγεθός τους.

Περιβαλλοντικές Επιπτώσεις

Οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις των οργανικών μέσων μετρούνται με 2 δείκτες: [10]

ODP (Οδηγία 2037/2000 EU)

Τα αρχικά σημαίνουν «Ozone Deplete Potential» και αναφέρεται στη σχετική υποβάθμιση που προκαλεί το εν λόγω ψυκτικό στο στρώμα όζοντος της ατμόσφαιράς ,με το τριχλωροφθορομεθάνιο (R-11 CFC-11) να έχει την τιμή 1,0.Τα άτομα του Χλωρίου στη μοριακή σύσταση του ψυκτικού είναι αυτά που προκαλούν την υποβάθμιση του στρώματος του όζοντος ,τα οποία συμβολίζονται με το πρώτο C στα ψυκτικά CFC και HCFC. Σταδιακά αυτά τα ψυκτικά θα αντικατασταθούν από τα HFC και HFE τα οποία δεν περιέχουν χλώριο και συνεπώς ο δείκτης ODP παίρνει μηδενικές τιμές.Το R123 θα αντικατασταθεί σταδιακά από τον υδροφθοράνθρακα HFE7000 λόγω του μηδενικού ODP που έχει ο δεύτερος. Ανάλογα τη νομοθεσία το R123 θα έχει αποσυρθεί μέχρι το τέλος του 2030.

GWP (Οδηγία 842/2006 EU)

Με τα αρχικά να σημαίνουν «Global Warning Potential» ,είναι ένα σχετικό μέτρο που δείχνει πόση θερμότητα παγιδεύει στην ατμόσφαιρα ένα αέριο του θερμοκηπίου. Σαν αναφορά έχει τεθεί το διοξείδιο του άνθρακα (CO_2) με τιμή GWP ίση με 1,0.Οι υπερφθοράνθρακες (PFC) σταδιακά θα αποσυρθούν και θα αντικατασταθούν από άλλα υποψήφια ψυκτικά λόγω του μεγάλου δείκτη GWP.Επίσης το σύννηθες ψυκτικό για χαμηλές θερμοκρασίες R134a (HFC-134a) σταδιακά θα αντικατασταθεί από το R123yf λόγω του υψηλού του GWP.

Ο Πίνακας 2-2 αναγράφει με σειρά αύξουσας κρίσιμης θερμοκρασίας T_c ,μερικές από τις ιδιότητες των πιο συνηθισμένων οργανικών μέσων.

Εργαζόμενο Μέσο	$T_c(^{\circ}\text{C})$	$P_c(\text{bar})$	ODP	GWP	Λανθάνουσα Θερμότητα(kJ/kg)
R134a	101,1	40,6	0	1300	155,4
R236fa	129,9	32,0	0	0,63	160
R600a (isobutene)	134,7	36,4	0	3	303,4
R245fa	154,0	36,5	0	1030	177,1
HFE7000	165,0	24,8	0	370	142
R123	183,7	36,6	0,02-0,06	120	168,4

Πίνακας 2-2.Ιδιότητες συνήθων χρησιμοποιούμενων οργανικών μέσων σε ORC.

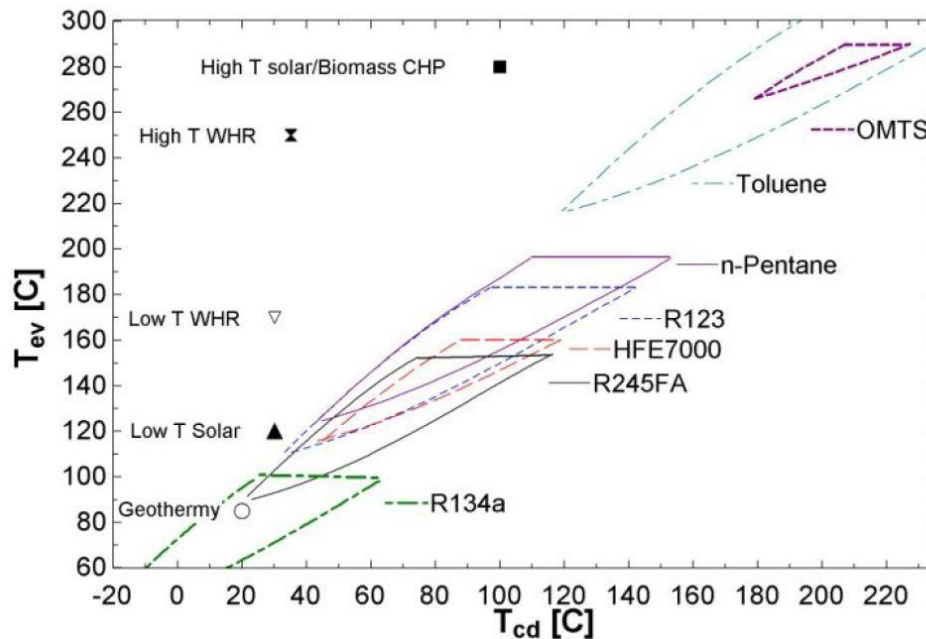
Περιορισμοί από τους εκτονωτές

Τις περισσότερες φορές η επιλογή ενός εργαζόμενου μέσου επηρεάζει την επιλογή του εκτονωτή του συστήματος και αντίστροφα. Επιλέγοντας ένα εργαζόμενο μέσο αποκλείει τη χρήση κάποιων εκτονωτών και αντίστροφα η επιλογή ενός εκτονωτή μπορεί να αποκλείσει τη χρήση κάποιου εργαζόμενου μέσου. Συνεπώς και η επιλογή του εκτονωτή πρέπει να γίνεται παράλληλα με την επιλογή εργαζομένου μέσου [4]. Οι εκτονωτές έχουν συγκεκριμένα όρια στη λειτουργία τους ,λόγω των οποίων επηρεάζεται και η επιλογή του εργαζομένου μέσου.Τα όρια αυτά μελετήθηκαν από τον S.Quoilin [4] στο διδακτορικό του και παρουσιάζονται παρακάτω .

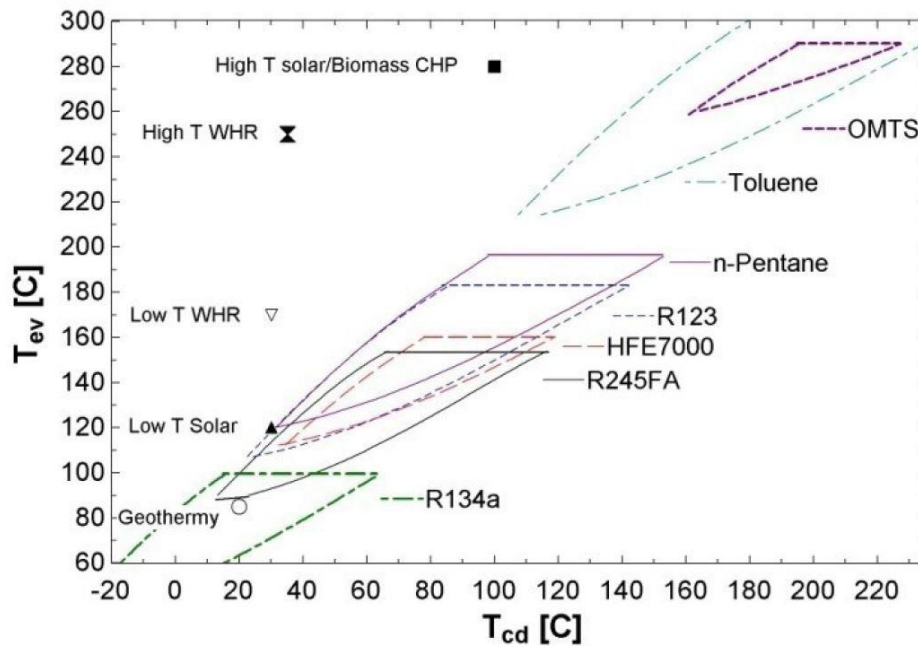
Για τις στροβιλομηχανές ακτινικής ροής υπάρχουν αρκετές παράμετροι που τίθενται υπό περιορισμό, όπως η ταχύτητα του ακροπτερυγίου ,η ταχύτητα περιστροφής ,η ειδική ταχύτητα ,και ο αριθμός Mach σε διάφορα σημεία της μηχανής. Η ταχύτητα του ακροπτερυγίου περιορίζεται από τα υλικά του πτερυγίου ενώ για την ταχύτητα περιστροφής υπάρχει ένα βέλτιστο σημείο που δίνει την καλύτερη απόδοση. Για να επιτευχθεί καλός ισεντροπικός βαθμός η ειδική ταχύτητα πρέπει να κυμαίνεται από 0,3-0,9.Ο αριθμός Mach παίρνει μια μέγιστη τιμή 0,85 στον ρότορα ,για την αποφυγή τοπικών αποκολλήσεων της ροής. Ο μέγιστος αριθμός Mach περιορίζει και τη μέγιστο επιτρεπόμενο λόγο πίεσης στη στροβιλομηχανή. Πολύ μεγάλοι αριθμοί Mach μπορεί να έχουν αρνητική επίδραση στο βαθμό απόδοσης και πρέπει να αποφεύγονται .

Για τους εκτονωτές θετικής εκτόπισης οι περιορισμοί προέρχονται από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης και τον διαχειριζόμενο όγκο ανά περιστροφή. Ο μέγιστος λόγος εκτόνωσης ,ανάλογα τη μηχανή, δεν ξεπερνάει συνήθως την τιμή 5 ,με εξαίρεση τους παλινδρομικούς εκτονωτές που οι λόγοι εκτόνωσής τους μπορεί να φτάσουν και την τιμή

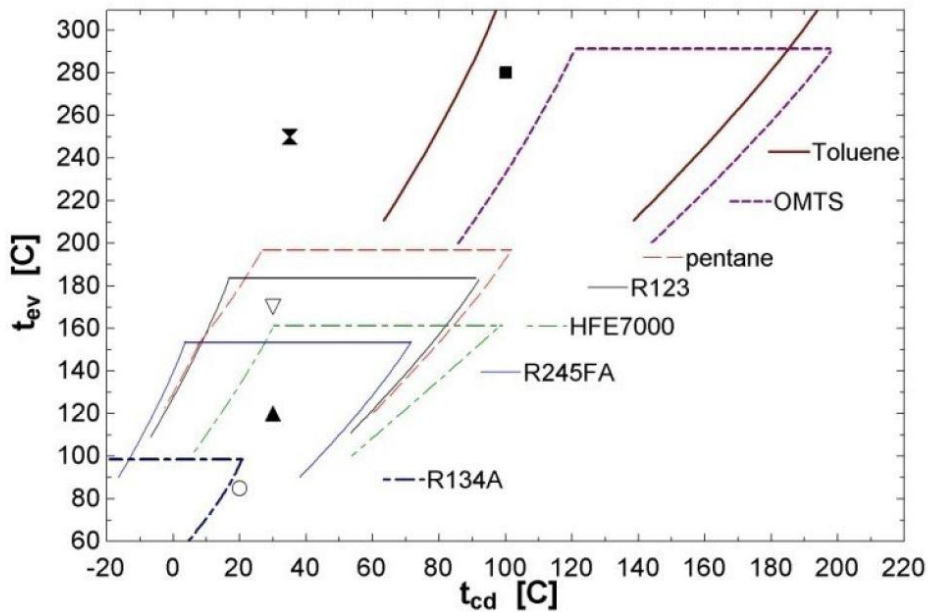
20. Στην περίπτωση των ελικοειδών (screw) ο λόγος περιορίζεται από το μήκος του ρότορα και στους σπειροειδείς (scroll) από τον αριθμό των περιελίξεων. Ο διαχειριζόμενος όγκος ανα περιστροφή συνδέεται με τη μέγιστη διάμετρο ρότορα στους ελικοειδείς και το μέγιστο ύψος και διάμετρο σπείρας στους σπειροειδείς. Περισσότερες λεπτομέρειες για τους εκτονωτές στο κεφάλαιο 3. Χρησιμοποιώντας αυτούς του περιορισμούς ο S. Quoilin στο διδακτορικό του ,κατασκεύασε ένα χάρτη των επιτρεπόμενων συνθηκών λειτουργίας σε διάγραμμα T_{ev}/T_{cd} ,όπως φαίνεται στα **Σχήμα 2-8,Σχήμα 2-9 ,Σχήμα 2-10.**



Σχήμα 2-8. Λειτουργικός χάρτης σπειροειδούς εκτονωτή [4].



Σχήμα 2-9. Λειτουργικός χάρτης ελικοειδούς εκτονωτή [4].



Σχήμα 2-10 Λειτουργικός χάρτης στροβίλο-εκτονωτή [4]

Στους χάρτες έχουν τοποθετηθεί 5 σημεία που αντιστοιχούν σε συγκεκριμένες εφαρμογές ORC ανάλογα τις θερμοκρασίες ατμοποίησης και εκτόνωσης. Κάθε γραμμή ορίζει τα όρια των θερμοκρασιών ατμοποίησης και συμπίκνωσης που μπορούν να επιτευχθούν με το συγκεκριμένο ψυκτικό και τη συγκεκριμένη τεχνολογία εκτονωτή, βάσει των περιορισμών που τέθηκαν προηγουμένως. Η πάνω γραμμή προκύπτει από την κρίσιμη θερμοκρασία του ψυκτικού. Η αριστερή γραμμή προκύπτει από τις απώλειες ύπο-εκτόνωσης (βλέπε Κεφάλαιο 4.2.1). Ενώ η δεξιά γραμμή προκύπτει από τον περιορισμό παραγωγής της μηχανής. Παρατηρείται ότι οι γραμμές του ελικοειδούς εκτονωτή είναι πιο πλατιές από τις αντίστοιχες του σπειροειδούς, λόγω του μεγαλύτερου λόγου εκτόνωσης που έχουν αυτές οι μηχανές. Οι εκτονωτές θετικής εκτόπισης φαίνεται ότι μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε εφαρμογές με μικρές διαφορές θερμοκρασίας ατμοποίησης / συμπίκνωσης. Εφαρμογές με υψηλότερες θερμοκρασίες οδηγούν σε μεγαλύτερους λόγους εκτόνωσης στους οποίους πρέπει να χρησιμοποιηθούν τουλάχιστον δύο σε σειρά εκτονωτές. Επιπλέον παρατηρείται ότι αρκετές περιοχές επικαλύπτονται με πάνω από 2 οργανικά μέσα. Συνεπώς ο χάρτης πρέπει να χρησιμοποιείται ως ένα αρχικό εργαλείο, προ-επιλογής εργαζόμενου μέσου και σύμφωνα με τις υπόλοιπες διαδικασίες που αναφέρθηκαν να επιλέγεται το τελικό μέσο.

3 ΕΚΤΟΝΩΤΕΣ

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο γίνεται μια ανασκόπηση των διαφόρων τεχνολογιών εκτονωτών που χρησιμοποιούνται σε κυκλώματα ORC. Εξηγείται ο τρόπος λειτουργίας τους όπως επίσης τα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα που παρουσιάζουν κατά τη χρήση τους σε τέτοια κυκλώματα. Τέλος γίνεται σύγκριση και αναφέρονται οι εφαρμογές στις οποίες ταιριάζει περισσότερο ο καθένας.

Οι εκτονωτές είναι από τα πιο σημαντικά στοιχεία ενός κύκλου ORC το οποίο επηρεάζει όλο το σχεδιασμό του κυκλώματος και μπορεί να οδηγήσει σε σημαντικούς περιορισμούς, όπως αναφέρθηκε στο Κεφάλαιο 2.3. Οι εκτονωτές χωρίζονται σε δύο κατηγορίες:

- I. Εκτονωτές Δυναμικής Ροής (Turbo-expanders)
- II. Εκτονωτές Θετικής Εκτόπισης (Positive-displacement expanders)

Στην πρώτη κατηγορία ανήκουν οι στρόβιλοι ακτινικής και αξονικής ροής και στη δεύτερη κατηγορία ανήκουν οι σπειροειδείς (scroll), οι ελικοειδείς (screw), οι εμβολοφόροι (piston) και διάφοροι άλλοι τύποι όπως οι vane expander και οι rolling piston που είναι λιγότερο χρησιμοποιούμενοι.

3.1 ΕΚΤΟΝΩΤΕΣ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΡΟΗΣ

3.1.1 Αξονικοί Στρόβιλοι

Οι αξονικοί στρόβιλοι όταν χρησιμοποιούνται με οργανικά μέσα μεγάλου μοριακού βάρους, έχουν αρκετές σχεδιαστικές διαφορές [10]:

1. Τα οργανικά μέσα έχοντας μεγαλύτερο μοριακό βάρος, η ηχητική τους ταχύτητα είναι μικρότερη και πρέπει να αποφεύγουν υπερηχητικές ταχύτητες με κατάλληλο σχεδιασμό του ακροφυσίου εξόδου.
2. Οι πτώσεις πίεσης του συστήματος είναι μικρότερες και συνεπώς απαιτούνται λιγότερες βαθμίδες. Σε μερικές περιπτώσεις μπορεί να χρησιμοποιηθούν και στρόβιλοι μίας βαθμίδας, ειδικά σε εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών (π.χ γεωθερμία).
3. Η πυκνότητα του υπέρθερμου ατμού οργανικού μέσου είναι γενικά μεγαλύτερη από αυτή του νερού. Αυτό επιτρέπει το σχεδιασμό μικρότερων μηχανών
4. Οι στρόβιλοι οργανικού μέσου είναι μικρότερου μεγέθους από τους αντίστοιχους ατμοστρόβιλους και γιαυτό πρέπει να προβλέπεται η περίπτωση υπερτάχυνσης τους κατά την αλλαγή φορτίου
5. Τα οργανικά μέσα μπορεί να είναι εύφλεκτα, τοξικά συνήθως κοστίζουν αρκετά. Δίνεται μεγάλη σημασία, όπως φαίνεται, σε τέτοιες μηχανές η καλή μόνωσή τους ώστε να αποφεύγονται οι διαρροές.

3.1.2 Ακτινικοί Στρόβιλοι

Οι ακτινικοί στρόβιλοι είναι κατάλληλοι για μεγάλες πτώσεις πίεσης και μικρές παροχές μάζας. Η γεωμετρία τους επιτρέπει μεγάλες περιφερειακές ταχύτητες που οδηγούν σε μεγαλύτερες ενθαλπικές πτώσεις ανά βαθμίδα. Επιπλέον έχουν καλύτερη συμπεριφορά από τους ακτινικούς στα μερικά φορτία διατηρώντας υψηλό βαθμό απόδοσης σε μεγάλο εύρος λειτουργίας. Τα χαρακτηριστικά αυτά τους κάνουν ιδανικούς για χρήση σε συστήματα ORC, παρουσιάζοντας τα εξής πλεονεκτήματα [10]:

1. Με ελάχιστες τροποποιήσεις μπορούν να προσαρμοστούν σε διάφορες γεωθερμικές πηγές
2. Μπορούν παρουσιάσουν πολύ καλή απόδοση σε σημεία λειτουργίας εκτός σχεδίασης και να προσαρμοστούν σε οποιοδήποτε εποχιακές αλλαγές της θερμής πηγής, που είναι άλλωστε χαρακτηριστικό των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (ηλιακή, γεωθερμία)
3. Είναι λιγότερο ευαίσθητες στις ανακρίβειες του προφίλ των πτερυγίων, επιτρέποντας μεγάλους βαθμούς απόδοσης ακόμα και σε πολύ μικρά μεγέθη μηχανών.
4. Η κατασκευή τους είναι σημαντικά πιο εύκολη και λιγότερο κοστοβόρα από την αντίστοιχη των αξονικών στροβίλων.

Παρόλα αυτά για πολύ μικρά συστήματα ORC στην κλίμακα των KW δεν ενδείκνυται η χρήση ακτινικών στροβίλων [4]. Αυτό συμβαίνει διότι η ταχύτητα ακροπτερυγίου πρέπει να διατηρείται σταθερή οποιοδήποτε και αν είναι το μέγεθος της μηχανής. Η ταχύτητα ακροπτερυγίου γράφεται :

$$U = \pi * N * D \quad (3-1)$$

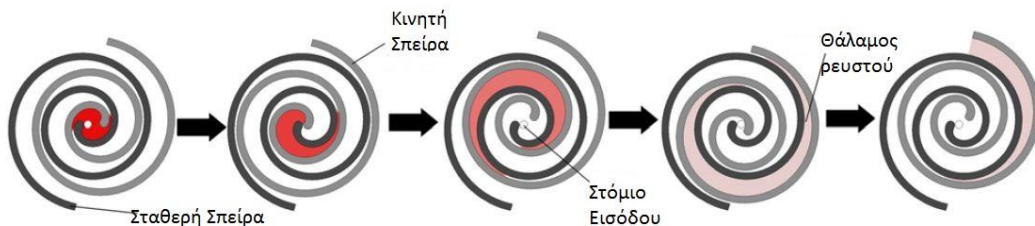
,όπου N η ταχύτητα περιστροφής του στροβίλου και D η διάμετρος του ρότορα. Όσο μικραίνει το μέγεθος της μηχανής, η διάμετρος δηλαδή, τόσο πρέπει να αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής, για να διατηρείται η ταχύτητα ακροπτερυγίου σταθερή. Πολύ μικρά μεγέθη μηχανής οδηγούν σε μη ρεαλιστικές ταχύτητες περιστροφής.

3.2 ΕΚΤΟΝΩΤΕΣ ΘΕΤΙΚΗΣ ΕΚΤΟΠΙΣΗΣ

Στους εκτονωτές θετικής εκτόπισης παραγωγή έργου έχουμε από την αποτόνωση του οργανικού μέσου σε ένα θάλαμο του οποίου ο όγκος μεταβάλλεται. Ανάλογα με τη γεωμετρία της μηχανής ξεχωρίζονται οι εξής τύποι:

3.2.1 Σπειροειδής Εκτονωτής

Όπως φαίνεται και από την ονομασία του ο σπειροειδής εκτονωτής (Scroll Expander) αποτελείται από 2 σπείρες μια σταθερή και μία κινητή. Η κινητή σπείρα κινείται έκκεντρα της σταθερής ,χωρίς όμως να περιστρέφεται ως προς αυτή. Ανάμεσα στις δύο σπείρες είναι παγιδευμένο το εργαζόμενο μέσο σε ένα θάλαμο ,του οποίου ο όγκος μεγαλώνει, όπως περιστρέφεται ο εκτονωτής, με αποτέλεσμα την εκτόνωση του μέσου. Η διαδικασία αυτή φαίνεται στο **Σχήμα 3-1**. Η αντίθετη διαδικασία ,κατά την οποία το μέσο συμπιέζεται ,πραγματοποιείται στους σπειροειδείς συμπιεστές. Οι σπειροειδείς συμπιεστές είναι πολύ διαδεδομένοι στην ψυκτική βιομηχανία. Έχουν λίγα κινούμενα μέρη και λειτουργούν πολύ ομαλά χωρίς δονήσεις και ηχητική μόλυνση. Δεν διαθέτουν βαλβίδες γεγονός που αυξάνει πολύ το χρόνο ζωής της μηχανής και απαιτεί πολύ λιγότερη συντήρηση.



Σχήμα 3-1. Αρχή λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή [2].

Ο όγκος του θαλάμου τη στιγμή που τελειώνει η εκτόνωση προς τον όγκο του θαλάμου τη στιγμή που ξεκινάει η εκτόνωση ,καλείται **κατασκευαστικός λόγος όγκου** και για αυτή την τεχνολογία κυμαίνεται από 2 έως 4. Για συμπιεστές ο λόγος ορίζεται από τους αντίστροφους όγκους. Το μέγεθος αυτό είναι σταθερό για κάθε μηχανή γεγονός το οποίο προκαλεί 2 είδη θερμοδυναμικών απωλειών [4]:

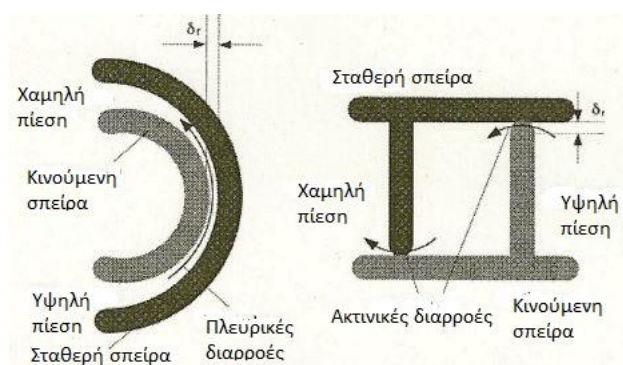
«Υπο-εκτόνωση»,(under-expansion) συμβαίνει όταν ο κατασκευαστικός λόγος όγκου είναι μικρότερος από τον λόγο όγκου του συστήματος .Σε αυτή την περίπτωση ο ειδικός όγκος στο θάλαμο κατά το τέλος της εκτόνωσης είναι μικρότερος από τον ειδικό όγκο του μέσου στην έξοδο του εκτονωτή. Η δεύτερη ορίζεται από το σύστημα, και συγκεκριμένα από τις συνθήκες που επικρατούνε στον συμπυκνωτή.

«Υπέρ-εκτόνωση»,(over-expansion) αντίστοιχα συμβαίνει όταν ο κατασκευαστικός λόγος όγκου του εκτονωτή είναι μεγαλύτερος από το λόγο όγκου του συστήματος.

Τα δύο αυτά είδη απωλειών μπορούν να μειώσουν πολύ την απόδοση της μηχανής , ειδικά το 2^ο , και για αυτό πρέπει να φρονίζεται ώστε το σύστημα θα λειτουργεί στο σημείο σχεδίασης. Άλλα είδη απωλειών που εμφανίζει αυτή η μηχανή είναι: απώλειες τριβής , απώλειες πίεσης στην είσοδο, απώλειες θερμότητας και απώλειες εσωτερικών διαρροών. Ο V.Lemort et al [17] μελέτησε τα είδη των απωλειών και τις επιπτώσεις που έχουν στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης.

Εσωτερικές Διαρροές

Οι εσωτερικές διαρροές έχουν και τη μεγαλύτερη επίδραση στον ισεντροπικό και ογκομετρικό βαθμό απόδοσης της μηχανής . Υπάρχουν δύο είδη διαρροών σε έναν σπειροειδή εκτονωτή και αντίστοιχα συμπιεστή: οι πλευρικές και οι ακτινικές διαρροές. Η πλευρική διαρροή οφείλεται στην χάρη μεταξύ των πλευρών των δύο σπειρών, ενώ η ακτινωτή διαρροή οφείλεται στην εκκαθάριση μεταξύ της άκρης της μιας σπείρας και της επιφάνειας της άλλης. [18]



Σχήμα 3-2.Ακτινικές και πλευρικές διαρροές σε σπειροειδή μηχανή. [18]

Ο λόγος που οι εσωτερικές διαρροές έχουν μεγάλη επίδραση στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης είναι διότι το εργαζόμενο μέσο περνάει από την περιοχή υψηλής πίεσης στην περιοχή χαμηλής χωρίς να αποτονωθεί και συνεπώς χωρίς να αποδώσει έργο στην άτρακτο.

Μετασκευή σπειροειδή συμπιεστή σε εκτονωτή

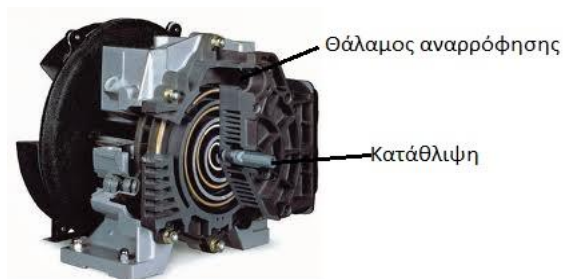
Όπως αναφέρθηκε οι σπειροειδείς μηχανές είναι πολύ διαδεδομένες ως συμπιεστές σε εφαρμογές ψύξης μικρής κλίμακας (κύκλωμα ψύξης αυτοκινήτου, ψυγείου κατοικίας κ.α).Οι εφαρμογές ORC μικρής κλίμακας στις οποίες θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί δεν είναι ακόμα εμπορικά διαθέσιμες και ως αποτέλεσμα η παραγωγή σπειροειδών εκτονωτων δεν έχει τραβήξει ακόμα την προσοχή της βιομηχανίας. Ο πιο συνηθισμένος τρόπος για να αποκτηθεί λοιπόν ένας τέτοιος εκτονωτής είναι η μετατροπή του από τον αντίστοιχο συμπιεστή. Οι δύο τύποι συμπιεστών που κυκλοφορούν αυτή τη στιγμή στην αγορά είναι οι

σπειροειδείς ανοικτού τύπου (open-type) και οι σπειροειδείς κλειστού τύπου (hermetic). Στους κλειστού τύπου συμπιεστές ο συμπιεστής και ο κινητήρας βρίσκονται μέσα στο ίδιο δοχείο, το οποίο λειτουργεί υπό πίεση. Το δοχείο είναι πληρωμένο με το ψυκτικό μέσο, το οποίο ψύχει και τον συμπιεστή και όλο το σύστημα είναι αεροστεγώς κλεισμένο ώστε να μην υπάρχουν διαρροές προς το περιβάλλον (Σχήμα 3-3). Το πλεονέκτημά τους είναι ότι εξασφαλίζουν πολύ υψηλή στεγανότητα.



Σχήμα 3-3. Κλειστού τύπου σπειροειδής συμπιεστής [4]

Οι ανοικτού τύπου είναι κανονικές σπειροειδείς μηχανές που συνδέονται με το υπόλοιπο ψυκτικό κύκλωμα και τον κινητήρα εξωτερικά. Μια τέτοια μηχανή φαίνεται στο Σχήμα 3-4. Προφανώς όταν λειτουργήσει αντίστροφα το οργανικό μέσο εισέρχεται από την κατάθλιψη και εξέρχεται από το θάλαμο αναρρόφησης. Αυτού του τύπου οι συμπιεστές προσφέρονται περισσότερο για μετατροπή σε εκτονωτές.



Σχήμα 3-4. Ανοικτού τύπου σπειροειδής συμπιεστής. [4]

Κατά τη μετατροπή ενός συμπιεστή όμως σε εκτονωτή, υπάρχουν κάποιες δυσκολίες. Προκειμένου να μπορεί να γίνει η αντίστροφη διεργασία, αφαιρούνται από την κατάθλιψη του συμπιεστή οι βαλβίδες αντεπιστροφής, οι οποίες βοηθούσαν και στην ανακυκλοφορία του ελαίου λίπανσης. Μετά την αφαίρεσή τους, το έλαιο δεν μπορεί να συγκρατηθεί στον εκτονωτή οπότε πρέπει να εφαρμοστεί μία από τις παρακάτω λύσεις :

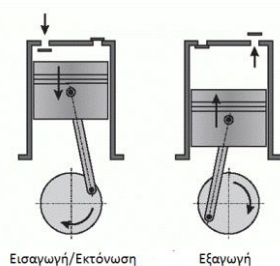
- Τοποθέτηση ελαιοπαγίδας μετά τον εκτονωτή και επιστροφή του με κατάλληλη διάταξη αντλίας στην αναρρόφηση
- Διάλυση κατάλληλου ελαίου στο εργαζόμενο μέσο ,σε ποσότητα έως 8% .Σε μεγαλύτερες συγκεντρώσεις μειώνεται πολύ ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή. [19]

Άλλη λύση θα ήταν να χρησιμοποιηθεί ξηρός σπειροειδής συμπιεστής ,ο οποίος δεν απαιτεί την ύπαρξη ελαίου για τη λίπανσή του.

3.2.2 Παλινδρομικός Εμβολοφόρος Εκτονωτής

Οι παλινδρομικοί εμβολοφόροι εκτονωτές (Reciprocating Piston Expander) έχουν ως επιπλέον απαίτηση σε σχέση με τους σπειροειδείς ,την ύπαρξη βαλβίδων αναρρόφησης και εκρόφησης. Για τη λειτουργία των βαλβίδων χρειάζεται κατάλληλος μηχανισμός (επιπλέον απαιτήσεις χώρου) ,ρυθμισμένος κατάλληλα ανάλογα τις απαιτήσεις του συστήματος ORC. Έρευνες έχουν δείξει ότι οι στρόβιλοι περιορίζονται σε ροές σταθερής κατάστασης .Σε περίπτωση μεταβαλλόμενης πρόσδοσης θερμότητας ,η υγρασία στο τέλος της εκτόνωσης δεν μπορεί να ελεγχθεί ,κάνοντας τους εμβολοφόρους εκτονωτές περισσότερο κατάλληλους σε τέτοιες εφαρμογές.(Teng et al. [20]).Επιπλέον οι παλινδρομικοί εκτονωτές είναι ικανοί να προσαρμοστούν σε μεγαλύτερους λόγους εκτόνωσης από τους σπειροειδείς ή τους ελικοειδείς. Το γεγονός αυτό τους κάνει πιο κατάλληλους για συστήματα ORC με μεγαλύτερους λόγους πίεσης και υψηλότερες θερμοκρασίες(WHR,Biomass CHP κ.α).

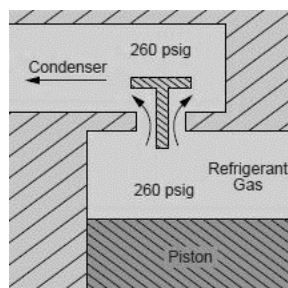
Η αρχή λειτουργίας του είναι ίδια με αυτή δίχρονης Μ.Ε.Κ. Όλες οι διεργασίες διεξάγονται σε ένα κύκλο λειτουργίας ή 360°.Στο μισό κύκλο ή 180° γίνονται οι διεργασίες της εισαγωγής οργανικού μέσου και η εκτόνωση όταν κλείσουν οι βαλβίδες εισαγωγής όπως φαίνεται στο **Σχήμα 3-5**.Στο δεύτερο μισό του κύκλου οι βαλβίδες εξαγωγής είναι ανοικτές και το οργανικό μέσο εξέρχεται. Στα μειονεκτήματα των εμβολοφόρων μηχανών συγκαταλέγονται οι αυξημένες τριβές, λόγω των περισσότερων κινούμενων μερών που διαθέτει ο μηχανισμός του. Τριβές υφίστανται ανάμεσα στα ελατήρια του εμβόλου και το χιτώνιο αλλά και στα ρουλεμάν του στροφαλοφόρου άξονα. Λόγω των αυξημένων τριβών η λίπανση είναι κρίσιμης σημασίας. Το έλαιο συνήθως διαλύεται μέσα στο οργανικό μέσο.



Σχήμα 3-5. Διεργασίες σε εμβολοφόρο εκτονωτή [21].

Μετασκευή εμβολοφόρου συμπιεστή σε εκτονωτή

Για τους ίδιους λόγους που αναφέρθηκαν και στο σπειροειδή εκτονωτή η εμπορική διαθεσιμότητα του εμβολοφόρου εκτονωτή για οργανικά μέσα είναι περιορισμένη. Ο εκτονωτής πρέπει να προκύψει από μετατροπή αντίστοιχου συμπιεστή που χρησιμοποιείται σε ψυκτικές εφαρμογές. Η μετατροπή όμως του εμβολοφόρου εκτονωτή είναι αρκετά πιο περίπλοκη από την αντίστοιχη του σπειροειδούς. Όπως φαίνεται και στο **Σχήμα 3-6** το άνοιγμα και το κλείσιμο το βαλβίδων σε συμπιεστή ψυκτικού κυκλώματος δεν βασίζεται σε κάποιο μηχανισμό(εκκεντροφόρος π.χ) αλλά στη διαφορά πίεσης μεταξύ του θαλάμου του εμβόλου και της γραμμής εξόδου. Προφανώς στον εκτονωτή το ίδιο σύστημα δεν μπορεί να λειτουργήσει. Για να μπορέσει να προσαρμοστεί η μηχανή χρειάζεται να σχεδιαστεί εκ νέου σύστημα διαχείρισης βαλβίδων ,συνήθως με μηχανισμό εκκέντρων. Η διαδικασία αυτή είναι αρκετά χρονοβόρα και πρέπει να γίνει από εξειδικευμένο κατασκευαστή.



Σχήμα 3-6.Μηχανισμός Βαλβίδων στον εμβολοφόρο συμπιεστή [22].

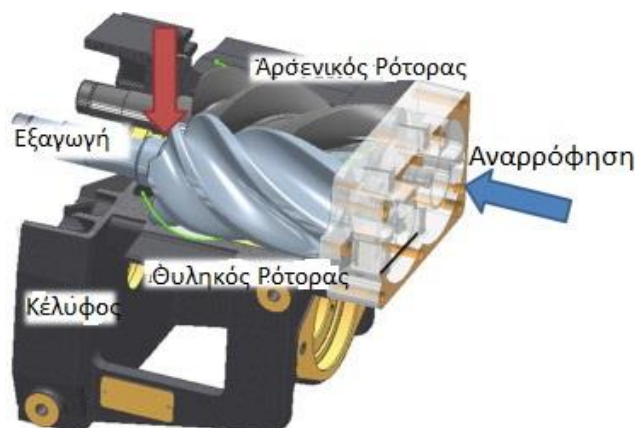
3.2.3 Ελικοειδής Εκτονωτής

Οι ελικοειδείς εκτονωτές (screw expanders) χρησιμοποιούνται ευρέως σε μονάδες RC ,και ειδικά σε γεωθερμικές και σε εφαρμογές ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας. Η ταχύτητα περιστροφής τους είναι αρκετά μεγαλύτερη από τη συνιστώμενη ταχύτητα περιστροφής των μηχανημάτων με τα οποία βρίσκονται σε σύζευξη(γεννήτρια),απαιτώντας τη χρήση ενδιάμεσων μειωτήρων. Επιπλέον η γραμμή παραγωγής τους απαιτεί υψηλό τεχνολογικό επίπεδο .Η λίπανση είναι ένα σημαντικό ζήτημα σε αυτές της μηχανές και επιλύεται με τη χρήση μίγματος οργανικού μέσου/ελαίου ως εργαζόμενο μέσο. [10]

Όπως όλες οι μηχανές θετικής εκτόπισης είναι απαραίτητο να υπάρχει μόνωση για την αποφυγή διαρροών. Για να αποφευχθεί η άμεση επαφή αλλά και να επιτύχουμε στεγανότητα μεταξύ των λοβών κάθε ρότορα δύο μέθοδοι λίπανσης εφαρμόζονται: η μέθοδος έγχυσης ελαίου και η ξηρή μέθοδος. Η μέθοδος έγχυσης ελαίου οδηγεί σε απλές σχέδια ελικοειδούς εκτονωτή ,φθηνά στην παραγωγή με υψηλή απόδοσης και ευρέως διαδεδομένα στην παραγωγή συμπιεστών. Οι εκτονωτές ξηρού τύπου, λειτουργούν

χωρίς λιπαντικό έλαιο, αποτρέποντας την επαφή μεταξύ των κινούμενων μερών του ρότορα χρησιμοποιώντας εξωτερικά συνεργαζόμενα γρανάζια. Εσωτερική στεγανότητα μεταξύ των ρουλεμάν και του εξωτερικού τοιχώματος. Τα επιπλέον εξαρτήματα που απαιτούνται για αυτού του είδους τους ελικοειδείς εκτονωτές αυξάνει σημαντικά το κόστος [2].

Η αρχή λειτουργίας του ελικοειδούς εκτονωτή φαίνεται στο **Σχήμα 3-7**. Οι δύο ρότορες, συνεργάζονται έτσι ώστε κατά την περιστροφή του, ο όγκος που έχει παγιδευτεί το εργαζόμενο μέσο να αυξάνει, προσδίδοντας έργο στην άτρακτο.



Σχήμα 3-7. Αρχή λειτουργίας ελικοειδούς εκτονωτή ξηρής λίπανσης [23].

Οι ελικοειδείς εκτονωτές χρησιμοποιούνται εκτενώς στην ψυκτική βιομηχανία, σε μεγάλης κλίμακας εφαρμογές. Χρησιμοποιούνται όμως και σε εφαρμογές ORC μεγάλης κλίμακας επίσης. Η παροχή όγκου που διαχειρίζονται είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή των σπειροειδών, για αυτό και χρησιμοποιούνται σε μονάδες της κλίμακας των MW, ενώ ο κατασκευαστικό λόγος όγκου παίρνει τιμές ελάχιστα μεγαλύτερες από αυτές του σπειροειδή.

Συμπεράσματα

Όπως φαίνεται δεν υπάρχει ένας κατάλληλος εκτονωτής για τα συστήματα ORC. Όπως και το εργαζόμενο μέσο έτσι και ο εκτονωτής πρέπει να επιλεγεί ανάλογα τις εκάστοτε συνθήκες. Υπάρχουν πολλοί παράμετροι που πρέπει να ληφθούν υπόψιν, όπως ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, ο λόγος πίεσης, η ισχύς εξόδου, οι ανάγκες λίπανσης, η ταχύτητα περιστροφής, το εργαζόμενο μέσο που θα χρησιμοποιηθεί, η αξιοπιστία και το κόστος. Ανάλογα πάντως την κλίμακα ισχύος της μονάδας ORC υπάρχουν κάποιες τυπικές επιλογές. Μεγάλες μονάδες στην κλίμακα των MW χρησιμοποιούν εξορισμού στροβίλους είτε ακτινικής είτε αξονικής ροής. Στην κλίμακα 100-1.000 kW μονόδρομο αποτελούν οι ελικοειδείς εκτονωτές, ενώ σε μικρότερες από 10 kW ισχύς οι σπειροειδείς φαίνονται να είναι η πιο αξιόπιστη επιλογή [10]. Οι εμβολοφόροι και άλλοι τύποι εκτονωτών θετικής εκτόπισης (Wankel, rotary vane) βρίσκονται σε ερευνητικό στάδιο, χωρίς να υπάρχει κάποια επιβεβαιωμένη εμπορική τους χρήση ακόμα. Θεωρητικά θα μπορούσαν, λόγω της ευρείας παραγωγής τους ως συμπιεστές, να χρησιμοποιηθούν σε ένα πολύ μεγάλο εύρος ισχύος (βλέπε Κεφάλαιο 6).

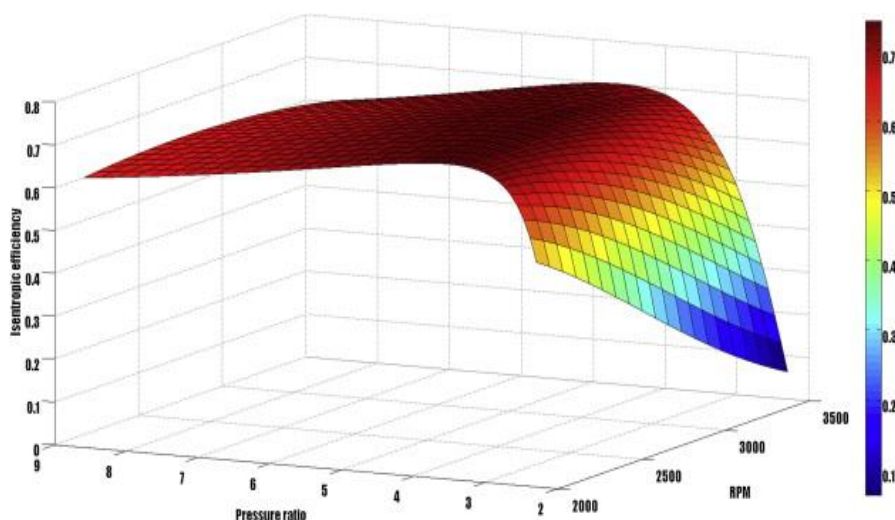
4 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ

Στο συγκεκριμένο κεφάλαιο γίνεται παρουσίαση του θερμοδυναμικού μοντέλου που αναπτύχθηκε για τους 3 τύπους εκτονωτών :Scroll,Screw και Piston.Παρουσιάζονται αναλυτικά οι εξισώσεις που χρησιμοποιούνται σε κάθε κομμάτι του μοντέλου και οι παράμετροι που απαιτούνται για την περιγραφή του. Στη συνέχεια γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων του μοντέλου με αποτελέσματα από άλλα μοντέλα της βιβλιογραφίας ή και από πειραματικά αποτελέσματα ακόμα. Τέλος γίνεται μια διερεύνηση της λειτουργίας των εκάστοτε εκτονωτών σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας και παρουσιάζονται τα αποτελέσματα.

4.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΤΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ

Όπως αναφέρει και ο V.Lemort [24] υπάρχουν 3 επίπεδα μοντέλοποίησης :

1. **Το Εμπειρικό Μοντέλο** (“ή Black-Box”). Αυτά χαρακτηρίζονται από πολύ χαμηλό υπολογιστικό κόστος, υψηλή αριθμητική ακρίβεια, αλλά δεν μπορούν να αποδώσουν αποτελέσματα πέρα από το εύρος για το οποίο έχουν ρυθμιστεί. Αυτού του είδους τα μοντέλα είναι κατάλληλα για να ενσωματωθούν σε δυναμικές μοντελοποιήσεις ,σαν συναρτήσεις εισόδου σε κυκλώματα Σ.Α.Ε.Ένα εμπειρικό μοντέλο ενός εκτονωτή θετικής εκτόπισης ,αποτελείται από 2 πολυωνυμικές παρεμβολές του ισεντροπικού και του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης. Μία τέτοια προσπάθεια έγινε από τους [25] ,οι οποίοι προσαρμόσαν την εξίσωση του Paceyka [26] για να παραστήσουν τον ισεντροπικό και τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης συναρτήση της πίεσης εισόδου, του λόγου πίεσης και της ταχύτητας περιστροφής για συγκεκριμένο εκτονωτή τεχνολογίας scroll.Τα αποτελέσματά τους φαίνονται στο **Σχήμα 4-1**



Σχήμα 4-1. Συνάρτηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης ως προς το λόγο πίεσης και την ταχύτητα περιστροφής για σταθερή πίεσης εισόδου από το εμπειρικό μοντέλο των [25]

2. **Το Ημιεμπειρικό Μοντέλο**(ή “Grey-box”) .Το συγκεκριμένο χαρακτηρίζεται από ένα σύνολο αλγεβρικών εξισώσεων που εκπροσωπούν τη φυσική σημασία της όλης διεργασίας που λαμβάνει μέρος. Τέτοια εξισώσεις σε έναν εκτονωτή περιγράφουν συνήθως διεργασίες όπως :οι απώλειες εισόδου/εξόδου, απώλειες θερμότητας, απώλειες διαρροών και θερμοδυναμικά μοντέλα για την εκτόνωση του αερίου. Τα μοντέλα αυτά αναπτύσσονται συνήθως για μόνιμες συνθήκες και έχουν χαμηλό υπολογιστικό κόστος. Επιτρέπουν την διερεύνηση της μηχανής σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας και διάφορες σχεδιαστικές παραμέτρους. Τα μοντέλα αυτά χρειάζονται πειραματικά δεδομένα για να προσαρμοστούν στην μηχανή που θέλουμε να εκπροσωπήσουν. Τέτοιο είναι και το μοντέλο που παρουσιάζεται στην παρούσα εργασία.
3. **Το Ντετερμινιστικό Μοντέλο**(ή “White-box”).Αυτό περιλαμβάνει ένα εκτενές σύνολο διαφορικών εξισώσεων μάζας και ενέργειας που περιγράφουν αναλυτικά όλες τις διεργασίες που λαμβάνουν μέρος. Έχουν πολύ υψηλό υπολογιστικό κόστος και χρησιμοποιούνται κυρίως στη σχεδίαση και βελτιστοποίηση του μηχανήματος .

Ο λόγος που επιλέχθηκε να αναπτυχθεί το δεύτερο είναι η ανάγκη για ένα απλό και γρήγορο μοντέλο με ακριβή αποτελέσματα ,το οποίο θα μπορεί να προσαρμόζεται “επιτόπου “ από πειραματικές μετρήσεις ή και από μετρήσεις που δίνει ο κατασκευαστής. Τέτοιου είδους μοντέλα χρειάζονται 8-10 παραμέτρους για να δουλέψουν ,που μπορούν να βρεθούν με συγκεκριμένο τρόπο από τα πειραματικά δεδομένα που είναι διαθέσιμα. Σε αντίθεση για ένα ντετερμινιστικό μοντέλο χρειάζεται κανείς να γνωρίζει επακριβώς τη γεωμετρία του εκτονωτή ,το υλικό που είναι κατασκευασμένος και πολλές άλλες τεχνικές λεπτομέρειες ,που προφανώς είναι πολύ δύσκολο να βρεθούν .Συνήθως και οι εκτονωτές που χρησιμοποιούνται σε κυκλώματα ORC είναι συμπιεστές που έχουν τροποποιηθεί να δουλεύουν ανάποδα οπότε δεν υπάρχει και η απαραίτητη τεχνογνωσία για να αναπτυχθεί ένα ντετερμινιστικό μοντέλο.

4.2 ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΗΣ ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ

4.2.1 Μοντελοποίηση Σπειροειδούς Εκτονωτή

Το συγκεκριμένο ημιεμπειρικό μοντέλο για τον scroll expander έχει προταθεί από τους V.Lemort et al. [27].Είναι βασισμένο σε ένα ημιεμπειρικό επίσης μοντέλο για κλειστού-τύπου scroll συμπιεστή που αναπτύχθηκε από τον E.Winandy και λοιπούς [28].Το τελευταίο αναπτύχθηκε βασισμένο σε λεπτομερείς πειραματικές μετρήσεις ,μέσα στον συμπιεστή. Κινείται στην ίδια κατεύθυνση με το υπολογιστικό μοντέλο που έχει αναπτύξει η ASHRAE για scroll συμπιεστές για εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού [29]. Η βασική τους ομοιότητα είναι ότι και τα δύο βασίζονται σε παραμέτρους που έχουν φυσική σημασία για την περιγραφή του μοντέλου.

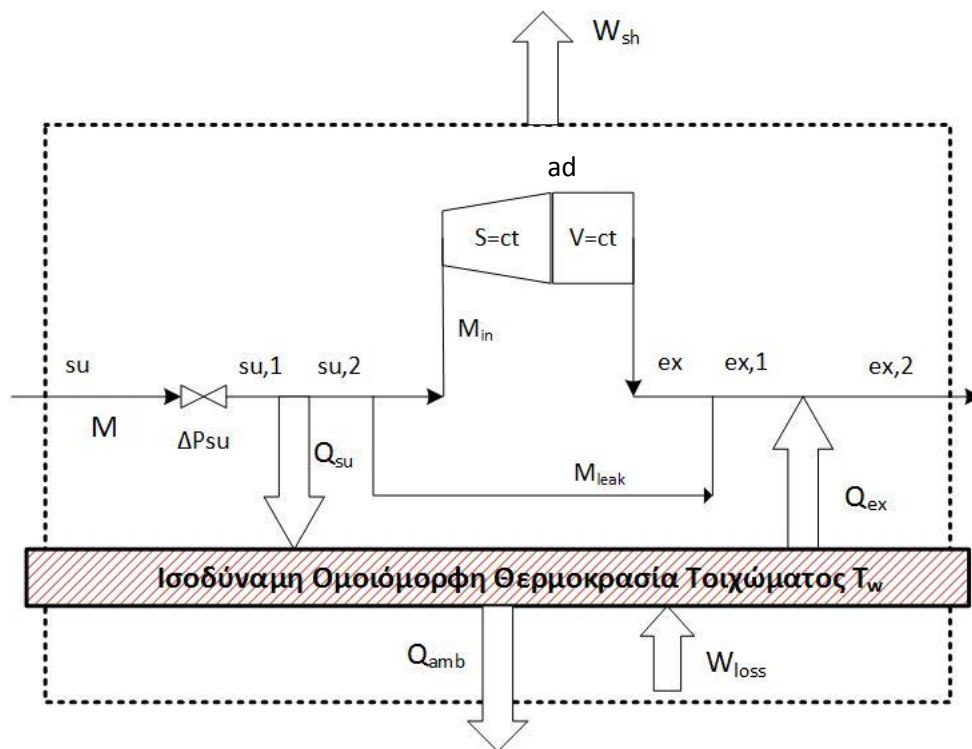
Το μοντέλο που ακολουθείται σε αυτή την εργασία [27] αφορά **ανοιχτού-τύπου scroll** εκτονωτές. Η διαφορά του στη μοντελοποίηση από τους κλειστού-τύπου έγκειται στο ότι οι 2^{οι} επειδή είναι συνδεδεμένοι με γεννήτρια στον άξονα όταν συνδεθούν στο δίκτυο δουλεύουν στα 50 Hz ,δηλαδή στις 1500 στροφές και επιπλέον στο μοντέλο πρέπει να ληφθεί υπόψιν ο ηλεκτρομηχανικός βαθμός απόδοσης της γεννήτριας.

Η ονοματολογία που χρησιμοποιήθηκε φαίνεται στον επόμενο πίνακα:

Ορολογία			
A	Επιφάνεια ,m ²	w	Ειδικό έργο ,J/kg
AU	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας ,W/K	Ẇ	Ισχύς ,W
c	Ταχύτητα ,m/s	ε	Αποδοτικότητα
C	Λόγος νεκρού όγκου	ζ	Βαθμός πλήρωσης
C _p	Ειδική θερμοχωρητικότητα ,J/kg K	η	Βαθμός απόδοσης
f _a	Λόγος αποκοπής βαλβίδων εισαγωγής	ρ	Πυκνότητα ,kg/m ³
f _p	Λόγος αποκοπής βαλβίδων εξαγωγής	φ	Λόγος αποκοπής βαλβίδων
d	Διάμετρος ,m	Δείκτες	
h	Ειδική ενθαλπία ,J/kg	ad	Adapted
H	Ολική ενθαλπία ,j/kg	amb	Ambient
Ḁ	Παροχή μάζας ,kg/s	calc	Calculated
N	Ταχύτητα περιστροφής ,rpm	crit	Critical
P	Πίεση ,Pa	dis	Discharge
Ḡ	Ρυθμός μεταφοράς θερμότητας, W	ex	Exhaust
r	Λόγος	exp	Expander
s	Εντροπία ,J/kg K	in	Internal
T	Θερμοκρασία ,°C	leak	Leakages
T _{loss}	Ροπή αντίστασης, N m	meas	Measured
U	Εσωτερική ενέργεια ,J	n	Nominal
v	Ειδικός όγκος , m ³ /kg	is	Isentropic
V	Όγκος, m ³	sh	Shaft
V _n	Συνολικός όγκος , m ³	su	Supply
V _s	Όγκος εμβολισμού, m ³	suc	Suction
Ḃ	Παροχή όγκου , m ³ /s	thr	Throat

Πίνακας 4-1. Ονοματολογία χρησιμοποιούμενων μεταβλητών

Η απεικόνιση του μοντέλου φαίνεται στο **Σχήμα 4-2**. Σε αυτή μπορούμε να διακρίνουμε τις βασικές διεργασίες που λαμβάνουν χώρα καθώς το ψυκτικό περνάει μέσα από τον εκτονωτή.



Σχήμα 4-2. Διεργασίες Ημιεμπειρικού Μοντέλου τύπου Scroll

Οι διεργασίες που αναγνωρίζονται είναι :

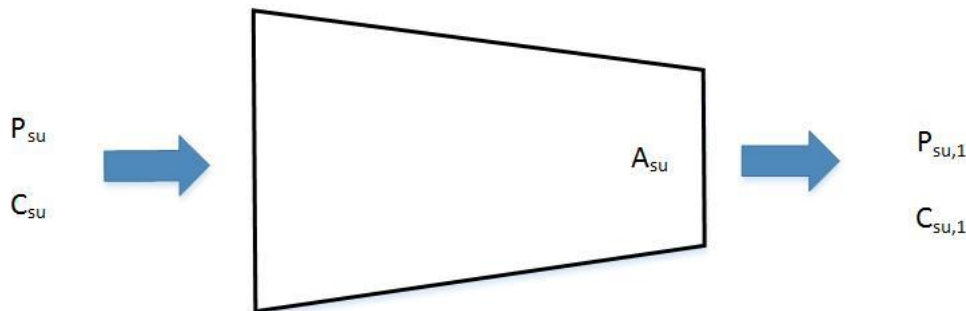
- I. Αδιαβατική πτώση πίεσης ($su \rightarrow su,1$)
- II. Ισοβαρής Ψύξη ($su,1 \rightarrow su,2$)
- III. Ισεντροπική εκτόνωση στην πίεση P_{ad} , που ορίζεται από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης της μηχανής. ($su,2 \rightarrow ad$)
- IV. Αδιαβατική εκτόνωση, υπό σταθερό όγκο μηχανής ($ad \rightarrow ex$)
- V. Αδιαβατική αναμίξη δύο ρευμάτων ($ex \rightarrow ex,1$)
- VI. Ισοβαρής θέρμανση ή Ψύξη ($ex,1 \rightarrow ex,2$)

Από την περιγραφή αυτή καταλαβαίνουμε ότι η πτώση πίεσης, η μεταφορά θερμότητας και οι εσωτερικές διαρροές έχουν "εικονικά" διαχωριστεί από την διεργασία της εκτόνωσης και λαμβάνουν μέρος ξεχωριστά η κάθε μία. Επιπλέον κατά τη συγκεκριμένη μοντελοποίηση δεν θεωρήθηκαν πτώσεις πίεσης στην έξοδο του εκτονωτή καθώς εκεί έχουμε γενικά χαμηλές πιέσεις, οπότε οι πτώσεις πίεσης συγκριτικά με την είσοδο είναι αμελητέες.

I. Αδιαβατική πτώση πίεσης (su→su,1)

Οι πτώσεις πιέσεις στην είσοδο μοντελοποιούνται με βάση την **ισεντροπική ροή σε συγκλίνων ακροφύσιο** [27]. Επειδή έχουμε μικρές πτώσεις πίεσης, από 0- 3% όπως έδειξε και στα πειράματα ο [28], άρα και από τη θεωρία ισεντροπική ροής για τέλειο αέριο, μικρό αριθμό Mach (0,01-0,1) το ρευστό μπορεί να θεωρηθεί **ασυμπίεστο**. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι για Mach =0.3 η πυκνότητα του ρευστού αλλάζει κατά 4% οπότε η υπόθεση περί ασυμπίεστου ρευστού είναι βάσιμη.

Το μοντέλο του συγκλίνοντος ακροφυσίου φαίνεται στο **Σχήμα 4-3**.



Σχήμα 4-3. Μοντελοποίηση απωλειών πίεσης εισόδου με συγκλίνων ακροφύσιο

Η διατομή A_{su} δεν είναι κάποια πραγματική διατομή αλλά μια «ισοδύναμη» που προσομοιάζει την διαδικασία πτώσης πίεσης όσο το δυνατόν καλύτερα στη συγκεκριμένη μηχανή. Το μέγεθος αυτό είναι μία από τις παραμέτρους του μοντέλου που προσδιορίζεται από πειραματικά δεδομένα με τη βοήθεια γενετικών αλγορίθμων, και τη διαδικασία που θα παρουσιαστεί στη συνέχεια.

Η ταχύτητα στην είσοδο μπορεί να θεωρηθεί 0 ($C_{su}=0$) οπότε έχουμε την περίπτωση ισεντροπικής ροής σε συγκλίνων ακροφύσιο από δοχείο αδράνειας πίεσης P_{su} . Εφαρμόζοντας τις εξισώσεις Ενέργειας και Ορμής για αδιαβατική ροή [30], στις θέσεις su-su,1:

Εξίσωση Ενέργειας για Αδιαβατική Ροή:

$$h_{su} + \frac{C_{su}^2}{2} = h_{su,1} + \frac{C_{su,1}^2}{2} \rightarrow h_{su} = h_{su,1} + \frac{C_{su,1}^2}{2} \quad (4-1)$$

Εξίσωση Ορμής

$$P_{su} + \frac{\rho_{su} * C_{su}}{2} = P_{su,1} + \frac{\rho_{su} * C_{su,1}}{2} \rightarrow \Delta P_{su} = \frac{C_{su,1}^2}{2 * v} \quad (4-2)$$

Όπου $v = \frac{1}{\rho}$ ο ειδικός όγκος.

$$P_{su1} = P_{su} - \Delta p_{su} \quad (4-3)$$

$$\dot{M} = \frac{\dot{V}_{su1}}{v_{su}} \quad (4-4)$$

$$\dot{V}_{su1} = A_{su} * c_{su} \quad (4-5)$$

Αυτές οι 5 εξισώσεις λύνονται με το πρόγραμμα EES. Συνδυάζοντας τις εξισώσεις (4-4) (4-5) (4-2) βγαίνει η γνωστή σχέση για ισεντροπική και ασυμπίεστη ροή:

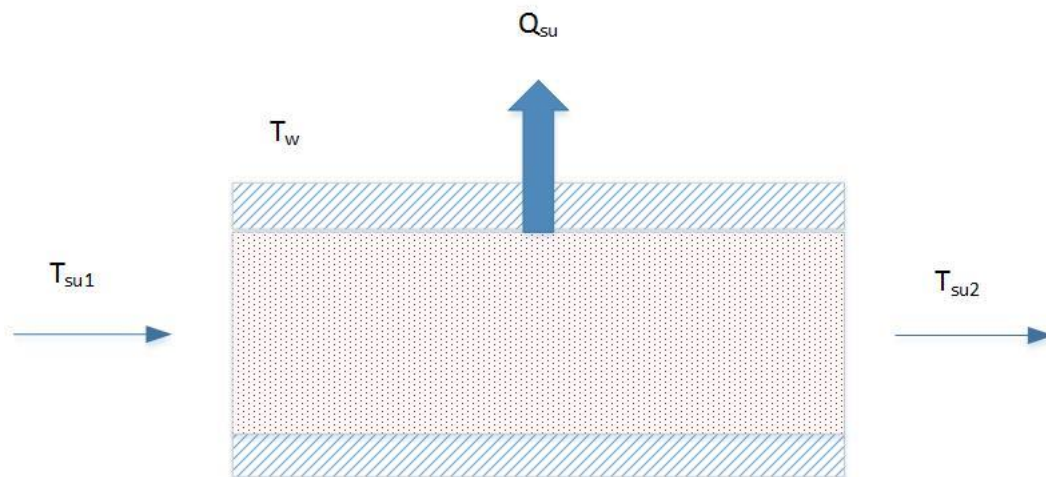
$$\dot{M} = \pi * \frac{d_{su}^2}{4} * \sqrt{2 * \Delta P_{su} * \rho_{su}} \quad (4-6)$$

Γενικά :

- Το EES δεν λύνει με κάποιο συγκεκριμένο τρόπο αυτό το σύστημα εξισώσεων. Αυτό που χρειάζεται είναι να υπάρχουν τόσες άγνωστες μεταβλητές όσες και εξισώσεις. Όταν πληρείται αυτό το κριτήριο, το πρόγραμμα από μόνο του αποφασίζει ποιος είναι ο πιο εύκολος τρόπος, υπολογιστικά, να ομαδοποιηθούν και να λυθούν οι εξισώσεις.
- Σε αυτές τις εξισώσεις, μπορούν να προστεθούν και οι εξισώσεις που προκύπτουν από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου. Οι συναρτήσεις των ιδιοτήτων αυτών είναι αποθηκευμένες αυτόματα στο EES και μπορούμε να τις προσθέσουμε στον κυρίως κώδικα, σαν κανονικές εξισώσεις.

II. Ισοβαρής Ψύξη (su,1 → su,2)

Επειδή τα τοιχώματα του εκτονωτή βρίσκονται εν γένει σε μικρότερη θερμοκρασία από το εισερχόμενο ρευστό, έχουμε μεταφορά θερμότητας από το ρευστό στο τοίχωμα, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 4-4**.



Σχήμα 4-4. Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας από το ψυκτικό μέσο στο τοίχωμα του εκτονωτή

Η θερμοκρασία T_w που φαίνεται στο σχήμα

Η ροή θερμότητας μπορεί να γραφεί:

$$\dot{Q}_{su} = \dot{M} * C_p * (\dot{T}_{su1} - T_{su1}) \quad (4-7)$$

$$\dot{Q}_{su} = \varepsilon_{su} * \dot{M} * C_p * (T_w - T_{su1}) \quad (4-8)$$

Σύμφωνα με τη μέθοδο NTU :

$$\varepsilon_{su} = 1 - e^{-\frac{AU_{su}}{\dot{M} * C_p}} \quad (4-9)$$

Ο συντελεστής AU_{su} (μονάδες W/K) πρέπει να αλλάζει ανάλογα με τη παροχή του εργαζόμενου μέσου. Για αυτό ορίζεται μια ονομαστική παροχή ,αυθαίρετα, και ένας ονομαστικός συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας ο οποίος μεταβάλλεται σύμφωνα με :

$$AU_{su} = AU_{su_n} * \left(\frac{\dot{M}}{\dot{M}_n}\right)^{0,8} \quad (4-10)$$

Η τιμή της ονομαστικής παροχής \dot{M}_n δεν έχει συγκεκριμένη σημασία. Επιλέγεται αυθαίρετα ,συνήθως παίρνει τιμές 0,12 kg/s ,σε ίδια τάξη μεγέθους με την παροχή που αναμένουμε να έχουμε και ανάλογα την τιμή που τις δώσουμε ,προκύπτει και η τιμή της AU_{su_n} από τη διαδικασία της παρεμβολής των πειραματικών σημείων. Η εξίσωση (ΑΡΙΘΜΟΣ) προκύπτει από την θεωρία τυρβώδης ροή σε κυκλικό αγωγό ,με αναλογία της παροχής με τον αριθμό Reynolds [31].Απαραίτητη υπόθεση για να βγει αυτή η σχέση, είναι ότι οι υπόλοιπες ιδιότητες του ρευστού παραμένουν ίδιες. Τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην έξοδο βρίσκονται από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου θεωρώντας ότι η πίεση μένει σταθερή ανάμεσα στις 2 αυτές θέσεις.

Εσωτερικές Διαρροές

Οι εσωτερικές διαρροές υπολογίζονται σαν ισεντροπική και αδιαβατική ροή σε συγκλίνων ακροφύσιο ,όπως ακριβώς και οι απώλειες εισόδου. Η πίεση στη έξοδο είναι $P_{thr} = \max(P_{crit}, P_{ex})$. Αυτό γιατί αν η πίεση P_{ex} είναι μικρότερη από την κρίσιμη έχουμε ηχητική ροή στο λαιμό (choking) και η παροχή που μπορεί να περάσει από το ακροφύσιο «παγώνει» [30]. Αν η P_{ex} είναι μεγαλύτερη από P_{crit} τότε η παροχή που περνάει είναι μικρότερη από αυτή που αντιστοιχεί στην ηχητική κατάσταση.

Η κρίσιμη πίεση υπολογίζεται :

$$P_{crit} = P_{su2} * \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (4-11)$$

Επειδή ο λόγος P_{su}/P_{ex} είναι μεγάλος, έχουμε μεγάλες ταχύτητες ρευστού (μεγάλα Mach) και η ροή δεν μπορεί να θεωρηθεί συμπιεστή. Χρησιμοποιούμε τις εξισώσεις για συμπιεστή ροή [27] και προκύπτει το παρακάτω σύστημα που λύνεται από το EES.

$$P_{su2} * v_{su2}^\gamma = P_{thr} * v_{thr}^\gamma \quad (4-12)$$

$$P_{thr} = \max(P_{crit}, P_{ex}) \quad (4-13)$$

$$P_{crit} = P_{su2} * \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4-14)$$

$$h_{su2} = h_{thr} + \frac{c_{thr}^2}{2} \quad (4-15)$$

$$h_{thr} = h(P_{thr}, s_{su2}) \quad (4-16)$$

$$v_{thr} = v(P_{thr}, h_{thr}) \quad (4-17)$$

$$\dot{M}_{leak} = A_{leak} * \frac{c_{thr}}{v_{thr}} \quad (4-18)$$

Παροχή Μάζας

Η παροχή ρευστού που περνάει από τη μηχανή, εξαρτάται από τον όγκο που μπορεί να διαχειριστεί και την πυκνότητα που έχει αυτός ο όγκος. Επειδή συνήθως ο εκτονωτής προκύπτει από μετατροπή του αντίστοιχου συμπιεστή η παροχή μάζας εκφράζεται ως προς τα στοιχεία αυτού:

$$\dot{M}_{in} = \frac{\dot{V}_{s,exp}}{v_{su,2}} = \frac{N_{exp} * V_{s,exp}}{60 * v_{su,2}} = \frac{N_{exp} * V_{s,cp}}{60 * v_{su,2} * r_{v,in}}$$

Ο όγκος που σαρώνει ο εκτονωτής ανά περιστροφή $V_{s,exp}$ επί την ταχύτητα περιστροφής N_{exp} , δίνει την παροχή όγκου που διαχειρίζεται. Η παροχή όγκου $\dot{V}_{s,exp}$ που διαχειρίζεται ο εκτονωτής ισούται με την παροχή όγκου που διαχειρίζεται η ίδια μηχανή όταν δουλεύει σαν συμπιεστής $V_{s,cp}$, διαιρεμένη με τον εσωτερικό λόγο όγκων $r_{v,in}$.

Η συνολική μάζα που περνάει από τον expander είναι προσαυξημένη κατά τις διαρροές έτσι ώστε να ισχύει ο ισολογισμός μάζας:

$$\dot{M} = \dot{M}_{in} + \dot{M}_{leak}$$

III. Ισεντροπική εκτόνωση στην πίεση P_{ad} , που ορίζεται από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης της μηχανής. (su,2→ad)

Η εκτόνωση του αερίου ψυκτικού μέσου εξαρτάται από τον κατασκευαστικό εσωτερικό λόγο όγκων $r_{v,in}$. Αυτός ο λόγος είναι σταθερός όπως εξηγήθηκε και δείχνει πόσο μεγαλύτερος γίνεται ο "θάλαμος", στον οποίο μέσα αποθηκεύτηκε το αέριο ψυκτικό, κατά την εκτόνωσή του.

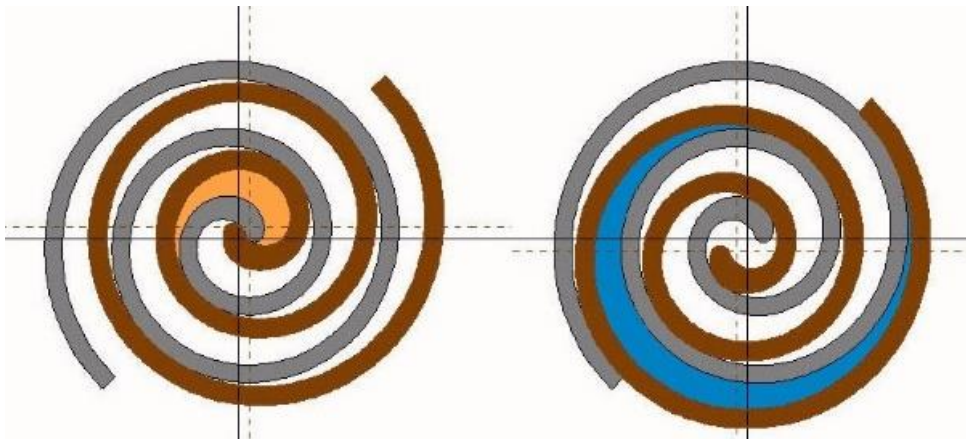
Συνεπώς οι **ειδικοί όγκοι** του αερίου πριν και μετά την εκτόνωση, φαίνονται στο **Σχήμα 4-5** , και μπορούν να συσχετιστούν με την παρακάτω εξίσωσή:

$$r_{v,in} = \frac{v_{ad}}{v_{su2}}$$

Γνωρίζοντας τον ειδικό όγκο στη θέση ad της αδιαβατικής εκτόνωσης και με την υπόθεση ότι η εκτόνωση γίνεται ισεντροπικά ,από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου μπορούμε να βρούμε τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στη θέση αυτή:

$$P_{ad} = \text{Pressure}(v = v_{ad}, s = s_{su2})$$

$$h_{ad} = \text{enthalpy}(v = v_{ad}, s = s_{su2})$$



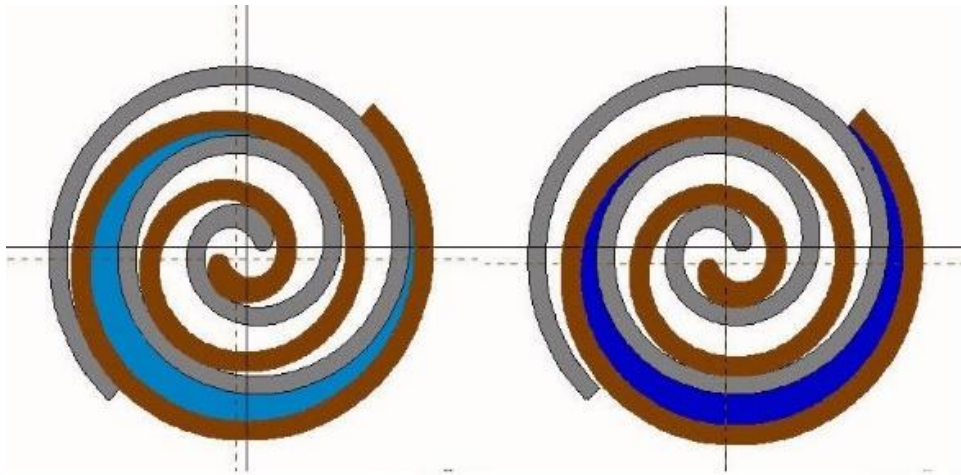
Σχήμα 4-5. Ειδικός όγκος πριν την εκτόνωση, αφού διακόπηκε η επικοινωνία με τη βαλβίδα εισαγωγής (Αριστερά) και ειδικός όγκος μετά την εκτόνωση, λίγο πριν ξεκινήσει η επικοινωνία του θαλάμου με τη βαλβίδα εξαγωγής (Δεξιά).

IV. Αδιαβατική εκτόνωση , ύπο σταθερό όγκο μηχανής (ad→ex)

Μετά το πέρας της εκτόνωσης ,ο θάλαμος με το ψυκτικό βρίσκεται σε πίεση P_{ad} .Την επόμενη χρονική στιγμή ,αφού έχει γίνει μια μικρή περιστροφή των σπειρών ,ο θύλακας με το ψυκτικό επικοινωνεί με τη βαλβίδα εξαγωγής ,η οποία με τη σειρά της επικοινωνεί με το υπόλοιπο κύκλωμα του ORC.Αυτό φαίνεται στο **Σχήμα 4-5**.Εκεί όμως επικρατεί πίεση P_{ex} η οποία ρυθμίζεται από τον συμπυκνωτή και μένει εν γένει σταθερή. Το μοντέλο όπως προαναφέρθηκε δεν υποθέτει απώλειες πίεσης εξόδου ,οπότε αφού το πιο πιθανό είναι να ισχύει $P_{ad} \neq P_{ex}$ η πίεση στο θύλακα θα πρέπει εξισωθεί με την πίεση εξόδου. Εδώ διακρίνουμε 2 περιπτώσεις:

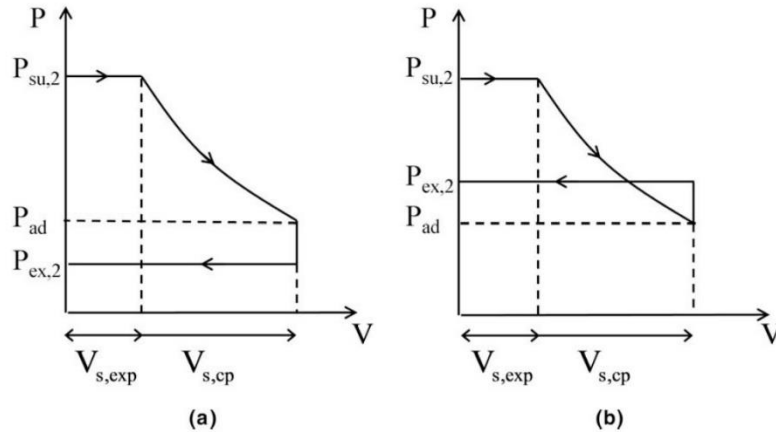
- $P_{ad} > P_{ex}$.Το φαινόμενο αυτό φαίνεται στην και ονομάζεται “Υποεκτόνωση”(Under-expansion).Όπως αναφέρει και στο μοντέλο του ο V.Lemort et al. [27] ,προκειμένου να γίνει αυτή η εξισορρόπηση ,γίνεται η υπόθεση ότι μια μικρή ποσότητα μάζας ΔM εξέρχεται ακαριαία από το θάλαμο του εκτονωτή .Σχηματικά αυτό φαίνεται στο **Σχήμα 4-7(a)**.

- $P_{ad} < P_{ex}$. Το φαινόμενο αυτό φαίνεται στο **Σχήμα 4-7(b)** και ονομάζεται “Υπέρ-εκτόνωση” (Over-expansion). Αντίστοιχα για να γίνει πάλι η εξισορρόπηση των πιέσεων γίνεται η υπόθεση ότι μια μικρή ποσότητα μάζας ΔΜ εισέρχεται ακαριαία στο θάλαμο του εκτονωτή.



Σχήμα 4-6. Θάλαμος με το ψυκτικό στο τέλος της εκτόνωσης όπου επικρατεί P_{ad} (Αριστερά) και ο θάλαμος τη στιγμή που αρχίζει η επικοινωνία με την έξοδο του εκτονωτή και επικρατεί πλέον πίεση P_{ex} (Δεξιά).

- Αναφέρεται στην [27] ότι τα φαινόμενα της υπο- και υπέρ-εκτόνωσης δεν συνδέονται άμεσα με κάποια έργα. Αφού γίνονται ακαριαία δηλαδή και δεν έχουμε κάποια μεταβολή όγκου της μηχανής (περιστροφή του άξονα), δεν μπορεί να υπάρχει έργο. Παρόλα αυτά τα 2 αυτά φαινόμενα συνδέονται με **απώλειες βαθμού απόδοσης** και με διαφορετική βαρύτητα το καθένα. Όταν έχουμε “Υπο-εκτόνωση” ο λόγος των απωλειών είναι προφανής. Θα μπορούσαμε να είχαμε κάνει εκτόνωση μέχρι την πίεση P_{ex} , αλλά η εκτόνωση σταμάτησε σε υψηλότερη πίεση. Όταν έχουμε “Υπέρ-εκτόνωση” η αυξημένη μάζα που προκύπτει κατά την εξώθηση του αερίου, αυξάνει το αντίστοιχο έργο ρίχνοντας έτσι τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Στο πεδίο των εκτονωτών είναι ευρέως γνωστό και έχει αποδειχθεί από πολλούς ερευνητές ότι οι απώλειες υπέρ-εκτόνωσης έχουν μεγαλύτερη επίδραση στο βαθμό απόδοσης ενός εκτονωτή. Από αυτό συμπεραίνουμε ότι ένας εκτονωτής δεν πρέπει ποτέ να λειτουργεί σε μικρούς λόγους πίεσης που δημιουργούν φαινόμενα υπέρ-εκτόνωσης. Οι Yadong Zhu et al. [32] έδειξαν ότι ο λόγος εκτόνωσης που οδηγεί στη μέγιστη παραγόμενη ισχύ σε ένα συνολικό κύκλωμα ORC είναι **λίγο μεγαλύτερος από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης της μηχανής scroll.**



Σχήμα 4-7. Διάγραμμα πιέσεων ενός εκτονωτή που δουλεύει με Υπο-εκτόνωση (Αριστερά) και διάγραμμα πιέσεων εκτονωτή που δουλεύει με Υπερ-εκτόνωση (Δεξιά). [27]

Συναλλαγή Έργων

Κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης αναγνωρίζουμε 3 φάσεις κατά τις οποίες έχουμε συναλλαγή έργου:

- Τη φάση της εισαγωγής του αερίου στο θάλαμο (suction)
- Τη φάση της ισεντροπικής εκτόνωσης (expansion)
- Και τη φάση της εξαγωγής του αερίου από το θάλαμο (discharge)

Κατά τη φάση της **εισαγωγής**, ο θάλαμος είναι σε επικοινωνία με τη γραμμή εισόδου του εκτονωτή και έχουμε ροή αερίου προς αυτόν. Ο όγκος του θαλάμου παράλληλα μεγαλώνει, αφού περιστρέφεται ο εκτονωτής, οπότε έχουμε έργο ογκομεταβολής. Κατά τα γνωστά από τη θερμοδυναμική και από [27] έχουμε:

$$\dot{W}_{suc} = P_{su,2} \cdot \dot{V}_{s,exp} = P_{su,2} \cdot V_{s,exp} \cdot \frac{N_{exp}}{60} \quad (4-19)$$

Αντίστοιχα κατά τη φάση της **εξαγωγής**, που ξεκινάει όταν ο θάλαμος επικοινωνήσει με τη γραμμή εξόδου από τον εκτονωτή, έχουμε ροή αερίου προς τα έξω. Παράλληλα ο όγκος του εκτονωτή μειώνεται, οπότε έχουμε πάλι έργο ογκομεταβολής. Αυτή τη φορά όμως επειδή το διάνυσμα της πίεσης είναι αντίθετο με τη μεταβολή όγκου έχουμε αρνητικό έργο. Πάλι κατά τα γνωστά από τη θερμοδυναμική και από [27] έχουμε:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{dis} &= -r_{v,in} \cdot P_{ex,2} \cdot \dot{V}_{s,exp} \\ &= -r_{v,in} \cdot P_{ex,2} \cdot V_{s,exp} \cdot \frac{N_{exp}}{60} \end{aligned} \quad (4-20)$$

Προφανώς κατά την εξαγωγή ο όγκος που “διώχνει” ο εκτονωτής είναι μεγαλύτερος από αυτό που εισάχθηκε κατά τον παράγοντα $r_{v,in}$.

Κατά τη φάση της **εκτόνωσης**, τη στιγμή που κλείνει η επικοινωνία του θαλάμου με τη γραμμή εισόδου και μέχρι λίγο πριν συνδεθεί με τη γραμμή εξόδου, έχουμε εκτόνωση του αερίου. Η μεταβολή είναι αδιαβατική και ισεντροπική και για κλειστό θερμοδυναμικό σύστημα έχουμε [33] :

$$U = dQ + dW \xrightarrow{dQ=0} dW = dU \quad (4-21)$$

Από τον ορισμό της ενθαλπίας:

$$H = U + P * V \quad (4-22)$$

$$\Delta W = \Delta U = \Delta H - \Delta(P * V)$$

$$\Rightarrow w_{ex} = h_2 - h_3 - (P_2 * v_2 - P_3 * v_3)$$

$$\Rightarrow w_{in} = h_{su2} - P_{su2}v_{su2} - h_{ad} + P_{ad}v_{ad}$$

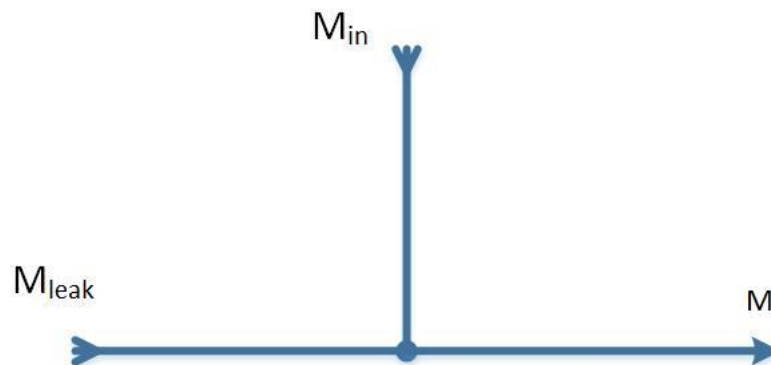
$$\dot{W}_{in} = w_{in} * \dot{M}_{in} \quad (4-23)$$

Συνδυάζοντας τις εξισώσεις (4-19), (4-20),(4-23) προκύπτει η εσωτερική ισχύς του εκτονωτή:

$$\dot{W}_{in} = \dot{M}_{in}[(h_{su2} - h_{ad}) + v_{ad} * (P_{ad} - P_{ex,2})] \quad (4-24)$$

V. Αδιαβατική αναμίξη δύο ρευμάτων (ex→ex,1)

Οι διαρροές αφού προσπεράσουν τη φάση της εκτόνωσης αναμιγνύονται αδιαβατικά με την παροχή μάζας που περνάει μέσα από τον εκτονωτή. Η διαδικασία αυτή φαίνεται στο παρακάτω στο **Σχήμα 4-8**.



Σχήμα 4-8. Μοντέλο αδιαβατικής ανάμιξης.

Η εξίσωση που περιγράφει την αδιαβατική ανάμιξη δίνεται παρακάτω:

$$\dot{M}_{in} * h_{ex} + \dot{M}_{leak} * h_{su2} = \dot{M} * h_{ex1} \quad (4-25)$$

Η πίεση είναι σταθερή κατά την ανάμιξη οπότε ξέροντας την ενθαλπία στη θέση $ex,1$ και την πίεση που είναι ίδια $P_{ex}=P_{ex,1}$ μπορούμε να υπολογίσουμε τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην θέση $ex,1$.

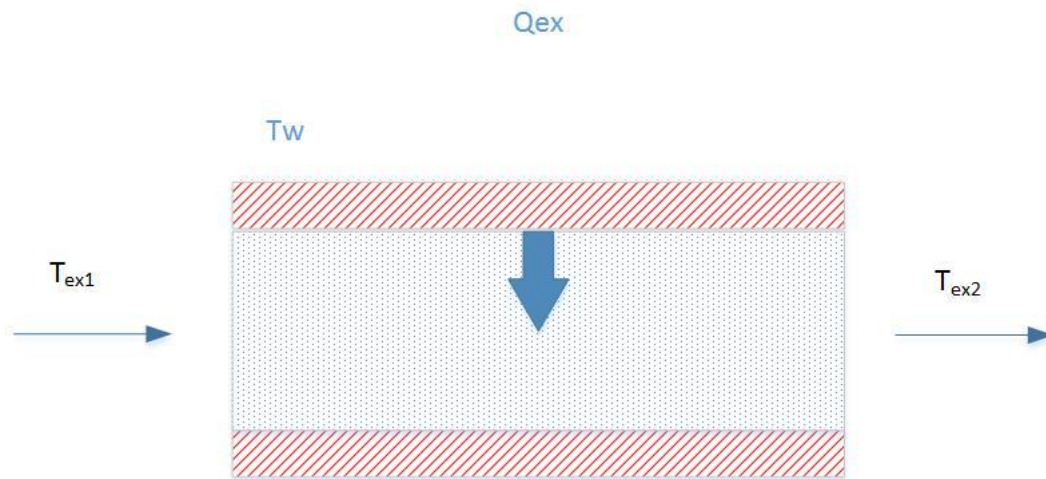
$$s_{ex,1} = \text{entropy}(P = P_{ex}, H = h_{ex,1})$$

$$v_{ex,1} = \text{volume}(P = P_{ex}, H = h_{ex,1}) \quad (4-26)$$

$$T_{ex,1} = \text{temperature}(P = P_{ex}, H = h_{ex,1})$$

VI. Ισοβαρής θέρμανση ή Ψύξη ($ex,1 \rightarrow ex,2$)

Το ψυκτικό μέσο στην έξοδο του εκτονωτή βρίσκεται γενικά σε χαμηλότερη θερμοκρασία από τα τοιχώματα της μηχανής. Γιαυτό το λόγο υπάρχει μια ροή θερμότητας από το τοίχωμα στο ρευστό.



Σχήμα 4-9. Μοντελοποίηση μεταφοράς θερμότητας από το ψυκτικό μέσο στο τοίχωμα του εκτονωτή

Η ροή θερμότητας μπορεί να γραφεί [27]:

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{M} * C_p * (\dot{T}_{ex2} - T_{ex1}) \quad (4-27)$$

$$\dot{Q}_{ex} = \varepsilon_{ex} * \dot{M} * C_p * (T_w - T_{ex1}) \quad (4-28)$$

$$\varepsilon_{ex} = 1 - e^{-\frac{AU_{ex}}{\dot{M} * C_p}} \quad (4-29)$$

Ο συντελεστής AU_{ex} (μονάδες W/K) πρέπει να αλλάζει ανάλογα με τη παροχή του εργαζόμενου μέσου. Όπως ορίστηκε και ο αντίστοιχος συντελεστής για την είσοδο του εκτονωτή συναρτήσει της παροχής :

$$AU = AU_{ex_n} * \left(\frac{\dot{M}}{\dot{M}_n}\right)^{0,8} \quad (4-30)$$

Υπενθυμίζεται ότι η ονομαστική παροχή μάζας \dot{M}_n διαλέγεται αυθαίρετα ενώ η παραπάνω σχέση προκύπτει από την αναλογία του αριθμού Reynolds, θεωρώντας ότι όλες οι άλλες ιδιότητες του μέσου μένουν ίδιες [31]. Τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην έξοδο βρίσκονται από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου θεωρώντας ότι η πίεση μένει σταθερή ανάμεσα στις 2 αυτές θέσεις.

Απώλειες Τριβών

Οι απώλειες τριβών προέρχονται από την επαφή του σπειρώματος με το κέλυφος, και από τα ρουλεμάν. Για τη μοντελοποίηση του χρησιμοποιείται η παράμετρος T_{loss} η οποία πρέπει να αναγνωρισθεί. Σύμφωνα με τον [27]:

$$\dot{W}_{loss} = 2 * \pi * N_{exp} * T_{loss} \quad (4-31)$$

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} \quad (4-32)$$

Η τελευταία σχέση δίνει την αποδιδόμενη στην άτρακτο του εκτονωτή ισχύ.

Ισολογισμός Θερμότητας

Κατά τη μεταφορά θερμότητας από και προς τα τοιχώματα του εκτονωτή υποθέσαμε μια ενιαία θερμοκρασία T_w που επικρατεί σε όλη την επιφάνεια της μηχανής. Η θερμοκρασία αυτή βρίσκεται θεωρώντας τον θερμικό ισολογισμό στον εκτονωτή σε μόνιμη κατάσταση.

Οι απώλειες του εκτονωτή προς το περιβάλλον περιγράφονται με την εισαγωγή ενός ολικού συντελεστή απωλειών:

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb} * (T_w - T_{amb}) \quad (4-33)$$

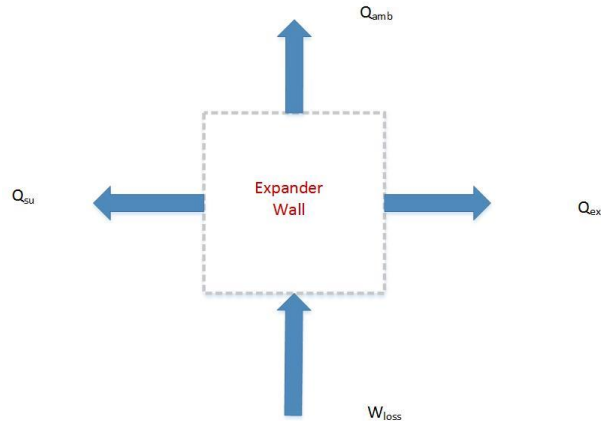
Όπου T_{amb} είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος και AU_{amb} ο συντελεστής θερμικών απωλειών προς το περιβάλλον, ο οποίος πρέπει να αναγνωρισθεί υπολογιστικά.

Θεωρώντας ότι οι απώλειες τριβών γίνονται θερμότητα που εκλύεται μέσα στη μηχανή ο ισολογισμός φαίνεται στο **Σχήμα 4-10** και γράφεται:

$$\dot{W}_{loss} - \dot{Q}_{ex} - \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} = 0 \quad (4-34)$$

Στην ουσία ο ισολογισμός αυτός δείχνει ότι ανάλογα τη θερμότητα που εκλύεται από τις τριβές και τη θερμότητα που μπορεί να διαφύγει προς το περιβάλλον και από ή προς το ψυκτικό μέσο διαμορφώνεται η ενιαία θερμοκρασία τοιχώματος. Η σχέση αυτή λύνεται υπολογιστικά με δοκιμές ώστε να βρεθεί η κατάλληλη T_w που θα την επαληθεύει.

Οι θερμορροές \dot{Q}_{amb} , \dot{Q}_{ex} , \dot{Q}_{su} φαίνονται ότι είναι από το τοίχωμα προς το περιβάλλον ή το ψυκτικό επειδή έχουν εκφραστεί με τη διαφορά ($T_w - \dots$). Ο θερμικός ισολογισμός γίνεται αλγεβρικά και τα μεγέθη μπαίνουν με το πρόσημο που θα προκύψουν.



Σχήμα 4-10. Θερμικός Ισολογισμός

Βαθμοί απόδοσης

Ένα από τα πιο σημαντικά μέγεθρα ενός εκτονωτή που ενδιαφέρει τις εφαρμογές ORC είναι ο **ισεντροπικός** βαθμός απόδοσης. Αυτός ορίζεται ως

$$\eta_{is} = \frac{W_{sh}}{\dot{M} * (h_{su} - h_{ex_{is}})} \quad (4-35)$$

Όπου η $h_{ex_{is}}$ βρίσκεται από τις ιδιότητες του ψυκτικού: $h_{ex_{is}} = entropy(P = P_{ex}, S = s_{su})$ για την πίεση εξόδου και την εντροπία εισόδου δηλαδή.

Ο **βαθμός πλήρωσης** απόδοσης ορίζεται ως:

$$\zeta = \frac{\dot{M} * v_{su}}{N_{exp} * V_s} \quad (4-36)$$

Ο βαθμός πλήρωσης δείχνει την παροχή όγκου που περνάει από τον εκτονωτή προς την παροχή όγκου που μπορεί να διαχειριστεί η μηχανή βάσει του όγκου σάρωσης που διαθέτει.

Ο **μηχανικός** βαθμός απόδοσης ορίζεται ως:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_{in}} \quad (4-37)$$

Τελικό Μοντέλο

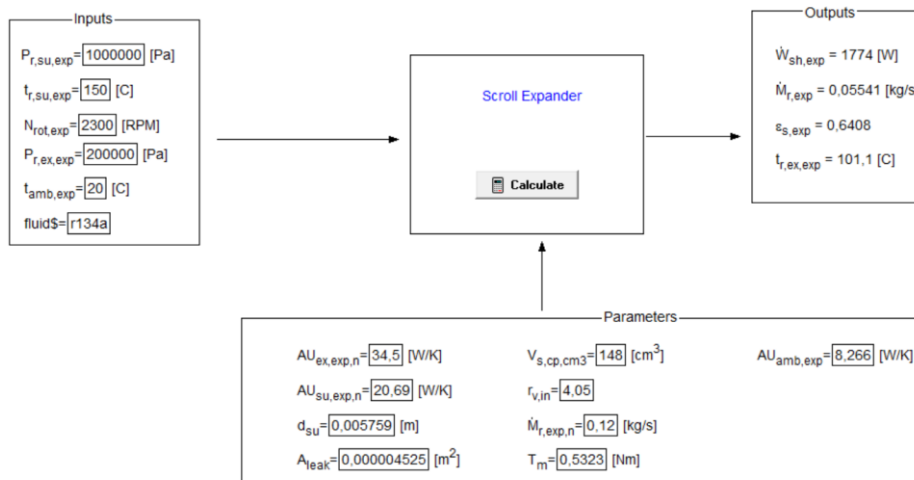
Η τελική μορφή του μοντέλου στο EES έχει ως εξής: Ο κώδικας αποτελείται από **82** μεταβλητές και 67 αλγεβρικές εξισώσεις. Προφανώς για να λυθεί το σύστημα χρειαζόμαστε ίσο αριθμό εξισώσεων και μεταβλητών. Οι 15 εξισώσεις που χρειάζονται προκύπτουν: 9 από τις παραμέτρους που πρέπει να δώσουμε στο σύστημα (π.χ $V_s = \dots$) και 6 από τις εισόδους που πρέπει επίσης να δώσουμε στο σύστημα.

Οι πιο συνηθισμένοι είσοδοι και έξοδοι τέτοιων μοντέλων φαίνονται στον Πίνακα 4-2:

Είσοδοι	Έξοδοι
<ul style="list-style-type: none"> Θερμοκρασία εισόδου ρευστού (T_{su}) 	<ul style="list-style-type: none"> Έργο στην άτρακτο W_{sh}
<ul style="list-style-type: none"> Πίεση εισόδου ρευστού (P_{su}) 	<ul style="list-style-type: none"> Παροχή μάζας (M)
<ul style="list-style-type: none"> Στροφές εκτονωτή (N_{exp}) 	<ul style="list-style-type: none"> Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης (η_{is})
<ul style="list-style-type: none"> Πίεση εξόδου κυκλώματος (P_{ex}) 	<ul style="list-style-type: none"> Θερμοκρασία εξόδου
<ul style="list-style-type: none"> Θερμοκρασία Περιβάλλοντος (T_{amb}) 	
<ul style="list-style-type: none"> Ψυκτικό μέσο (αλφαριθμητική μεταβλητή για τις θερμοδυναμικές ιδιότητες) 	

Πίνακας 4-2.Είσοδοι και έξοδοι του μοντέλου

Φυσικά σαν έξοδος μπορεί να θεωρηθεί κάθε μία από τις 67 μεταβλητές του συστήματος ,απλώς οι συγκεκριμένες παρουσιάζουν το μεγαλύτερο ενδιαφέρον. Σαν είσοδοι μπαίνουν οι μεταβλητές που **επιβάλλουμε** στον εκτονωτή. Αν παραδείγματος χάρη η αντλία του κυκλώματος ήταν θετικής εκτόπισης ,που σημαίνει ότι ορίζει την παροχή μάζας που περνάει από αυτή, τότε σαν είσοδος θα έμπαινε η μάζα M και σαν έξοδος η πίεση P_{su} . Αυτό γίνεται πολύ εύκολα καθώς όπως ειπώθηκε το EES δεν λύνει το σύστημα εξισώσεων σειριακά σαν κώδικά ,αλλά δοκιμάζει τιμές σε κάθε εξίσωση ξεχωριστά μέχρι αυτή να ισχύει. Το EES διαθέτει και γραφικό περιβάλλον για πιο εύκολη κατανόηση του μοντέλου. Ένα τέτοιο γραφικό περιβάλλον που φτιάχτηκε στα πλαίσια της διπλωματικής φαίνεται στο **Σχήμα 4-11**



Σχήμα 4-11. Γραφική αναπαράσταση μοντέλου

Εύρεση παραμέτρων

Το μοντέλο που παρουσιάστηκε βασίζεται στη χρήση κάποιων παραμέτρων οι οποίες περιγράφουν τη λειτουργία του (διαρροές ,μεταφορά θερμότητας, κλπ). Προκειμένου το μοντέλο αυτό να ανταποκρίνεται στη λειτουργία ενός πραγματικού εκτονωτή πρέπει να βρεθούν οι τιμές των παραμέτρων αυτών που ταιριάζουν στον συγκεκριμένο εκτονωτή. Χρειάζεται δηλαδή να γίνουν πειραματικές μετρήσεις και να επιλεγθούν οι παράμετροι, ανάλογα τα πειραματικά αποτελέσματα ώστε το μοντέλο να συμπεριφέρεται όσο το δυνατόν πιο όμοια με την πραγματική μηχανή.

Οι παράμετροι που πρέπει να βρεθούν είναι οι :

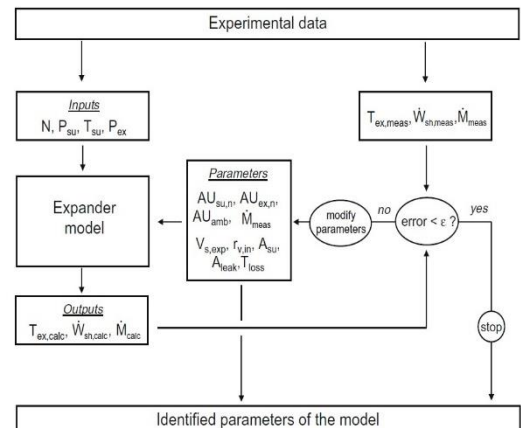
- $V_s(m^3)$
- r_{vin}
- $d_{su}(m)$
- $AU_{su}(\frac{W}{K})$
- $AU_{ex}(\frac{W}{K})$
- $AU_{amb}(\frac{W}{K})$
- $A_{leak}(m^2)$
- $T_{loss}(Nm)$

Οι 2 πρώτες παράμετροι V_s, r_{vin} αφορούν κατασκευαστικά στοιχεία του εκτονωτή και μπορούν να αναγνωριστούν για την εκάστοτε μηχανή. Οι υπόλοιπες παράμετροι αναγνωρίζονται με την παρακάτω διαδικασία που έχει προταθεί από τον V.Lemort [27] για ημιεμπειρικό θερμοδυναμικό μοντέλο για scroll εκτονωτές . Η διαδικασία αυτή περιλαμβάνει την ελαχιστοποίηση της συνάρτησης Error :

$$Error = \sum_1^N \sqrt{\left(\frac{\dot{M}_{calc} - \dot{M}_{exp}}{\dot{M}_{exp}}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{\dot{W}_{shcalc} - \dot{W}_{shexp}}{\dot{W}_{shexp}}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{T_{excalc} - T_{exexp}}{T_{ex,meas,max} - T_{ex,meas,min}}\right)^2} \quad (4-38)$$

Για N πειραματικά σημεία δηλαδή αθροίζουμε τις διαφορές στα πειραματικά και τα υπολογιζόμενα μεγέθη, της μάζας ,της ισχύος και της θερμοκρασίας εξόδου. Αν έχουμε στην έξοδο διφασικό υγρό(που γενικά δεν το θέλουμε, αντί της θερμοκρασίας εξόδου χρησιμοποιείται η ενθαλπία εξόδου).

Με τη μέθοδο αυτή προσδιορίζουμε τις παραμέτρους ώστε η Error να γίνεται ελάχιστη. Φυσικά όσο περισσότερα σημεία N έχουμε



Σχήμα 4-12. Διαδικασία αναγνώρισης παραμέτρων

[27]

τόσο καλύτερα θα προσαρμοστεί το μοντέλο με το υπολογιστικό κόστος βέβαια να αυξάνεται. Η μέθοδος αυτή μπορεί να γίνει με το πρόγραμμα EES [34] ,όπου γίνεται χρήση γενετικών αλγορίθμων για την εύρεση των τιμών. Σχηματικά ο αλγόριθμός φαίνεται στο **Σχήμα 4-11**.

4.2.2 Επιβεβαίωση Μοντέλου

Μετά την μοντελοποίηση απαραίτητος είναι ο έλεγχος της εγκυρότητας του μοντέλου. Υπό κανονικές συνθήκες αυτό γίνεται με πείραμα. Αφού δηλαδή το μοντέλο προσαρμοστεί στον εκτονωτή που έχουμε ,μέσω της διαδικασίας που παρουσιάστηκε προηγουμένως ,γίνεται παράλληλο τρέξιμο του κώδικα αλλά και της πραγματικής μηχανής σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Αν τα αποτελέσματα που παίρνουμε και από τα δύο είναι πολύ κοντινά και δεν υπάρχει μεγάλη απόκλιση(τυπικές τιμές +- 10%) τότε το μοντέλο είναι πετυχημένο. Επειδή κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας δεν υπήρχαν διαθέσιμα πειραματικά αποτελέσματα από εκτονωτή τύπου scroll και η κατάλληλη έκδοση του EES που επιτρέπει αυτή τη διαδικασία,(θα μπορούσε όμως ο έλεγχος της εγκυρότητας του μοντέλου σε πειραματική διάταξη να αποτελέσει το αντικείμενο επόμενης διπλωματικής) θα χρησιμοποιηθούν αποτελέσματα από τη διεθνή βιβλιογραφία.

Έτσι έγινε μια έρευνα στο διαδίκτυο για δημοσιευμένες εργασίες στις οποίες ο κάθε ερευνητής χρησιμοποιεί έναν συγκεκριμένο scroll εκτονωτή και παράγει αποτελέσματα πειραματικά ή με προσομοιώσεις με δικά του μοντέλα. Τα στοιχεία που αναγράφει για τον εκάστοτε εκτονωτή ,χρησιμοποιούνται για να προσαρμοστεί το μοντέλο που αναπτύχθηκε προηγουμένως ,και τα αποτελέσματα που θα προκύψουν συγκρίνονται με αυτά που έχουν δημοσιευτεί στην κάθε εργασία. Λόγω του ότι κάθε ερευνητής δεν δημοσιεύει όλα τα κατασκευαστικά και λειτουργικά στοιχεία των εκτονωτών ,γίνεται μια υπόθεση για όσα επιπλέον χρειάζονται από το μοντέλο. Αυτή η υπόθεση δεν είναι σε καμία περίπτωση αυθαίρετη, αλλά επιλέγεται βάση των τιμών που είναι «λογικές» και εντός τάξης μεγέθους της συγκεκριμένης τεχνολογίας εκτονωτή. Για αυτό το λόγο και τα αποτελέσματα που θα συγκρίνουμε αναμένουμε να έχουν ένα σχετικό σφάλμα. Η σύγκριση θα είναι περισσότερο ποιοτική για να δούμε ότι όντως το μοντέλο που αναπτύχθηκε είναι λογικό και ανταποκρίνεται στη φυσική με την οποία δουλεύει ο εκτονωτής.

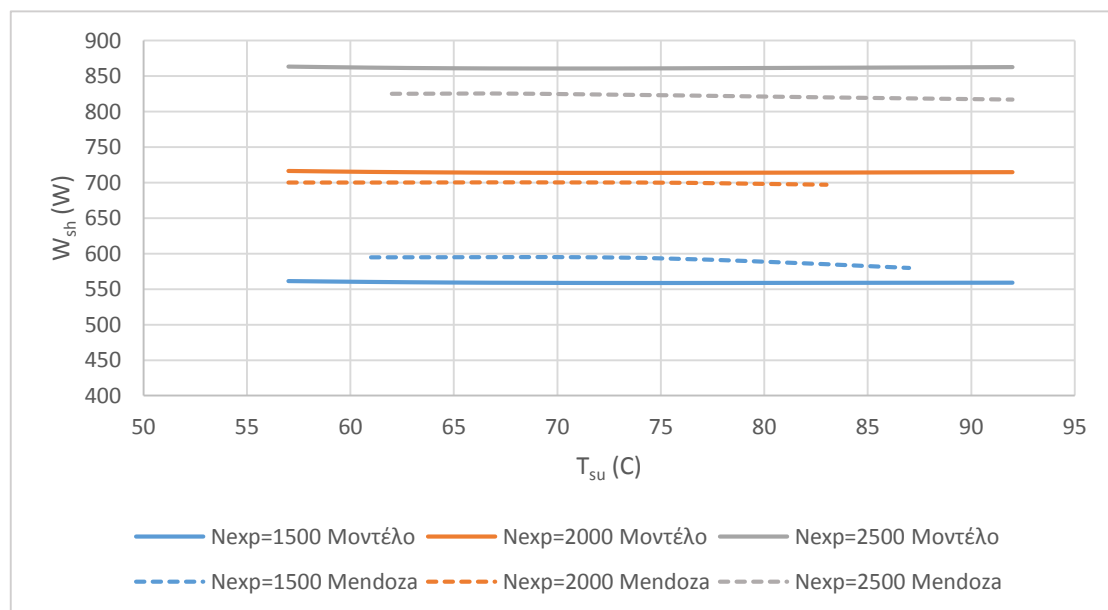
- Επιλέχθηκε να γίνει σύγκριση του μοντέλου με τα πειραματικά αποτελέσματα των Luis Carlos Mendoza et al. [19] οι οποίοι δοκίμασαν σε πειραματική διάταξη εκτονωτή τύπου scroll με εργαζόμενο μέσο αμμωνία. Ο εκτονωτής που χρησιμοποίησαν προήλθε από μετατροπή αντίστοιχου συμπιεστή και έχει παροχή όγκου ανά περιστροφή ,όταν δουλεύει σαν συμπιεστής, $V_{s,cp}=53,69 \text{ cm}^3$ ενώ ο κατασκευαστικό λόγος εκτόνωσης είναι $r_{v,in}=1,9$

Οι υπόλοιπες παράμετροι του μοντέλου δεν μπορούν να βρεθούν από κάπου και συνεπώς χρησιμοποιούνται προσεγγιστικές τιμές τους (για το συγκεκριμένο μέγεθος μηχανής) όπως αναφέρεται στην [24].Οι τιμές που τελικά χρησιμοποιήσαμε φαίνονται στον

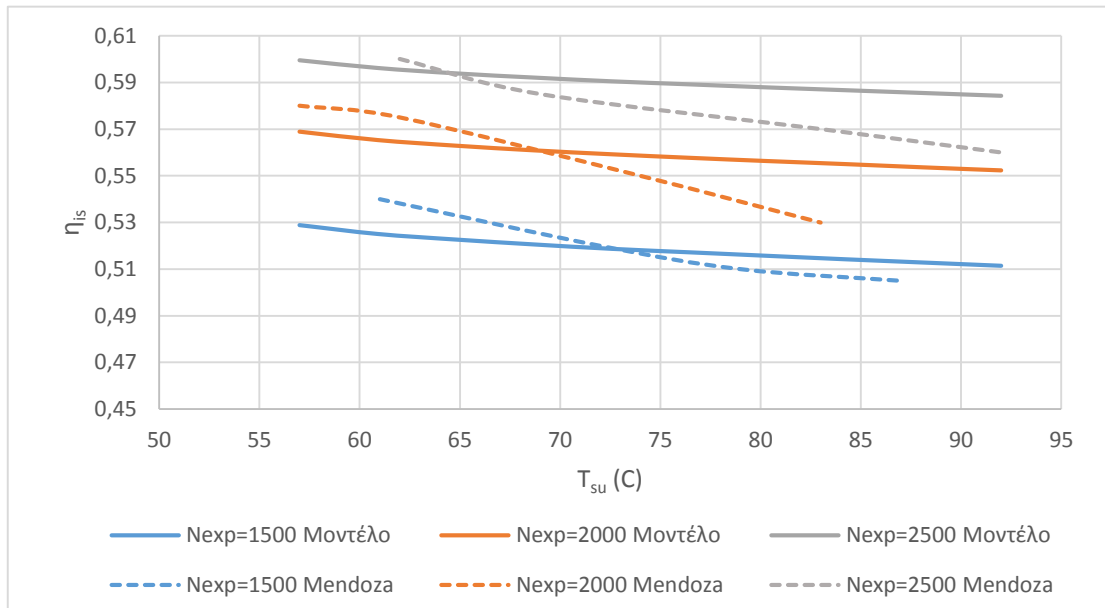
Παράμετροι Μοντέλου
$AU_{amb}=8,3 \text{ W/K}$
$AU_{ex,n}=36,5 \text{ W/K}$
$AU_{su,n}=20,7 \text{ W/K}$
$A_{leak}=0,0000015 \text{ m}^2$
$d_{su}=0,004 \text{ m}$
$T_{loss}=0,0523 \text{ Nm}$
$M_n=0,12 \text{ Kg/s}$
$V_{s,exp}=28,26 \text{ cm}^3$
$r_{v,in}=1,9$

Πίνακας 4-3. Παράμετροι που χρησιμοποιήθηκαν για την επαλήθευση των αποτελεσμάτων του [19]

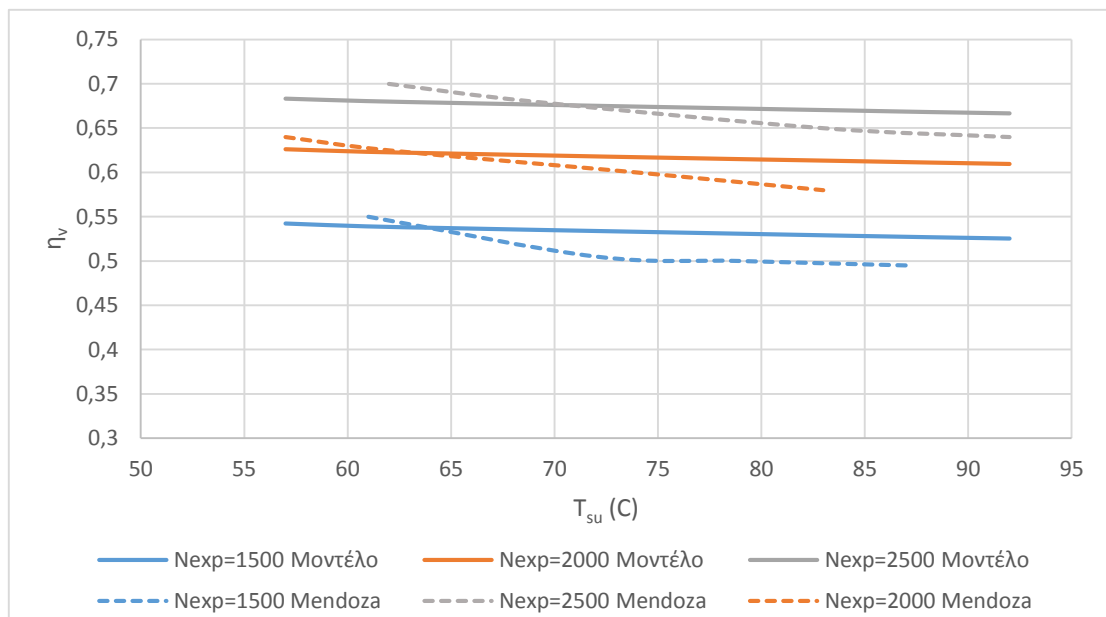
Στα πειράματά τους [19] χρησιμοποιήθηκε και ποσότητα λιπαντικού(2%) μέσα στο ψυκτικό υγρό. Παρόλα αυτά ,τέτοιες μικρές ποσότητες δεν επηρεάζουν σχεδόν καθόλου τα τη λειτουργία του εκτονωτή ,με αμμωνία, όπως δείξαν και στη δημοσίευσή τους. Για αυτό το λόγο μπορεί να γίνει σύγκριση με το μοντέλο ,το οποίο δεν περιλαμβάνει τη χρήση λιπαντικού. Στη δημοσίευσή τους [19] ,εξετάστηκε η επίδραση της θερμοκρασία εισόδου στην καθαρή αποδιδόμενη ισχύ (W_{sh}), τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης (η_v), και τον ισηντροπικό βαθμό απόδοσης (η_{is}). Τα πειράματα έγιναν με πίεση εισόδου σταθερή , $P_{su}=1300 \text{ kPa}$,λόγο πίεσης $R_p=1,95$, και με 3 διαφορετικές στροφές εκτονωτή $N_{exp}=1500,2000,2500 \text{ RPM}$. Η θερμοκρασία εισόδου μεταβλήθηκε από $57 \text{ }^\circ\text{C}$ έως 92°C . Τα αποτελέσματα αυτά συγκρίθηκαν με τα αποτελέσματα του μοντέλου με τις παραμέτρους που έχει ο Πίνακας 4-3 και τις συνθήκες εισόδου που αναφέρθηκαν προηγουμένως.



Σχήμα 4-13. Σύγκριση καθαρής αποδιδόμενης ισχύος μοντέλου και πειραμάτων Mendoza.



Σχήμα 4-15. Σύγκριση ισητροπικού βαθμού μοντέλου και πειραμάτων Mendoza



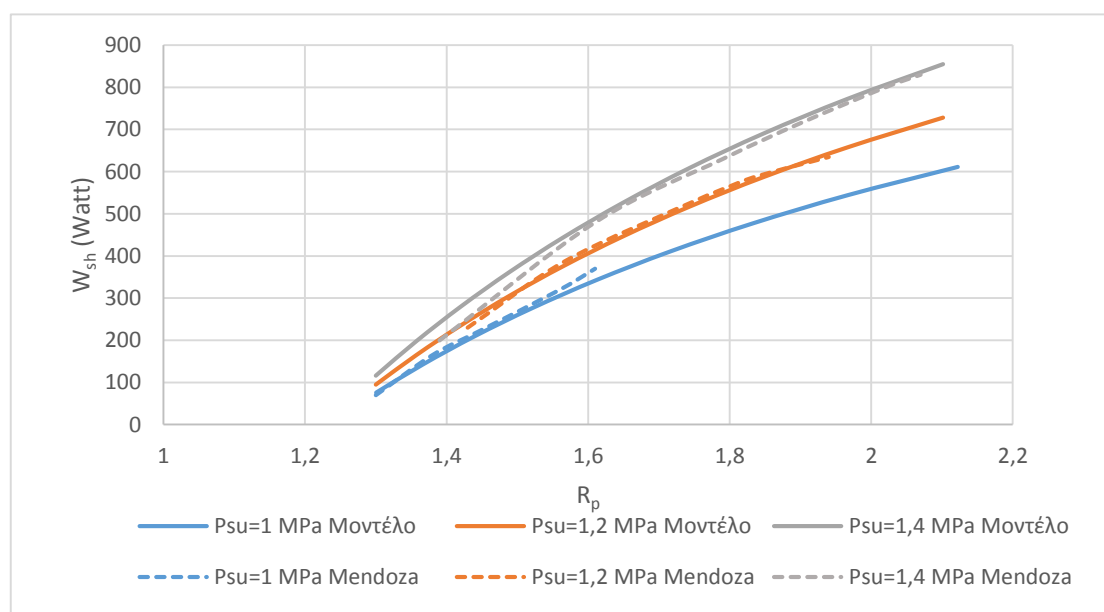
Σχήμα 4-14. Σύγκριση ογκομετρικού βαθμού απόδοσης μοντέλου και πειραμάτων Mendoza

Στο **Σχήμα 4-12** παρατηρείται ότι η ισχύς είναι πρακτικά σταθερή με τη θερμοκρασία εισόδου, και αυτό προβλέπεται πολύ καλά όπως φαίνεται και από το μοντέλο. **Σχήμα 4-13** φαίνεται η πτωτική τάση του ισητροπικού βαθμού απόδοσης και στα 2 αποτελέσματα. Στα αποτελέσματα του Mendoza και άλλων [19], η πτωτική τάση είναι πιο έντονη γεγονός που μπορεί να οφείλεται στην μειωμένη απόδοση του λιπαντικού που έχει ως αποτέλεσμα μεγαλύτερες τριβές. Στο **Σχήμα 4-14**, ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, παρουσιάζει πτωτική τάση πάλι και στα δύο αποτελέσματα. Η πιο έντονη πτωτική τάση στα πειραματικά αποτελέσματα, μπορεί να οφείλεται όπως αναφέρεται και στην [19] στις αυξημένες

απώλειες διαρροών ,που προκαλούνται από το μειωμένο ιξώδεις του λιπαντικού ,που με τη σειρά του οφείλεται στην αυξημένη θερμοκρασία

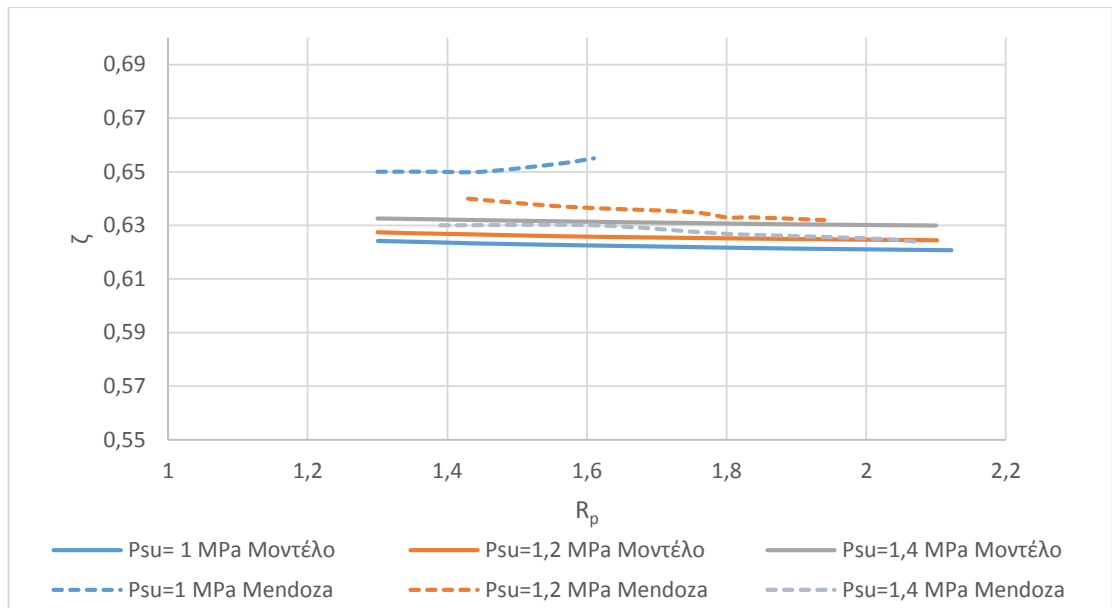
Το γενικό συμπέρασμα είναι ότι το μοντέλο συγκλίνει αρκετά με τα πειραματικά αποτελέσματα καθώς μεταξύ του η απόκλιση δεν υπερβαίνει το **8 %** Στα πειράματά τους οι Mendoza et al. [19] διερεύνησαν και την επίδραση του λόγου πίεσης στην λειτουργία του εκτονωτή Στο επόμενο σετ πειραμάτων τους μέτρησαν τα ίδια μεγέθη με προηγουμένως μεταβάλλοντας όμως το λόγο πίεσης του εκτονωτή από 1,3 έως 2,1. Η ταχύτητα περιστροφής ρυθμίστηκε σταθερή στις $N_{exp}= 2000$ RPM όπως και η θερμοκρασία εισόδου $T_{su}=61^{\circ}$ C. Τα πειράματα έγιναν για τρεις διαφορετικές πιέσεις εισόδου $P_{su}=1, 1,2, 1,4$ MPa αντίστοιχα. Προφανώς για να μεταβάλλεται ο λόγος πίεσης με σταθερή πίεση εισόδου έχουμε αλλαγή της πίεση εξόδου ,δηλαδή της πίεσης συμπυκνώσεως .Άρα γίνεται συμπύκνωση σε διαφορετικές θερμοκρασίες κάθε φορά ,πράγμα που επιτυγχάνεται με την αυξομείωση της παροχής του κρύου ρεύματος του συμπυκνωτή.

Στο **Σχήμα 4-16** φαίνεται η σύγκριση του μοντέλου με τα πειραματικά δεδομένα. Παρατηρούμε αρχικά ότι τα πειραματικά δεδομένα δεν καταλαμβάνουν όλο το εύρος λόγου πίεσης ,καθώς σε κάποια σημεία δεν ήταν δυνατή η λειτουργία του κυκλώματος. Στα σημεία όμως που υπάρχουν πειραματικά δεδομένα βλέπουμε ότι το μοντέλο ανταποκρίνεται πολύ ικανοποιητικά προβλέποντας και τη σωστή μορφή του διαγράμματος αλλά και τις απόλυτες τιμές.

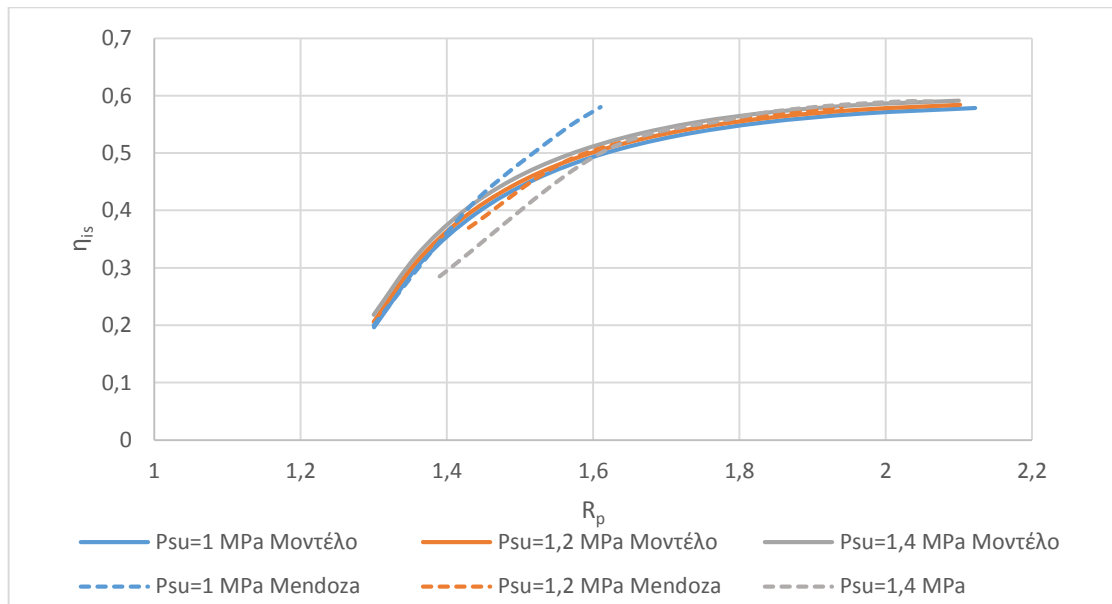


Σχήμα 4-16. Σύγκριση αποτελεσμάτων μοντέλου και Mendoza με μεταβολή του λόγου πίεσης

Στο **Σχήμα 4-16** . βλέπουμε ότι η καμπύλη του μοντέλου δεν συμπίπτει ακριβώς με την καμπύλη των πειραματικών αποτελεσμάτων .Παρόλα αυτά αν παρατηρήσει κανείς ,οι τιμές, σαν απόλυτα νούμερα, είναι πολύ κοντινές μεταξύ τους (απόκλιση περίπου 8-9 %) και ότι στην ουσία το συμπέρασμα που βγαίνει και από τις δύο πηγές αποτελεσμάτων είναι ότι ο ογκομετρικός βαθμός μένει σταθερός με το λόγο πίεσης. Η διαφορά στη μορφή των καμπυλών μπορεί να οφείλεται και σε σφάλματα κατά τη μέτρηση.



Σχήμα 4-17. Σύγκριση ογκομετρικού βαθμού με μεταβολή του λόγου πίεσης.



Σχήμα 4-18. Σύγκριση του ισεντροπικού βαθμού με μεταβολή του λόγου πίεσης.

Στο **Σχήμα 4-17** και **Σχήμα 4-18** παρατηρείται ότι γενικά τα αποτελέσματα του μοντέλου ταυτίζονται με τα πειραματικά. Υπάρχει μια απόκλιση για την πίεση $P_{su}=1$ MPa σε R_p μεγαλύτερα του 1,5. Αυτό ενδέχεται να οφείλεται και σε πειραματικά σφάλματα καθώς το κύριο συμπέρασμα που δείχνει στην ουσία αυτό το διάγραμμα είναι ότι ο ισεντροπικός βαθμός εξαρτάται κυρίως από το λόγο πίεσης που δουλεύει ο εκτονωτής ανεξάρτητα από την πίεση εισόδου που έχει.

Το γενικό συμπέρασμα είναι ότι υπάρχει συμφωνία μεταξύ μοντέλου, δηλαδή θεωρίας, και πειραματικών αποτελεσμάτων. Η απόκλιση δεν είναι μεγαλύτερη του $\pm 10\%$ μέγεθος δικαιολογούμενο αν σκεφτεί κανείς ότι οι παράμετροι του μοντέλου δεν ευρέθηκαν με τη μέθοδο που προτείνετε από τη βιβλιογραφία, αλλά χρησιμοποιήθηκαν

χαρακτηριστικές τιμές [24]. Αυτό που ενδιαφέρει κυρίως είναι ναδειχθεί ότι υπάρχει ποιοτική συμφωνία μεταξύ του μοντέλου και του πειράματος. Κάτι τέτοιο δείχνει ότι οι εξισώσεις του μοντέλου περιγράφουν με σωστό τρόπο τη φυσική λειτουργία του εκτονωτή. (π.χ εξέλιξη καμπύλης ισεντροπικού με λόγο πίεσης). Προφανώς αν γινόταν ρύθμιση του μοντέλου με βάση τη διαδικασία που περιγράψαμε, η απόκλιση από τα πειραματικά αποτελέσματα θα ήταν ακόμα μικρότερη.

4.2.3 Διερεύνηση

Στο κομμάτι αυτό θα γίνει διερεύνηση της λειτουργίας του scroll εκτονωτή. Επειδή δεν υπάρχουν πειραματικά δεδομένα για να μοντελοποιηθεί ένας συγκεκριμένος εκτονωτής, θα χρησιμοποιηθούν τιμές από τη βιβλιογραφία για τις παραμέτρους του ημιεμπειρικού μοντέλου. Ο V.Lemort et al. [24] αναφέρει κάποιες χαρακτηριστικές τιμές των παραμέτρων για κάθε τεχνολογία εκτονωτή. Για τον scroll εκτονωτή, και για εργαζόμενο μέσο R123, τις τιμές αυτές αναγράφει ο Πίνακας 4-4.

Παράμετροι	Τιμές
$V_{s,exp}(\text{cm}^3)$	36,54
$\Gamma_{v,in}$	4,05
$A_{leak}(\text{mm}^2)$	4,6
$d_{su}(\text{mm}^2)$	5,91
T_{loss}	0,47
$AU_{sun} \left(\frac{W}{K} \right)$	21
$AU_{exn} \left(\frac{W}{K} \right)$	34
$AU_{amb} \left(\frac{W}{K} \right)$	6,4
$\dot{M}_n \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	0,12

Πίνακας 4-4. Τυπικές τιμές παραμέτρων που χρησιμοποιήθηκαν για τη διερεύνηση.

Οι παράμετροι αυτοί παριστάνουν έναν χαρακτηριστικό scroll εκτονωτή. Αυτές οι τιμές θα χρησιμοποιηθούν στον κώδικα στο EES για να κάνουμε την διερεύνηση. Τα αποτελέσματα της διερεύνησης θα ισχύουν και για μεγαλύτερης ή και μικρότερης κλίμακας εκτονωτή, καθώς θα είναι ποιοτικά. Αυτό σημαίνει ότι θα δείχνουν την σχέση ορισμένων μεγεθών (ισεντροπικού βαθμού π.χ) συναρτήσει κάποιων επιβαλλόμενων συνθηκών (πίεση εισόδου, στροφές κλπ). Αυτή η σχέση δεν αλλάζει για διαφορετικού μεγέθους μηχανή καθώς ισχύουν οι ίδιοι φυσικοί νόμοι σε κάθε κλίμακα μεγέθους. Το εργαζόμενο μέσο είναι R123.

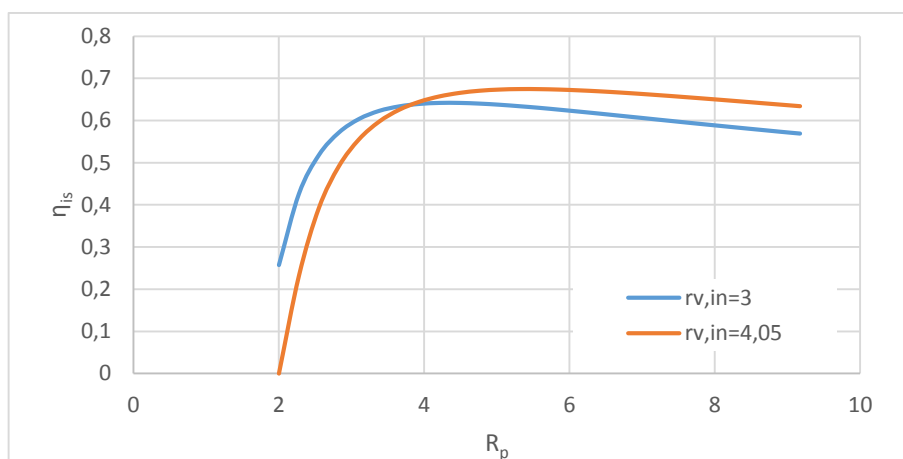
Αρχικά έγινε μια διερεύνηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης και του αποδιδόμενου στην άτρακτο έργου συναρτήσει του λόγου πίεσης που επιβάλλεται στον εκτονωτή. Υπενθυμίζεται ότι ο λόγος πίεσης που επιβάλλουμε στον εκτονωτή εξαρτάται από το κύκλωμα ORC και όχι από τον εκτονωτή. Ανάλογα τις θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης στις οποίες δουλεύει το κύκλωμα, (οι οποίες ρυθμίζονται από την

παροχή του θερμού και ψυχρού ρεύματος ,το pinch-point των εναλλακτών και την παροχή του κυρίως ψυκτικού) εξαρτώνται και οι πιέσεις ατμοποίησης και συμπύκνωσης που αυτές τελικά "βλέπει" ο εκτονωτής.

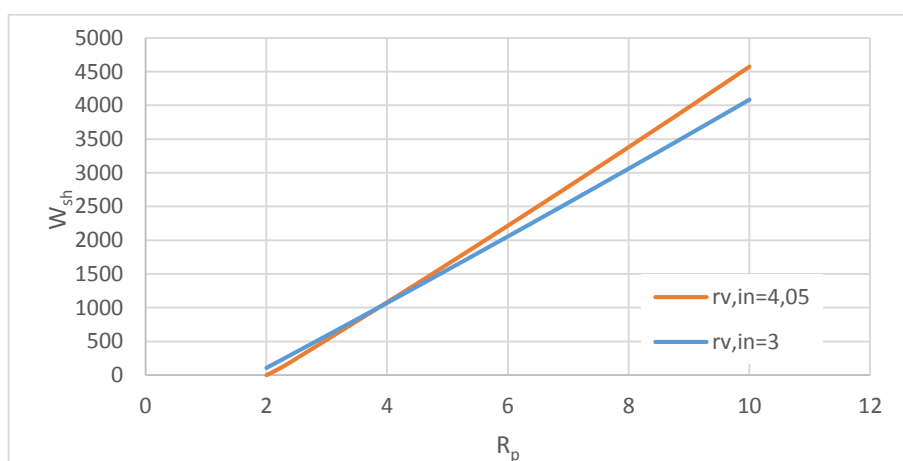
Οι συνθήκες εισόδου που επιβάλλουμε στον εκτονωτή είναι οι εξής :

- Ταχύτητα περιστροφής $N_{exp}=2000$ RPM
- Πίεση εξόδου = Πίεση συμπύκνωσης, $P_{ex}=2$ bar(Θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_{cond}=47$ °C)
- Θερμοκρασία Περιβάλλοντος , $T_{amb}=20$ °C
- Υπερθέρμανση 8°C
- Πίεση εισόδου = Πίεση ατμοποίησης , $P_{su}=4-20$ bar για να επιτύχουμε τους απαιτούμενους λόγους πίεσης $R_p=2-10$

Η διερεύνηση του ισεντροπικού βαθμού και του αποδιδόμενου στην άτρακτο έργο ,έγινε παραμετρικά για δύο διαφορετικούς εσωτερικούς λόγους εκτόνωσης και φαίνεται στο **Σχήμα 4-19** και **Σχήμα 4-20**.

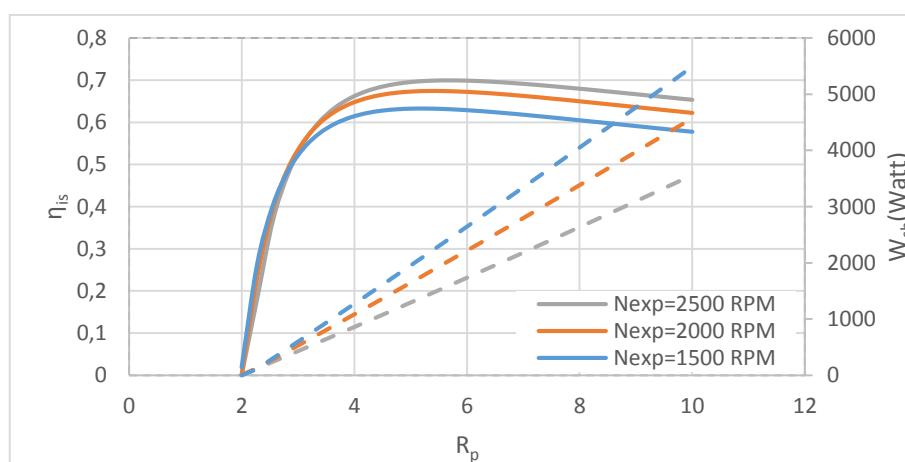


Σχήμα 4-19. Παραμετρική διερεύνηση ισεντροπικού βαθμού απόδοσης ,για δύο διαφορετικούς κατασκευαστικούς λόγους εκτόνωσης.



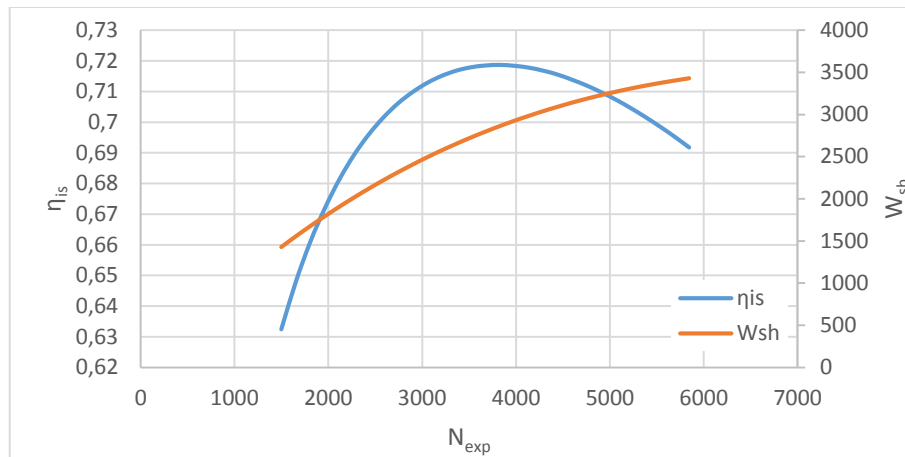
Σχήμα 4-20. Παραμετρική διερεύνηση αποδιδόμενου έργου ,για δύο διαφορετικούς κατασκευαστικούς λόγους εκτόνωσης.

Στο **Σχήμα 4-19** φαίνεται η καμπύλη του ισεντροπικού βαθμού που ,επαληθεύουν και όλοι οι ερευνητές με τα πειραματικά τους αποτελέσματα. Σε αυτή διακρίνουμε τη περιοχή υπερ-εκτόνωσης ,αριστερά από το μέγιστο, στην οποία έχουμε έντονη κλίση ,δηλαδή πολύ μεγάλες απώλειες με μικρή μείωση του λόγου πίεσης .Είναι φανερό ότι ο εκτονωτής δεν πρέπει να δουλεύει σε αυτή την περιοχή. Δεξιά του μεγίστου είναι η περιοχή υπό-εκτόνωσης στην οποία οι απώλειες είναι λιγότερο έντονες με τη μεταβολή του λόγου πίεσης. Σε αυτή την περιοχή δεν είναι απαγορευτικό να δουλεύει ο εκτονωτής ,μέχρι βέβαια να είναι αποδεκτός ο βαθμός απόδοσης. Παρατηρείται επίσης ότι ο μέγιστος ισεντροπικός δίνεται για λόγους πίεσης ,λίγο μεγαλύτερους από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης. Αντίστοιχα για $r_{v,in}=3$ αυτό το μέγιστο εμφανίζεται πιο νωρίς ,κάνοντας αυτόν τον εκτονωτή πιο ιδανικό για λόγους πίεσης $R_p=2-4$.Το **Σχήμα 4-20** είναι αναμενόμενο αφού για εκτονωτές ίδιας χωρητικότητας και διαφορετικού λόγου εκτόνωσης ,το αποδιδόμενο έργο είναι μεγαλύτερο σε αυτόν που έχει μεγαλύτερο ισεντροπικό. Μέχρι $R_p=4$ μεγαλύτερο έργο αποδίδει ο εκτονωτής με $r_{v,in}=3$,που έχει και μεγαλύτερο ισεντροπικό σε αυτή την περιοχή ,και αντίστοιχα για μεγαλύτερους λόγους πίεσης. Επιπλέον αξιοσημείωτο είναι ότι όσο μεγαλώνει ο κατασκευαστικό λόγος εκτόνωσης ,αυξάνει και το μέγιστο του ισεντροπικού βαθμού. Για $r_{v,in}=4,05$,που είναι από τις μεγαλύτερες τιμές που μπορεί να λάβει ο λόγος για τους scroll, έχουμε μέγιστο ισεντροπικό $\eta_{is}=0,68$.Τέλος φαίνεται ότι η αποδιδόμενη ισχύς W_{sh} αυξάνει σχεδόν γραμμικά ,σε όλο το εύρος λόγου πιέσεων .



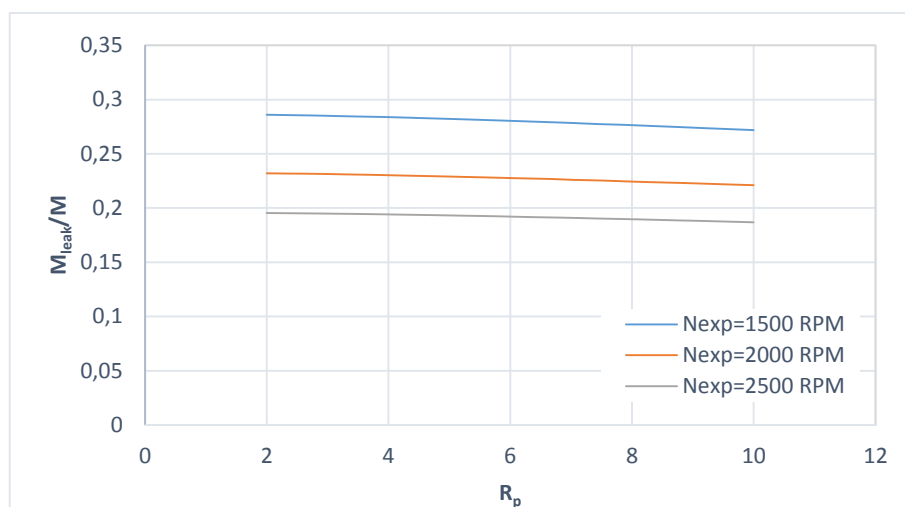
Σχήμα 4-21. Ισεντροπικός βαθμός (συνεχής γραμμές) και καθαρή αποδιδόμενη ισχύς (διακεκομμένες γραμμές) συναρτήσει του λόγου πίεσης, για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής

Στο **Σχήμα 4-21** φαίνεται μια παραμετρική μελέτη το αποδιδόμενου έργου και του ισεντροπικού για διάφορες ταχύτητες περιστροφής. Η αύξηση της ισχύος με την ταχύτητα περιστροφής είναι αναμενόμενη καθώς μεγαλύτερες ταχύτητες ισοδυναμούν με μεγαλύτερη παροχή μάζας ,άρα και ισχύ. Εντύπωση κάνει η αύξηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης με την ταχύτητα περιστροφής. Παρατηρώντας ότι κάθε φορά ο μέγιστος ισεντροπικός εμφανίζεται περίπου σε $R_p=5,31$ φτιάχτηκε το **Σχήμα 4-22**.Σε αυτό απεικονίζεται ο ισεντροπικός και η καθαρά αποδιδόμενη ισχύς σε ένα εύρος ταχυτήτων περιστροφής και λόγο πίεσης $R_p=5,31$.Για $N_{exp}=3800$ περίπου ο ισεντροπικός παρουσιάζει μέγιστο $\eta_{is,max}=0,72$.Αυτός είναι ο **μέγιστος των μεγίστων** ισεντροπικός ,που μπορεί να αποδώσει ο συγκεκριμένος εκτονωτής για $R_p=5,31$ και $N_{exp}=3800$.Η αποδιδόμενη ισχύς όπως είναι αναμενόμενο συνεχώς αυξάνεται με μειούμενο όμως ρυθμό ,λόγω του



Σχήμα 4-22. Ισεντροπικός βαθμός και καθαρή αποδιδόμενη ισχύς συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για $R_p=5,31$

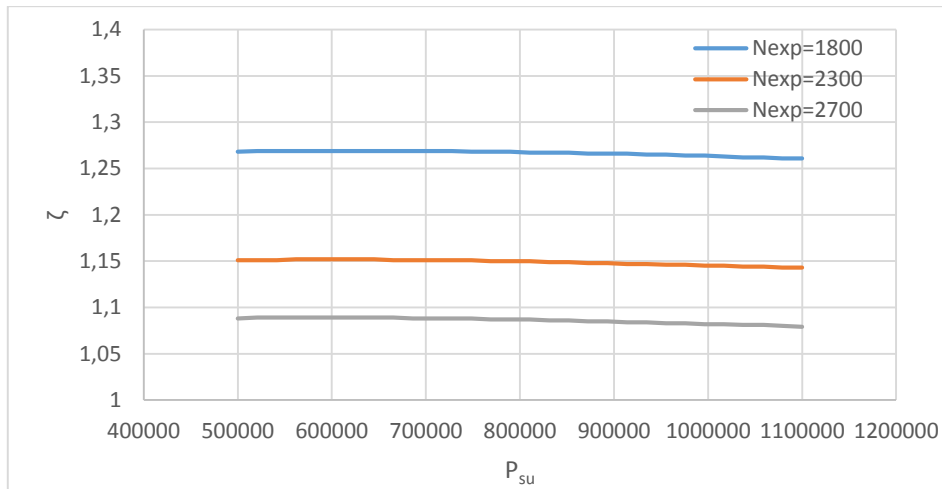
ισεντροπικού. Η ταχύτητα περιστροφής $N_{exp}=3800$ RPM είναι αρκετά ψηλή σε σχέση με τις ικανότητες των εκτονωτών σήμερα. Ειδικά οι εκτονωτές που προκύπτουν από μετασκευή συμπιεστών, έχουν μειωμένη ικανότητα λίπανσης, κάτι που περιορίζει πολύ το όριο στροφών. Τέτοιες μηχανές τυπικά δεν περιστρέφονται με περισσότερες από 2000 RPM. Προκύπτει δηλαδή η **ανάγκη για ανάπτυξη συστημάτων λίπανσης**, που θα επιτρέπουν στον εκτονωτή να περιστρέφεται με αυτές τις ταχύτητες στις οποίες δουλεύει βέλτιστα.



Σχήμα 4-23. Λόγος παροχής μάζας απώλειών προς συνολική παροχή, συναρτήσει του λόγου πίεσης για διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής

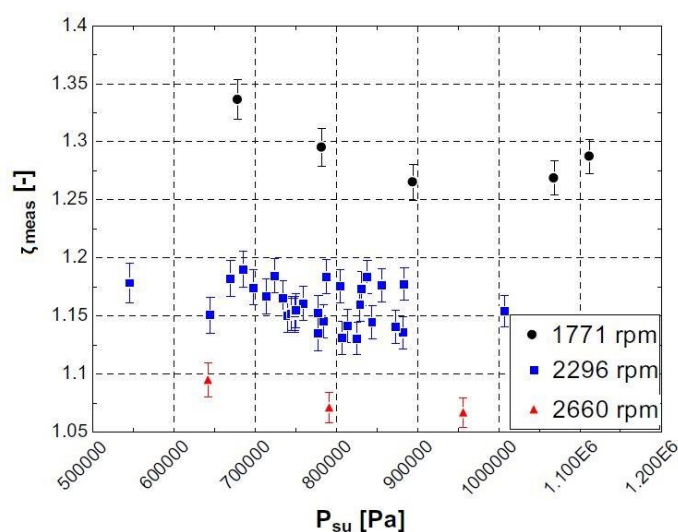
Βλέπουμε ότι οι διαρροές σαν ποσοστό μένουν σχεδόν σταθερές με το λόγο πίεσης. Αυτό συμβαίνει διότι η συνολική παροχή μάζας και οι διαρροές αυξάνουν σχεδόν με τον ίδιο ρυθμό, καθώς αυξάνεται και ο λόγος πίεσης. Αυξάνοντας τις στροφές του εκτονωτή ο λόγος παροχής διαρρών προς παροχής συνολικής διερχόμενης μάζας μειώνεται. Αυτό συμβαίνει διότι ενώ η παροχή διερχόμενης μάζας σαν απόλυτο νούμερο αυξάνεται όσο αυξάνονται οι στροφές, δεν συμβαίνει το ίδιο και με τις διαρροές. Συνεπώς παρατηρούμε μια εξάρτηση της παροχής διαρρών σαν απόλυτο νούμερο μόνο από το λόγο πίεσης και όχι από τις στροφές του εκτονωτή. Αυξάνοντας τις στροφές μειώνεται το ποσοστό των διαρρών, που έχει ως συνέπεια αύξηση του ισεντροπικού. Όσο αυξάνονται όμως οι

στροφές αυξάνονται και οι απώλειες τριβών οι οποίες ρίχνουν τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Υπάρχει δηλαδή ένα βέλτιστο σημείο ταχύτητας λειτουργίας του εκτονωτή που το άθροισμα των απωλειών λόγω διαρροών και τριβών γίνεται ελάχιστο.

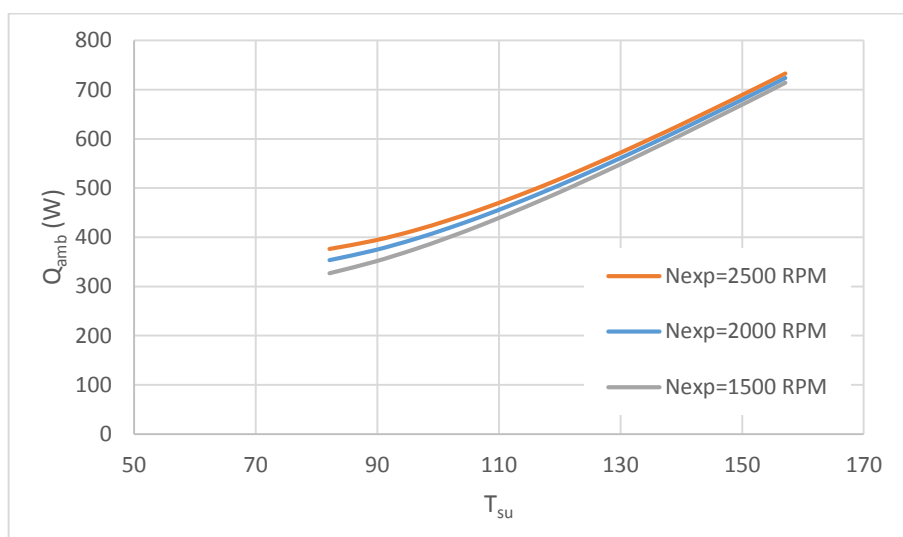


Σχήμα 4.23 1. Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει πίεσης εισόδου για διάφορες ταχύτητες περιστροφής.

Στο **Σχήμα 4.23 1** φαίνεται η εξάρτηση του βαθμού πλήρωσης από την πίεση εισόδου και την ταχύτητα περιστροφής. Τιμές του βαθμού πλήρωσης (4-36) μεγαλύτερες του 1 υποδηλώνουν μεγαλύτερη αναρρόφηση όγκου από αυτή που μπορεί να διαχειριστεί ο εκτονωτής, βάσει χωρητικότητας και ταχύτητας περιστροφής (ο παρονομαστής στην εξίσωση (4-36), λόγω των εσωτερικών απωλειών. Αύξηση της πίεσης εισόδου θα περίμενε κανείς να οδηγήσει σε αύξηση του βαθμού πλήρωσης λόγω των μεγαλύτερων εσωτερικών απωλειών, όμως αυτή η τάση εξισορροπείται από τη μεγαλύτερη πτώση πίεσης στην εισαγωγή [27]. Παρατηρείται ότι όσο χαμηλότερη είναι η ταχύτητα περιστροφής τόσο μεγαλύτερος ο βαθμός πλήρωσης λόγω της μεγαλύτερης σχετικής επίδρασης των εσωτερικών απωλειών. Τα αποτελέσματα του V.Lemort et al [27] φαίνονται στο **Σχήμα 4.23 2**, όπου παρατηρείται ότι ποιοτικά και σαν απόλυτα μεγέθη τα αποτελέσματα συγκλίνουν με το μοντέλο.

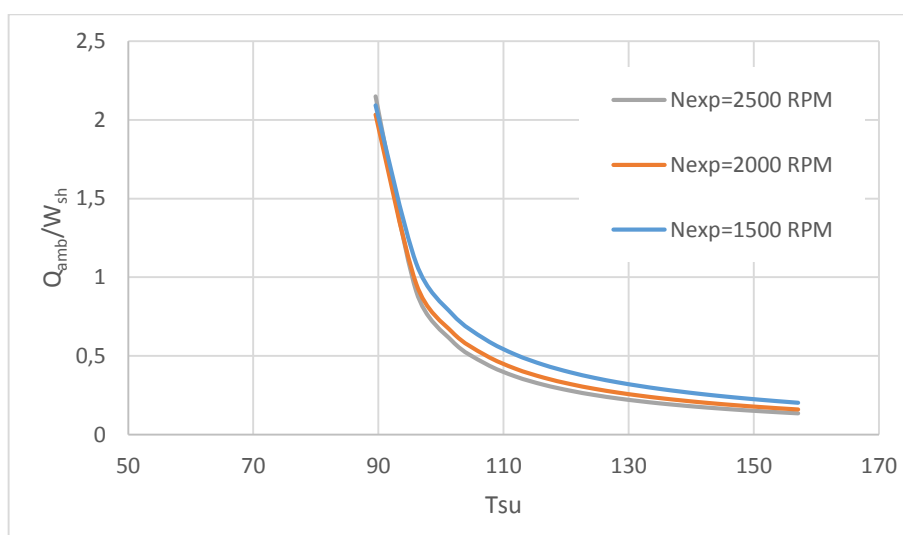


Σχήμα 4.23 2. Πειραματικές μετρήσεις βαθμού πλήρωσης [27]



Σχήμα 4-24. Απεικόνιση των απωλειών προς το περιβάλλον συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου, για τρεις διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής.

Οι θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον είναι ισχυρή συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου (T_{su}) στον εκτονωτή, όπως φαίνεται στο **Σχήμα 4-24**. Σε χαμηλές θερμοκρασίες φαίνεται να υπάρχει εξάρτηση των απωλειών από την ταχύτητα περιστροφής. Αυτό οφείλεται στο ότι μεγάλες ταχύτητες περιστροφής αντιστοιχούν σε μεγάλες απώλειες τριβών και συνεπώς μεγαλύτερη παραγωγή θερμότητας. Σε μεγάλες θερμοκρασίες εισόδου οι απώλειες τριβών έχουν μικρή σημασία σε σχέση με τις θερμικές απώλειες του εργαζομένου μέσου στο τοίχωμα του εκτονωτή και στη συνέχεια στο περιβάλλον.



Σχήμα 4-25. Λόγος Θερμικών απωλειών προς αποδιδόμενη ισχύος, συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου, για 3 διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής.

Ο λόγος θερμικών απωλειών προς αποδιδόμενο έργο μειώνεται όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου (T_{su}) **Σχήμα 4-25**. Ο λόγος που το συγκεκριμένο μέγεθος μειώνεται,

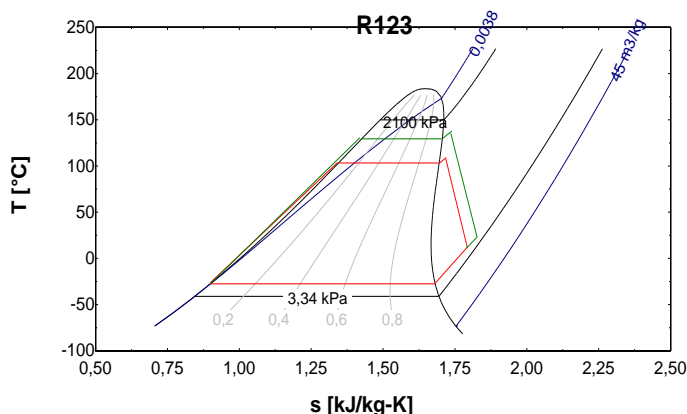
είναι ότι αυξάνεται με μεγαλύτερο ρυθμό ο παρονομαστής Το αποδιδόμενο έργο αυξάνεται αφού αυξάνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης ,δηλαδή η πίεση εισόδου, άρα ο λόγος πίεσης. Υπενθυμίζεται ότι η υπερθέρμανση έχει κρατηθεί σταθερή στους 8°C.

Από το **Σχήμα 4-23** και **Σχήμα 4-25** φαίνεται ότι οι ανηγμένες θερμικές απώλειες και οι ανηγμένες απώλειες διαρροών μειώνονται όσο μεγαλώνει ο λόγος πίεσης που δουλεύει ο εκτονωτής. Αυτό το γεγονός αντισταθμίζει σε ένα βαθμό τις απώλειες που προκαλούνται από τη λειτουργία σε περιοχή μεγάλων R_p (περιοχή υπο-εκτόνωσης δηλαδή) και για αυτό το λόγο ο ισηντροπικό βαθμός απόδοσης μειώνεται με μικρότερο ρυθμό σε αυτή την περιοχή **Σχήμα 4-19**.

Η όλη χρησιμότητα ενός ημιεμπειρικού μοντέλου είναι όπως αναφέρθηκε η “επιτόπου” μοντελοποίηση ενός εκτονωτή με σκοπό να μπορούν να βγούν συμπεράσματα για τον τη λειτουργία του. Αυτό σημαίνει ότι πρέπει να γίνει πρόβλεψη των μεταβλητών εξόδου που θέλουμε σε διάφορες συνθήκες (π.χ θερμοκρασία εξόδου T_{ex}). Αυτό είναι απαραίτητο στην περίπτωση που θέλουμε να ξέρουμε πώς θα λειτουργεί ο εκτονωτής και συνεπώς όλο το κύκλωμα ORC σε περιπτώσεις συνθηκών εκτός των ονομαστικών. Ενδιαφέρει δηλαδή η λειτουργία του σε μερικά φορτία ή και σε περιπτώσεις υπερ-φόρτωσης. Για αυτό το λόγο μεγάλης σημασίας κρίνεται η ύπαρξη ενός **χάρτη λειτουργίας** του εκτονωτή. Στους χάρτες λειτουργίας έχουμε αποτύπωση της εξάρτησης ενός μεγέθους που μας ενδιαφέρει όταν αλλάζουν δύο ή περισσότερες συνθήκες εισόδου που μπορούμε να επιβάλλουμε στον εκτονωτή. Για καλύτερη γραφική απεικόνιση συνήθως επιλέγουμε δύο μεταβλητές εισόδου. Ανάλογα με τις συνθήκες που μπορούμε να επιβάλλουμε στον εκτονωτή ξεχωρίζουμε δύο περιπτώσεις κυκλωμάτων ORC.

- **Κύκλωμα με αντλία θετικής εκτόπισης**

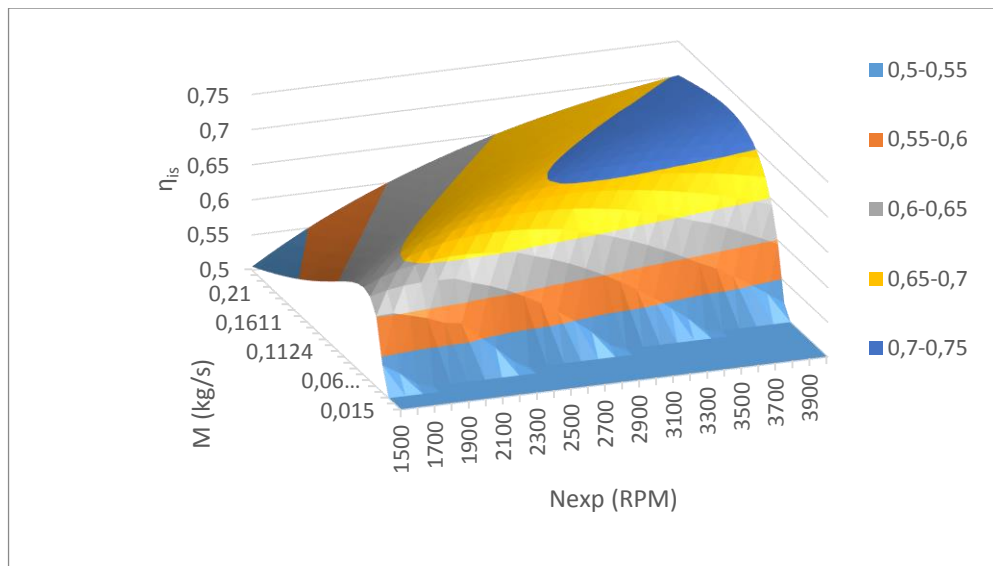
Στις λεγόμενες αντλίες θετικής εκτόπισης το ρευστό αναγκάζεται σε κίνηση με απευθείας μηχανική δράση κάποιου μηχανισμού (π.χ. έμβολο), και επιτυγχάνεται σταθερή παροχή όγκου. Επειδή μιλάμε για ασυμπίεστο υγρό **η παροχή όγκου μεταφράζεται σε παροχή μάζα**. Συνεπώς με αυτές τις αντλίες μπορούμε να ρυθμίσουμε την παροχή μάζας κατά βούληση. Αρκεί βέβαια να μπορεί να ανταποκριθεί και το υπόλοιπο κύκλωμα. Αν αναγκάσουμε το κύκλωμα σε υψηλή παροχή μάζας, τότε χρειαζόμαστε και μεγάλη πίεση ατμοποίησης ώστε το ατμοποιούμενο ρευστό να έχει υψηλή πυκνότητα και να μπορεί να η παροχή μάζας της αντλίας να “απορροφηθεί” από τη παροχή μάζας του εκτονωτή που σχηματίζεται από την παροχή όγκου που μπορεί να διαχειριστεί (σταθερή για σταθερές στροφές) και την πυκνότητα του ρευστού. Αυτό φαίνεται στο **Σχήμα 4-26** για 2 διαφορετικές παροχές μάζας με



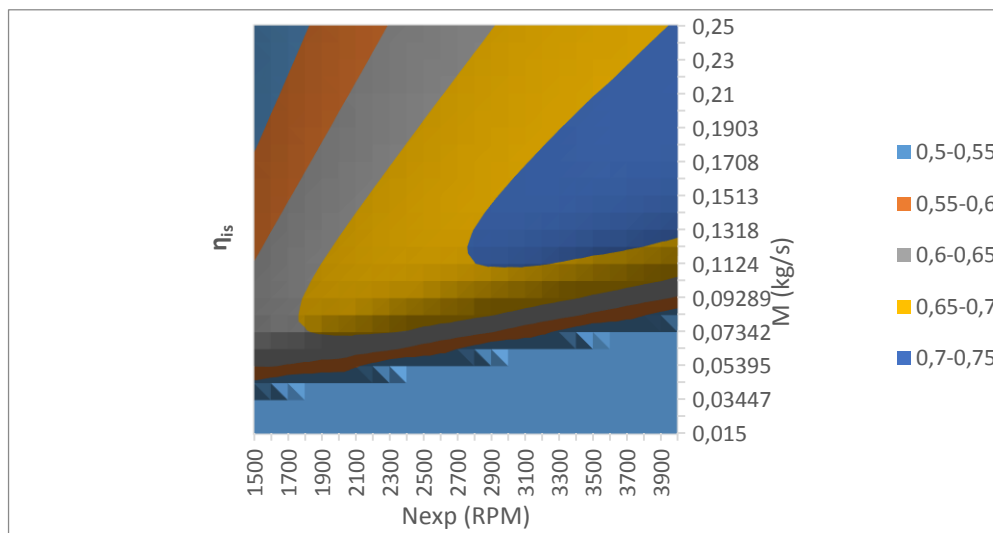
Σχήμα 4-26. Με κόκκινη γραμμή δουλεύει το κύκλωμα με παροχή μάζας $M=0,10$ kg/s και με πράσινη με $M=0,17$ kg/s σε ίδια ταχύτητα περιστροφής.

ίδια ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή. Μεγάλη πίεση ατμοποίησης και παροχή εργαζόμενου μέσου σημαίνει ότι πρέπει να έχουμε αυξημένη παροχή θερμού μέσου στον ατμοποιητή και σε θερμοκρασία κατάλληλη για να έχουμε το απαιτούμενο pinch-point. Αντίστοιχες απαιτήσεις έχουμε και από τον συμπυκνωτή. Βλέπουμε δηλαδή ότι αλλαγή ενός μεγέθους στο κύκλωμα ORC επιφέρει αλλαγές σε όλα τα στοιχεία από τα οποία αποτελείται. Η επιλογή της ταχύτητας περιστροφής του εκτονωτή γίνεται από την ασύγχρονη γεννήτρια με την οποία είναι συνδεδεμένος.

Τρέχοντας 700 περίπου διαφορετικά σημεία λειτουργίας του εκτονωτή για διαφορετικές παροχές μάζας και ταχύτητες περιστροφής κατασκευάστηκαν οι χάρτες λειτουργίας για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης, **Σχήμα 4-27**, **Σχήμα 4-28** και την καθαρή αποδιδόμενη ισχύ.

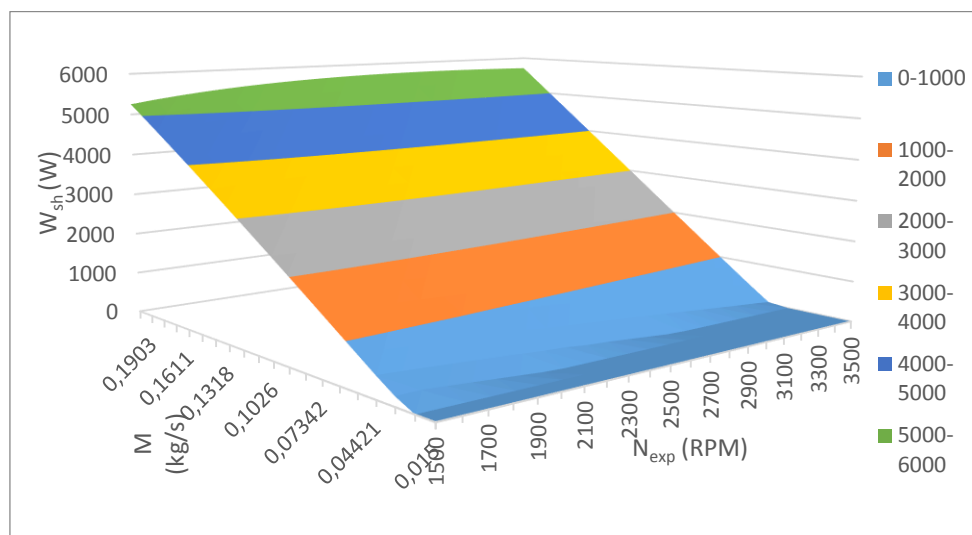


Σχήμα 4-27. Τρισδιάστατος χάρτης ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει επιβαλλόμενης παροχής μάζας και ταχύτητας περιστροφής εκτονωτή.



Σχήμα 4-28. Διάγραμμα Contour (ισοϋψών καμπυλών) ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει επιβαλλόμενης παροχής μάζας και ταχύτητας περιστροφής εκτονωτή.

Τα δύο προηγούμενα σχήματα είναι ακριβώς τα ίδια ,με τη διαφορά ότι το δεύτερο απεικονίζεται σε δύο διαστάσεις ,για πιο εύκολη κατανόηση. Με διαφορετικό χρώμα ομαδοποιούνται τα διάφορα εύρη ισεντροπικών βαθμών απόδοσης. Παρατηρούμε πάλι ότι οι περιοχές μεγάλων ισεντροπικών ,βρίσκονται στις περιοχές μεγάλων ταχυτήτων περιστροφής και μεγάλης παροχής μάζας.

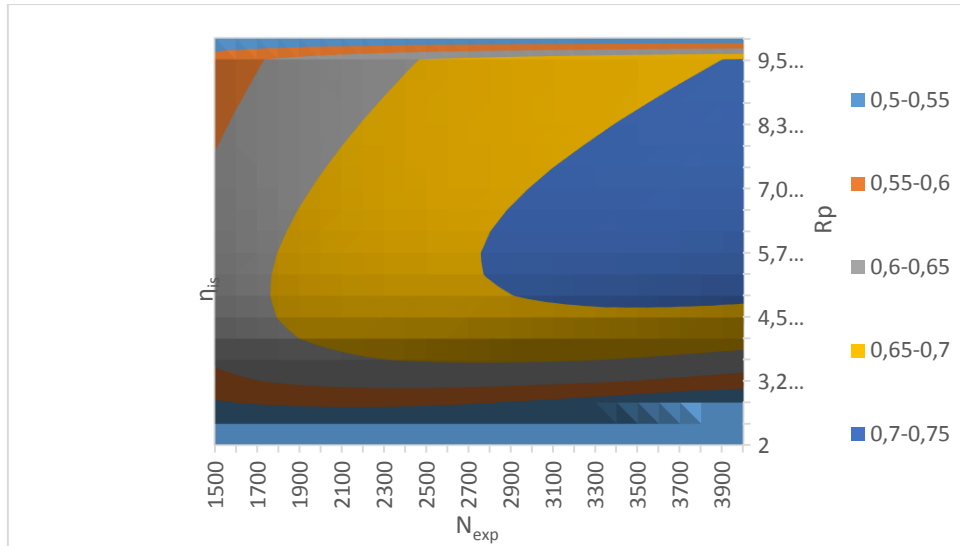


Σχήμα 4-29. Τρισδιάστατος χάρτης καθαρής αποδιδόμενης ισχύος συναρτήσει επιβαλλόμενης παροχής μάζας και ταχύτητας περιστροφής εκτονωτή.

Το **Σχήμα 4-29** επιβεβαιώνει τη γραμμική εξάρτηση της ισχύος από την παροχή μάζας σε όλο το εύρος λειτουργίας. Η ταχύτητα περιστροφής και η παροχή μάζας περιορίζονται από την ικανότητα λίπανσης του εκτονωτή και από την κρίσιμη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου. Η κρίσιμη θερμοκρασία δίνει τη μέγιστη θερμοκρασία ατμοποίησης στη μέγιστη πίεση και συνεπώς την μέγιστη πυκνότητα του ψυκτικού μέσου στην αέρια φάση. Απο τα διαγράμματα αυτά μπορούμε να συμπεράνουμε ότι ο συγκεκριμένος εκτονωτής ιδανικά θα απέδιδε 6 KW ισχύος με μέγιστο ισεντροπικό 0,75. Παρόλαυτα επειδή δεν έχουμε ιδανικές συνθήκες λίπανσης και επειδή ο ατμοποιητής δεν μπορεί να δουλέψει κοντά στην κρίσιμη θερμοκρασία ένα κανονικό σημείο λειτουργίας θα είναι για $N_{exp}=2500$ RPM και $\dot{M} = 0,12 \frac{kg}{s}$,οπότε προκύπτει παραγωγή ισχύος $W_{sh}=2100$ W με ισεντροπικό $\eta_{is} =0,65-0,7$.Φαίνεται η χρησιμότητα των χαρτών στην εύρεση των κυρίων μεγεθών για διάφορα σημεία λειτουργίας.

- **Κύκλωμα με φυγοκεντρική αντλία**

Στις φυγοκεντρικές αντλίες τα πτερύγια του ρότορα (πτερωτή) μεταβάλουν το πεδίο ροής προσδίδοντας περιστροφή στο υγρό. Κατόπιν η αυξημένη δυναμική πίεση μετατρέπεται σε στατική στο στάτορα. Συνεπώς η φυγοκεντρική αντλία επιβάλλει το λόγο πίεσης στο κύκλωμα και η παροχή εξαρτάται από τα επιμέρους στοιχεία του κυκλώματος. Χρειάζεται ένας χάρτης λειτουργίας που αντί για την παροχή μάζας ,να αναγράφει το λόγο πίεσης ,που μπορούμε να ελέγξουμε στη συγκεκριμένη περίπτωση και την ταχύτητα περιστροφής. Αυτός ο χάρτης φαίνεται στο **Σχήμα 4-30**



Σχήμα 4-30. Διάγραμμα Contour (ισοϋψών καμπυλών) ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει επιβαλλόμενου λόγου πίεσης και ταχύτητας περιστροφής εκτονωτή

Το **Σχήμα 4-30** και **Σχήμα 4-28** μοιάζουν αρκετά μεταξύ του λόγω του ότι τα μεγέθη παροχή μάζας και λόγος πίεσης είναι συνδεδεμένα μεταξύ τους και αλληλεξαρτώνται.

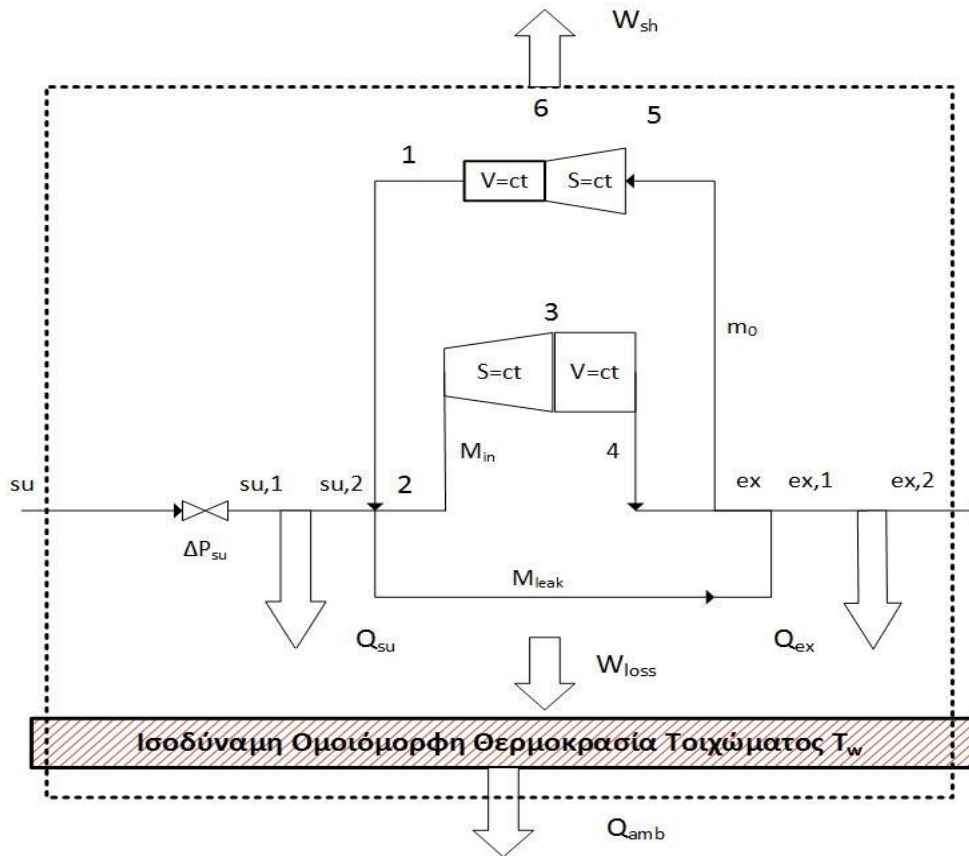
4.3 ΠΑΛΙΝΔΡΟΜΙΚΟΣ ΕΚΤΟΝΩΤΗΣ

4.3.1 Μοντελοποίηση Παλινδρομικού Εκτονωτή

Οι παλινδρομικοί εκτονωτές ταιριάζουν σε ένα κύκλωμα ORC όταν έχουμε μεγάλους λόγους πίεσης. Γενικά ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης κυμαίνεται σε πολύ καλά επίπεδα ,της τάξης του 70% , και έχουν καλό λόγο αποδιδόμενης ισχύος προς όγκο. Επιπλέον είναι πιο στιβαρές μηχανές από τους scroll .Ο Demler [35] και οι Badami et al. [21] πρότειναν τη χρήση παλινδρομικού εκτονωτή για για συστήματα ανάκτησης θερμότητας.

Το συγκεκριμένο ημιεμπειρικό μοντέλο βασίζεται σε αυτό που ανέπτυξε η Y.Galanatskaya et al. [36] ,για κύκλο Rankine με εργαζόμενο μέσο νερό, με μικρές τροποποιήσεις. Αυτό με τη σειρά του βασίζεται στο ημιεμπειρικό μοντέλο του Winandy [37] για παλινδρομικούς συμπιεστές ανοικτού τύπου και είναι της ίδιας φιλοσοφίας με το μοντέλο του V.Lemort et al. [27] για τους Scroll εκτονωτές. Τονίζεται ότι το συγκεκριμένο μοντέλο είναι ημιεμπειρικό και όχι ντετερμινιστικό καθώς περιέχει αρκετές παραμέτρους που πρέπει να ρυθμιστούν ώστε το μοντέλο να παρουσιάζει παρόμοια συμπεριφορά με την πραγματική μηχανή. Οι παράμετροι που πρέπει να βρεθούν έχουν μεγάλη ομοιότητα με το μοντέλο για τους scroll εκτονωτές με κάποιες διαφορές που οφείλονται κυρίως στη διαφορετική γεωμετρία.

Η σχηματική απεικόνιση των διεργασιών που λαμβάνουν μέρος φαίνεται στο **Σχήμα 4-31**.



Σχήμα 4-31. Διεργασίες Ημιεμπειρικού Μοντέλου παλινδρομικού τύπου

Οι μεταβολές του εργαζόμενου μέσου

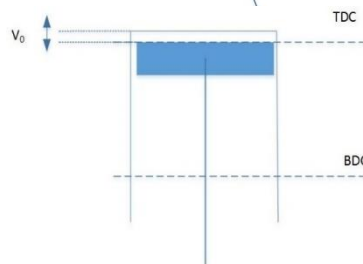
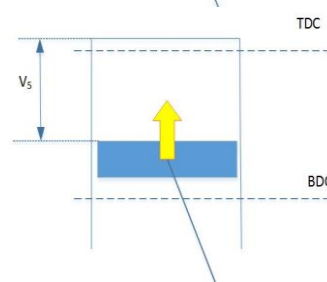
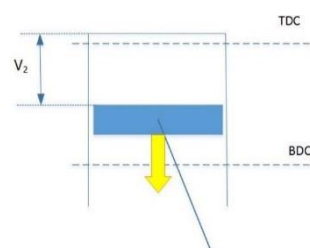
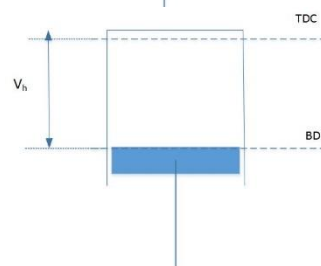
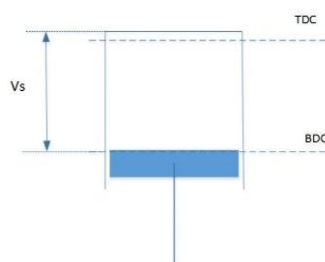
- i. Αδιαβατική πτώση πίεσης ($su \rightarrow su,1$) κατά τη φάση της αναρρόφησης, λόγω του ότι το ρευστό διέρχεται από στενώσεις που δημιουργούν απώλειες πίεσης.
- ii. Ισοβαρής Ψύξη ($su,1 \rightarrow su,2$). Απώλειες θερμότητας του ρευστού προς το κέλυφος της μηχανής το οποίο εν γένει βρίσκεται σε χαμηλότερη θερμοκρασία από την θερμοκρασία προσαγωγής του εργαζόμενου μέσου.
- iii. 2→3 Ισεντροπική αποτόνωση στον κύλινδρο
- iv. 3→4 Εκτόνωση υπό σταθερό όγκο μηχανής (Ανοιγμα βαλβίδων εξαγωγής)
- v. 5→6→1 Ισεντροπική συμπίεση και συμπίεση υπό σταθερό όγκο μηχανής του παραμένου εργαζόμενου μέσου στον κύλινδρο που δεν εξήλθε κατά τη διαδικασία της εξαγωγής. (πρόωρο κλείσιμο των βαλβίδων εξαγωγής)
- vi. Αδιαβατική αναμίξη δύο ρευμάτων ($ex \rightarrow ex,1$)
- vii. Ισοβαρής θέρμανση ή Ψύξη ($ex,1 \rightarrow ex,2$) Θέρμανση του εξερχόμενου ρευστού λόγω της διαφοράς θερμοκρασίας με το ζεστό κέλυφος της μηχανής.

Όπως και στο προηγούμενο μοντέλο η πτώση πίεσης, η μεταφορά θερμότητας και οι εσωτερικές διαρροές έχουν “εικονικά” διαχωριστεί από την διεργασία της εκτόνωσης και λαμβάνουν μέρος ξεχωριστά η κάθε μία. Επιπλέον για τον ίδιο λόγο δεν θεωρήθηκαν απώλειες πίεσης στην έξοδο.

Γεωμετρικές Παράμετροι του Κυλίνδρου

Παρακάτω ορίζουμε κάποιες παραμέτρους που θα χρειαστούν στη μοντελοποίηση του Expander.

- Όγκος V_s . Ο συνολικός όγκος του κυλίνδρου όταν το έμβολο είναι στο κάτω νεκρό σημείο (BDC). Για πολυκύλινδρη μηχανή ο συνολικός όλων των κυλίνδρων.
- Όγκος εμβολισμού V_h . Είναι ο όγκος που σαρώνει το έμβολο κατά τη διάρκεια της παλινδρομικής του κίνησης. Αυτό το μέγεθος χρησιμοποιείται περισσότερο στη βιομηχανία όσον αφορά τις παλινδρομικές μηχανές σε σχέση με τον συνολικό όγκο. Αν έχουμε πολυκύλινδρη μηχανή τότε με V_h συμβολίζεται ο συνολικό όγκος που σαρώνουν όλα τα έμβολα.
- Λόγος $f_a = \frac{V_2}{V_s}$. Όπου V_2 είναι ο όγκος του κυλίνδρου όταν το έμβολο βρίσκεται στο σημείο όπου κλείνουν οι βαλβίδες εισαγωγής και ξεκινάει η εκτόνωση.
- Λόγος $f_p = \frac{V_5}{V_s}$. Όπου V_5 είναι ο όγκος του κυλίνδρου όταν το έμβολο βρίσκεται στο σημείο όπου κλείνουν οι βαλβίδες εξαγωγής.
- Λόγος $C = \frac{V_0}{V_s}$. Όπου V_0 ο νεκρός ή επιζήμιος όγκος, είναι ο όγκος του κυλίνδρου όταν το έμβολο είναι στο Άνω Νεκρό Σημείο. Το αντίστροφο του λόγου C καλείται και συχνά λόγος συμπίεσης ϵ ενός κινητήρα.



Συνήθως αντί του λόγου f_a , χρησιμοποιείται το μέγεθος ϕ , ο λόγος αποκοπής ή cut-off ratio, ο οποίος ορίζεται [38]:

$$\phi = \frac{V_2 - V_0}{V_h} \quad (4-39)$$

Το άνοιγμα των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής γίνεται αντίστοιχα στο Άνω Νεκρό Σημείο (Top Dead Center) και στο κάτω νεκρο σημείο (Bottom Dead Center).

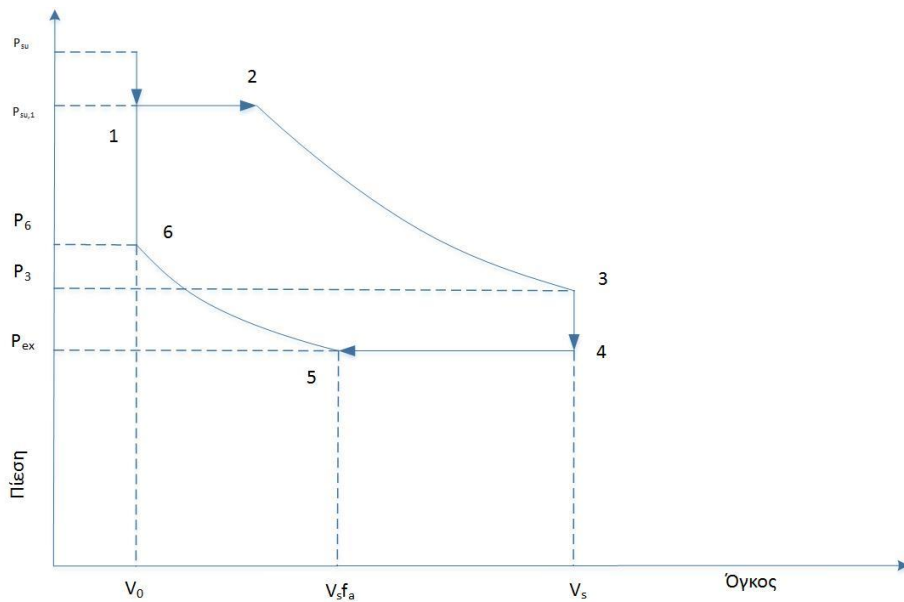
Συνήθεις τιμές για αυτά τα μεγέθη δίνονται στον παρακάτω πίνακα:

f_a	f_p	C
0.1-0.25	0.4	0.020-0.072

Πίνακας 4-5. Συνήθεις τιμές παραμέτρων εμβολοφόρου εκτονωτή.

- Το μέγεθος f_a συνδέεται άμεσα με την ποσότητα εργαζόμενου μέσου που θα εισέλθει στον κύλινδρο. Όσο μεγαλύτερο είναι, τόσο περισσότερο παραμένουν οι βαλβίδες εισαγωγής ανοιχτές, άρα εισέρχεται και περισσότερο εργαζόμενο μέσο στον κύλινδρο. Το εργαζόμενο μέσο μπαίνει στον κύλινδρο υπό μεγάλη πίεση και σπρώχνει το έμβολο παράγοντας έργο αναρρόφησης. Όσο μεγαλύτερο είναι το f_a , αναπτύσσεται και μεγαλύτερο έργο αναρρόφησης, το οποίο γενικά βοηθάει στην ροπή του εκτονωτή (στην εκκίνηση χρειαζόμαστε μεγάλη ροπή). Καθυστερημένο κλείσιμο των βαλβίδων όμως σημαίνει και μικρότερο έργο αποτόνωσης αφού μειώνεται η διαδρομή του εμβόλου που αντιστοιχεί στην αποτόνωση. Αυτό με τη σειρά του επιφέρει και μείωση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης. Άρα πρέπει να γίνει κάποιος συμβιβασμός ώστε να επιτευχθεί η βέλτιστη λύση [39]. Θα μπορούσε να γίνει χρήση μεταβλητού χρονισμού βαλβίδων, ή χρήση υδραυλικού συστήματος ανύψωσης, ώστε κατά την εκκίνηση να έχουμε μεγάλο f_a και μόλις γίνει σταθεροποίηση του συστήματος με κατάλληλο μηχανισμό να μικρύνει το f_a .
- Το μέγεθος f_p πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μικρότερο, καθώς συνδέεται άμεσα με τη μάζα που παραμένει στον κύλινδρο (m_0) και συμπιέζεται, προκαλώντας μεγάλες απώλειες. Γενικά αν όσο ο λόγος αυτός τείνει προς το 0 τόσο πιο πολύ το μοντέλο του piston expander προσεγγίζει αυτό του scroll.

Οι καταστάσεις 1,2,3,4,5,6 μέσα στον κύλινδρο φαίνονται στο **Σχήμα 4-32**:



Σχήμα 4-32. Διάγραμμα πίεσης-όγκου, για τις καταστάσεις του εργαζόμενου μέσου, μέσα στον κύλινδρο.

1→2 Είναι η φάση της εισαγωγής ρευστού στον κύλινδρο. Όπως φαίνεται κατά τη συγκεκριμένη διεργασία έχουμε σταθερή πίεση ίση με P_{su1} και μετακίνηση του εμβόλου προς το ΚΝΣ. Στην ουσία το ρευστό «σπρώχνει» το έμβολο και για αυτό έχουμε πρόσδοση έργου. Το σημείο στο οποίο κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής(σημείο 2) είναι το σημείο cut-off.

2→3 Η φάση της ισεντροπικής και αδιαβατικής αποτόνωσης. Έχουμε πτώση πίεσης του ρευστού και πρόσδοση έργου. Η πτώση πίεσης εξαρτάται μόνο από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της μηχανής(λόγος συμπίεσης και κλείσιμο βαλβίδων εισαγωγής).

3→4 Η φάση του ανοίγματος των βαλβίδων εξαγωγής. Η πίεση του ρευστού στον κύλινδρο πέφτει απότομα στην πίεση εξόδου και μάζα εξέρχεται στιγμιαία από τον κύλινδρο. Στη συγκεκριμένη περίπτωση η πίεση εξόδου είναι μικρότερη από την τελική πίεση αποτόνωσης οπότε έχουμε και το φαινόμενο «Under-Expansion». Δηλαδή ο λόγος πίεσης που αποτονώνεται στον κύλινδρο είναι μικρότερος από το λόγο πίεσης που επιβάλλουμε στο σύστημα. Το αντίθετο καλείται «Over-Expansion». Το φαινόμενο είναι ακριβώς το ίδιο που συναντάται και στους scroll. Γενικός κανόνας για είναι να μην αποκλίνει πολύ ο λόγος πίεσης του συστήματος από το λόγο πίεσης που δουλεύει ο εκτονωτής καθώς και τα δύο αυτά φαινόμενα επιφέρουν απώλειες και μειώνουν τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης.

4→5 Είναι η φάση της εξαγωγής, όπου το έμβολο «σπρώχνει» το ρευστό που έχει απομείνει στον κύλινδρο.

5→6 Η φάση της επανασυμπίεσης του ρευστού που έχει απομείνει στον κύλινδρο αφού κλείσουν οι βαλβίδες εξαγωγής. Η φάση αυτή θέλουμε να είναι όσο μικρότερη γίνεται καθώς επιφέρει πολλές απώλειες. Ακόμα και στην περίπτωση που ρυθμιστούν τέλεια οι βαλβίδες να κλείνουν στο ΑΝΣ πάλι κάποια ποσότητα ρευστού συμπιέζεται και

μένει μέσα στον κύλινδρο .Αυτό συμβαίνει αν σκεφτούμε ότι το ρευστό έχει κάποια αδράνεια και η κίνηση του εμβόλου εκτός από το να το σπρώχνει προς τα έξω το συμπιέζει ταυτόχρονα.

6→1 Σε αυτό το στάδιο ανοίγουν οι βαλβίδες εισαγωγής . Για να αυξηθεί απότομα η πίεση σε αυτήν που έχει η εισαγωγή κάποια μάζα πρέπει να μπει στον κύλινδρο ακαριαία. Είναι αντίστοιχο φαινόμενο του 5→6 και αναφέρεται ως «θερμοδυναμική εισαγωγή – εξαγωγή»

I. Αδιαβατική πτώση πίεσης (su→su,1)

Οι πτώσεις πιέσεις στην είσοδο μοντελοποιούνται με βάση την **ισεντροπική ροή σε συγκλίνων ακροφύσιο** [27] ακριβώς όπως στην περίπτωση του scroll εκτονωτή.. Όπως αναφέρθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο λόγω των μικρών πτώσεων πίεσης το εργαζόμενο μέσο θεωρείτε **ασυμπίεστο**. Το μοντέλο του ακροφυσίου φαίνεται στο **Σχήμα 4-3** .Από τις εξισώσεις (4-2) (4-4) (4-5)βγαίνει η γνωστή σχέση για ισεντροπική και ασυμπιεστη ροή που χρησιμοποιείται πάλι με τον ίδιο τρόπο :

$$\dot{M} = \pi * \frac{d_{su}^2}{4} * \sqrt{2 * \Delta P_{su} * \rho_{su}} \quad (4-40)$$

Αυτή η σχέση δείχνει ,όπως και στους scroll την εξάρτηση της παροχής μάζας από την πτώση πίεσης.Όσο μεγαλύτερη μάζα ,αναγκάζουμε να περάσει τον εκτονωτή τόσο μεγαλύτερες είναι και οι πτώσεις πίεσης από τη στένωση.

II. Ισοβαρής Ψύξη (su,1→su,2)

Η διεργασία αυτή είναι αντίστοιχη της ισοβαρής ψύξης του scroll εκτονωτή ,όπως παρουσιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο [27]. Για λόγους πληρότητας αναφέρουμε τις εξισώσεις που διέπουν το μοντέλο που φαίνεται στο **Σχήμα 4-4**.

Η ροή θερμότητας μπορεί να γραφεί:

$$\dot{Q}_{su} = \dot{M} * C_p * (T_{su1} - T_{su2}) \quad (4-41)$$

$$\dot{Q}_{su} = \varepsilon_{su} * \dot{M} * C_p * (T_w - T_{su1}) \quad (4-42)$$

Σύμφωνα με τη μέθοδο NTU :

$$\varepsilon_{su} = 1 - e^{-\frac{AU_{su}}{\dot{M} * C_p}} \quad (4-43)$$

Ο συντελεστής AU_{su} (μονάδες W/K) πρέπει να αλλάζει ανάλογα με τη παροχή του εργαζόμενου μέσου. Για αυτό ορίζεται μια ονομαστική παροχή ,αυθαίρετα, και ένας ονομαστικός συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας ο οποίος μεταβάλλεται σύμφωνα με :

$$AU_{su} = AU_{su_n} * \left(\frac{\dot{M}}{\dot{M}_n} \right)^{0,8} \quad (4-44)$$

Η τιμή της ονομαστικής παροχής \dot{M}_n δεν έχει συγκεκριμένη σημασία. Επιλέγεται αυθαίρετα, συνήθως παίρνει τιμές 0,12 kg/s, σε ίδια τάξη μεγέθους με την παροχή που αναμένουμε να έχουμε και ανάλογα την τιμή που τις δώσουμε, προκύπτει και η τιμή της AU_{su_n} από τη διαδικασία της παρεμβολής των πειραματικών σημείων. Η εξίσωση (4-44) προκύπτει από την θεωρία τυρβώδης ροή σε κυκλικό αγωγό, με αναλογία της παροχής με τον αριθμό Reynolds [31]. Απαραίτητη υπόθεση για να βγει αυτή η σχέση, είναι ότι οι υπόλοιπες ιδιότητες του ρευστού παραμένουν ίδιες. Τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην έξοδο βρίσκονται από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου θεωρώντας ότι η πίεση μένει σταθερή ανάμεσα στις 2 αυτές θέσεις.

Εσωτερικές Διαρροές

Οι διαρροές υπολογίζονται σαν ισεντροπική και αδιαβατική ροή σε συγκλίνων ακροφύσιο, όπως ακριβώς στην περίπτωση του εκτονωτή scroll [27]. Η πίεση στη έξοδο είναι $P_{thr} = \max(P_{crit}, P_{ex})$. Αυτό γιατί αν η πίεση P_{ex} είναι μικρότερη από την κρίσιμη έχουμε ηχητική ροή στο λαίμο (choking) και η παροχή που μπορεί να περάσει από το ακροφύσιο «παγώνει». Αν η P_{ex} είναι μεγαλύτερη από P_{crit} τότε η παροχή που περνάει είναι μικρότερη από αυτή που αντιστοιχεί στην ηχητική κατάσταση. Οι εξισώσεις που διέπουν το φαινόμενο είναι ίδιες με αυτές που περιγράψαμε στο προηγούμενο κεφάλαιο και παρατίθενται και στο συγκεκριμένο για λόγους πληρότητας:

Η κρίσιμη πίεση υπολογίζεται :

$$P_{crit} = P_{su2} * \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (4-45)$$

Επειδή ο λόγος P_{su}/P_{ex} είναι μεγάλος, έχουμε μεγάλες ταχύτητες ρευστού (μεγάλα Mach και η ροή δεν μπορεί να θεωρηθεί συμπιεστή). Χρησιμοποιούμε τις εξισώσεις για συμπιεστή ροή και προκύπτει το παρακάτω σύστημα που λύνεται από το EES.

$$P_{su2} * v_{su2}^\gamma = P_{thr} * v_{thr}^\gamma \quad (4-46)$$

$$P_{thr} = \max(P_{crit}, P_{ex}) \quad (4-47)$$

$$P_{crit} = P_{su2} * \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (4-48)$$

$$h_{su2} = h_{thr} + \frac{C_{thr}^2}{2} \quad (4-49)$$

$$h_{thr} = h(P_{thr}, s_{su2}) \quad (4-50)$$

$$v_{thr} = v(P_{thr}, h_{thr}) \quad (4-51)$$

$$\dot{M}_{leak} = A_{leak} * \frac{C_{thr}}{v_{thr}} \quad (4-52)$$

Παροχή Μάζας

Η παροχή ρευστού που περνάει από τη μηχανή εξαρτάται από τον όγκο εμβολισμού, τον επιζήμιο όγκο και δίνεται από τη σχέση :

$$\dot{M}_{in} = \frac{N_{exp}}{60} * \left(\frac{f_a * V_s}{v_{su2}} - \frac{V_0}{v_6} \right) \quad (4-53)$$

Όπου v_6 ο ειδικός όγκος του ρευστού που έχει παραμείνει στον κύλινδρο μετά την συμπίεσή του στη θέση 6. Η συνολική μάζα που περνάει από τον expander είναι προσαυξημένη κατά τις διαρροές:

$$\dot{M} = \dot{M}_{in} + \dot{M}_{leak} \quad (4-54)$$

Παραγόμενη Ισχύς

Το έμβολο παράγει είτε καταναλώνει έργο κάθε φορά που υπάρχει μετακίνηση και αλλαγή όγκου (ΔV). Η συνολική ισχύς αποτελείται από τα εξής επιμέρους τμήματα:

$$\dot{W}_{in} = \dot{W}_{adm} + \dot{W}_{exp} - \dot{W}_{ex} - \dot{W}_{com} \quad (4-55)$$

\dot{W}_{adm} = ισχύς που παίρνουμε από την εισαγωγή του ρευστού με υψηλή πίεση στον κύλινδρο. Αντιστοιχεί στην μεταβολή $1 \rightarrow 2$ στο διάγραμμα του κυλίνδρου που παρουσιάσαμε προηγουμένως. Είναι έργο ογκομεταβολής, υπό σταθερή πίεση και υπολογίζεται :

$$\dot{W}_{adm} = P_{su2} * V_s * (f_a - C) * \frac{N_{exp}}{60} \quad (4-56)$$

Όπου $V_s * (f_a - C)$ είναι η μεταβολή όγκου του κυλίνδρου από τη στιγμή που θα ανοίξουν μέχρι τη στιγμή που θα κλείσουν οι βαλβίδες εισαγωγής.

\dot{W}_{ex} = ισχύς που αντιστοιχεί στην ισεντροπική εκτόνωση του εργαζομένου μέσου. Αντιστοιχεί στην μεταβολή $2 \rightarrow 3$ στο διάγραμμα. Είναι ισεντροπική και αδιαβατική μεταβολή οπότε, κατά τα γνωστά από τη θερμοδυναμική [33]

$$dU = dQ + dW \xrightarrow{dQ=0} dW = dU \quad (4-57)$$

$$H = U + P * V \quad (4-58)$$

$$\Delta W = \Delta U = \Delta H - \Delta(P * V) \quad (4-59)$$

$$w_{ex} = h_2 - h_3 - (P_2 * v_2 - P_3 * v_3) \quad (4-60)$$

$$w_{ex} = h_{su2} - P_{su2} v_{su2} - h_{ad} + P_{ad} v_{ad} \quad (4-61)$$

$$\dot{W}_{ex} = w_{ex} * \dot{M}_{in} \quad (4-62)$$

Με δείκτη ad είναι τα μεγέθη μετά την αδιαβατική εκτόνωση, στη θέση 3. Ο ειδικός όγκος μετά την αδιαβατική εκτόνωση σχετίζεται με τον ειδικό όγκο πριν μέσω του συντελεστή f_a με τον ίδιο τρόπο που συνδέονται και οι όγκοι. Δηλαδή:

$$f_a = \frac{v_{su2}}{v_{ad}} \quad (4-63)$$

Από τις θερμοδυναμικές ιδιότητες έχουμε:

$$P_{ad} = \text{Pressure}(v = v_{ad}, s = s_{su2}) \quad (4-64)$$

$$h_{ad} = \text{Enthalpy}(v = v_{ad}, s = s_{su2}) \quad (4-65)$$

\dot{W}_{dis} = ισχύς που δαπανάμε για να «σπρώξουμε» το εργαζόμενο μέσο έξω από τον κύλινδρο. Αντιστοιχεί στη μεταβολή 4→5 και όπως και η 1→2 είναι έργο ογκομεταβολής υπό σταθερή πίεση, ίση με την πίεση εξόδου (που καθορίζεται από τον συμπυκνωτή):

$$\dot{W}_{dis} = P_{ex2} * V_s * (1 - f_p) * \frac{N_{exp}}{60} \quad (4-66)$$

Όπου $V_s * (1 - f_p)$ είναι η μεταβολή όγκου του κυλίνδρου από τη στιγμή που ανοίξαν οι βαλβίδες εξαγωγής μέχρι το σημείο που κλείσανε.

\dot{W}_{com} = ισχύς που απαιτείται για να συμπιεστεί ισεντροπικά και αδιαβατικά η παραμένουσα μάζα στον κύλινδρο, αφού κλείσουν οι βαλβίδες εξαγωγής. Αντιστοιχεί στη μεταβολή 5→6 :

Το ειδικό έργο της συμπίεσης βρίσκεται αντίστοιχα:

$$w_{com} = h_6 - P_6 v_6 - h_5 + P_5 v_5 \quad (4-67)$$

Η ενθαλπία του σημείου 5 (h_5) είναι ίδια με την ενθαλπία εξόδου του εργαζόμενου μέσου από τον κύλινδρο h_{ex} . Βρίσκεται από το έργο ανοιχτού συστήματος:

$$\dot{W}_{adm} + \dot{W}_{exp} + \dot{W}_{dis} = \dot{M}_{in} * (h_{su2} - h_{ex}) \quad (4-68)$$

Η πίεση P_5 είναι ίδια με την P_{ex} , ενώ ο ειδικός όγκος v_5 βρίσκεται από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου αφού γνωρίζουμε την πίεση και την ενθαλπία. Ο ειδικός όγκος στο σημείο 6 είναι συνάρτηση του ειδικού όγκου στο σημείο 5 και συνδέεται με τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κυλίνδρου ως εξής:

$$v_6 = v_5 * \frac{C}{f_p} \quad (4-69)$$

Από τις θερμοδυναμικές ιδιότητες έχουμε:

$$P_6 = \text{Pressure}(v = v_6, s = s_5) \quad (4-70)$$

$$h_6 = \text{enthalpy}(v = v_6, s = s_5) \quad (4-71)$$

Οπότε μπορούμε να υπολογίσουμε το ειδικό έργο. Η ισχύς βρίσκεται αν πολλαπλασιάσουμε με τη μάζα που μένει στον κύλινδρο αφού κλείσουν οι βαλβίδες, στη μονάδα του χρόνου. Αυτή δίνεται από :

$$\dot{M}_0 = \frac{V_0}{v_6} * \frac{N_{exp}}{60} \quad (4-72)$$

Και τελικά :

$$\dot{W}_{com} = w_{com} * \dot{M}_0 \quad (4-73)$$

VI. Αδιαβατική αναμίξη δύο ρευμάτων (ex→ex,1)

Οι διαρροές αφού προσπεράσουν τη φάση της εκτόνωσης αναμιγνύονται αδιαβατικά με την παροχή μάζας που περνάει μέσα από τον εκτονωτή. Η διαδικασία αυτή φαίνεται στο παρακάτω στο **Σχήμα 4-8**. Η εξίσωση που περιγράφει την αδιαβατική ανάμιξη δίνεται παρακάτω και είναι η ίδια με αυτή που χρησιμοποιήθηκε για τον scroll εκτονωτή:

$$\dot{M}_{in} * h_{ex} + \dot{M}_{leak} * h_{su2} = \dot{M} * h_{ex1} \quad (4-74)$$

Η πίεση είναι σταθερή κατά την ανάμιξη οπότε ξέροντας την ενθαλπία στη θέση ex,1 και την πίεση που είναι ίδια $P_{ex}=P_{ex,1}$ μπορούμε να υπολογίσουμε τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην θέση ex,1.

$$s_{ex,1} = entropy(P = P_{ex}, H = h_{ex,1}) \quad (4-75)$$

$$v_{ex,1} = volume(P = P_{ex}, H = h_{ex,1}) \quad (4-76)$$

$$T_{ex,1} = temperature(P = P_{ex}, H = h_{ex,1}) \quad (4-77)$$

VII. Ισοβαρής θέρμανση ή Ψύξη (ex,1→ex,2)

Η διεργασία αυτή είναι αντίστοιχη της ισοβαρής ψύξης του scroll εκτονωτή, όπως παρουσιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο [27]. Για λόγους πληρότητας αναφέρουμε τις εξισώσεις που διέπουν το μοντέλο που φαίνεται στο **Σχήμα 4-9**.

Η ροή θερμότητας μπορεί να γραφεί [27]:

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{M} * C_p * (T_{ex2} - T_{ex1}) \quad (4-78)$$

$$\dot{Q}_{ex} = \varepsilon_{ex} * \dot{M} * C_p * (T_w - T_{ex1}) \quad (4-79)$$

$$\varepsilon_{ex} = 1 - e^{-\frac{AU_{ex}}{\dot{M} * C_p}} \quad (4-80)$$

Ο συντελεστής AU_{ex} (μονάδες W/K) πρέπει να αλλάζει ανάλογα με τη παροχή του εργαζόμενου μέσου. Όπως ορίστηκε και ο αντίστοιχος συντελεστής για την είσοδο του εκτονωτή συναρτήσει της παροχής :

$$AU_{ex} = AU_{ex_n} * \left(\frac{\dot{M}}{\dot{M}_n}\right)^{0,8} \quad (4-81)$$

Υπενθυμίζεται ότι η ονομαστική παροχή μάζας \dot{M}_n διαλέγεται αυθαίρετα ενώ η παραπάνω σχέση προκύπτει από την αναλογία του αριθμού Reynolds, θεωρώντας ότι όλες οι άλλες ιδιότητες του μέσου μένουν ίδιες [31] Τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη στην έξοδο βρίσκονται από τις ιδιότητες του ψυκτικού μέσου θεωρώντας ότι η πίεση μένει σταθερή ανάμεσα στις 2 αυτές θέσεις.

Απώλειες Τριβών

Το έργο που παράγει ο εκτονωτής δεν αποδίδεται ολόκληρο στην άτρακτο της γεννήτριας διότι μεσολαβούν οι μηχανικές απώλειες. Οι μηχανικές απώλειες είναι στην ουσία οι απώλειες τριβών που προέρχονται από τις τριβές του κινηματικού μηχανισμού του εμβόλου. Οι πιο σημαντικές από αυτές είναι **οι τριβές του εμβόλου με τα ελατήρια πάνω στο χιτώνιο και οι τριβές των εδράνων**.

Οι τριβές του κινηματικού μηχανισμού έχει αποδειχθεί πειραματικά ότι χωρίζονται σε 2 μέρη [40]:

- Το πρώτο μέρος εξαρτάται από το φορτίο του κυλίνδρου (πιέσεις μέσα στον κύλινδρο)
- Το δεύτερο μέρος είναι ανεξάρτητο του φορτίου και εξαρτάται κυρίων από την ταχύτητα του εμβόλου

Στο βιβλίο του ο Κ.Ρακόπουλος [40] αναφέρει την εμπειρική σχέση του Ulmann ,για τον υπολογισμό των μέσων πιέσεων τριβής. Οι σχέσεις αυτές προέκυψαν από αρκετά πειραματικά αποτελέσματα και μπορούν να χρησιμοποιηθούν και στην περίπτωση του παλινδρομικού εκτονωτή αφού ο κινηματικός μηχανισμός του είναι ο ίδιος με μία εμβολοφόρο Μ.Ε.Κ. Ο Ulmann για τους 2-χρονους κινητήρες έχει βρεί ότι η μέση πίεση τριβών δίνεται από :

$$\bar{p}_{fr_{2-x}} = 0,415 + 0,045 * \bar{c}_\varepsilon + (0,3 - 0,02 * \bar{c}_\varepsilon) * \frac{\bar{p}_i}{10} \quad (4-82)$$

Όπου \bar{c}_ε η μέση ταχύτητα του εμβόλου δίνεται από :

$$\bar{c}_\varepsilon = \frac{2 * N_{exp} * S}{60} \quad (4-83)$$

Με S συμβολίζεται η διαδρομή του εμβόλου και \bar{p}_i η μέση ενδεικνύμενη πίεση :

$$\bar{p}_i = \frac{\dot{W}_i}{\dot{V}_h} \quad (4-84)$$

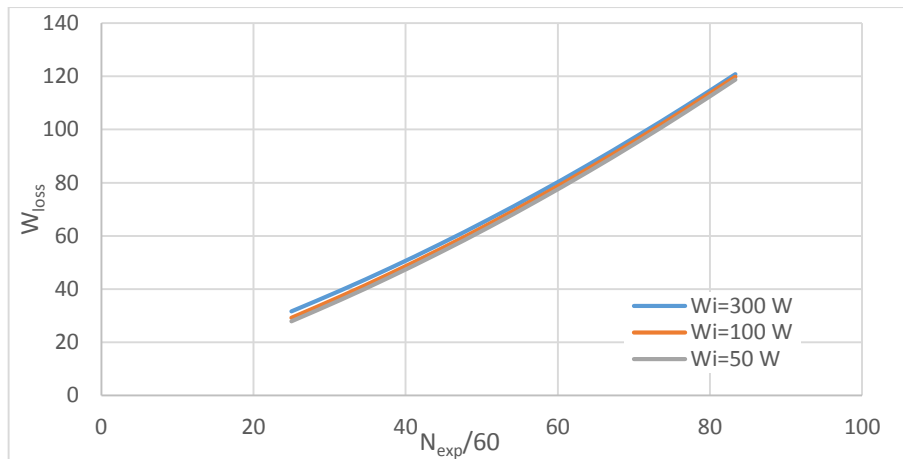
Στην ουσία είναι ένα μέγεθος που δείχνει τη συγκέντρωση ισχύος σε ένα κινητήρα. Όσο μεγαλύτερη είναι η μέση ενδεικνύμενη πίεση τόσο μεγαλύτερο έργο έχουμε ανα κύκλο λειτουργίας. Η σχέση (4-88) έχει προκύψει από πειραματικές μετρήσεις και δεν μπορεί να προσαρμοστεί στο παρών μοντέλο ,καθώς δεν επιτρέπει την προσαρμογή παραμέτρων ,ανάλογα τον εκτονωτή που έχουμε. Χρειάζεται δηλαδή μια σχέση που να μπορεί να προσαρμοστεί από τα πειραματικά δεδομένα που θα υπάρχουν κάθε φορά.

Ο E.Winandy σε μια δημοσίευση του για ένα ημιεμπειρικό μοντέλο για συμπιεστή χρησιμοποιεί τον εξής τύπο για τις απώλειες τριβών:

$$\dot{W}_{loss} = a * \dot{W}_{in} + \dot{W}_{loss0} * \left(\frac{N}{N_0}\right)^2 \quad (4-85)$$

Οι παράμετροι **a**, \dot{W}_{loss0} πρέπει να αναγνωριστούν υπολογιστικά για τον συγκεκριμένο συμπιεστή ή εκτονωτή που θα χρησιμοποιήσουμε .Προφανώς οι απώλειες

τριβών είτε πρόκειται για συμπιεστή είτε εκτονωτή είναι οι ίδιες αφού μιλάμε για τον ίδιο κινηματικό μηχανισμό. Εξάλλου οι περισσότεροι εκτονωτές που υπάρχουν σήμερα έχουν προκύψει με μετασκευή του αντίστοιχου συμπιεστή. Σε αυτόν τον τύπο βλέπουμε ότι το πρώτο μέρος εξαρτάται από το φορτίο του κυλίνδρου :Για να αυξηθεί το \dot{W}_{in} σε έναν εκτονωτή πρέπει να αυξηθεί η μάζα του διερχόμενου ψυκτικού και για να μπορεί ο κύλινδρος με την ίδια ογκομετρική παροχή να παραλάβει αυτή την αυξημένη παροχή μάζας πρέπει προφανώς το ψυκτικό να έχει μεγαλύτερη πυκνότητα άρα να βρίσκεται και σε μεγαλύτερη πίεση. Συνεπώς βλέπουμε ότι το \dot{W}_{in} είναι ανάλογο των πιέσεων μέσα στον κύλινδρο άρα όποτε αυξάνεται αυτό πρέπει να αυξάνονται και οι τριβές .Παρόλα αυτά από τη σχέση (4-88) φαίνεται ότι η εξάρτηση από τη μέση ενδεικνύμενη πίεση είναι μικρή .Επιπλέον στους εκτονωτές κυκλωμάτων ORC οι συγκεντρώσεις ισχύος και συνεπώς και οι μέσες πιέσεις είναι πολύ μικρές συγκριτικά με τους εμβολοφόρους Μ.Ε.Κ. Αυτό φαίνεται και στο **Σχήμα 4-19**, που στην ουσία έχουμε παραστήσει γραφικά τη σχέση (4-88) για έναν εκτονωτή 22 cm³ ,για διάφορα ενδεικνύμενα έργα ,που προέκυψαν από το μοντέλο για τυπικούς λόγους πίεσης και ταχύτητες περιστροφής κυκλωμάτων ORC



Σχήμα 4-33.Απώλειες τριβών εκτονωτή 22 cm³ συναρτήσεως ταχύτητας περιστροφής για διάφορα φορτία βάσει σχέση Ulmann [40].

Όπως παρατηρείται η εξάρτηση από το φορτίο είναι σχεδόν αμελητέα. Από αυτό το διάγραμμα φαίνεται ότι η σχέση για τις απώλειες τριβών πρέπει να εξαρτάται μόνο από τις στροφές. Η συνάρτηση που παρεμβάλει καλύτερα τα σημεία του **Σχήμα 4-33** είναι η :

$$\dot{W}_{loss} = w_{loss,0} * \left(\frac{N_{exp}}{60} \right)^{\alpha} \quad (4-86)$$

Με τιμές για το $\alpha=1,118$ και το $w_{loss,0}=0,836$. Προφανώς για διαφορετικό εκτονωτή ,αλλάζουν αυτές οι τιμές. Αυτή είναι η ημιεμπειρική σχέση που θα χρησιμοποιήσουμε για το μοντέλο ,η οποία έχει 2 παραμέτρους προς αναγνώριση το $w_{loss,0}$ και το α . Τελικά η ισχύς που αποδίδεται στην άτρακτο δίνεται από :

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{in} - \dot{W}_{loss} \quad (4-87)$$

Ισολογισμός Θερμότητας

Κατά τη μεταφορά θερμότητας από και προς τα τοιχώματα του εκτονωτή υποθέσαμε μια ενιαία θερμοκρασία T_w που επικρατεί σε όλη την επιφάνεια της μηχανής. Η θερμοκρασία αυτή βρίσκεται θεωρώντας τον θερμικό ισολογισμό στον εκτονωτή σε μόνιμη κατάσταση. Οι απώλειες του εκτονωτή προς το περιβάλλον περιγράφονται με την εισαγωγή ενός ολικού συντελεστή απωλειών :

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb} * (T_w - T_{amb}) \quad (4-88)$$

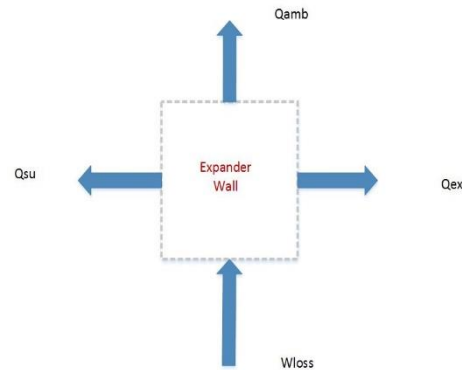
Όπου T_{amb} είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος και AU_{amb} ο συντελεστής θερμικών απωλειών προς το περιβάλλον, ο οποίος πρέπει να αναγνωρισθεί υπολογιστικά. Θεωρώντας ότι οι απώλειες τριβών γίνονται θερμότητα που εκλύεται μέσα στη μηχανή ο ισολογισμός γράφεται:

$$\dot{W}_{loss} - \dot{Q}_{ex} - \dot{Q}_{su} - \dot{Q}_{amb} = 0 \quad (4-89)$$

Στην ουσία ο ισολογισμός αυτός δείχνει ότι ανάλογα τη θερμότητα που εκλύεται από τις τριβές και τη θερμότητα που μπορεί να διαφύγει προς το περιβάλλον και από ή προς το ψυκτικό μέσο διαμορφώνεται η ενιαία θερμοκρασία τοιχώματος. Η σχέση αυτή λύνεται υπολογιστικά με δοκιμές ώστε να βρεθεί η κατάλληλη T_w που θα την επαληθεύει.

Ο ισολογισμός φαίνεται σχηματικά παρακάτω:

Οι θερμοροές \dot{Q}_{amb} , \dot{Q}_{ex} , \dot{Q}_{su} φαίνονται ότι είναι από το τοίχωμα προς το περιβάλλον ή το ψυκτικό επειδή έχουν εκφραστεί με τη διαφορά $(T_w - \dots)$. Ο θερμικός ισολογισμός γίνεται αλγεβρικά και τα μεγέθη μπαίνουν με το πρόσημο που θα προκύψουν.



Σχήμα 4-34. Θερμικός ισολογισμός παλινδρομικού εκτονωτή.

Βαθμοί Απόδοσης

Ένα από τα πιο σημαντικά μέγεθρα ενός εκτονωτή που ενδιαφέρει τις εφαρμογές ORC είναι ο **ισεντροπικός βαθμός απόδοσης**. Αυτός ορίζεται ως

$$\eta_{is} = \frac{W_{sh}}{\dot{M} * (h_{su} - h_{ex_{is}})} \quad (4-90)$$

Όπου η $h_{ex_{is}}$ βρίσκεται από τις ιδιότητες του ψυκτικού: $h_{ex_{is}} = entropy(P = P_{ex}, S = s_{su})$ για την πίεση εξόδου και την εντροπία εισόδου δηλαδή.

Ο βαθμός πλήρωσης ορίζεται ως:

$$\zeta = \frac{\dot{M} * v_{su}}{N_{exp} * (V_s * f_a - V_0)} \quad (4-91)$$

Όπου V_s , V_0 ο συνολικός όγκος εμβολισμού και ο συνολικός επιζήμιος όγκος αν πρόκειται για πολυκύλινδρο κινητήρα. Ο βαθμός πλήρωσης δείχνει την παροχή όγκου που περνάει από τον εκτονωτή προς την παροχή όγκου που μπορεί να διαχειριστεί η μηχανή βάσει του όγκου σάρωσης που διαθέτει.

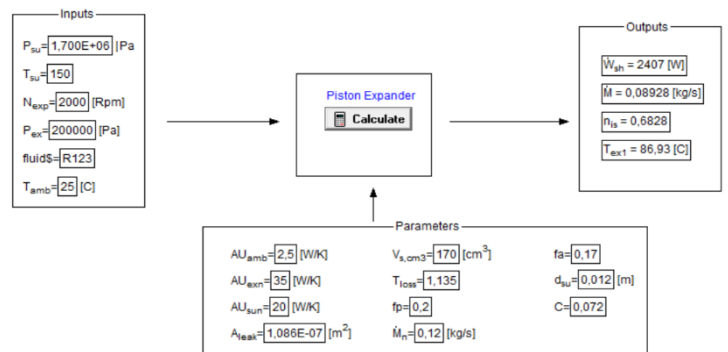
Ο μηχανικό βαθμός απόδοσης ορίζεται ως:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_{in}} \quad (4-92)$$

Τελικό Μοντέλο

Η τελική μορφή του μοντέλου στο EES έχει ως εξής: Ο κώδικας αποτελείται από **91** μεταβλητές και 74 αλγεβρικές εξισώσεις. Προφανώς για να λυθεί το σύστημα χρειαζόμαστε ίσο αριθμό εξισώσεων και μεταβλητών. Οι 17 εξισώσεις που χρειάζονται προκύπτουν : 11 από τις παραμέτρους που πρέπει να δώσουμε στο σύστημα (π.χ $V_s = \dots$) και 6 από τις εισόδους που πρέπει επίσης να δώσουμε στο σύστημα. Οι πιο συνηθισμένοι είσοδοι και έξοδοι τέτοιων μοντέλων φαίνονται είναι ίδιοι με την περίπτωση του μοντέλου scroll και φαίνονται στον **Πίνακα 4-2**.

Φυσικά σαν έξοδος μπορεί να θεωρηθεί κάθε μία από τις 74 μεταβλητές του συστήματος ,απλώς οι συγκεκριμένες παρουσιάζουν το μεγαλύτερο ενδιαφέρον. Σαν εισοδοι μπαίνουν οι μεταβλητές που **επιβάλλουμε** στον εκτονωτή. Αν παραδείγματος χάρη η αντλία του κυκλώματος ήταν θετικής εκτόπισης ,που σημαίνει ότι ορίζει την παροχή μάζας που περνάει από αυτή, τότε σαν είσοδος θα έμπαινε η μάζα M και σαν έξοδος η πίεση P_{su} . Αυτό γίνεται πολύ εύκολα καθώς όπως ειπώθηκε το EES δεν λύνει το σύστημα εξισώσεων σειριακά σαν κώδικα ,αλλά δοκιμάζει τιμές σε κάθε εξίσωση ξεχωριστά μέχρι αυτή να ισχύει. Το EES διαθέτει και γραφικό περιβάλλον για πιο εύκολη κατανόηση του μοντέλου. Ένα τέτοιο γραφικό περιβάλλον που φτιάχτηκε στα πλαίσια της διπλωματικής φαίνεται στο **Σχήμα 4-35**.



Σχήμα 4-35. Γραφική αναπαράσταση μοντέλου παλινδρομικού εκτονωτή.

Εύρεση παραμέτρων

Το μοντέλο που παρουσιάστηκε βασίζεται στη χρήση κάποιων παραμέτρων οι οποίες περιγράφουν τη λειτουργία του (διαρροές ,μεταφορά θερμότητας, κλπ). Προκειμένου το μοντέλο αυτό να ανταποκρίνεται στη λειτουργία ενός πραγματικού εκτονωτή πρέπει να βρεθούν οι τιμές των παραμέτρων αυτών που ταιριάζουν στον συγκεκριμένο εκτονωτή. Χρειάζεται δηλαδή να γίνουν πειραματικές μετρήσεις και να επιλεγθούν οι παράμετροι

ανάλογα τα πειραματικά αποτελέσματα ώστε το μοντέλο να συμπεριφέρεται όσο το δυνατόν πιο όμοια με την πραγματική μηχανή.

Οι παράμετροι που πρέπει να βρεθούν είναι οι :

- $V_H(m^3)$
- f_a
- f_p
- C
- $d_{su}(m)$
- $AU_{su}(\frac{W}{K})$
- $AU_{ex}(\frac{W}{K})$
- $AU_{amb}(\frac{W}{K})$
- $A_{leak}(m^2)$
- a
- $W_{loss}(W)$

Οι 4 πρώτες παράμετροι V_H, f_a, f_p, C αφορούν κατασκευαστικά στοιχεία του εκτονωτή και μπορούν να αναγνωριστούν για την εκάστοτε μηχανή. Οι υπόλοιπες παράμετροι αναγνωρίζονται με την παρακάτω διαδικασία που έχει προταθεί από τον **V.Lemort** [27] για ημιεμπειρικό θερμοδυναμικό μοντέλο για scroll εκτονωτές, αλλά μπορεί να εφαρμοστεί με εξίσου καλά αποτελέσματα και στο συγκεκριμένο μοντέλο που είναι επίσης ημιεμπειρικό θερμοδυναμικό.

Η διαδικασία αυτή περιλαμβάνει την ελαχιστοποίηση της συνάρτησης Error :

$$Error = \sum_1^N \sqrt{\left(\frac{\dot{M}_{calc} - \dot{M}_{exp}}{\dot{M}_{exp}}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{\dot{W}_{sh_{calc}} - \dot{W}_{sh_{exp}}}{\dot{W}_{sh_{exp}}}\right)^2} + \sqrt{\left(\frac{T_{ex_{calc}} - T_{ex_{exp}}}{T_{ex_{exp}}}\right)^2} \quad (4-93)$$

Για N πειραματικά σημεία δηλαδή αθροίζουμε τις διαφορές στα πειραματικά και τα υπολογιζόμενα μεγέθη, της μάζας, της ισχύος και της θερμοκρασίας εξόδου. Αν έχουμε στην έξοδο διφασικό υγρό(που γενικά δεν το θέλουμε, αντί της θερμοκρασίας εξόδου χρησιμοποιείται η ενθαλπία εξόδου). Με τη μέθοδο αυτή προσδιορίζουμε τις παραμέτρους ώστε η Error να γίνεται ελάχιστη. Φυσικά όσο περισσότερα σημεία N έχουμε τόσο καλύτερα θα προσαρμοστεί το μοντέλο με το υπολογιστικό κόστος βέβαια να αυξάνεται. Η μέθοδος αυτή μπορεί να γίνει με το πρόγραμμα EES που γίνεται χρήση γενετικών αλγορίθμων για την εύρεση των τιμών.

4.3.2 Επιβεβαίωση Μοντέλου

Μετά την μοντελοποίηση απαραίτητος είναι ο έλεγχος της εγκυρότητας του μοντέλου. Υπό κανονικές συνθήκες αυτό γίνεται με πείραμα. Αφού δηλαδή το μοντέλο προσαρμοστεί στον εκτονωτή που έχουμε ,μέσω της διαδικασίας που παρουσιάστηκε προηγουμένως ,γίνεται παράλληλο τρέξιμο του κώδικα αλλά και της πραγματικής μηχανής σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Αν τα αποτελέσματα που παίρνουμε και από τα δύο είναι πολύ κοντινά και δεν υπάρχει μεγάλη απόκλιση(τυπικές τιμές +- 10%) τότε το μοντέλο είναι πετυχημένο.

Επειδή κατά τη διάρκεια της εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας δεν υπήρχε κάποια πειραματική διάταξη παλινδρομικού εκτονωτή,(θα μπορούσε όμως ο έλεγχος της εγκυρότητας του μοντέλου σε πειραματική διάταξη να αποτελέσει το αντικείμενο επόμενης διπλωματικής) θα χρησιμοποιηθούν αποτελέσματα από τη διεθνή βιβλιογραφία. Για αυτό το λόγο έγινε μια έρευνα στο διαδίκτυο για δημοσιευμένες εργασίες στις οποίες ο κάθε ερευνητής χρησιμοποιεί έναν συγκεκριμένο παλινδρομικό εκτονωτή και παράγει αποτελέσματα πειραματικά ή με προσομοιώσεις με δικά του μοντέλα. Τα στοιχεία που αναγράφει για τον εκάστοτε εκτονωτή ,χρησιμοποιούνται για να προσαρμοστεί το μοντέλο που αναπτύχθηκε προηγουμένως ,και τα αποτελέσματα που θα προκύψουν συγκρίνονται με αυτά που έχουν δημοσιευτεί στην κάθε εργασία. Λόγω του ότι κάθε ερευνητής δεν δημοσιεύει όλα τα κατασκευαστικά και λειτουργικά στοιχεία των εκτονωτών ,γίνεται μια υπόθεση για όσα επιπλέον χρειάζονται από το μοντέλο. Αυτή η υπόθεση δεν είναι σε καμία περίπτωση αυθαίρετη, αλλά επιλέγεται βάση των τιμών που είναι «λογικές» και εντός τάξης μεγέθους της συγκεκριμένης τεχνολογίας εκτονωτή. Για αυτό το λόγο και τα αποτελέσματα που θα συγκρίνουμε αναμένουμε να έχουν ένα σχετικό σφάλμα. Η σύγκριση θα είναι περισσότερο ποιοτική για να δούμε ότι όντως το μοντέλο που αναπτύχθηκε είναι λογικό και ανταποκρίνεται στη φυσική με την οποία δουλεύει ο εκτονωτής.

Στη δημοσίευσή του ο S.Clemente [39] χρησιμοποιεί ένα ντετερμινιστικό μοντέλο ,που βασίζεται στην εξίσωση μάζας και ενέργειας στον κύλινδρο , για να προσδιορίσει τη λειτουργία του εκτονωτή. Τα χαρακτηριστικά του εκτονωτή που χρησιμοποιεί στο μοντέλο είναι:

- Όγκος εμβολισμού $V_H = 169 \text{ cm}^3$, τετράγωνος κινητήρας.
- Απώλειες θερμότητας 12% του έργου ανα κύκλο.
- Απώλειες διαρροών 2% της συνολικής παροχής μάζας
- Μηχανικός βαθμός απόδοσης $n_m = 88\%$
- Cut-off ratio , $\phi=0.12$

Οι προσομοιώσεις του Clemente έγιναν για τις παρακάτω **συνθήκες λειτουργίας**:

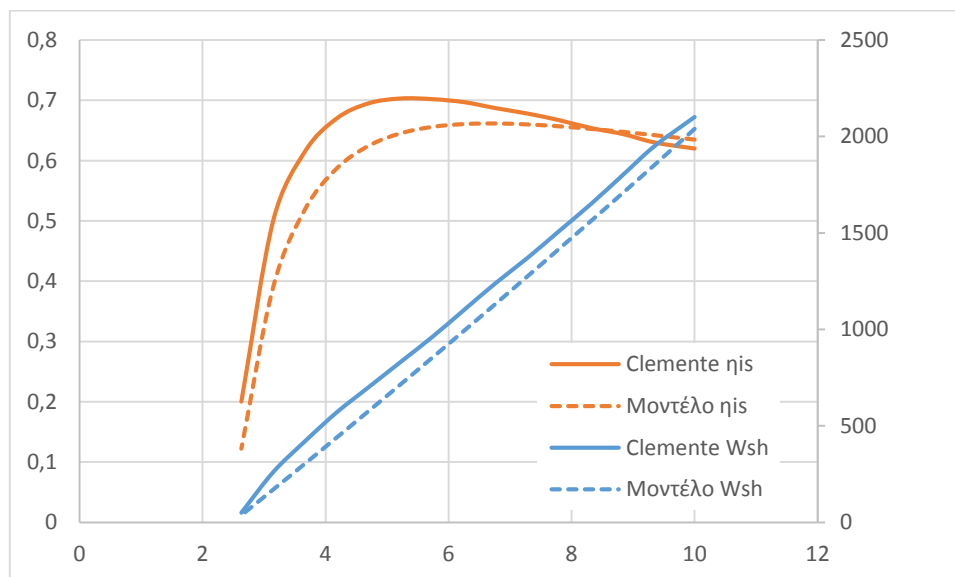
- Ψυκτικό Υγρό : Ισοβουτάνιο C_4H_{10}
- Θερμοκρασία συμπίκνωσης $40 \text{ }^\circ\text{C}$ (αντιστοιχεί σε πίεση 152 kPa)
- Θερμοκρασία υπερθέρμανσης $200 \text{ }^\circ\text{C}$
- Στροφές Εκτονωτή $N_{exp} = 1500 \text{ rpm}$
- Λόγοι εκτόνωσης $r_v = 5$ και $r_v = 7$

Για να προσομοιώσουμε τη μηχανή του Clemente χρησιμοποιήθηκαν οι παρακάτω παράμετροι που αναγράφει ο Πίνακας 4-6.

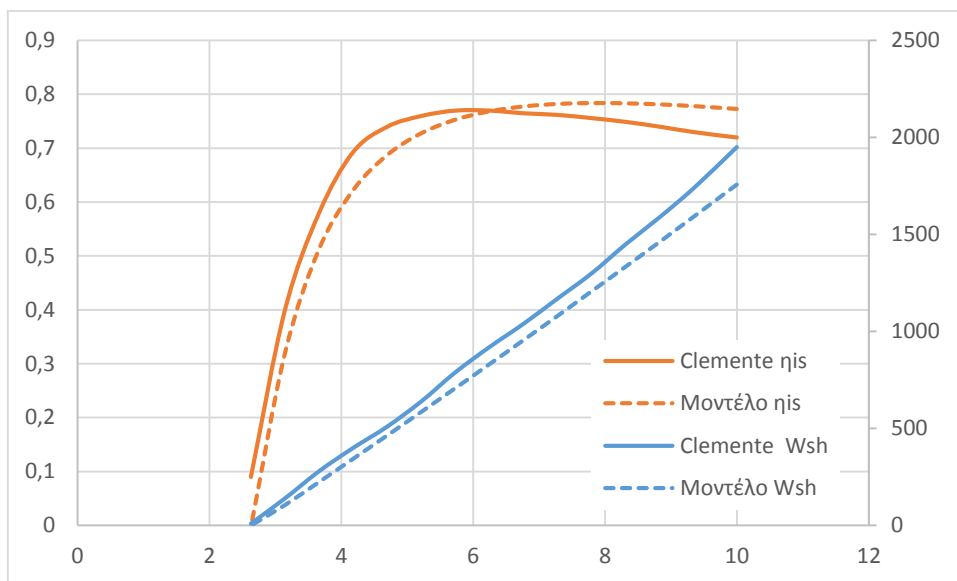
$r_v = 5$	$r_v = 7$
$V_H = 169 * 10^{-6} m^3$	$V_H = 169 * 10^{-6} m^3$
$d_{su} = 0,012 m$	$d_{su} = 0,012 m$
$A_{leak} = 0,1086 * 10^{-6} m^2$	$A_{leak} = 0,1086 * 10^{-6} m^2$
$f_a = 0,2$	$f_a = 0,148$
$f_p = 0,095$	$f_p = 0,030$
$C = 0,09$	$C = 0,025$
$AU_{su_n} = 20 W/K$	$AU_{su_n} = 20 W/K$
$AU_{ex_n} = 35 W/K$	$AU_{ex_n} = 35 W/K$
$AU_{amb_n} = 1,3 W/K$	$AU_{amb_n} = 1,3 W/K$
$N_{exp} = 1500$	$N_{exp} = 1500$
$\dot{W}_{loss} = 0,12 * W_{in}$	$\dot{W}_{loss} = 0,12 * W_{in}$
$\dot{M}_n = 0,012 kg/s$	$\dot{M}_n = 0,012 kg/s$

Πίνακας 4-6. Παράμετροι μοντέλου που χρησιμοποιήθηκαν για προσομοίωση του εκτονωτή του Clemente.

Οι παράμετροι AU , A_{leak} και \dot{W}_{loss} και επιλέχθηκαν έτσι ώστε να έχουμε τις απώλειες διαρροών, θερμότητας και τριβών που ορίζει ο Clemente. Ο λόγος εκτόνωσης ορίζεται με το f_a όπως αναφέρθηκε και προηγουμένως και είναι ο αντίστροφός του. Έτσι επιλέγουμε το κατάλληλο C που θα δίνει cut-off ratio $\phi=0,12$ κάθε φορά. Ο λόγος f_p επιλέγεται μικρός και κοντά στο C καθώς ο Clemente ορίζει ότι οι βαλβίδες κλείνουν πολύ κοντά στο A.N.Σ



Σχήμα 4-36. Σύγκριση ισεντροπικού βαθμού απόδοσης και καθαρού αποδιδόμενου έργου για $r_v=5$



Σχήμα 4-37. Σύγκριση ισεντροπικού βαθμού απόδοσης και καθαρού αποδιδόμενου έργου για $r_v=7$

Όπως βλέπουμε τα αποτελέσματα από το μοντέλο του S.Clemente είναι σε συμφωνία με τα αποτελέσματα του μοντέλου που αναπτύχθηκε. Η διαφορά στα αριθμητικά αποτελέσματα είναι της τάξης του $\pm 10\%$. Αυτή η διαφορά δικαιολογείται από το γεγονός ότι τα 2 μοντέλα είναι διαφορετικής φύσεως (το ένα ντετερμινιστικό και το άλλο ημιεμπειρικό που πρέπει να προσαρμοστεί στα πειραματικά δεδομένα). Προφανώς αν γίνει ρύθμιση του ημιεμπειρικού μοντέλου με τον τρόπο που περιεγράφηκε προηγουμένως τα αποτελέσματα θα συγκλίνουν ακόμα περισσότερο. Το πιο σημαντικό που πρέπει να παρατηρήσουμε είναι ότι «ποιοτικά» η εξέλιξη των μεγεθών του ισεντροπικού βαθμού και της αποδιδόμενης στην άτρακτο ισχύος είναι ταυτόσημη. Και τα 2 μοντέλα προβλέπουν την αύξηση του έργου με γραμμικό σχεδόν τρόπο, συναρτήσει του επιβαλλόμενου λόγου πίεσης. Επιπλέον ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης εξελίσσεται με την ίδια μορφή. Αρχικά δηλαδή σε λόγους πίεσης από 2,5-4,5 η αύξηση γίνεται με πιο έντονο ρυθμό, μέχρι το σημείο που παρουσιάζεται το μέγιστο. Μετά από αυτό το σημείο ο βαθμός απόδοσης μειώνεται με πιο αργό ρυθμό φαινόμενο που αποδίδεται στο ότι οι απώλειες υπο-εκτόνωσης έχουν μεγαλύτερη επίδραση στο βαθμό απόδοσης από ότι οι απώλειες υπερ-εκτόνωσης. Το άλλο σημείο που πρέπει να παρατηρηθεί είναι ότι, και στα 2 μοντέλα, στην περίπτωση που έχουμε λόγο εκτόνωσης 5 το μέγιστο παρουσιάζεται πιο νωρίς σε σχέση με το λόγο πίεσης από όταν ο λόγος εκτόνωσης είναι 7. Αυτό είναι λογικό καθώς ο βαθμός απόδοσης περιμένουμε να μεγιστοποιείται εκεί που ο επιβαλλόμενος λόγος πίεσης στον εκτονωτή είναι κοντά στο λόγο εκτόνωσης της μηχανής. Σε αυτό το σημείο ελαχιστοποιούνται και οι θερμοδυναμικές απώλειες υπο- και υπερ-εκτόνωσης.

4.3.3 Διερεύνηση

Στο κομμάτι αυτό θα γίνει διερεύνηση της λειτουργίας του παλινδρομικού εκτονωτή. Επειδή δεν υπάρχουν πειραματικά δεδομένα για να μοντελοποιηθεί ένας συγκεκριμένος εκτονωτής ,θα χρησιμοποιηθούν τιμές από τη βιβλιογραφία για τις παραμέτρους του ημιεμπειρικού μοντέλου. Ο V.Lemort [24]αναφέρει κάποιες χαρακτηριστικές τιμές των παραμέτρων για κάθε τεχνολογία εκτονωτή. Για τον παλινδρομικό εκτονωτή οι τιμές αυτές είναι οι εξής:

Παράμετροι	Τιμές
$V_H(\text{cm}^3)$	22
$f_a=1/r_v$	0,135
f_p	0,096
C	0,072
$A_{\text{leak}}(\text{mm}^2)$	1,0
$d_{\text{su}}(\text{mm}^2)$	2,767
\dot{W}_{loss}	$0,836 * N_{\text{exp}}^{1,118}$
$AU_{\text{su}_n} \left(\frac{\text{W}}{\text{K}} \right)$	20
$AU_{\text{ex}_n} \left(\frac{\text{W}}{\text{K}} \right)$	45
$AU_{\text{amb}} \left(\frac{\text{W}}{\text{K}} \right)$	3,5
$\dot{M}_n \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	0,1

Οι παράμετροι αυτοί παριστάνουν έναν χαρακτηριστικό παλινδρομικό εκτονωτή. Αυτές οι τιμές θα χρησιμοποιηθούν στον κώδικα στο EES για να κάνουμε την διερεύνηση. Τα αποτελέσματα της διερεύνησης θα ισχύουν και για μεγαλύτερης ή και μικρότερης κλιμακας εκτονωτή ,καθώς θα είναι ποιοτικά .Αυτό σημαίνει ότι θα δείχνουν την σχέση ορισμένων μεγεθών (ισεντροπικού βαθμού π.χ) συναρτήσε κάποιων επιβαλλόμενων συνθηκών (πίεση εισόδου, στροφές κτλπ).Αυτή η σχέση δεν αλλάζει για διαφορετικού μεγέθους μηχανή καθώς ισχύουν οι ίδιοι φυσικοί νόμοι σε κάθε κλίμακα μεγέθους.

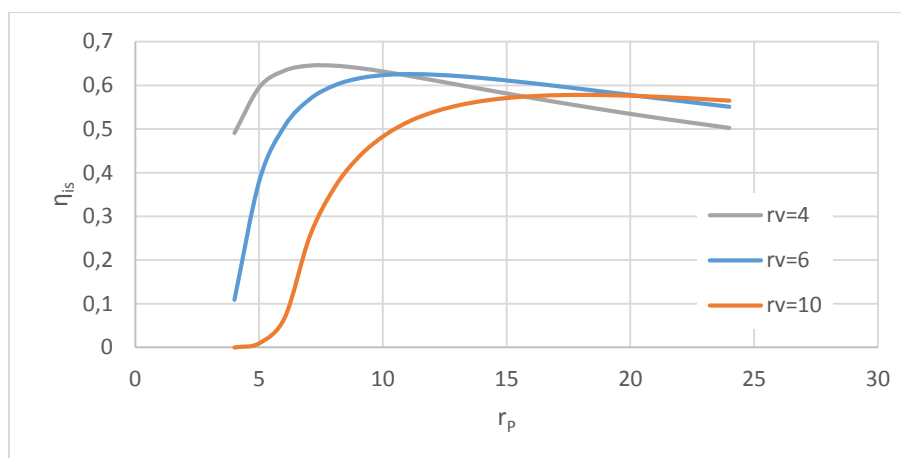
Η διερεύνηση θα γίνει με εργαζόμενο μέσο R123 ,ενώ θα γίνει και παραμετρική μελέτη αλλάζοντας κάποιες από τις παραμέτρους του πίνακα. Αυτό θα γίνει για να δούμε πως θα συμπεριφερθεί ο εκτονωτής αν αλλάξουμε π.χ το λόγο εκτόνωσης (κρατήσουμε δηλαδή τη βαλβίδα εισαγωγής περισσότερο ανοικτή) ή αν ο ίδιος εκτονωτης κατασκευαστεί με διαφορετικό C ,πώς θα επηρεάσει αυτό τη λειτουργία του.

Αρχικά έγινε μια διερεύνηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης και του αποδιδόμενου στην άτρακτο έργου συναρτήσει του λόγου πίεσης που επιβάλλεται στον εκτονωτή. Υπενθυμίζεται ότι ο λόγος πίεσης που επιβάλλουμε στον εκτονωτή εξαρτάται από το κύκλωμα ORC και όχι από τον εκτονωτή. Ανάλογα τις θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης στις οποίες δουλεύει το κύκλωμα, (οι οποίες ρυθμίζονται από την παροχή του θερμού και ψυχρού ρεύματος ,το pinch-point των εναλλακτών και την παροχή του κυρίως ψυκτικού) εξαρτώνται και οι πιέσεις ατμοποίησης και συμπύκνωσης που αυτές τελικά "βλέπει" ο εκτονωτής. Ένα τυπικό κύκλωμα ORC ,ανάλογα τις απαιτήσεις για τις θερμοκρασίες συμπύκνωσης και ατμοποίησης που έχουμε μπορεί να δουλεύει σε λόγους πίεσης r_p 3-25 .

Οι συνθήκες που επιβάλλαμε στον expander είναι:

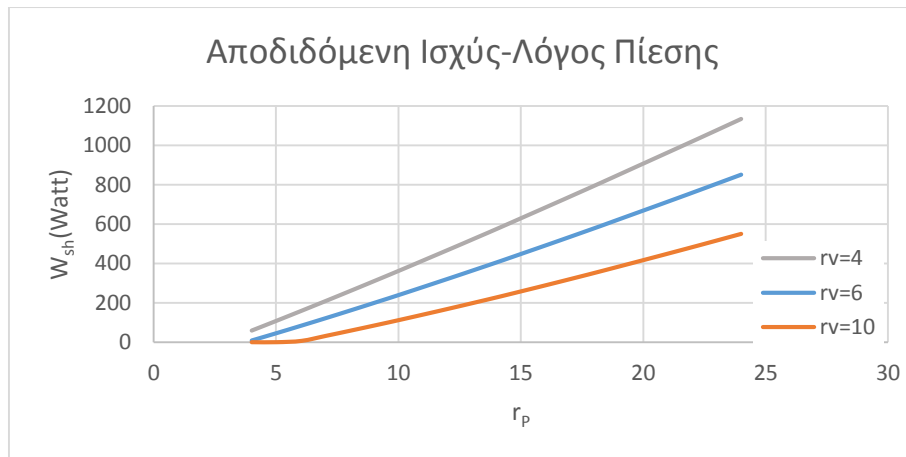
- Στροφές, $N_{exp}=1500$ rpm
- Πίεση εξόδου = Πίεση συμπύκνωσης, $P_{ex}=1,5$ bar
- Θερμοκρασία Περιβάλλοντος , $T_{amb}=25^{\circ}C$
- Θερμοκρασία εισόδου ψυκτικού $8^{\circ}C$ μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία ατμοποίησης, $T_{su}=T_{sat}(P_{su})+8$
- Πίεση εισόδου = Πίεση ατμοποίησης , $P_{su}=6-36$ bar για να επιτύχουμε τους απαιτούμενους λόγους πίεσης.

Η διερεύνηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης και της ισχύος στην άτρακτο έγινε παραμετρικά για διάφορους λόγους εκτόνωσης όπως φαίνεται στο **Σχήμα 4-38** .:



Σχήμα 4-38. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει επιβαλλόμενου λόγου πίεσης ,για διάφορους εσωτερικούς λόγους εκτόνωσης.

Οι διάφοροι λόγοι εκτόνωσης αντιστοιχούν σε κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγή σε διαφορετική χρονική στιγμή. Πρόκειται για την ίδια μηχανή λοιπόν , με τα ίδια κατασκευαστικά χαρακτηριστικά(ίδιο όγκο εμβολισμού ,(λόγο συνολικού όγκου προς νεκρό όγκο (C) κτλπ.) , αλλά διαφορετική ρύθμιση βαλβίδων εισαγωγής. Μεγάλος λόγος εκτόνωσης αντιστοιχεί σε σύντομο άνοιγμα των βαλβίδων ,ενώ αντίστροφα μικρός λόγος εκτόνωσης αντιστοιχεί σε παρατεταμένο άνοιγμα.

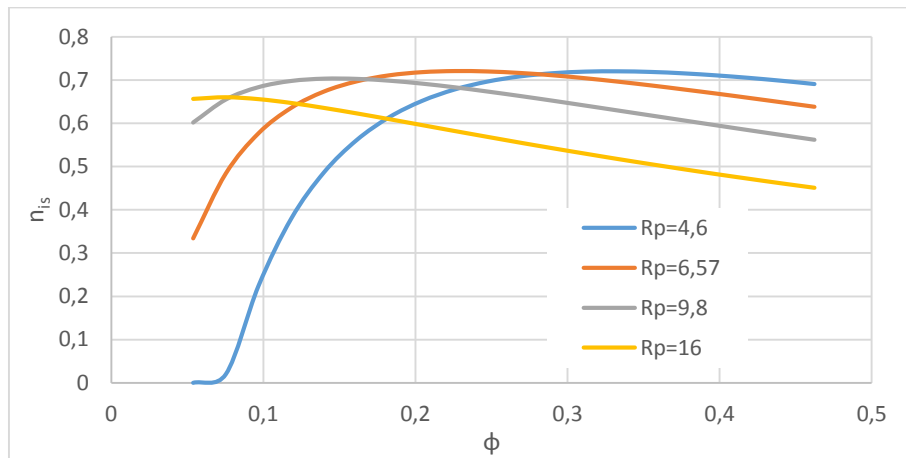


Σχήμα 4-39 Αποδιδόμενη Ισχύς στην άτρακτο συναρτήσει επιβαλλόμενου λόγου πίεσης ,για διάφορους εσωτερικούς λόγους εκτόνωσης

Στο διάγραμμα **Σχήμα 4-38** παρατηρούμε ότι η καμπύλη βαθμός απόδοσης έχει συγκεκριμένη μορφή για κάθε λόγο εκτόνωσης .Αρχικά έχουμε έντονη αύξηση με το λόγο πίεσης μέχρι ένα μέγιστο και μετά η μείωση με το λόγο πίεσης είναι λιγότερο έντονη. Αυτό συμβαίνει επειδή όπως ειπώθηκε και προηγουμένως οι θερμοδυναμικές απώλειες λόγω υπέρ-εκτόνωσης (ο λόγος εκτόνωσης του εκτονωτή είναι μεγαλύτερος από το λόγο εκτόνωσης του κυκλώματος) είναι πιο έντονες από τις αντίστοιχες λόγω υπό-εκτόνωσης. Επιπλέον παρατηρούμε ότι ο μέγιστος ισεντροπικός β. απόδοσης βρίσκεται σε λόγο πίεσης που είναι 'κοντινός' με το λόγο εκτόνωσης κάθε φορά της μηχανής. Προφανώς εκεί που οι 2 αυτοί λόγοι είναι ίσοι οι θερμοδυναμικές απώλειες ελαχιστοποιούνται και για αυτό μεγιστοποιείται ο βαθμός απόδοσης.

Στο **Σχήμα 4-39** φαίνεται ότι η αποδιδόμενη στην άτρακτο ισχύς εξαρτάται σχεδόν γραμμικά από τον επιβαλλόμενο λόγο πίεσης για κάθε λόγο εκτόνωσης. Συνεπώς ο πιο εύκολος τρόπος να αυξήσουμε την ισχύ που αποδίδει το σύστημα είναι να αυξήσουμε τον λόγο πίεσης του κυκλώματος. Αξίζει να παρατηρηθεί ότι ενώ θα περίμενε κανείς σε μεγαλύτερους λόγους πίεσης να αυξάνει και η αποδιδόμενη ισχύς στην πραγματικότητα συμβαίνει το αντίθετο. Αυτό δικαιολογείται από το γεγονός ότι σε μικρούς λόγους εκτόνωσης όπου η βαλβίδα εισαγωγής μένει ανοιχτή περισσότερο έχουμε και μεγαλύτερη αναρρόφηση μάζας .Επομένως από το γινόμενο $\dot{m} * \Delta H$,μπορεί το ΔH να μικραίνει ,αυξάνει όμως πολύ περισσότερο το \dot{m} .Έτσι αν έχουμε λόγο πίεσης στην εγκατάσταση $r_p=15$,όταν η μηχανή δουλεύει με $r_v=6$ θα έχουμε βελτιστοποίηση του ισεντροπικού και όταν δουλεύει με r_v θα μεγιστοποιείται η αποδιδόμενη ισχύς. Το τι θα επιλέξουμε εξαρτάται από την εκάστοτε εφαρμογή του κυκλώματος ORC.

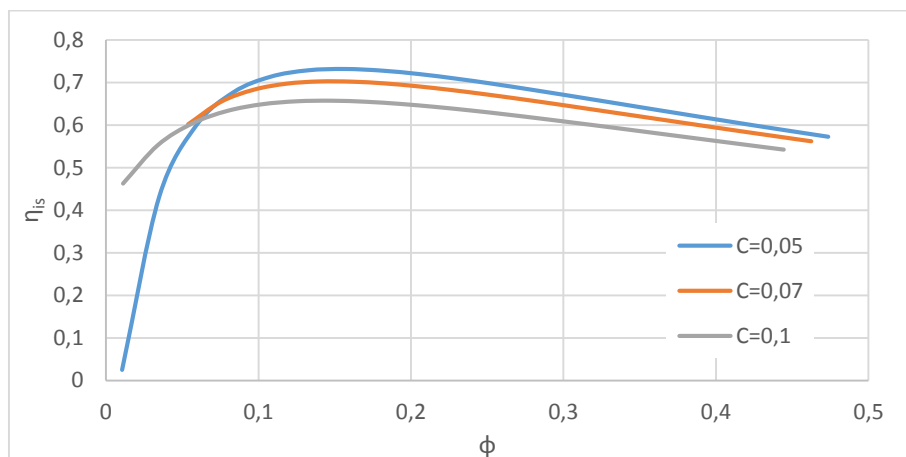
Μελετήθηκε επίσης η επίδραση του λόγου αποκοπής της βαλβίδας στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης για διάφορους λόγους πίεσης. Τα δεδομένα είναι τα ίδια με την προηγούμενη περίπτωση και τα αποτελέσματα φαίνονται στο **Σχήμα 4-40**



Σχήμα 4-40. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει λόγου αποκοπής (cut-off ratio) για διάφορους λόγους πίεσης.

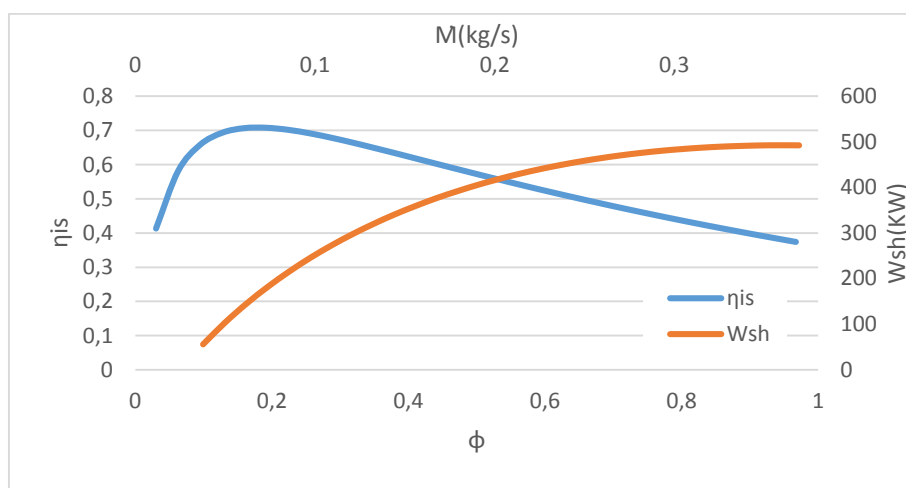
Αξίζει να παρατηρηθεί ότι με αύξηση του λόγου πίεσης μειώνεται και το ϕ στο οποίο έχουμε μέγιστο ισεντροπικό. Δηλαδή όσο μεγαλύτερο λόγο πίεσης επιβάλουμε στο σύστημα τόσο πιο νωρίς πρέπει να κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής για μεγιστοποίηση του η_{is} .

Ενδιαφέρον παρουσιάζει και η επίδραση του κατασκευαστικού λόγου όγκου εμβολισμού προς νεκρό όγκο (C), στον βαθμό απόδοσης του εκτονωτή. Ο λόγος αυτός όπως αναφέρθηκε εξαρτάται από τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά του της παλινδρομικής μηχανής (διαδρομή εμβόλου, διάμετρος στροφάλου) και δεν δύναται να αλλάξει κατά τη λειτουργία της μηχανής. Έγινε προσομοίωση του εκτονωτή για διαφορετικούς λόγους αποκοπής βαλβίδας (ϕ), παραμετρικά με το λόγο C για να βρεθεί η επίδραση στον ισεντροπικό β. απόδοσης. Οι συνθήκες εισόδου παραμένουν οι ίδιες (εργαζόμενο μέσο, πίεση συμπίκνωσης κ.ο.κ) ενώ ο επιβαλλόμενος λόγος πίεσης ρυθμίζεται στην τιμή $r_p=10$. Τα αποτελέσματα φαίνονται στο **Σχήμα 4-41**.



Σχήμα 4-41. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει λόγου αποκοπής (cut-off ratio) για διάφορους λόγους C .

Γενικά ο η_{is} αυξάνεται όσο μειώνεται ο λόγος C, ενώ το ϕ στο οποίο μεγιστοποιείται μένει περίπου σταθερό και κοντά στο 0,12, όπως βρήκε και ο S.Clemente [39]. Συνεπώς από το διάγραμμα αυτό φαίνεται ότι προτιμώνται μηχανές με μικρό C (αντίστοιχα παλινδρομικές μηχανές με μεγάλο λόγο συμπίεσης). Ο λόγος αυτός δεν μπορεί να μικρύνει πολύ καθώς εξαρτάται από τις κατασκευαστικές ανοχές της μηχανής. Το γενικό συμπέρασμα του διαγράμματος **Σχήμα 4-42** είναι ότι ο ισεντροπικός β. απόδοσης και η αποδιδόμενη στην άτρακτο ισχύ, μεγιστοποιούνται σε διαφορετικές τιμές του λόγου αποκοπής βαλβίδων. Άρα πρέπει να επιλέξουμε ανάλογα την εφαρμογή ORC που έχουμε τι από τα δύο θέλουμε μέγιστο. **Αν έχουμε εφαρμογή waste heat, από τα καυσαέρια του αυτοκινήτου για παράδειγμα, μας ενδιαφέρει να μεγιστοποιήσουμε την εξέργεια και να πάρουμε καυσαέρια όσο δυνατόν χαμηλότερης θερμοκρασία μεγιστοποιώντας έτσι το αποδιδόμενο έργο.** Αν έχουμε όμως εφαρμογή όπου η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του θερμού μέσου είναι καθορισμένη (π.χ ψυκτικό κύκλωμα πλοίων) τότε μας ενδιαφέρει να πάρουμε από αυτά τα όρια το μεγαλύτερο δυνατό έργο, που ταυτίζεται με μεγιστοποίηση του ισεντροπικού.

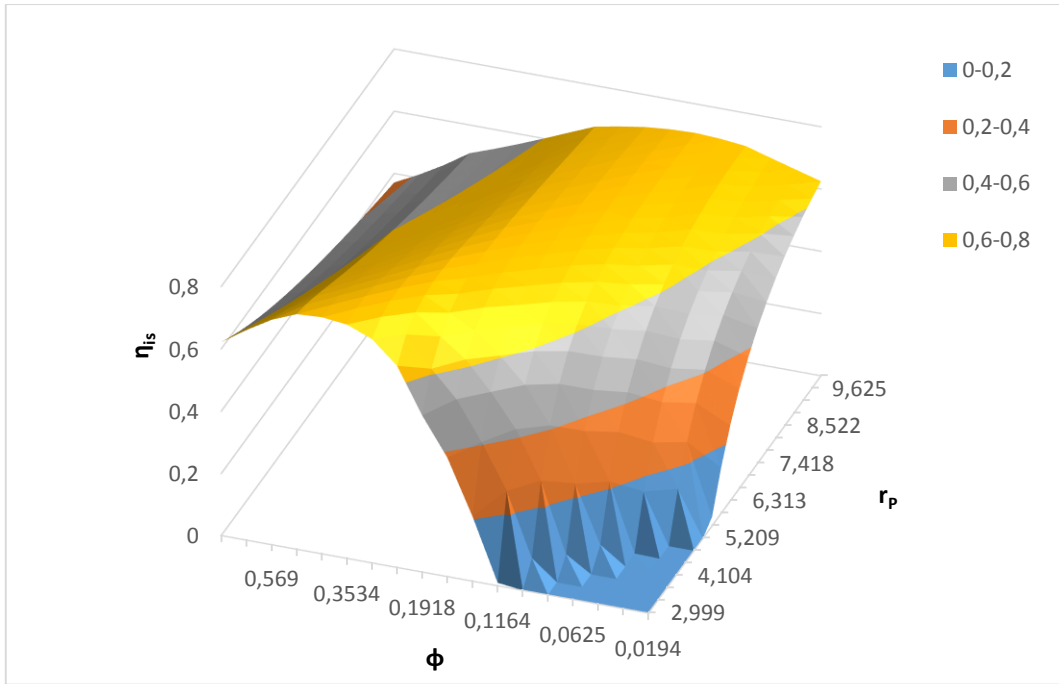


Σχήμα 4-42. Ισεντροπικός β. απόδοσης και αποδιδόμενη ισχύ στην άτρακτο συναρτήσει του λόγου αποκοπής (cut-off ratio)

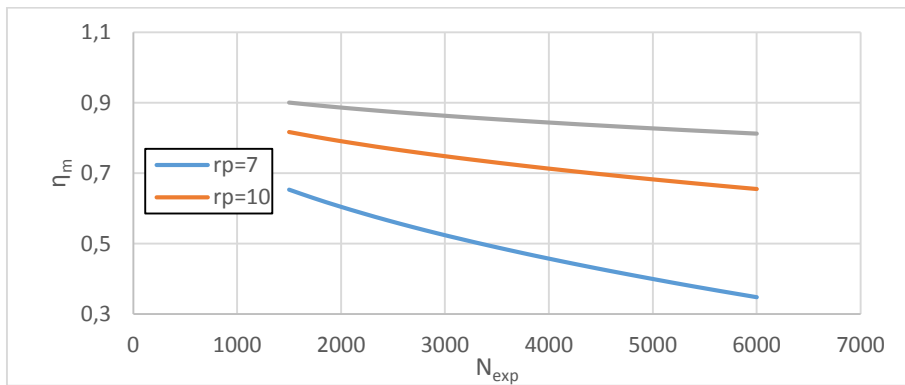
Στο σχήμα **Σχήμα 4-43** φαίνεται ένας χάρτης λειτουργίας του εκτονωτή που κατασκευάστηκε. Έγινε προσομοίωση σε 400 σημεία λειτουργίας ανάλογα το λόγο πίεσης και το λόγο αποκοπής βαλβίδων που επιβάλλουμε στον εκτονωτή. Τα σημεία αυτά παρουσιάζονται σε 3D διάγραμμα. Όσο πιο ψηλά βρίσκεται ένα σημείο με τόσο πιο μεγάλο ισεντροπικό β. απόδοσης δουλεύει η μηχανή. Το συμπέρασμα που εξάγεται είναι ότι ανάλογα την πίεση που επιβάλλουμε υπάρχει συγκεκριμένη τιμή του λόγου ϕ που δίνει το καλύτερο η_{is} . Μπορούμε δηλαδή από αυτό το μοντέλο να βρούμε μια συνάρτηση μεγιστοποίησης :

$$\phi = \eta_{is_{max}}(r_p)$$

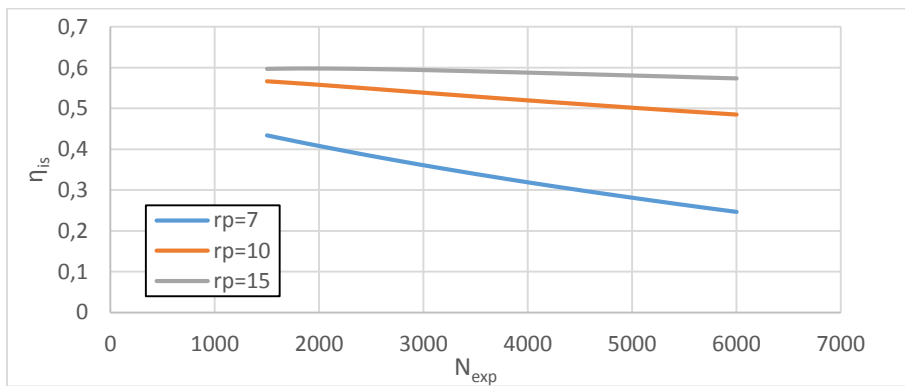
την οποία θα ακολουθεί το σύστημα αυτομάτου ελέγχου του υδραυλικού συστήματος βύθισης βαλβίδων προκειμένου να έχουμε τη βέλτιστη απόδοση σε κάθε συνθήκη πίεσης.



Σχήμα 4-43. Ισεντροπικός Β. απόδοσης συναρτήσει του επιβαλλόμενου λόγου πίεσης και του λόγου αποκοπής βαλβίδων.



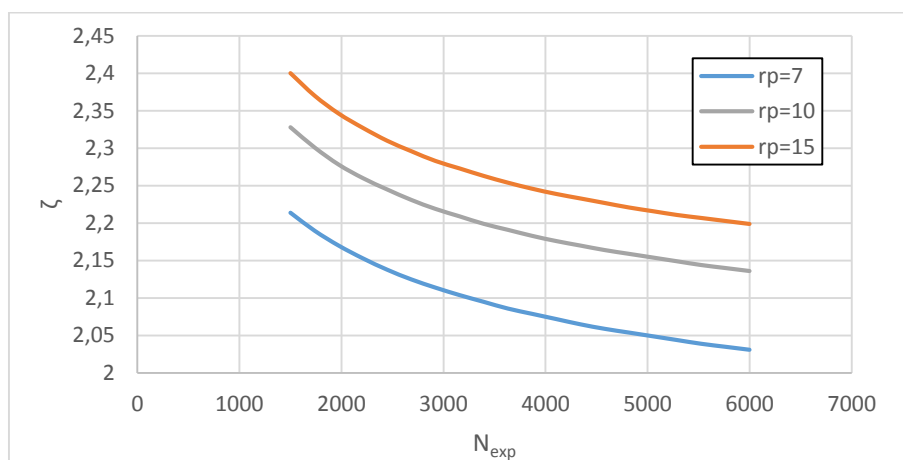
Σχήμα 4-44. Μηχανικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ταχύτητας περιστροφής για διάφορους λόγους πίεσης.



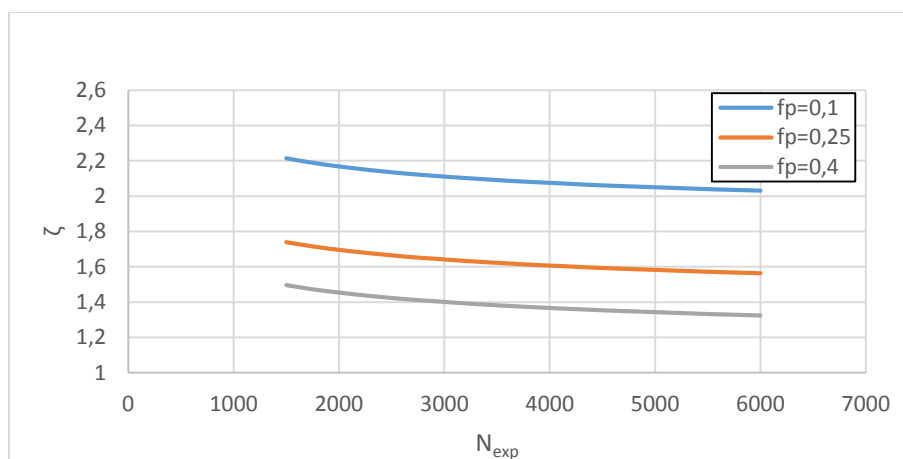
Σχήμα 4-45. Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει ταχύτητας περιστροφής για διάφορους λόγους πίεσης.

Στο **Σχήμα 4-44** είναι ξεκάθαρο ότι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης μειώνεται με την αύξηση των στροφών όπως είναι αναμενόμενο αφού οι απώλειες τριβών αυξάνονται εκθετικά. Επίσης φαίνεται ότι σε μεγαλύτερους λόγους πίεσης έχουμε αύξηση του μηχανικού βαθμός απόδοσης αφού έχουμε αύξηση της παραγόμενης ισχύος, ενώ οι απώλειες τριβών όπως είδαμε πρακτικά παραμένουν σταθερές. Το **Σχήμα 4-45** μας δείχνει τη μεταβολή του η_{is} συναρτήσει των στροφών του εκτονωτή. Σε μεγάλους αριθμούς στροφών έχουμε μείωση του ισεντροπικού βαθμός απόδοσης κάτι που εξηγείται και από τη μείωση του μηχανικού βαθμού που φαίνεται στο προηγούμενο διάγραμμα.

Στη συνέχεια ερευνήθηκε ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή. Το μέγεθος αυτό εκφράζει την ποσότητα του όγκου του εργαζόμενου μέσου που μπαίνει στον εκτονωτή προς την ποσότητα του όγκου που μπορεί να διαχειριστεί η μηχανή βάσει του όγκου εμβολισμού και των στροφών της:



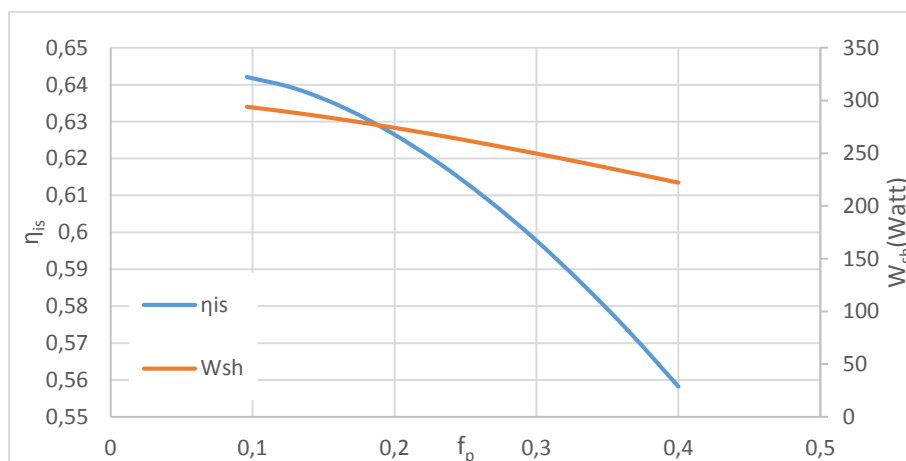
Σχήμα 4-46. Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για διάφορους λόγους πίεσης.



Σχήμα 4-47. Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για διάφορους λόγους f_p βαλβίδων εξαγωγής.

Στο **Σχήμα 4-46** βλέπουμε την εξάρτηση του ζ με τις στροφές και το λόγο πίεσης. Παρατηρείται ότι ο ζ αυξάνεται με την αύξηση του λόγου πίεσης. Αυτό διότι με αύξηση της πίεσης εισόδου έχουμε και αύξηση των διαρροών, οι οποίες όπως είδαμε εξαρτώνται μόνο από τη διαφορά πίεσης εισόδου εξόδου. Έτσι έχουμε αυξημένη

αναρρόφηση μάζας ,που αυξάνει τον αριθμητή στο κλάσμα του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης. Το αντίθετο συμβαίνει όταν αυξάνονται οι στρόφες. Οι απώλειες ως απόλυτο νούμερο μένουν ίδιες περίπου(αφού δεν αλλάζει η πίεση) ,ενώ η παροχή αναρρόφησης αυξάνει. Συνεπώς το κλάσμα ζ μειώνεται .Στο **Σχήμα 4-47β** φαίνεται ο λόγος που ο βαθμός πλήρωσης είναι τόσο μεγαλύτερος σε σύγκριση με τον scroll. Η κύρια διαφορά των 2 μηχανών είναι ο νεκρός όγκος που υπάρχει στους παλινδρομικούς εκτονωτές ενώ απουσιάζει από τους scroll και screw. Κατά την αρχή της φάσης της αναρρόφησης ,ανοίγουν οι βαλβίδες εισαγωγής και το έμβολο είναι στο ΑΝΣ. Έχουμε εισαγωγή μάζας εργαζόμενου μέσου στον νεκρό όγκο μέχρι να εξισωθεί η πίεση που είχε πριν ο νεκρός όγκος(μικρότερη από την εισαγωγής) με την πίεση εισαγωγής. Δεδομένου ότι ο βαθμός πλήρωσης στον παρονομαστή έχει τον όγκο εργαζόμενου μέσου που εισέρχεται μόνο κατά τη φάση που το έμβολο κινείται προς τα κάτω ,φαίνεται γιατί τελικά το κλάσμα αυτό παίρνει τόσο μεγάλες τιμές. Όσο αυξάνουμε το λόγο f_p ,δηλαδή κλείνουμε τη βαλβίδα εισαγωγής πιο νωρίς ,μένει περισσότερη μάζα παγιδευμένη στον κύλινδρο ,η οποία καταλαμβάνει 'χώρο' στον επόμενο κύκλο ,για την καινούρια μάζα που θα εισέλθει. Συνεπώς και από άποψη βαθμού πλήρωσης ,είναι καλύτερο οι βαλβίδες εξαγωγής να κλείνουν όσο πιο κοντά στον ΚΝΣ γίνεται.



Σχήμα 4-48. Ισεντροπικός βαθμός αποδοσης και αποδιδόμενη ισχύς στην άτρακτο συναρτήσει του λόγου f_p βαλβίδων εξαγωγής

Όπως αναμένεται ,πρώιμο κλείσιμο των βαλβίδων εξαγωγής έχει αρνητικά αποτελέσματα σε όλα θερμοδυναμικά μεγέθη. Έχουμε μείωση του ισεντροπικού β. απόδοσης αλλά και μείωση της παραγόμενης ισχύος όπως φαίνεται στο **Σχήμα 4-48** Αυτό συμβαίνει επειδή αυξάνεται το έργο συμπίεσης του εναπομείναντος ψυκτικού μέσου στον κύλινδρο αλλά και επειδή μειώνεται η μάζα που εισέρχεται ανά κύκλο λειτουργίας ,όπως εξηγήθηκε προηγουμένως

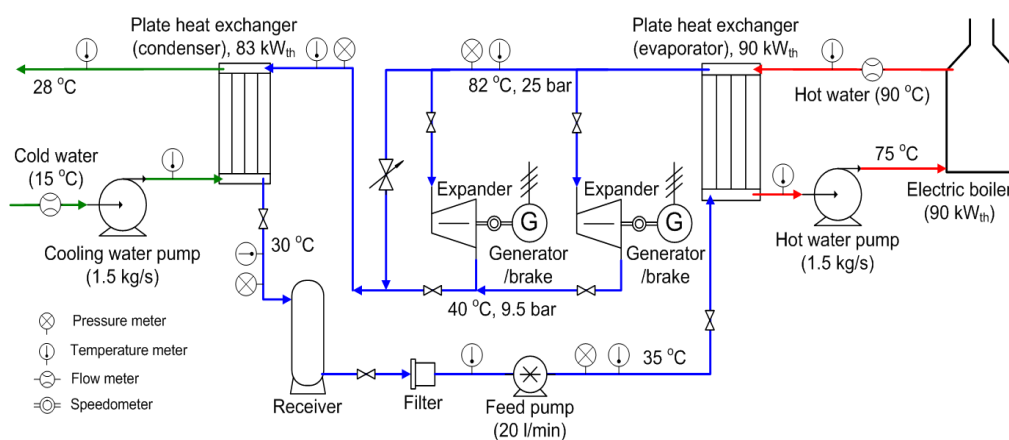
5 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΣΤΑ ΜΕΡΙΚΑ ΦΟΡΤΙΑ

Το συγκεκριμένο κεφάλαιο ασχολείται με τη λειτουργία του εκτονωτή στα μερικά φορτία. Εστιάζεται σε συγκεκριμένη εφαρμογή ORC που έχει αναπτυχθεί στο εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Αντικειμενικός σκοπός είναι η εύρεση ενός τρόπου λειτουργίας του κυκλώματος και συνεπώς και του εκτονωτή, έτσι ώστε η λειτουργία στα μερικά φορτία να είναι πιο αποδοτική. Αναλύεται αυτός ο τρόπος λειτουργίας και παρουσιάζεται η μεταβολή των πιο σημαντικών μεγεθών, κατά τη λειτουργία του κυκλώματος σε μερικά φορτία.

5.1 ΚΑΘΟΡΙΣΜΟΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

Η ανάλυση στα μερικά φορτία ενός κυκλώματος ORC είναι από τα πιο σημαντικά ζητήματα που πρέπει να λαμβάνονται υπόψη κατά την σχεδίαση ενός τέτοιου συστήματος, ειδικά στις περιπτώσεις που η προσδιδόμενη θερμική ενέργεια μπορεί να μεταβληθεί. Παρόλα αυτά στη διεθνή βιβλιογραφία υπάρχουν ελάχιστες δημοσιεύσεις σχετικά με αυτό το θέμα. Οι περισσότερες προσπάθειες έχουν συγκεντρωθεί στην συμπεριφορά του συστήματος σε συνθήκες σχεδίασης “on-design”. Η μεθοδολογία που χρησιμοποιείται είναι σχεδόν η ίδια. Καθορίζονται οι θερμές πηγές, οι συνθήκες συμπύκνωσης και η μορφή του κύκλου ORC (με αναγέννηση ή χωρίς). Έπειτα γίνεται παραμετρική μελέτη για διάφορες πιέσεις, ψυκτικά μέσα, παροχές μάζας, ώστε να επιλεγεί το καλύτερο σημείο λειτουργίας, από άποψη παραγόμενης ισχύος ή και θερμικού βαθμού απόδοσης. Τέτοιες μελέτες είναι οι [41] [1] όπου οι ερευνητές ασχολούνται με την επιλογή ψυκτικού και βελτιστοποίηση του κύκλου ORC για εφαρμογές γεωθερμίας και απορριπτόμενης θερμότητας από διάφορες διεργασίες. Οι δημοσιεύσεις που συναντώνται, στις οποίες γίνεται μελέτη του κύκλου σε σημεία λειτουργίας εκτός σχεδίασης είναι περιορισμένες. Το δυναμικό μοντέλο του Quoilin και άλλων [9] επικεντρώνεται στην μελέτη της χρονικής απόκρισης των εναλλακτών θερμότητας όταν μεταβάλλεται η θερμική πηγή. Γίνεται δηλαδή ανάλυση σε συνθήκες μερικού φορτίου, η οποία όμως επικεντρώνεται περισσότερο σε θέματα ελέγχου, παρά τη θερμοδυναμική συμπεριφορά. Ο I. Mercedes [42] ασχολήθηκε με τη θερμοδυναμική μελέτη σε συνθήκες μερικού φορτίου. Αντικείμενο της δημοσίευσής του είναι ο καθορισμός των παραμέτρων του κύκλου ORC ώστε να συμπεριφέρεται θερμοδυναμικά βέλτιστα για κάθε επίπεδο ζήτησης ισχύος. Έγινε σύγκριση μάλιστα και με δύο ψυκτικά μέσα, SES36 και R245fa, από τα οποία το πρώτο προέκυψε ως καλύτερο. **Η μελέτη του έδειξε ότι σε συνθήκες μερικού φορτίου η απόδοση του συστήματος καθορίζεται άμεσα από την απόδοση του εκτονωτή στα μερικά φορτία.** Συνεπώς η σωστή επιλογή, των χαρακτηριστικών ενός εκτονωτή (κατασκευαστικού λόγου εκτόνωσης, ογκομετρικής παροχής, είδος εκτονωτή) είναι ζωτικής σημασίας για τη λειτουργία ενός κυκλώματος ORC σε συνθήκες λειτουργίας εκτός σχεδίασης. Αυτός θα είναι και ο σκοπός της συγκεκριμένης μελέτης. Θα εξεταστεί η μερική λειτουργία ενός κυκλώματος ORC με βασική παράμετρο αλλαγής την παροχή μάζας, και πως αυτή η αλλαγή επηρεάζει τον εκτονωτή και συνεπώς όλο το κύκλωμα.

Η μελέτη της λειτουργίας στα μερικά φορτία θα γίνει για το σύστημα “**Marine ORC**” του εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου. Αρχικά θα γίνει ανάλυση του συστήματος σε συνθήκες λειτουργίας και έπειτα θα συγκριθεί με τη λειτουργία του σε συνθήκες μερικού φορτίου. Σχηματική παρουσίαση του συστήματος φαίνεται στο **Σχήμα 5-1**. Σε αυτό φαίνονται τα στοιχεία από τα οποία αποτελείται το κύκλωμα, αλλά και τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά σε κάθε θέση. Το κύκλωμα χρησιμοποιεί εργαζόμενο μέσο R134a και έχει 2 εκτονωτές τεχνολογίας scroll τοποθετημένους σε παράλληλη σύνδεση. Οι εκτονωτές είναι ανοιχτού τύπου και έχουν προκύψει από μετασκευή από συμπιεστές ψυκτικού κυκλώματος φορτηγού. Οι ατμοποιητές είναι πλακοειδούς τύπου της εταιρίας Alfa-Laval.



Σχήμα 5-1. Κύκλωμα Marine-ORC εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων ΕΜΠ

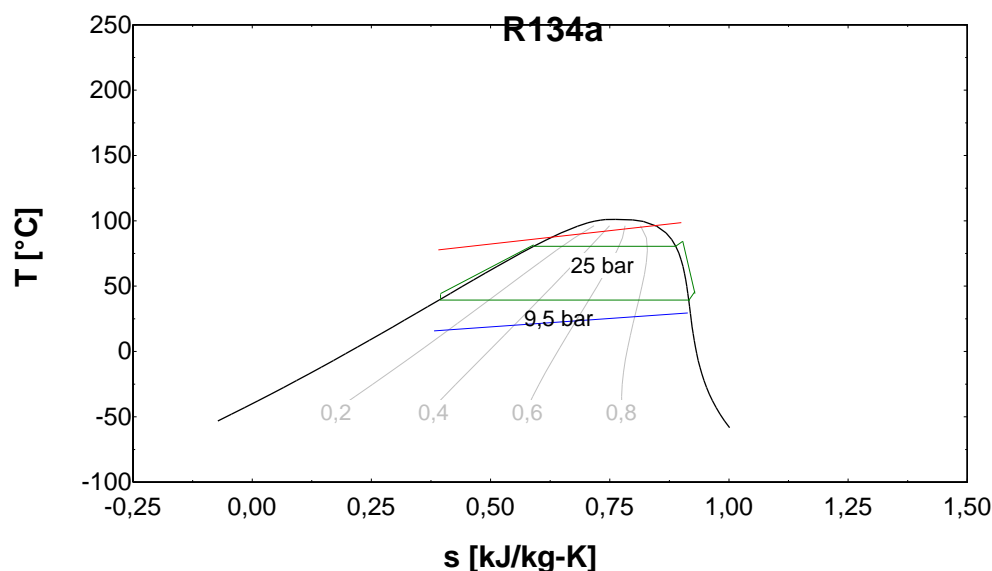
Τα χαρακτηριστικά θερμοδυναμικά μεγέθη τα δείχνει ο **Πίνακας 5-1**.

Μέγεθος	Τιμή	Μέγεθος	Τιμή
$T_{ev,in}$	35 °C	T_{cond}	37,5 °C
$T_{ev,ex}$	82 °C	P_{cond}	9,5 bar
T_{ev}	77,6 °C	$T_{hf,in}$	90 °C
ΔT_{evex}	4,4 °C	$T_{hf,out}$	75 °C
P_{evap}	25 bar	\dot{M}_{hf}	1,5 kg/s
$T_{cond,in}$	40 °C	$T_{cf,in}$	15°C
$T_{cond,out}$	30 °C	\dot{M}_{cf}	1,5 kg/s
R_p	2,631	\dot{M}_r	0,386 kg/s

Πίνακας 5-1. Θερμοδυναμικά μεγέθη κυκλώματος Marine ORC

Ο εκτονωτής που χρησιμοποιείται προέκυψε από συμπιεστή παροχής όγκου ανά περιστροφή $V_{s,cp}=120 \text{ cm}^3/\text{rpm}$ και λόγου συμπίεσης ή αντίστοιχα εκτόνωσης $r_v=2,6$

Με τις συνθήκες λειτουργία που έχει ο Πίνακας 5-1 το κύκλωμά Marine ORC δουλεύει με βαθμό απόδοσης $\eta_{ORC}=8,15\%$ αποδίδοντας καθαρή ισχύ $W=5,9\text{ KW}$ ενώ ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του εκτονωτή είναι $\eta_{is}=80\%$. Υπενθυμίζεται ότι αυτές είναι οι συνθήκες σχεδίασης του κυκλώματος που προέκυψαν από θερμοδυναμική βελτιστοποίηση. Ο κύκλος φαίνεται και στο Σχήμα 5-2.



Σχήμα 5-2. Απεικόνιση του κύκλου Marine ORC στο διάγραμμα T-S του R134a.

Ορισμός του μερικού φορτίου

Η έννοια μερικό φορτίο αναφέρεται στη υποβάθμιση των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών της θερμής πηγής του κυκλώματος ORC. Η υποβάθμιση των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών μπορεί να σημαίνει μείωση της θερμοκρασίας εισόδου του ζεστού μέσου στον ατμοποιητή (ή στον εναλλάκτη αν έχουμε παρεμβολή και άλλου ρευστού ανάμεσα στα 2 κυκλώματα) $T_{hf,in}$; ή μείωση της παροχής του θερμού μέσου \dot{M}_{hf} ή ακόμα και συνδυασμό των δύο προηγούμενων. Μείωση της παροχής και της θερμοκρασίας μπορεί να έχουμε σε εφαρμογές απορριπτόμενης από μηχανές εσωτερικής καύσης που μείωση του φορτίου τους έχει ταυτόσημη επίδραση στη θερμοκρασία και την παροχή των καυσαερίων. Μείωση μόνο της παροχής του θερμού μέσου μπορεί να έχουμε σε εφαρμογές συμπαραγωγής με καύσιμο βιομάζα όπου όταν απαιτείται μικρότερο φορτίο απλώς χρησιμοποιείται λιγότερο καύσιμο βιομάζας. Τα θερμοδυναμικά του χαρακτηριστικά παραμένουν τα ίδια όμως. Επιπλέον σε μερικά κυκλώματα απορριπτόμενης θερμότητας θέλουμε η θερμοκρασία της θερμής πηγής να μένει σταθερή. Τέτοιες πηγές είναι τα λιπαντικά και ψυκτικά κυκλώματα μηχανών εσωτερικής καύσης, όπου γενικά η έξοδος του ψυκτικού θέλουμε να παραμένει σταθερή σε συγκεκριμένη θερμοκρασία προς αποφυγή θερμικών διαστολών. Τέλος θερμικές πηγές που έχουμε μόνο μείωση της θερμοκρασίας και όχι της παροχής δεν είναι πολύ συνηθισμένες και θα μπορούσαν να θεωρηθούν τα καυσαέρια αεριοστροβίλου που σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας, μείωση φορτίου οδηγεί μόνο σε μείωση θερμοκρασίας καυσαερίων. [43] Το κύκλωμα Marine ORC ανήκει προφανώς στη δεύτερη κατηγορία.

5.2 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΤΑ ΜΕΡΙΚΑ ΦΟΡΤΙΑ

Από τον ορισμό του μερικού φορτίου που δόθηκε προκύπτει ότι τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά της θερμής πηγής πρέπει να είναι ίδια. Πρέπει δηλαδή η είσοδος του θερμού ρευστού στον εναλλάκτη ($T_{hf,in}$) και η έξοδος ($T_{hf,out}$) του να γίνεται στις ίδιες θερμοκρασίες. Αυτό είναι λογικό αν σκεφτεί κανείς ότι το θερμό ρευστό είναι μέρος του ψυκτικού κυκλώματος Μ.Ε.Κ μεγάλου πλοίου. Το ψυκτικό μέσο αυτό θέλουμε να έχει σταθερές θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου από το κύκλωμα ψύξης των κυλίνδρων για να έχουν και οι κύλινδροι σταθερή θερμοκρασία προς αποφυγή φαινομένων συστολής-διαστολής. Αν χρειαστεί να απαχθεί περισσότερο ή λιγότερο φορτίο θερμότητας απλώς ρυθμίζεται η παροχή ψυκτικού, ώστε η θερμοκρασιακή διαφορά να μένει σταθερή (5-1). Κατά τη λειτουργία στα μεταβατικά φορτία είναι επιθυμητό να μην μεταβάλλονται και τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του υπόλοιπου κύκλου. Η θερμοκρασία ατμοποίησης (T_{evap}) θέλουμε να μένει σταθερή καθώς όποια μεταβολή της έχει ως συνέπεια μεταβολή του λόγου πίεσης του κυκλώματος και πιθανότατα λειτουργία του εκτονωτή σε περιοχές χαμηλής απόδοσης (σε χαμηλούς λόγους πίεσης δουλεύει στην περιοχή υπερ-εκτονωσης βλέπε 4.2.3). Συνεπώς η $T_{ev,in}$, $T_{ev,ex}$ (ίδια υπερθέρμανση), T_{ev} και R_p πρέπει να παραμείνουν σταθερές. Είναι επιθυμητό δηλαδή τα θερμοδυναμικά μεγέθη του κυκλώματος να παραμείνουν ίδια με αυτά που έχουν υπολογιστεί στο σημείο σχεδίασης. Αυτό σημαίνει ότι το διάγραμμα T-S του κυκλώματος σε λειτουργία μερικού φορτίου θα είναι ίδιο με το **Σχήμα 5-2** στο σημείο σχεδίασης. Προκειμένου το εργαζόμενο ψυκτικό μέσο να απορροφήσει το καινούριο φορτίο από τον ατμοποιητή, ρυθμίζεται η παροχή του (αντλία) έτσι ώστε η ενθαλπική διαφορά να παραμείνει ίδια (5-2). Όμως απλή ρύθμιση της παροχής δεν μπορεί από μόνη της να εξασφαλίσει ότι η πίεση ατμοποίησης και συνεπώς ο λόγος πίεσης θα μένει ίδιος. Όπως θα εξηγηθεί παρακάτω χρειάζεται και έλεγχος των στροφών του εκτονωτή. Από τον ισολογισμό ισχύος στον εναλλάκτη για την μεριά του ψυκτικού και τη μεριά του θερμού μέσου :

$$\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}'_{evap}} = \frac{\dot{M}_{hf} * C_p * \Delta T}{\dot{M}'_{hf} * C_p * \Delta T'} = \frac{\dot{M}_{hf}}{\dot{M}'_{hf}} \quad (5-1)$$

$$\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}'_{evap}} = \frac{\dot{M}_r * \Delta H}{\dot{M}'_r * \Delta H'} = \frac{\dot{M}_r}{\dot{M}'_r} \quad (5-2)$$

Από τις εξισώσεις (5-1)(5-2) φαίνεται, ότι όταν τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά ίδια, ο λόγος παροχής μαζών του θερμού μέσου είναι ίσος με το λόγος παροχής ψυκτικού μέσου στο κυρίως κύκλωμα.

Προηγουμένως αναφέρθηκε ότι προκειμένου να διατηρηθεί η πίεση ατμοποίησης ίδια στα μερικά φορτία χρειάζεται έλεγχος των στροφών του εκτονωτή. Έστω ότι επικρατούν συνθήκες μερικού φορτίου στην πηγή και μειώνεται η παροχή μάζας από την αντλία στο ψυκτικό κύκλωμα. Αν οι στροφές του εκτονωτή παραμείνουν ίδιες, δηλαδή η ογκομετρική παροχή που μπορεί να περάσει από μέσα του δεν αλλάξει, ενώ η παροχή μάζας που πρέπει να αναλάβει μικρύνει, για να ισχύει ο ισολογισμός μάζας πρέπει να ελαττωθεί η πυκνότητα του ψυκτικού μέσου στην αέριο φάση. Αυτό σημαίνει ελάττωση της

πίεσης ατμοποίησης και συνεπώς μείωση του λόγου πίεσης της εγκατάστασης με ενδεχόμενη μετάβαση στην περιοχή υπερ-εκτόνωσης της μηχανής. Είναι αντιληπτό ότι για να παραμείνει η πίεση ατμοποίησης ίδια, πρέπει να υπάρξει μείωση των στροφών του εκτονωτή. Άρα υπάρχει ένας νόμος στροφών που πρέπει να ακολουθεί ο εκτονωτής ανάλογα το μερικό φορτίο που επιβάλλεται στο σύστημα. Θα γίνει χρήση του μοντέλου που αναπτύχθηκε προκειμένου να φανεί η συμπεριφορά του εκτονωτή στα μερικά φορτία (ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, παραγόμενη ισχύς, θερμοκρασία εξόδου) και να βρεθεί ο νόμος στροφών που πρέπει να ακολουθεί προκειμένου το σύστημα να μείνει θερμοδυναμικά όμοιο στα μερικά φορτία. Ο λόγος που δίνεται τόση σημασία στο να διατηρηθεί ο λόγος πίεσης είναι ότι όπως έδειξε ο I. Mercedes [42] ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή είναι αυτός που επηρεάζει κατά κύριο λόγο το βαθμός απόδοσης όλου του κυκλώματος. Συνεπώς κρατώντας το λόγο πίεσης σταθερό είμαστε σίγουροι ότι ο εκτονωτής δουλεύει στην περιοχή που αποδίδει καλύτερα (βλέπε **Σχήμα 4-19**).

Μοντελοποίηση Εκτονωτή

Προκειμένου να γίνει προσομοίωση του συστήματος στα μερικά φορτία, πρέπει να γίνει επιλογή εκτονωτή και εύρεση των παραμέτρων του στο μοντέλο. Οι απαιτήσεις που υπάρχουν από τον εκτονωτή, είναι στο σημείο σχεδίασης να αποδίδει καθαρή ισχύ **W=2,95 KW** με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης $\eta_{is}=80\%$ και παροχή μάζας $\dot{M} = 0,193 \text{ kg/s}$. Για τους λόγους που αναφέρθηκαν προηγουμένως δεν μπορεί να γίνει μοντελοποίηση του συγκεκριμένου εκτονωτή που υπάρχει στην εγκατάσταση. Δεν μπορούν να βρεθούν δηλαδή οι ακριβείς παράμετροι για το μοντέλο που να αντιπροσωπεύουν τη συγκεκριμένη μηχανή. Από τα στοιχεία όμως που έχουμε για την χωρητικότητα του Scroll και το λόγο εκτόνωσης, αλλά και από χαρακτηριστικές τιμές των παραμέτρων για αυτή την τεχνολογία εκτονωτή [24], επιλέγονται οι παράμετροι που αναγράφει ο **Πίνακας 5-2**

Παράμετροι Μοντέλου
$AU_{amb}=8,26 \text{ W/K}$
$AU_{ex,n}=34,5 \text{ W/K}$
$AU_{su,n}=20,7 \text{ W/K}$
$A_{leak}=0,000001825 \text{ m}^2$
$d_{su}=0,0050 \text{ m}$
$T_{loss}=0,03 \text{ Nm}$
$M_n=0,12 \text{ Kg/s}$
$V_{s,cp}=100 \text{ cm}^3$
$r_{v,in}=2,45$

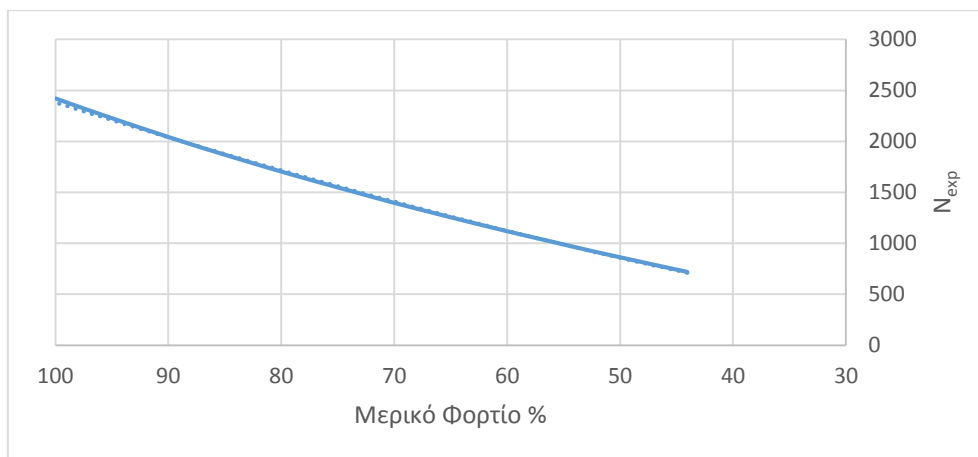
Πίνακας 5-2. Τιμές παραμέτρου μοντέλου για την προσομοίωση του εκτονωτή της εγκατάστασης Marine-ORC

Με αυτές τις παραμέτρους και δίνοντας σαν εισόδους τις συνθήκες σχεδίασης του συστήματος παίρνουμε τις ζητούμενες εξόδους ,όπως αναγράφει ο **Πίνακας 5-3**

Είσοδοι	Έξοδοι
$T_{su}=82\text{ }^{\circ}\text{C}$	$W_{sh}=2,981\text{ KW}$
$P_{su}=25\text{ bar}$	$\dot{M} = 0,1967\text{ kg/s}$
$N_{exp}= 2500\text{ RPM}$	$\eta_{is}=0,797$
$P_{ex}=9,5\text{ bar}$	$T_{ex}= 47\text{ }^{\circ}\text{C}$
$T_{amb}=20\text{ }^{\circ}\text{C}$	
R134a	

Πίνακας 5-3.Αποτελέσματα μοντέλου για τις συνθήκες σχεδίασης του Marine ORC

Έχοντας προσομοιώσει τον εκτονωτή κατάλληλα ώστε να αποδίδει την ισχύ ,τον ισηντροπικό βαθμός απόδοσης και την παροχή μάζας στις συνθήκες σχεδίασης ,μπορεί να γίνει η μελέτη στα μερικά φορτία .Όπως αναφέρθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο ,ενδιαφέρει η εύρεση ενός νόμου στροφών στα μερικά φορτία ,με τον οποίο θα είναι δυνατή η σταθεροποίηση της πίεσης ατμοποίησης ($P_{evap}=P_{su}$) και συνεπώς και του λόγου πίεσης του συστήματος. Η πίεση συμπύκνωσης μπορεί να ρυθμιστεί από την παροχή του ψυχρού μέσου στο συμπυκνωτή ,όπως αναφέρει ο S.Quoilin et al. [17].Δίνοντας στο μοντέλο την πίεση εισόδου (P_{su}) ,τη θερμοκρασία εισόδου (T_{su}),την πίεση εξόδου(P_{ex}),την θερμοκρασία περιβάλλοντος (T_{amb})όπως στο σημείο σχεδίασης και την μάζα που διέρχεται από τον εκτονωτή (\dot{M}) να μεταβάλλεται ανάλογα το φορτίο ,προκύπτουν έξοδοι του μοντέλου η καθαρή αποδιδόμενη ισχύς (W_{sh}), οι στροφές του εκτονωτή (N_{exp}), ο ισηντροπικός βαθμός απόδοσης (η_{is}) και η θερμοκρασία εξόδου από τον εκτονωτή (T_{ex} .) Υπενθυμίζεται ότι οι σχέσεις (5-1) (5-2) δείχνουν ότι το φορτίο του συστήματος (της θερμής πηγής δηλαδή) μεταβάλλεται όμοια με την παροχή του ψυκτικού στο κύκλωμα ORC.

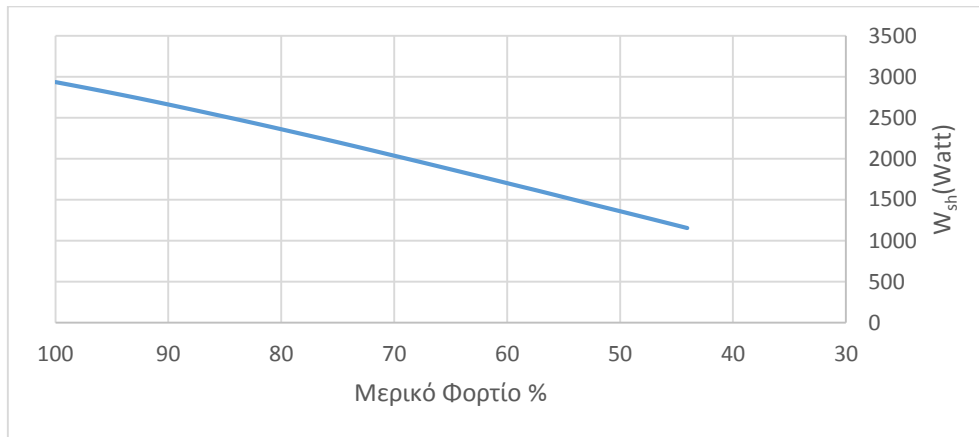


Σχήμα 5-3 .Νόμος στροφών εκτονωτή συναρτήσει του μερικού φορτίου

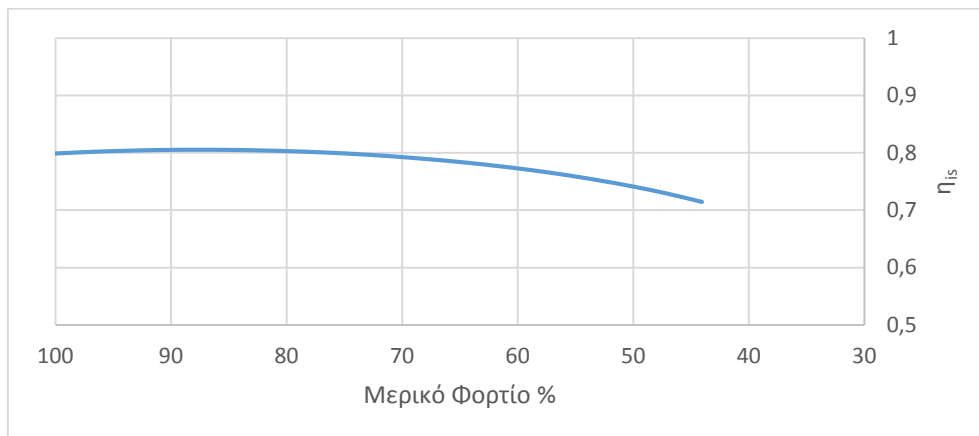
Το **Σχήμα 5-3** δείχνει το ζητούμενο νόμο στροφών. Τη σχέση δηλαδή που δείχνει με ποιο τρόπο πρέπει να μεταβάλλονται οι στροφές του εκτονωτή συναρτήσε του φορτίου, ώστε το κύκλωμα στα μερικά φορτία να είναι θερμοδυναμικά όμοιο. Από τα σημεία αυτά μπορεί να παρεμβληθεί εξίσωση η οποία θα χρησιμοποιηθεί στο σύστημα αυτομάτου ελέγχου του ORC .Επιλέγεται παρεμβολή εκθετικής συνάρτησης :

$$N_{exp} = 2382 * PL^{1,4742} \quad (5-3)$$

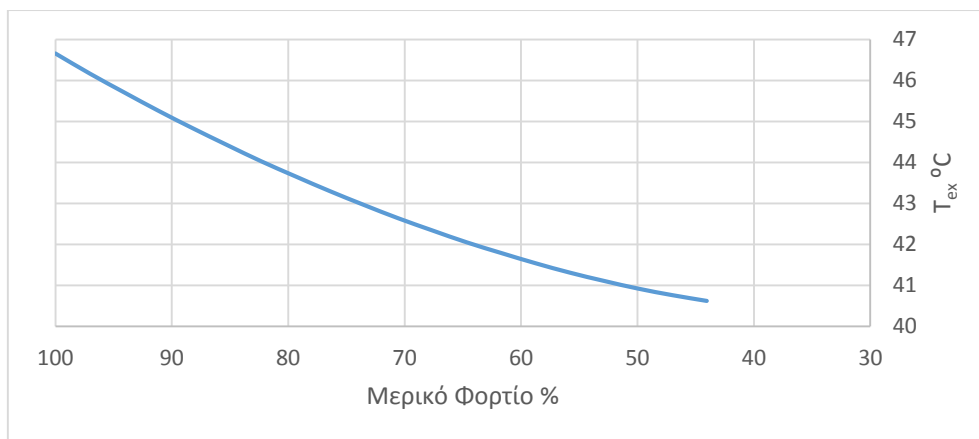
Με $R^2=0,996$ και PL το μερικό φορτίο επί τοις εκατό (%).



Σχήμα 5-4. Καθαρή παραγώμενη ισχύς του εκτονωτή συναρτήσε του μερικού φορτίου .

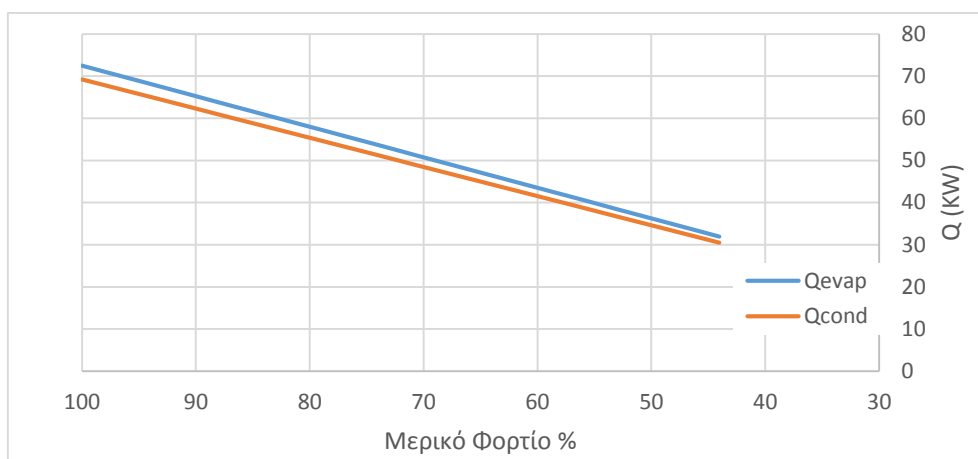


Σχήμα 5-5. Ισεντροπικός β. αποδοσης του εκτονωτή συναρτήσε του φορτίου

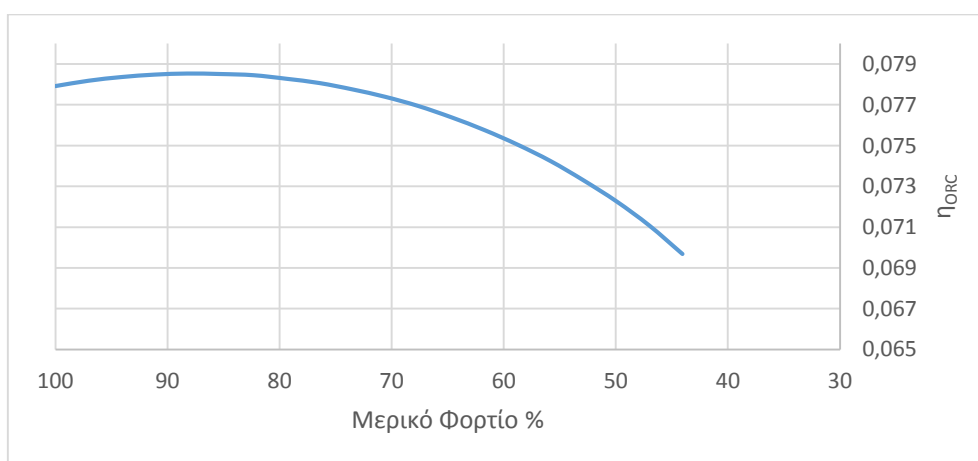


Σχήμα 5-6. Θερμοκρασία εξόδου του ψυκτικού από τον εκτονωτή συναρτήσε του φορτίου.

Στο σχήμα **Σχήμα 5-4** φαίνεται η μείωση όπως αναμένεται της παραγόμενης ισχύος συναρτήσει του μερικού φορτίου. Το μερικό φορτίο φτάνει ως την τιμή του 42% περίπου. Αυτό συμβαίνει διότι κάτω από αυτή την τιμή πέφτουν οι στροφές του εκτονωτή σε πολύ χαμηλές τιμές που δεν επιτρέπουν τη λειτουργία του. Αν χρειαστεί το κύκλωμα να λειτουργήσει σε ακόμα χαμηλότερο φορτίο τότε θα πρέπει να χαλάσει η ομοιότητα και αναγκαστικά να δουλέψει σε χαμηλότερους λόγους πίεσης. Στο **Σχήμα 5-5** παρατηρείται ότι ο βαθμός απόδοσης μένει πρακτικά σταθερός στο μεγαλύτερο εύρος. Μάλιστα παρατηρείται και μια μικρή αύξηση μέχρι το 75% του ονομαστικού φορτίου και μικρή πτώση μέχρι την τιμή $\eta_{is}=0,7$ στο 45% του φορτίου. Αυτό συμβαίνει, λόγω του σταθερού λόγου πίεσης που πέτυχε το κύκλωμα με το νόμο στροφών. Τέλος στο **Σχήμα 5-6** φαίνεται η μεταβολή της θερμοκρασία εξόδου του ψυκτικού από τον εκτονωτή η οποία μειώνεται έως και 5°C μένοντας πάνω από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης ($T_{\text{cond}}=37,5^{\circ}\text{C}$). Κάτι τέτοιο είναι θετικό αφού σημαίνει ότι δεν θα έχουμε συμπυκνώματα στη έξοδο του εκτονωτή.



Σχήμα 5-7. Φορτία ατμοποιητή και συμπυκνωτή συναρτήσει του μερικού φορτίου



Σχήμα 5-8. Βαθμός απόδοσης κύκλου Marine ORC συναρτήσει του μερικού φορτίου.

Στο **Σχήμα 5-7** φαίνονται τα φορτία του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή αντίστοιχα. Δεδομένου ότι έχουμε υποθέσει ότι τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά στην

είσοδο και έξοδό τους δεν αλλάζουν ,είναι λογικό να μεταβάλλονται γραμμικά με το φορτίο. Στο **Σχήμα 5-8** φαίνεται ο βαθμός απόδοσης ολόκληρου του κύκλου ORC.Η μορφή του διαγράμματος μοιάζει με το **Σχήμα 5-5** του βαθμού απόδοσης του εκτονωτή. Αυτό είναι λογικό αφού όπως αναφέρθηκε [42] η λειτουργία του εκτονωτή στα μερικά φορτία είναι που επηρεάζει περισσότερο το συνολικό κύκλωμα.

6 ΚΛΙΜΑΚΑ ΙΣΧΥΟΣ

Το συγκεκριμένο κεφάλαιο έχει ως στόχο την κατασκευή ενός διαγράμματος ορίων ισχύος που μπορεί να πετύχει κάθε τεχνολογία εκτονωτή. Δεδομένης της μη εμπορικής διαθεσιμότητας των εκτονωτών θετικής εκτόπισης, αυτοί θεωρήθηκαν ότι προήλθαν από μετατροπή από τους αντίστοιχους συμπιεστές. Χρησιμοποιήθηκε η θεωρία της ομοιότητας για να γίνει προσομοίωση των μηχανών αυτών στα ακραία μεγέθη τους, ώστε να προκύψουν και τα ζητούμενα όρια ισχύος.

6.1 ΌΡΙΑ ΣΥΜΠΙΕΣΤΩΝ

Οι εμπορικές εφαρμογές των συστημάτων ORC δεν έχουν περάσει σε μαζικό στάδιο παραγωγής ακόμα. Λίγες εταιρείες εντοπίζονται στο συγκεκριμένο χώρο οι οποίες ασχολούνται με εφαρμογές κατά παραγγελία. Ως εκ τούτου οι εκτονωτές, και ειδικά αυτοί του τύπου θετικής εκτόπισης, βρίσκονται μακριά ακόμα από την είσοδο του στην αγορά. Λίγες κατασκευάστριες εταιρείες [44] ασχολούνται με την παραγωγή εκτονωτών θετικής μετατόπισης για κυκλώματα με ψυκτικό μέσο. Αλλά ακόμα και αυτές, επειδή όπως αναφέρθηκε τα συστήματα ORC βρίσκονται ως επί το πλείστον σε ερευνητικό στάδιο ακόμα, μπορούν να δεχθούν μόνο μαζικές παραγγελίες (100 τεμάχια και άνω). Δεν υπάρχουν ακόμα γραμμές παραγωγή για τα συγκεκριμένα προϊόντα και προφανώς το κόστος για παραγωγή μεμονωμένων τεμαχίων είναι απαγορευτικό. Οι περισσότεροι ερευνητές, αλλά και σε αρκετές εφαρμογές, η μέθοδος που ακολουθείται, είναι η μετασκευή ενός συμπιεστή θετικής εκτόπισης (Scroll, Screw, Piston) σε εκτονωτή. Η παραγόμενη ισχύς του μετασκευασμένου εκτονωτή εξαρτάται προφανώς από τα χαρακτηριστικά του συμπιεστή (μέγεθος, όγκος που διαχειρίζεται ανά περιστροφή κ.τ.λ.π.). Είναι ευνόητο λοιπόν, ότι θα ήταν χρήσιμος ένας χάρτης που θα δείχνει την αναμενόμενη παραγωγή ισχύος ενός εκτονωτή που έχει προκύψει από μετασκευή συμπιεστή. Θα κατασκευαστεί δηλαδή ένας χάρτης ισχύος εκτονωτών, ανάλογα την τεχνολογία τους, βασισμένος στο εύρος ισχύος συμπιεστών για ψυκτικά μέσα, που είναι εμπορικά διαθέσιμοι.

Οι συμπιεστές θετικής εκτόπισης είναι μηχανήματα που λειτουργούν «διαχειρίζοντας» όγκο. Ένας piston ή ένας scroll ή ένας screw compressor (και expander αντίστοιχα) σε κάθε περιστροφή «αναγκάζει» συγκεκριμένο όγκο αερίου (υγρού αν πρόκειται για αντλία) να περάσει από μέσα του ανάλογα τη χωρητικότητά του. Οι περιστροφές ανά λεπτό στις οποίες μπορούν να λειτουργήσουν είναι περίπου ίδιες και για τους 3 τύπους και κυμαίνονται από 1000 rpm-4000rpm. Κάθε τεχνολογία κατασκευάζεται σε διαφορετικές χωρητικότητες και συνεπώς κάθε τεχνολογία μπορεί να διαχειριστεί διαφορετικό εύρος παροχής όγκου. Στους εκτονωτές screw η μέγιστη και η ελάχιστη παροχή όγκου εξαρτάται από την μέγιστη και ελάχιστη αντίστοιχα διάμετρο του ρότορα (περίπου 400mm η μέγιστη) Για την περίπτωση του scroll αυτό εξαρτάται από το ύψος και τη διάμετρο των σπειρών ενώ αντίστοιχα στους παλινδρομικούς από το μέγεθος και τον αριθμό των κυλίνδρων. Έπειτα από μια έρευνα στους διάφορους κατασκευαστές συμπιεστών θετικής εκτόπισης, **συγκεκριμένα για ψυκτικά μέσα**, καθώς μόνο αυτοί θα μπορούσαν να λειτουργήσουν αντίστροφα ως expanders σε κύκλωμα ORC, βρέθηκαν τα παρακάτω όρια στις χωρητικότητες που κατασκευάζονται τα οποία παρουσιάζονται στον **Πίνακα 6-1**. Παράλληλα με τις παροχές όγκου παρουσιάζονται και τα όρια στους λόγους συμπίεσης.

Τύπος Compressor	Παροχή όγκου (cm ³ /rev)	Λόγος Συμπίεσης
Piston	2,4-420-6.000	2-25
Scroll	26,4-1.176	2-5
Screw	240-46.0000	2-7

Πίνακας 6-1. Όρια στις παροχές όγκου και τους λόγους συμπίεσης για τις 3 τεχνολογίες συμπιεστών θετικής εκτόπισης

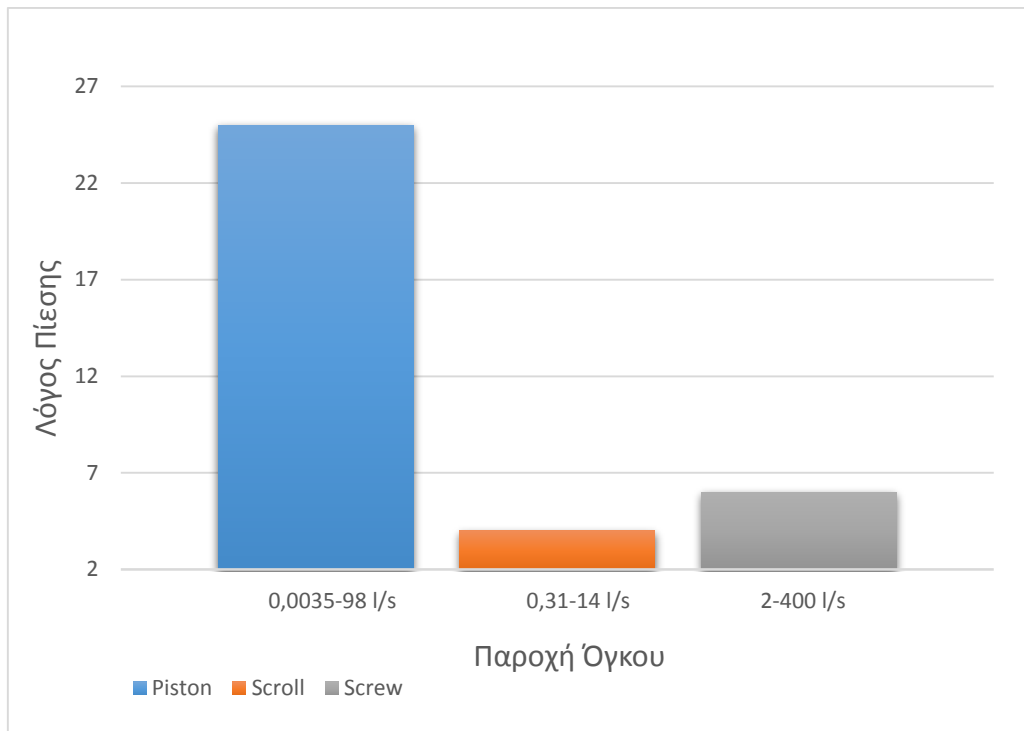
Για τους screw τα άνω και κάτω όρια βρέθηκαν από τον κατάλογο της Sabroe [45] η οποία κατασκευάζει screw συμπιεστές με το μεγαλύτερο εύρος που βρέθηκε στην αγορά. Από την ίδια εταιρεία βρέθηκε και το άνω όριο για τους παλινδρομικούς συμπιεστές. Οι μηχανές που κατασκευάζει προορίζονται για εφαρμογές ψύξης μεσαίου και μεγάλου μεγέθους. Οι μικρότεροι παλινδρομικοί συμπιεστές βρέθηκαν από την εταιρεία Danfoss [46]. Για τους scroll, ο μεγαλύτερος δυνατός κατασκευάζεται από την εταιρεία Emerson [47] ενώ ο μικρότερος από την [44]. Παρατηρείται επίσης η μεγάλη διαφορά στους λόγους πίεσης. Οι παλινδρομικοί κατασκευάζονται με τόσο μεγάλους λόγους πίεσης ώστε να μπορούν με μία βαθμίδα να ενσωματωθούν σε συστήματα ψύξης που συνήθως χρειάζονται μέγιστους λόγους πίεσης $R_p=20$. Ο λόγος που το εύρος είναι τόσο μεγάλο είναι ότι ο λόγος συμπίεσης **δεν εξαρτάται μόνο από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της μηχανής** (όπως ο scroll και screw) αλλά από το άνοιγμα και κλείσιμο το βαλβίδων. Έτσι και όταν η ίδια μηχανή δουλέψει ως εκτονωτής ανάλογα το που ρυθμίσουμε να κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής, δηλαδή ανάλογα το ϕ που θέλουμε να έχει ο εκτονωτής (με κατάλληλο μηχανισμό, έκκεντρα ή δίσκους), αλλάζει και ο λόγος εκτόνωσης. Οι σπειροειδείς και ελικοειδείς συνήθως χρησιμοποιούνται με παραπάνω από μία βαθμίδες.

Θεωρώντας ότι οι μηχανές θα δουλεύουν σε ένα κανονικό επίπεδο στροφών (2000 rpm) ως εκτονωτές, μπορούμε να βρούμε τις ακραίες παροχές όγκου που διαχειρίζεται κάθε κατηγορία συμπιεστή. Διαιρώντας αυτές τις ακραίες παροχές με ένα μέσο λόγο συμπίεσης (ο οποίος ταυτίζεται με τον λόγο εκτόνωσης όταν η μηχανή δουλεύει αντίστροφα.) παίρνουμε τις αντίστοιχες παροχές που θα διαχειρίζονται αν δουλέψουν σαν εκτονωτές. Τα αποτελέσματα τα αναγράφει ο Πίνακας 6-2.

	Piston	Scroll	Screw
$\dot{V}_s(\text{compressor mode})$	0,07-200 l/s	1,1-49 l/s	10-2000 l/s
$\dot{V}_s(\text{expander mode})$	0,0035-98 l/s	0,31-14 l/s	2-400 l/s

Πίνακας 6-2. Παροχές όγκου για λειτουργία ως συμπιεστή και εκτονωτή αντίστοιχα.

Ο Πίνακας 6-1 και ο Πίνακας 6-2 φαίνονται γραφικά στο Σχήμα 6-1 όπου γίνεται σύγκριση των 3 τεχνολογιών. Το συγκεκριμένο σχήμα μπορεί και να χρησιμοποιηθεί για επιλογή εκτονωτή αν έχουμε δοσμένες τις παροχές όγκου και τον απαιτούμενο λόγο πίεσης του κυκλώματος.



Σχήμα 6-1. Μέγιστες και ελάχιστες παροχές όγκου εκτονωτών και λόγοι πίεσης για τις τρεις διαφορετικές τεχνολογίες εκτονωτών , που προκύπτουν από συμπιεστές.

Προφανώς οι παροχές όγκου που διαχειρίζονται τα μηχανήματα είναι μικρότεροι όταν δουλεύουν ως εκτονωτές κατά τον λόγο συμπίεσης ή εκτόνωσης .(ο συμπιεστής αναρροφά έναν όγκο στην είσοδο ,τον συμπιέζει και βγαίνει μικρότερος στην έξοδο. Όταν δουλέψει αντίστροφα η μηχανή θετικής εκτόπισης αναρροφάται ο «μικρός» όγκος στην είσοδο, αποτονώνεται , και βγαίνει στην είσοδο του συμπιεστή ,που είναι η έξοδος του εκτονωτή.

6.2 ΟΜΟΙΟΤΗΤΑ ΚΑΙ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Αντικειμενικός σκοπός του κεφαλαίου όπως αναφέρθηκε είναι η κατασκευή ενός χάρτη ,που θα δείχνει τι εύρος ισχύος μπορεί να καλύψει η κάθε τεχνολογία εκτονωτή που προέρχεται από μετασκευή συμπιεστή. Για να γίνει αυτό θα χρησιμοποιηθούν τα μοντέλα που αναπτυχθήκανε και θα μοντελοποιηθούν οι εκτονωτές στα ακραία μεγέθη τους. Με αυτό τον τρόπο θα προκύψει το εύρος ισχύος που μπορεί να καλύψει κάθε τεχνολογία .Για να γίνει όμως η μοντελοποίηση των εκτονωτων στα ακραία αυτά μεγέθη πρέπει να υπάρχουν οι παράμετροι του μοντέλου για τις αντίστοιχες καταστάσεις .Για να προκύψουν οι παράμετροι πρέπει να υπάρχουν είτε αρκετά πειραματικά σημεία σε κάθε περίπτωση και να ακολουθηθεί η διαδικασία που αναφέρθηκε στο 4.2.1 και 4.3.1 αντίστοιχα είτε να γίνει κάποια υπόθεση σχετικά με τις παραμέτρους όταν αλλάζει το μέγεθος της μηχανής. Από την [24] έχουμε χαρακτηριστικές τιμές των παραμέτρων αυτών για ένα χαρακτηριστικό μέγεθος κάθε μηχανής .Προκειμένου να βρεθούν οι παράμετροι αυτοί, πρέπει να γίνει μια υπόθεση σχετικά με το πώς αλλάζουν οι παράμετροι με αλλαγή του μεγέθους της μηχανής. Τη λογική αυτή ακολουθεί και ο P.Byrne et al. [48] στην δημοσίευσή τους οι οποίο κάνουν προσαρμογή των παραμέτρων ,ανάλογα το μέγεθος, για ημιεμπειρικό μοντέλο συμπιεστή. Η προσαρμογή αυτή μπορεί να γίνει και για εκτονωτές αφού το θερμοδυναμικό μοντέλο είναι ακριβώς το ίδιο(έχει τις ίδιες εξισώσεις).Σύμφωνα με την υπόθεση προσαρμογής μεγέθους των [48] :

- Ο εκτονωτής είναι ένας κύβος με ακμή e
- Ο όγκος του εκτονωτή e^3 είναι ανάλογος του όγκου που διαχειρίζεται ανά περιστροφή .
- Τα μεγέθη στον εκτονωτή αλλάζουν ανάλογα με τη διάστασή τους .Τα μήκη δηλαδή με το e οι επιφάνειες με το e^2 και οι όγκοι με το e^3 .
- Ο συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας UA αλλάζει ανάλογα με την επιφάνεια e^2 που είναι σε επαφή με το ρευστό. Ο συντελεστής U μένει σταθερός .

Να σημειωθεί ότι η υπόθεση αυτή είναι προς διερεύνηση για τα όρια μεγέθους του εκτονωτή που εξετάζονται. Δεν μπορεί σε καμία περίπτωση να χρησιμοποιηθεί για λεπτομερή αποτελέσματα στις κλίμακες που εξετάζουμε. Τα αποτελέσματα είναι ποιοτικά και ενδιαφέρει η τάξη μεγέθους της κλίμακας ισχύος .Ορίζεται το μέγεθος ,λόγος ομοιότητας R ως ο διαχειριζόμενος όγκος ενός εκτονωτή που θέλουμε να υπολογίσουμε τις παραμέτρους του, προς τον διαχειριζόμενο όγκο αναφοράς στον οποίο ξέρουμε και τις υπόλοιπες παραμέτρους.

$$R = \frac{V_{s,exp}}{V_{s,exp,n}}, \quad (6-1)$$

Οι παράμετροι αλλάζουν ως εξής:

$$A'_{leak} = A_{leak} * R^{\frac{2}{3}} \quad (6-2)$$

$$AU'_n = AU_n * R^{\frac{2}{3}} \quad (6-3)$$

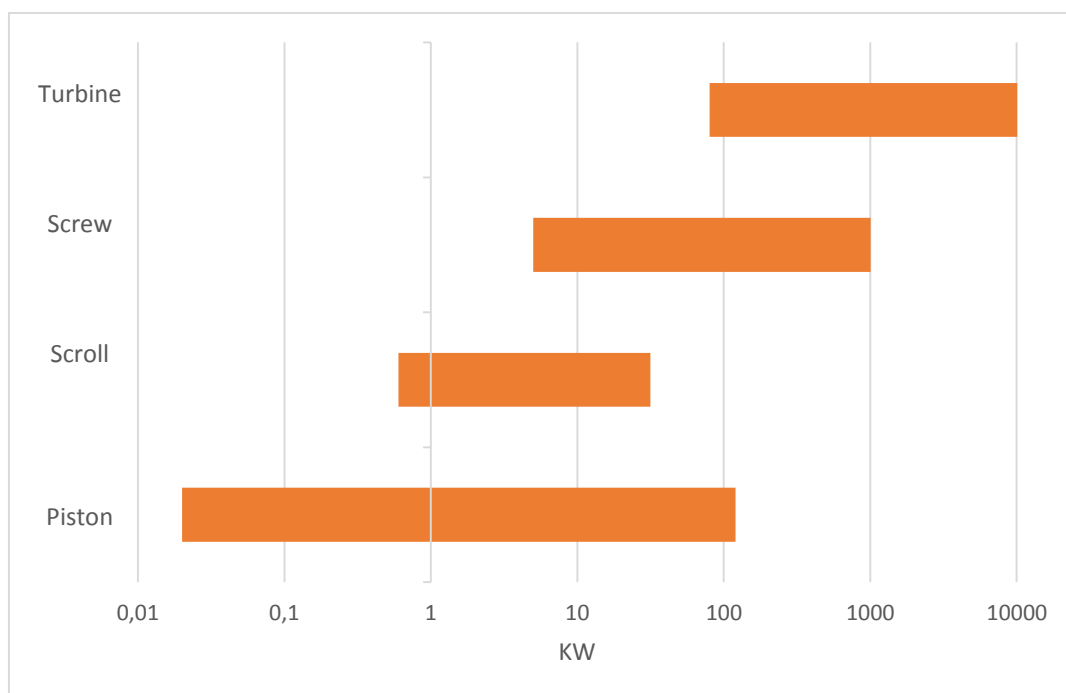
$$d'_{su} = d_{su} * R^{\frac{1}{3}} \quad (6-4)$$

Όπου με τονούμενα μεγέθη στις εξισώσεις (6-2)(6-3) είναι οι παράμετροι των εκτονωτών σε μεγέθη διαφορετικά της αναφοράς. Οι γνωστοί παράμετροι στα μεγέθη αναφοράς βρίσκονται από τον [24] και δίνονται

	Σπειροειδής	Παλινδρομικός	Ελικοειδής
Παράμετροι	Τιμές	Τιμές	Τιμές
$V_{s,exp}(\text{cm}^3)$	36,54	22	637
$r_{v,in}$	4,05	7,41	4
f_p	-	0,096	-
C	-	0,072	-
$A_{leak}(\text{mm}^2)$	4,6	1	15
$d_{su}(\text{mm}^2)$	5,91	2,767	20
T_{loss}	0,47	$0,836 * N_{exp}^{1,118}$	0,9
$AU_{su_n} \left(\frac{W}{K} \right)$	21	20	20
$AU_{exn} \left(\frac{W}{K} \right)$	34	45	100
$AU_{amb} \left(\frac{W}{K} \right)$	6,4	3,5	10
$\dot{M}_n \left(\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$	0,12	0,1	0,357

Πίνακας 6-3. Τυπικές τιμές παραμέτρων για τις τρεις τεχνολογίες εκτονωτών θετικής εκτόπισης

Το σενάριο που εξετάστηκε αφορά υψηλές θερμοκρασίες ατμοποίησης που μπορεί να συναντώνται σε εφαρμογές από καυσαέρια χαμηλών θερμοκρασιών ή και σε εφαρμογές συμπαραγωγής βιομάζας. Υποτίθεται θερμοκρασία ατμοποίησης $T_{ev}=175^\circ \text{C}$ και συμπύκνωσης $T_{cond}=70^\circ \text{C}$, που αντιστοιχεί σε λόγο πίεσης $R_p=6,5$, για τους ελικοειδείς και σπειροειδείς εκτονωτές που έχουν μικρό λόγο εκτόνωσης ,ενώ για τους παλινδρομικούς υποτέθηκε θερμοκρασία συμπύκνωσης $T_{cond}=55^\circ \text{C}$ που αντιστοιχεί σε λόγο πίεσης $R_p=10$. Το ψυκτικό μέσο που επιλέγεται είναι R123.Ο λόγος που επιλέχθηκε αυτό το σενάριο ,είναι ότι το R123 εμφανίζει την μεγαλύτερη πυκνότητα αέριου φάσης ,σε θερμοκρασίες κοντά στην κρίσιμη. Μεγάλη πυκνότητα αέριου φάσης συνεπάγεται και μεγαλύτερη διαχείριση μάζας ,άρα μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος. Τα αποτελέσματα που θα προκύψουν θα αφορούν τη μέγιστη ισχύ που θα μπορούν να παράγουν οι συγκεκριμένες μηχανές. Τονίζεται ότι το μοντέλο για τον ελικοειδή εκτονωτή είναι το ίδιο με αυτό του σπειροειδούς ,αφού εκτελούνται ακριβώς οι ίδιες θερμοδυναμικές διεργασίες .Ο τρόπος λειτουργίας των δύο μηχανών θερμοδυναμικά είναι όμοιος ενώ ανήκουν και οι δύο στην κατηγορία των εκτονωτών θετικής εκτόπισης με μηδενικό νεκρό όγκο. Τα αποτελέσματα από το τρέξιμο του μοντέλου φαίνονται στο **Σχήμα 6-2**.



Σχήμα 6-2. Όρια Ισχύος για τις διαφορετικές τεχνολογίες εκτονωτών.

Τα όρια ισχύος για τους εκτονωτές δυναμικής ροής (turbine) πάρθηκαν από την μελέτη του S.Quoilin [4]. Παρατηρείται ότι για μεγάλες εφαρμογές εκτονωτές δυναμικής ροής και οι ελικοειδείς αποτελούν μονόδρομο, όπως επίσης και οι παλινδρομικοί για πολύ μικρές εφαρμογές. Στις μεσαίες υπάρχει ένα σημαντικό εύρος ισχύος που επικαλύπτεται από παλινδρομικούς ελικοειδείς και σπειροειδείς. Η επιλογή μεταξύ αυτών στα συγκεκριμένα φορτία δεν είναι ξεκάθαρη επιλογή. Υπάρχουν πολλά κριτήρια που πρέπει να ληφθούν υπόψη όπως το αν η μηχανή θα χρειαστεί να δουλέψει σε μερικά φορτία, σε διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης, η συντήρηση της μηχανής, το κόστος της και ο διαθέσιμος χώρος της εγκατάστασης.

Δυσκολία Μετασκευής

Γενικά η μετασκευή των παλινδρομικών συμπιεστών σε εκτονωτές είναι δυσκολότερη από την αντίστοιχη των σπειροειδών και ελικοειδών. Αυτό διότι η πρώτη απαιτεί επανασχεδίαση του συστήματος χρονισμού βαλβίδων, δηλαδή αλλαγή ολόκληρου του συστήματος εκκεντροφόρου. Η μετασκευή των τελευταίων συνήθως απαιτεί, ανάλογα την πολυπλοκότητα της μηχανής, μόνο την αφαίρεση των βαλβίδων αντεπιστροφής ώστε να μπορούν να δουλέψουν αντίστροφα.

Μερικά φορτία

Όταν η μηχανή πρέπει να δουλέψει πολλές ώρες το χρόνο σε φορτία μικρότερα του ονομαστικού γενικά προτιμώνται οι παλινδρομικοί εκτονωτές. Αυτό επειδή μπορούν να προσαρμοστούν πολύ καλύτερα στα μερικά φορτία χωρίς να έχουμε μεγάλη μείωση του βαθμού απόδοσης σε σχέση με τους ελικοειδείς και τους σπειροειδείς.

Συνθήκες εκτός σχεδίασης

Λόγω του τρόπου σχεδίασης των παλινδρομικών εκτονωτών, αυτοί έχουν μεγαλύτερη δυνατότητα προσαρμογής σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας (π.χ αύξηση της θερμοκρασία ατμοποίησης άρα αύξηση και του λόγου αποτόνωσης της εγκατάστασης). Οι σπειροειδείς και ελικοειδείς επειδή έχουν σταθερό λόγο αποτόνωσης (built-in volume ratio) δουλεύουν σε συγκεκριμένους λόγους πίεσης ανεξάρτητα με το τι απαιτήσεις μπορεί να έχει η εγκατάσταση. Συνεπώς σε συνθήκες εκτός σχεδίασης οι scroll expander είναι λιγότερο αποδοτικοί.

Συντήρηση

Οι παλινδρομικού τύπου εκτονωτές έχουν περισσότερα κινούμενα μέρη σε σύγκριση με τους υπόλοιπους. Συγκεκριμένα οι βαλβίδες εισαγωγής και εισαγωγής χρειάζονται συνεχή παρακολούθηση και συντήρηση. Παρόλα αυτά η συντήρησή τους είναι πιο απλή και μπορεί πάντα να γίνει επί τόπου. Οι ελικοειδείς και σπειροειδείς απαιτούν πολύ συγκεκριμένα ανταλλακτικά και συνήθως η συντήρησή τους πρέπει να γίνει από το εργοστάσιο το οποίο κατασκευάστηκαν. Σε βραχυχρόνια περίοδο λειτουργίας οι παλινδρομικοί εκτονωτές παρουσιάζουν σχεδόν διπλάσιο κόστος συντήρησης. Σε βάθος χρόνου όμως αυτή η διαφορά μικραίνει και τυπικά προκύπτει ότι οι piston έχουν σχεδόν 20-30 % μεγαλύτερο κόστος συντήρησης

Απαιτήσεις χώρου

Γενικά οι παλινδρομικοί εκτονωτές έχουν πολύ μεγαλύτερες απαιτήσεις σε διαθέσιμο χώρο. Ιδίως σε μεγάλες απαιτήσεις ισχύος. Δύο τέτοιο εκτονωτές θα μπορούσαν να αντικατασταθούν από ένα ελικοειδή ή και σπειροειδή διπλάσιας ισχύος που θα καταλαμβάνει τον ίδιο χώρο.

Από τα προηγούμενα φαίνεται ότι η επιλογή του τύπου ενός εκτονωτή είναι πολύπλοκη διαδικασία και συμπεριλαμβάνει την εκτίμηση αρκετών παραμέτρων λειτουργίας. Ανάλογα τις απαιτήσεις που έχουμε προκύπτει και η οικονομικότητα και βιωσιμότητα κάθε εναλλακτικής βάσει των οποίων θα γίνει και η τελική επιλογή.

ΑΝΑΦΟΡΕΣ

- [1] D. Wei, X. Lu, Z. Lu and J. Gu, "Performance analysis and optimization of organic Rankine cycle (ORC) for waste heat recovery," *Energy Convers Manage*, 2007.
- [2] S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, Pierre Dewallef and Vincent Lemort, "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013.
- [3] EnertimeSA, "Cycles Organiques de Rankine :market and actors," [Online].
- [4] S. Quoilin, "Sustainable Energy Conversion Through the use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications," ENERGY SYSTEMS RESEARCH UNIT, Liège, October 2011.
- [5] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras and H. Spliethoff, "Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications," *Applied Thermal Engineering*, 2009.
- [6] R. Gail, "<http://www.renewableenergyfocus.com/view/35690/renewable-power-generation-2012-figures/>," [Online]. [Accessed 25 July 2014].
- [7] S. Frick, "Design Approach for Geothermal Binary PowerPlants," [Online]. [Accessed 23 July 2014].
- [8] O. Bailey and E. Worrell, "Clean energy technologies :a preliminary inventory of the potential for electricity generation," 2005.
- [9] S. Quoilin, R. Aumann, A. Grill, A. Schuster, V. Lemort and H. Spliethoff, "Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery organic Rankine cycles," *Appl Energy*, 2011.
- [10] J. Bao and L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for Organic Rankine Cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013.
- [11] G. Qiu, "Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC," *Renewable Energy*.
- [12] A. Lakew and B. O., "Working fluids for low-temperature heat source," *Applied Thermal Engineering*.
- [13] T. Guo, H. Wang and S. Zhang, "Fluids and parameters optimization for a novel cogeneration system driven by low-temperature geothermal sources," *Energy*.

- [14] H. Chen, D. Goswami and E. Stefanakos, "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*.
- [15] B. Liu, K. Chien and C. Wang, "Effect of working fluids on organic Rankine cycle," *Energy*.
- [16] F. Heberle and D. Brüggemann, "Exergy-based fluid selection for a geothermal organic Rankine cycle for combined heat and power generation," *Applied Thermal Engineering*.
- [17] S. Quoilin, L. Vincent and L. Jean, "Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander," *Applied Energy*, 2009.
- [18] Y. Chen, N. P. Halm, E. A. Groll and J. E. Braun, "Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling".
- [19] L. C. Mendoza, J. Navarro-Esbrí, J. C. Bruno, V. Lemort and A. Coronasa, "Characterization and modeling of a scroll expander with air and ammonia as working fluid," *Universitat Rovira i Virgili, Dept. Enginyeria Mecànica, Avda. Països Catalans, 26, 43007 Tarragona, Spain, 2014*.
- [20] H. Teng, G. Regner and C. Cowland, "Waste heat recovery from heavy-duty diesel engine exhaust by organic Rankine cycle Part I: Hybrid energy system of diesel and Rankine Engines".
- [21] M. Badami and M. Mura, "Preliminary design and controlling strategies of a small-scale wood waste," *Energy*, 2009.
- [22] York International HVAC, [Online]. Available: <http://www.sabroe.com/>. [Accessed 16 June 2014].
- [23] S. Rane, A. Kovacevic, N. Stosic and M. Kethidi, "Deforming grid generation and CFD analysis of variable geometry screw compressors".
- [24] V. Lemort, L. Guillaume, A. Legrosa, S. Declaye and S. Quoilin, "A COMPARISON OF PISTON, SCREW AND SCROLL EXPANDERS FOR SMALLSCALE," *Thermodynamics Laboratory, University of Liège, Campus du Sart Tilman, B49*.
- [25] S. Declaye, S. Quoilin, L. Guillaume and V. Lemort, "Experimental study on an open-drive scroll expander integrated into an ORC (Organic Rankine Cycle) system with R245fa as working fluid," 2013.
- [26] P. Hans, "Type and vehicle dynamics," 2006.
- [27] V. Lemort, S. Quoilin, C. Cuevas and J. Lebrun, "Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle," *Laboratoire de Thermodynamique, Université de Liège*, 2009.
- [28] E. Winandya, C. Saavedra and Jean Lebrun, "Experimental analysis and simplified modelling of a hermetic scroll refrigeration compressor," 2002.

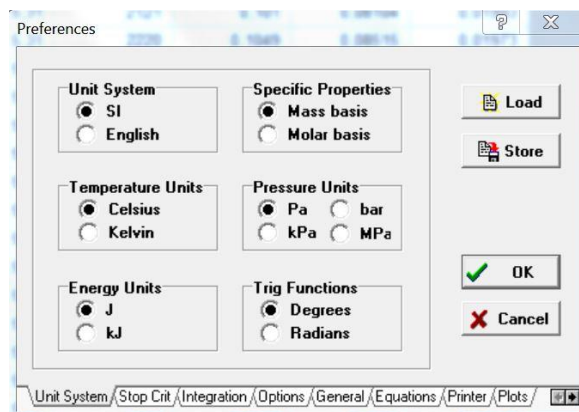
- [29] J. Bourdhouxhe, M. Grodent and J. Lebrun, "HVAC1TOOLKIT:A toolkit for primary HVAC system energy calculation,," ISBN 1-883413-73-7 ASHRAE, 1999.
- [30] Σ. Τσαγγάρης, Μηχανική των Ρευστών, Αθήνα: Εκδόσεις Συμείων, 2009.
- [31] Ξ. Κακάτσιος, Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζης, Αθήνα: Εκδόσεις Συμείων, 2006.
- [32] Y. Zhu, L. Jiang, V. Jin and L. Yu, "Impact of built-in and actual expansion ratio difference of expander on ORC system performance," Institute of Thermal Energy Engineering, School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China, 2014.07.024.
- [33] W. Z.Black and J. G.Hartley, Εφαρμοσμένη Θερμοδυναμική, Εκδόσεις ίων.
- [34] S. Klein, "Engineering Equation Solver," F-Chart Software, Middleton, WI, 2008..
- [35] R. Demler, "The application of the positive displacement reciprocating steam expander to the," SAE Int. Tech. Paper, 1976.
- [36] Y. Glavatskaya, P. Podevin, V. Lemort and O. Shonda, "Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine," energies, Conservatoire National des Arts et Métiers, rue Saint-Martin, Paris 75003, France, 2012.
- [37] E. Winandy, C. S. O. and J. Lebrunb, "Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor," Int. J. Therm. Sci. 41, Department of Mechanical Engineering, University of Concepción, Casilla 160, Concepción, Chile, 2002.
- [38] M. G. and M. L., "Model of a Steam/Organic Vapour Volumetric Reciprocating Expander," Proceedings of ECOS2010, Lausanne, Switzerland, 2010.
- [39] S. Clemente, D. Micheli, M. Reini and R. Tacconi, "Performance analysis and modeling of different volumetric expanders for small-scale Organic Rankine Cycles," Proceedings of the ASME 2011, Trieste, 2011.
- [40] Κ.Ρακόπουλος, Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ, Αθήνα: Φούντας.
- [41] H. M. Hettiarachchi, M. Golubovic, W. Worek and Y. Ikegami, "Optimum design criteria for an organic Rankine cycle using low-temperature geothermal heat sources," Energy, 2007.
- [42] M. Ibarraa, A. R. D.-C. Alarcón-Padillaa and J. Blancoa, "Performance of a 5 kWe Organic Rankine Cycle at part-load operation," Applied Energy, 2014.
- [43] J. M. d. Escalona, D. Sánchez, R. C. and T. Sánchez, "Part-load analysis of gas turbine & ORC combined cycles," Applied Thermal Engineering, 2011.
- [44] <http://airsquared.com/>, "Air Squared".
- [45] www.sabroe.com, "Sabroe," Johnson Controls Denmark ApS.

- [46] <http://www.danfoss.com/BusinessAreas/RefrigerationAndAirConditioning>, "Danfoss".
- [47] <http://www.cantassogutma.com/urunpdf/Scroll-ZB.pdf>, "Emerson Climate Technologies".
- [48] P. Byrne, R. Ghouali and J. Miriel, "Scroll compressor modelling for heat pumps using hydrocarbons as refrigerants," *International Journal of Refrigeration*, 2013.
- [49] "<http://www.aeromech.usyd.edu.au/>," [Online].
- [50] C. Rong and W. Wen, "Discussion on leaking characters in meso-scroll compressor".

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

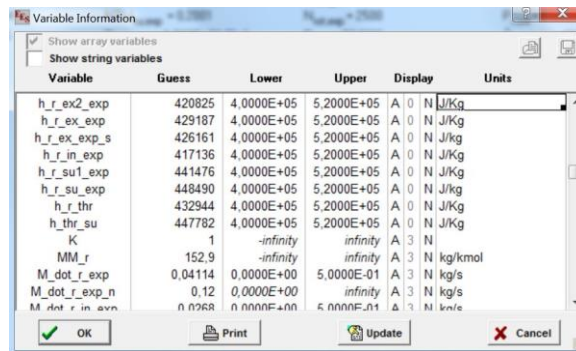
Η μοντελοποίηση των εκτονωτών όπως αναφέρθηκε έγινε στο πρόγραμμα EES (Engineering Equation Solver). Ο λόγος που προτιμήθηκε το συγκεκριμένο προγραμματιστικό περιβάλλον είναι ότι η επίλυση του κώδικα δεν γίνεται σειριακά όπως στις περισσότερες γλώσσες προγραμματισμού (Fortran, Visual C κ.τ.λ.π). Αντίθετα το πρόγραμμα αναγνωρίζει τις μεταβλητές του συστήματος και με διάφορους ενσωματωμένους αλγόριθμους δοκιμάζει τιμές έτσι ώστε το αλγεβρικό σύστημα εξισώσεων να επαληθεύεται. Για αυτό το λόγο, πολύ σημαντικός είναι ο καθορισμός των αρχικών τιμών και των οριακών τιμών που μπορεί να λάβει η μεταβλητή προκειμένου το σύστημα να μην καταλήγει σε λύσεις που δεν έχουν φυσικό νόημα. Το πλεονέκτημα που έχει αυτός ο τρόπος επίλυσης είναι ότι μπορεί να γίνει πολύ εύκολη εναλλαγή μεταβλητών εισόδου και εξόδου. Αν για παράδειγμα αντί της πίεσης εισόδου επιβληθεί στον εκτονωτή η παροχή μάζας αυτό γίνεται πολύ εύκολα, δίνοντας την τιμή της παροχής μάζας και η πίεση εισόδου προκύπτει από την επίλυση του συστήματος, χωρίς να απαιτείται αλλαγή του κώδικα. Το EES έχει ενσωματωμένες τις ιδιότητες των περισσότερων οργανικών μέσω, οι οποίες καλούνται οποτεδήποτε χρειαστεί στον κυρίως κώδικα για την εύρεση των θερμοδυναμικών σημείων. Σημειώνεται ότι η επίλυση του συστήματος μπορεί να γίνει μόνο για αλγεβρικές εξισώσεις. Το ημιεμπειρικό θερμοδυναμικό μοντέλο άλλωστε αποτελείται μόνο από αλγεβρικές εξισώσεις.

Αρχικά πρέπει να οριστεί στο πρόγραμμα οι μονάδες μέτρησης που θα χρησιμοποιηθούν. Αυτό γίνεται από την επιλογή Options → Unit System όπως φαίνεται στο **Σχήμα Π-0-1**. Προκειμένου ένας κώδικας να μπορεί να λειτουργήσει σε διαφορετικό υπολογιστή πρέπει να έχουν οριστεί οι ίδιες μονάδες μέτρησης.



Σχήμα Π-0-1 Επιλογή Μονάδων Μέτρησης στο EES

Όπως αναφέρθηκε πολύ σημαντική διαδικασία πριν το τρέξιμο του κώδικα είναι η επιλογή αρχικών τιμών και ορίων στις μεταβλητές του κώδικα όπως φαίνεται στο **Σχήμα Π-0-2**. Οι αρχικές τιμές πρέπει να είναι κοντά στην περιοχή λύσεων και σίγουρα στην ίδια τάξη μεγέθους. Τα όρια πρέπει να είναι τέτοια ώστε κάποιο μέγεθος να μην ξεφεύγει φυσικής σημασίας και να μην είναι εκτός ορίων των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων. Για παράδειγμα ο κώδικας ενδέχεται να μην τρέξει αν το όριο μια μεταβλητής πίεσης είναι μεγαλύτερο από την κρίσιμη θερμοκρασία του μέσου που έχει επιλεγεί. Αυτό διότι οι ενσωματωμένες θερμοδυναμικές ιδιότητες δεν μπορούν να επιστρέψουν αποτελέσματα για πιέσεις μεγαλύτερης της κρίσιμης.



Σχήμα Π-0-2. Επιλογή αρχικών τιμών και ορίων στις μεταβλητές

Αφού το σύστημα επιλυθεί και επαληθεύονται όλες οι αλγεβρικές εξισώσεις, υπενθυμίζεται ότι χρειάζεται ίσος αριθμός εξισώσεων και μεταβλητών για την επίλυση του συστήματος, το πρόγραμμα εμφανίζει τον τελικό πίνακα με τις τιμές όλων των μεταβλητών, όπως φαίνεται στο Σχήμα Π-0-3

Unit Settings: [J][C][Pa][kg][degrees]					
AU_amb.exp = 6.4	AU_exp = 30.97	AU_exp,n = 34	AU_su.exp = 19.13	AU_su.exp,n = 21	A_leak = 0.0000046
A_thr,su = 0.00002743	CP1_exp = 780.3	CP1_su.exp = 930.6	C_exp = 80.15	C_su.exp = 95.59	C_thr = 131.4
C_thr,bis = 139.2	C_thr,su = 61.44	ΔP1_su.exp = 115025	ΔT_ch,su.exp = 10	d_su = 0.00591	ε_exp = 0.3205
ε_su.exp = 0.1814	ε_s.exp = 0.6986	ε_tot = 5.555	γ_i = 0.9544	h1_exp = 433143	h1_exp2 = 427808 [J/kg]
h1_exp = 436227	h1_exp,s = 429366 [J/kg]	h1_in.exp = 430581	h1_su1.exp = 455424	h1_su.exp = 459546 [J/kg]	h1_thr = 446789
h2,su = 457659	K = 1	MM_s = 152.9 [kg/kmol]	M1_exp = 0.1027	M1_in.exp = 0.12	M1_in.exp = 0.08288
M1_leak.exp = 0.01984	NTU_exp = 0.3864	NTU_su.exp = 0.2001	N_tot.exp = 2500	P1_rot.exp = 584386	P1_exp = 200000
P1_in.exp = 237257	P1_su1.exp = 946975	P1_su.exp = 1.062E+06 [Pa]	P1_thr = 584386	P1_rot = 584386	Q1_wal.exp = -316.1
Q1_wal,su.exp = 626.9	r = 54.36	r_p.exp = 5.31	r_p,in = 3.991	Q_exp,amb = 433.9	Q1_su1.exp = 1719
ε1_su.exp = 1724 [J/kg·K]	t_amb.exp = 20	T_m = 0.47	t1_exp = 75.49	t1_exp = 79.43	t1_sat.exp = 48.01 [C]
t1_sat,su.exp = 114 [C]	t1_su1.exp = 117.4	t1_su.exp = 124 [C]	t1_thr = 100.5	t1_wal.exp = 87.79	T1_thr = 120.1
V_s.exp = 0.001523	V1_thr,su = 0.001685	V1_in.exp = 0.0744	V1_su1.exp = 0.01837	V1_su.exp = 0.01641 [m³/kg]	V1_thr = 0.03047
V_s,cp = 0.000148	V_s,cp,cm3 = 148	V_s.exp = 0.00003654	V_s_exp,cm3 = 36.54	W1_in.exp = 2289	W1_loss.exp = 123
W1_th.exp = 2166	W1_th.exp,s = 3100	W_exp,1 = 24844	W_exp,2 = 2772	W1_in.exp = 27616	W1_in.exp,s = 30181

Calculation time = .2 sec

Σχήμα Π-0-3. Πίνακας Αποτελεσμάτων EES

Μία πολύ χρήσιμη ικανότητα του EES είναι η δημιουργία παραμετρικών πινάκων. Ένας τέτοιος φαίνεται στο Σχήμα Π-0-4. Η χρησιμότητα του παραμετρικού πίνακα έγκειται στο ότι μπορούν να οριστούν οι τιμές που θέλουμε μια μεταβλητή να πάρει π.χ πίεση εισόδου (P_{su}), όπως φαίνεται στην πρώτη στήλη, και με διαδοχικό τρέξιμο του κώδικα που γίνεται αυτόματα, να δούμε πώς μεταβάλλονται οι άλλες μεταβλητές που έχουν οριστεί στον πίνακα όπως ο ισοεντροπικός βαθμός απόδοσης κ.τ.λ.π.

Run	P_{su} [Pa]	r_p	$r_{p,in}$	r_v	η_{is}	η_{vol}
Run 1	1.200E+06	3.99	5.708	5.882	-0.8285	0.8062
Run 2	1.282E+06	4.262	5.653	5.882	-0.4721	0.8692
Run 3	1.365E+06	4.534	5.601	5.882	-0.2164	0.9264
Run 4	1.447E+06	4.806	5.55	5.882	-0.02803	0.9783
Run 5	1.529E+06	5.078	5.501	5.882	0.1138	1.025
Run 6	1.612E+06	5.349	5.453	5.882	0.2225	1.068
Run 7	1.694E+06	5.62	5.406	5.882	0.3071	1.107
Run 8	1.776E+06	5.892	5.36	5.882	0.3738	1.143
Run 9	1.859E+06	6.163	5.315	5.882	0.427	1.175
Run 10	1.941E+06	6.434	5.27	5.882	0.4698	1.205

Σχήμα Π-0-4. Παραμετρικός Πίνακας EES

Κώδικας Εμβολοφόρου Εκτονωτή

Παρακάτω επισυνάπτεται ο κώδικας που αναπτύχθηκε για τον εμβολοφόρο εκτονωτή. Ο κώδικας για τον σπειροειδή δεν αναγράφεται για λόγους συνοπτικότητας καθώς μοιάζει και αρκετά με τον κώδικα για τον εμβολοφόρο.

"Inputs"

P_su=2000000

T_su=T_sat+8

N_exp=2000

P_ex=200000

fluid\$='r123'

T_amb=25

"Parameters"

d_su=0,012

Au_su=20

AU_exn=35

M_dot_n=0,12

fa=0,10

V_s=100/1000000

C=0,04

a_leak=0,1086/1000000

fp=0,05

T_loss=0,47

AU_amb=2,5

"Supply Fluid Conditions"

T_sat=T_sat(r123;P=P_su)

h_su=enthalpy(fluid\$;P=P_su;T=T_su)

s_su=entropy(fluid\$;P=P_su;T=T_su)

v_su=volume(fluid\$;P=P_su;T=T_su)

"Supply Pressure Drop :Incompressible Fluid Hypothesis"

h_su=h_su1+C_su1^2/2

Dp_su=C_su1^2/(2*v_su)

$$P_{su1}=P_{su}-Dp_{su}$$

$$M_{dot}=V_{dot_{su1}}/v_{su}$$

$$V_{dot_{su1}}=A_{su}*C_{su1}$$

$$A_{su}=\pi*d_{su}^2/4$$

"Supply Cooling Down"

$$T_{su1}=\text{temperature}(\text{fluid}\$,P=P_{su1};H=h_{su1})$$

$$S_{su1}=\text{entropy}(\text{fluid}\$,P=P_{su1};H=h_{su1})$$

$$v_{su1}=\text{volume}(\text{fluid}\$,P=P_{su1};H=h_{su1})$$

$$cp_{su}=\text{cp}(\text{fluid}\$,P=P_{su1};H=h_{su1})$$

$$Q_{su}=M_{dot}*cp_{su}*(T_{su2}-T_{su1})$$

$$Q_{su}=e_{su}*M_{dot}*cp_{su}*(T_{wall}-T_{su1})$$

$$e_{su}=1-\exp(-AU_{su}/(M_{dot}*cp_{su}))$$

$$AU_{su}=AU_{sun}*(M_{dot}/M_{dot_n})^{0,8}$$

$$P_{su2}=P_{su1}$$

$$h_{su2}=\text{enthalpy}(\text{fluid}\$,P=P_{su2};T=T_{su2})$$

$$v_{su2}=\text{volume}(\text{fluid}\$,P=P_{su2};T=T_{su2})$$

$$s_{su2}=\text{entropy}(\text{fluid}\$,P=P_{su2};T=T_{su2})$$

"Piston Work"

$$W_{admin}=P_{su2}*V_s*(fa-C)*N_{exp}/60$$

$$W_{exp}=(h_{su2}-P_{su2}*v_{su2}-h_{ad}+P_{ad}*v_{ad})*M_{dot_{in}}$$

$$W_{dis}=-P_{ex}*V_s*(1-fp)*N_{exp}/60$$

$$W_{tot}=W_{admin}+W_{exp}+W_{dis}-W_{dot_{com}}$$

$$W_{loss}=1,135*(N_{exp}/60)^{1,44}$$

$$W_{loss}=0,4*W_{tot}+200*(N_{exp}/600)^2$$

$$W_{dot_{sh}}=W_{tot}-W_{loss}$$

"Isentropic Expansion"

$$v_{ad}=v_{su2}/fa$$

$$P_{ad}=\text{pressure}(\text{fluid}\$,v=v_{ad};S=s_{su2})$$

$$h_{ad}=\text{enthalpy}(\text{fluid}\$,v=v_{ad};S=s_{su2})$$

"Mass Flow"

$$M_{dot_{in}}=N_{exp}/60*(fa*V_s/v_{su2}-c*V_s/v_6)$$

$$M_{dot}=M_{dot_{in}}+M_{dot_{leak}}$$

"Recompression of trapped mass "

$$w_{com}=h_6-P_6*v_6-h_5+P_5*v_5$$

$$h_5=h_{ex}$$

$$P_5=P_{ex}$$

$$v_5=\text{volume}(\text{fluid};h=h_5;P=P_5)$$

$$v_6=v_5*c/fp$$

$$h_6=\text{enthalpy}(\text{fluid};v=v_6;s=s_5)$$

$$s_5=\text{entropy}(\text{fluid};h=h_5;P=P_5)$$

$$P_6=\text{pressure}(\text{fluid};v=v_6;s=s_5)$$

$$m_0=V_s*c/v_6*N_{exp}/60$$

$$W_{dot_com}=w_{com}*m_0$$

"Piston Exit"

$$W_{admin}+W_{exp}+W_{dis}=M_{dot_in}*(h_{su2}-h_{ex})$$

"Leakages"

$$P_{su2}*v_{su2}^{\gamma}=P_{thr}*v_{thr}^{\gamma}$$

$$P_{crit}=P_{su2}*(2/(\gamma+1))^{\gamma/(\gamma-1)}$$

$$P_{thr}=P_{crit}$$

$$h_{su2}=h_{thr}+c_{thr}^2/2$$

$$h_{thr}=\text{enthalpy}(\text{fluid};p=P_{thr};s=s_{su2})$$

$$v_{thr}=\text{volume}(\text{fluid};p=P_{thr};h=h_{thr})$$

$$M_{dot_leak}=A_{leak}*C_{thr}/v_{thr}$$

"Adiabatic Mixing With Leakages"

$$M_{dot_leak}*h_{su1}+M_{dot_in}*h_{ex}=M_{dot}*h_{ex1}$$

$$h_{ex1}=\text{enthalpy}(\text{fluid};P=P_{ex};T=T_{ex1})$$

"Exhaust Heating Up"

$$T_{ex}=\text{temperature}(\text{fluid};P=P_{ex};H=h_{ex})$$

$$S_{ex}=\text{entropy}(\text{fluid};P=P_{ex};H=h_{ex})$$

$$v_{ex}=\text{volume}(\text{fluid};P=P_{ex};H=h_{ex})$$


```

cp_ex=cp(fluid$;P=P_ex;H=h_ex1)
Q_ex=M_dot*cp_ex*(T_ex2-T_ex1)
Q_ex=e_ex*M_dot*cp_ex*(T_wall-T_ex1)
e_ex=1-exp(-AU_ex/(M_dot*cp_ex))
AU_ex=AU_exn*(M_dot/M_dot_n)^0,8
P_ex2=P_ex
h_ex2=enthalpy(fluid$;P=P_ex2;T=T_ex2)
v_ex2=volume(fluid$;P=P_ex2;T=T_ex2)
s_ex2=entropy(fluid$;P=P_ex2;T=T_ex2)

```

"Heat Balance"

```

Q_dot_amb=AU_amb*(T_wall-T_amb)
0=W_loss-Q_ex-Q_su-Q_dot_amb

```

"Efficiencies"

```

h_ex1_is=enthalpy(fluid$;P=P_ex;S=s_su)
n_is=W_dot_sh/(M_dot*(h_su-h_ex1_is))
n_vol=M_dot*v_su/( N_exp/60*(V_s*fa-c*V_s))
n_m=W_dot_sh/W_tot
r_p_in=P_su2/P_ad
r_p=P_su2/P_ex
r_v=1/fa

```