



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ
ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
UNIVERSITY OF WEST ATTICA

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΜΗΝΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*«Θερμοδυναμική μοντελοποίηση κλειστού κύκλου Brayton
επανασυμπίεσης με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα»*

του Φοιτητή

Κοσμέτου Ευάγγελου

Επιβλέπων καθηγητής:

Γκούντας Απόστολος, Δρ. Μηχανολόγος Μηχανικός

Αθήνα, Οκτώβριος 2023



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ
ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ
UNIVERSITY OF WEST ATTICA

SCHOOL OF ENGINEERING

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING

DIPLOMA THESIS

*«Thermodynamic modelling of closed cycle Brayton
recompression with supercritical carbon dioxide »*

of Student

Kosmetos Evangelos

Supervisor professor:

Gkountas Apostolos, Dr. Mechanical Engineer

Athens, October 2023

ΜΕΛΗ ΤΡΙΜΕΛΟΥΣ ΕΞΕΤΑΣΤΙΚΗΣ ΕΠΙΤΡΟΠΗΣ

Η διπλωματική εργασία εξετάστηκε επιτυχώς από την κάτωθι τριμελή εξεταστική Επιτροπή:

A/A	ΟΝΟΜΑΤΕΠΩΝΥΜΟ	ΒΑΘΜΙΔΑ/ΙΔΙΟΤΗΤΑ	ΨΗΦΙΑΚΗ ΥΠΟΓΡΑΦΗ
ΠΡΩΤΟΣ ΕΞΕΤΑΣΤΗΣ	ΔΡ. ΑΠΟΣΤΟΛΟΣ ΓΚΟΥΝΤΑΣ	ΔΙΔΑΣΚΟΝΤΑΣ ΕΣΠΑ	
ΔΕΥΤΕΡΟΣ ΕΞΕΤΑΣΤΗΣ	ΔΡ. ΙΩΑΝΝΗΣ ΣΑΡΡΗΣ	ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ	
ΤΡΙΤΟΣ ΕΞΕΤΑΣΤΗΣ	ΔΡ. ΕΥΑΓΓΕΛΟΣ ΚΑΡΒΕΛΑΣ	ΜΕΤΑΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΟΣ ΕΡΕΥΝΗΤΗΣ	

ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Κοσμέτος Ευάγγελος του Τριαντάφυλλου, με αριθμό μητρώου 46146428 φοιτητής του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της διπλωματικής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος. Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου».

Ο Δηλών



Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή κ. Απόστολο Γκούντα για την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με ένα τόσο ενδιαφέρον θέμα αλλά και τον χρόνο που διέθεσε προκειμένου να βγει ένα καλό αποτέλεσμα.

Ακόμη θα ήθελα , από καρδιάς, να ευχαριστήσω την οικογένεια μου για την υποστήριξη και την εμπιστοσύνη που μου παρείχαν, με κάθε δυνατό τρόπο όλα αυτά τα χρόνια.

Τέλος, αφιερώνω την διπλωματική μου εργασία στην μνήμη του αδικοχαμένου καλού μου φίλου Ελίζ Γκέλι, του οποίου η βοήθεια και η καθοδήγηση του για να γίνομαι συνεχώς καλύτερος ήταν τεραστία από την πρώτη κιόλας μέρα της γνωριμίας μας.

Περίληψη

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματεύεται την μελέτη ενός προηγμένου συστήματος παραγωγής ισχύος το οποίο τα τελευταία χρόνια, συνεχώς αναπτύσσεται προσφέροντας πολλές δυνατότητες. Ένας τέτοιος κύκλος είναι ο κλειστός κύκλος Brayton στον οποίο χρησιμοποιείται ως εργαζόμενο μέσο το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα επιδιώκοντας υψηλές αποδόσεις και δίνοντας έμφαση στην αποδοτικότερη διάταξη του, την επανασυμπίεση.

Αφού ,πρώτα, μελετήθηκε το απαραίτητο θεωρητικό υπόβαθρο που απαιτείται για τον κύκλο ισχύος s-CO₂ εξετάστηκε η διάταξη της επανασυμπίεσης για να γίνουν σαφές τα μέρη από τα οποία απαρτίζεται, η κατανόηση λειτουργίας των διεργασιών του, αλλά και τα μοναδικά χαρακτηριστικά που διαθέτει, καθώς θεωρείται ως η πιο εξελίσσιμη και υποσχόμενη διαμόρφωση του κύκλου ισχύος s-CO₂. Έτσι, σχεδιάστηκε ο κύκλος επανασυμπίεσης στο ελεύθερο σε πρόσβαση πρόγραμμα προσομοίωσης COCO πραγματοποιώντας θερμοδυναμική μοντελοποίηση μέσω του Microsoft Excel με σκοπό την πραγμάτωση μελέτης που έγινε για εφαρμογές ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας που αφορούσαν το εύρος θεοκρασιών (31,85 – 555 °C) με σκοπό την εύρεση σημαντικών θερμοδυναμικών μεγεθών και παραμέτρων του κύκλου ισχύος, αξιόπωντας το δωρεάν πρόγραμμα REFPROP για την παροχή βασικών θερμοδυναμικών ιδιοτήτων και μεταφοράς του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα. Τα εξαγόμενα αποτελέσματα συγκρίθηκαν με μελέτες ερευνητικών ινστιτούτων που είχαν πραγματοποιηθεί για τον κύκλο επανασυμπίεσης, με στόχο την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων και την εκτίμηση της απόδοσης του συστήματος.

Μετέπειτα, παρουσιάστηκαν διάφορα διαγράμματα τα οποία προέκυψαν από την παραμετρική μελέτη που επιχειρήθηκε για δύο βασικούς παραμέτρους του κύκλου επανασυμπίεσης, τον λόγο πίεσης και τον λόγο μάζας επανασυμπίεσης. Με την βοήθεια των διαγραμμάτων, γίνεται αντιληπτό πως επιδρούν τα θερμικά φορτία των εξαρτημάτων του κύκλου συναρτήσει του λόγου πίεσης και του λόγου μάζας επανασυμπίεσης, και τελικά η θερμική απόδοση του συστήματος, εφόσον φυσικά αναλυθούν λεπτομερώς. Εν κατακλείδι, συγκρίθηκαν τα αποτελέσματα των δύο ξεχωριστών παραμετρικών μελετών και ελήφθη ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης.

Λέξεις- κλειδιά: υπερκρίσιμα CO₂, REFPROP, επανασυμπίεση, παραμετρική μελέτη

Abstract

The present diploma thesis deals with the study of an advanced power generation system which in recent years, has been continuously developed offering many possibilities. One such cycle is the Brayton closed cycle in which supercritical carbon dioxide is used as a working fluid seeking high efficiencies and emphasizing its most efficient configuration, recompression.

Having first studied the necessary theoretical background required for the s-CO₂ power cycle, the recompression configuration was examined to clarify the parts it consists of, to understand its process operation and its unique characteristics, as it is considered the most scalable and promising s-CO₂ power cycle configuration. Thus, the recompression cycle was designed in the free-to-access COCO simulation program by performing thermodynamic modelling through Microsoft Excel to implement a study conducted for waste heat recovery applications involving the range of temperatures (31,85 – 555 °C) in order to find key thermodynamic quantities and power cycle parameters, by leveraging the free REFPROP program to provide basic thermodynamic properties and transport of supercritical carbon dioxide. The extracted results were compared with studies carried out by research institutes for the recompression cycle, in order to evaluate the results and assess the performance of the system.

Subsequently, several diagrams were presented which resulted from the parametric study attempted for two key parameters of the recompression cycle, the pressure ratio and the recompression mass ratio. With the help of the diagrams, it can be seen how the thermal loads of the cycle components affect the pressure ratio and the recompression mass ratio, and ultimately the thermal efficiency of the system, if of course analyzed in detail. In conclusion, the results of the two separate parametric studies were compared and the optimum efficiency was obtained.

Keywords: supercritical CO₂, REFPROP, recompression, parametric study

Περιεχόμενα

Λίστα σχημάτων	11
Λίστα πινάκων	13
Λίστα συμβόλων.....	14
1 Εισαγωγή	17
1.1 Εισαγωγικά στοιχεία για CO ₂	17
1.2 Κίνητρο διπλωματικής εργασίας και στόχος	31
1.3 Δομή εργασίας	31
2 Ο κύκλος υπερκρίσιμου CO ₂	32
2.1 Ανοιχτός και κλειστός κύκλος Brayton	33
2.2 Το διοξείδιο του άνθρακα ως ρευστό για κύκλους ισχύος	36
2.2.1 Κρίσιμο σημείο και ιδιότητες του διοξειδίου του άνθρακα.....	36
2.2.2 Πλεονεκτήματα και αρχιτεκτονικές διατάξεις του κλειστού κύκλου Brayton με s-CO ₂	39
2.2.3 Εφαρμογές με s-CO ₂ ως ρευστό.....	46
2.2.4 Εμπορικοί και αναδυόμενοι κύκλοι ισχύος s-CO ₂	52
2.3 Ο κύκλος επανασυμπίεσης.....	63
2.4 Συνιστώσες κύκλου επανασυμπίεσης	64
3 Μοντελοποίηση κύκλου	73
3.1 Διαδικασία μοντελοποίησης κύκλου	73
3.2 Παρουσίαση προγράμματος - COCO	75
3.2.1 Επιμέρους στοιχεία του λογισμικού COCO	77
3.3 Δεδομένα εισαγωγής και παραδοχές μοντελοποίησης	78
3.4 Υπολογιστικό μέρος και εξισώσεις.....	79
3.4.1 Μελέτη κύκλου	80
3.4.2 Παραμετρική μελέτη.....	84
4 Παρουσίαση και σχολιασμός αποτελεσμάτων	86
4.1 Αποτελέσματα μελέτης κύκλου	87
4.1.1 Σύγκριση με εμπειρικές μελέτες κύκλου	89
4.2 Αποτελέσματα παραμετρικής μελέτης.....	90
4.2.1 Παραμετρική μελέτη λόγου μάζας επανασυμπίεσης.....	93
4.2.2 Παραμετρική μελέτη λόγου πίεσης	97
5 Συμπεράσματα και προοπτικές.....	102

5.1	Συμπεράσματα	102
5.2	Προοπτικές.....	104
6	Βιβλιογραφία.....	105

Λίστα σχημάτων

Σχήμα 1.1: Παλιός μονοκύλινδρος συμπιεστής διοξειδίου του άνθρακα	18
Σχήμα 1.2: Σύγκριση διοξειδίου του άνθρακα σε σχέση με άλλα φυσικά και συνθετικά ψυκτικά μέσα	19
Σχήμα 1.3: Διάγραμμα πίεσης - ενθαλπίας διοξειδίου του άνθρακα	20
Σχήμα 1.4: Διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας βασικού υποκρίσιμου και διακρίσιμου κύκλου	21
Σχήμα 1.5: Διάγραμμα βασικού διακρίσιμου κύκλου CO ₂ με το διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του	23
Σχήμα 1.6: Διάγραμμα απλού συστήματος μονού σταδίου διακρίσιμου κύκλου CO ₂ με το διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του	23
Σχήμα 1.7: Διάγραμμα απλού συστήματος ενίσχυσης διακρίσιμου κύκλου CO ₂ με το διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του	23
Σχήμα 1.8: Διάγραμμα τυπικού διακρίσιμου κύκλου cascade διοξειδίου του άνθρακα και αμμωνίας με τα διαγράμματα πίεσης – ενθαλπίας τους	24
Σχήμα 1.9: Διάγραμμα τυπικού διακρίσιμου κύκλου έμμεσης ψύξης διοξειδίου του άνθρακα	24
Σχήμα 1.10: Σταθμός ηλεκτροπαραγωγής NZT με καύση φυσικού αερίου και σύστημα CCS στο Ηνωμένο Βασίλειο	27
Σχήμα 1.11: Σκαρίφημα συνδυασμένου συστήματος αντλίας θερμότητας θέρμανσης χώρου και νερού	28
Σχήμα 1.12: Αντλίες θερμότητας διοξειδίου του άνθρακα της εταιρείας EcoCute	29
Σχήμα 1.13: Εργαστήριο δοκιμής συστημάτων αντλιών θερμότητας CO ₂	29
Σχήμα 1.14: Απλοί κύκλοι Brayton και Rankine	30
Σχήμα 2.1: Διαγράμματα πίεσης-όγκου ανοιχτού και κλειστού κύκλου Brayton	35
Σχήμα 2.2: Ανοιχτός και κλειστός κύκλος Brayton με τα εξαρτήματα τους και τα διαγράμματα θερμοκρασίας-εντροπίας των ιδανικών κύκλων	35
Σχήμα 2.3: Διάγραμμα αλλαγής φάσης διοξειδίου του άνθρακα.....	36
Σχήμα 2.4: Μεταβολή του συντελεστή συμπίεστικότητας του διοξειδίου του άνθρακα κοντά στο κρίσιμο σημείο	37
Σχήμα 2.5: Σχέση ειδικής θερμοχωρητικότητας με τη θερμοκρασία καθώς η πίεση αυξάνεται από το κρίσιμο σημείο	38
Σχήμα 2.6: Σχέση πυκνότητας με τη θερμοκρασία καθώς η πίεση αυξάνεται από το κρίσιμο σημείο	38
Σχήμα 2.7: Σχέση ταχύτητας του ήχου με τη θερμοκρασία καθώς η πίεση αυξάνεται από το κρίσιμο σημείο	39
Σχήμα 2.8: Θερμική απόδοση διαφόρων κύκλων παραγωγής ισχύος για ένα εύρος θερμοκρασιών πηγής θερμότητας	40
Σχήμα 2.9: Κατανομή αποδιδόμενης ισχύος διαφόρων κύκλων παραγωγής ισχύος	40

Σχήμα 2.10: Σύγκριση στροβίλου υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα σχετικά με στρόβιλο Ηλίου και στρόβιλο ατμού	42
Σχήμα 2.11: Απλός κλειστός κύκλος Brayton s-CO ₂ με το αντίστοιχο διάγραμμα T - s	43
Σχήμα 2.12: Αρχιτεκτονικές διατάξεις κύκλου s-CO ₂ μονής ροής (single flow).....	44
Σχήμα 2.13: Αρχιτεκτονικές διατάξεις κύκλου s-CO ₂ διαχωρισμένης ροής (split flow).....	45
Σχήμα 2.14: Διάταξη επανασύμπισης s-CO ₂ κλειστού κύκλου Brayton για εφαρμογές ψύξης πυρηνικού αντιδραστήρα.....	47
Σχήμα 2.15: Έμμεση διάταξη CSP σε συνδυασμό με κλειστό κύκλο Brayton s-CO ₂	48
Σχήμα 2.16: Σχηματική απεικόνιση εγκατάστασης ηλεκτροπαραγωγής με καύση άνθρακα σε συνδυασμό με κύκλο Brayton s-CO ₂	49
Σχήμα 2.17: Εφαρμογή του κύκλου ισχύος s-CO ₂ σε διάφορες πηγές θερμότητας.....	50
Σχήμα 2.18: Σχηματική αναπαράσταση ενός απλού άμεσου κύκλου ισχύος s-CO ₂	52
Σχήμα 2.19: Διάγραμμα ροής και δοκιμαστική εγκατάσταση EPS100	54
Σχήμα 2.20: Βρόχος δοκιμής κύκλου επανασυμπισης s-CO ₂ που πραγματοποιήθηκε στο SNL.....	55
Σχήμα 2.21: Η διάταξη των εξαρτημάτων και η φυσική διαμόρφωση IST του κύκλου Brayton s-CO ₂	56
Σχήμα 2.22: Έμμεσα θερμαινόμενο σύστημα παραγωγής υψηλής θερμοκρασίας s-CO ₂ STEP	57
Σχήμα 2.23: Πειραματική διάταξη κύκλου ισχύος s-CO ₂ στο KIER.....	58
Σχήμα 2.24:Απλουστευμένη διάταξη Allam cycle σε συνδυασμό με σύστημα αεριοποίησης άνθρακα	61
Σχήμα 2.25: Δοκιμαστική εγκατάσταση Allam cycle 50 MWth της NET Power	62
Σχήμα 2.26: Ολοκληρωμένη κατανομή πειραματικών εγκαταστάσεων s-CO ₂	62
Σχήμα 2.27: Διάταξη επανασυμπισης κύκλου Brayton s-CO ₂	63
Σχήμα 2.28: Διάγραμμα θερμοκρασίας - εντροπίας και LogP - εντροπίας για τη διάταξη επανασυμπισης κύκλου Brayton s-CO ₂	64
Σχήμα 2.29: Επιλογές στροβιλομηχανών και τεχνολογιών για κύκλους Brayton s-CO ₂	67
Σχήμα 2.30: Κατασκευασμένες στροβιλομηχανές μικρών διαστάσεων από το εργαστήριο της Sandia.....	68
Σχήμα 2.31:Εναλλάκτης θερμότητας "τυπωμένου" κυκλώματος PCHE.....	69
Σχήμα 2.32: Εμφάνιση "pinch point problem" στους εναλλάκτες θερμότητας	71
Σχήμα 2.33: Εναλλάκτες θερμότητας PCHE και "microtube" θερμαντήρας CO ₂	72
Σχήμα 2.34: Εναλλάκτης θερμότητας PCHE χαμηλής θερμοκρασίας s-CO ₂ , LTR (αριστερά) και εναλλάκτης θερμότητας PCHE υψηλής θερμοκρασίας s-CO ₂ , HTR (δεξιά)	72
Σχήμα 3.1: Παρουσίαση μεθοδολογικών βημάτων για την μοντελοποίηση του κύκλου επανασυμπισης s-CO ₂	74
Σχήμα 3.2:Παραδείγματα προσομοίωσης με το πρόγραμμα COCO	76
Σχήμα 3.3:Σχηματική αναπαράσταση κλειστού κύκλου Brayton επανασυμπισης με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα	77

Σχήμα 4.1: Διαμορφωμένα διαγράμματα θερμοκρασίας-εντροπίας και ενθαλπίας-πίεσης από <i>REFPROP</i>	87
Σχήμα 4.2: Διαγράμματα ισχύος στροβιλομηχανών συναρτήσει του λόγου πίεσης για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης.....	94
Σχήμα 4.3: Διάγραμμα θερμικής ισχύος εναλλακτών θερμότητας HTR και LTR συναρτήσει του λόγου πίεσης για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης.....	95
Σχήμα 4.4: Διάγραμμα αποτελεσματικότητας HTR συναρτήσει της πίεσης εξόδου συμπίεστη για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης	96
Σχήμα 4.5: Διάγραμμα θερμικού βαθμού απόδοσης κύκλου συναρτήσει του λόγου πίεσης για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης.....	96
Σχήμα 4.6: Διαγράμματα ισχύος στροβιλομηχανών συναρτήσει του λόγου μάζας επανασυμπίεσης για διαφορετικούς λόγους πίεσης.....	99
Σχήμα 4.7: Διαγράμματα θερμικής ισχύος ψύκτη συναρτήσει του λόγου μάζας επανασυμπίεσης για διαφορετικούς λόγους πίεσης.....	100
Σχήμα 4.8: Διάγραμμα θερμικής ισχύος εναλλακτών θερμότητας HTR και LTR συναρτήσει του λόγου μάζας επανασυμπίεσης για διαφορετικούς λόγους πίεσης.....	101
Σχήμα 4.9: Διάγραμμα αποτελεσματικότητας HTR συναρτήσει του λόγου μάζας επανασυμπίεσης για διαφορετικούς λόγους πίεσης.....	101
Σχήμα 4.10: Διάγραμμα θερμικού βαθμού απόδοσης κύκλου συναρτήσει του λόγου πίεσης για διαφορετικούς λόγους πίεσης.....	102

Λίστα πινάκων

Πίνακας 2.1: Εφαρμογές για κύκλους ισχύος s-CO ₂	50
Πίνακας 2.2: Παράδειγμα σχεδιασμού στροβιλομηχανών κατά Vaclav Dostal	68
Πίνακας 2.3: Χαρακτηριστικά σχεδιασμού PCHE από την HEATRIC	70
Πίνακας 3.1: Παράμετροι εισαγωγής για μοντελοποίηση του κύκλου επανασυμπίεσης s-CO ₂	79
Πίνακας 4.1: Θερμοδυναμικά μεγέθη του κύκλου επανασυμπίεσης s-CO ₂ από <i>REFPROP</i> για τον σχεδιασμό (T-s) και (P-h).....	87
Πίνακας 4.2: Βασικά υπολογιστικά θερμοδυναμικά μεγέθη του κύκλου επανασυμπίεσης s-CO ₂	88
Πίνακας 4.3: Ενεργειακά μεγέθη του κύκλου επανασυμπίεσης s-CO ₂	89
Πίνακας 4.4: Εμπειρικές μελέτες κύκλου επανασυμπίεσης s-CO ₂	89
Πίνακας 4.5: Καταγραφή ενθαλιών και εντροπιών για διάφορες μέγιστες πιέσεις.....	90
Πίνακας 4.6: Εύρεση ενθαλιών h ₂ , h ₄ και h ₈ για διάφορες μέγιστες πιέσεις.....	91
Πίνακας 4.7: Υπολογισμός σημαντικών διαφορών ενθαλιών για διάφορες μέγιστες πιέσεις και για κάθε r ₉₁	

Πίνακας 4.8: Υπολογισμός σημαντικών διαφορών ενθαλπιών για διαφόρους λόγους μάζας επανασυμπίεσης και για κάθε gr	91
Πίνακας 4.9: Ζητούμενες ενθαλπίες για τον υπολογισμό της αποτελεσματικότητας του HTR για διάφορες μέγιστες πιέσεις και για κάθε r	92
Πίνακας 4.10: Ζητούμενες ενθαλπίες για τον υπολογισμό της αποτελεσματικότητας του HTR για διαφόρους λόγους μάζας επανασυμπίεσης και για κάθε gr	92
Πίνακας 4.11: Δεδομένα εισαγωγής για την παραμετρική μελέτη	92
Πίνακας 4.12: Θερμοδυναμικοί παράμετροι και μεγέθη για διαφορετικές μέγιστες πιέσεις και $r=0,2$	93
Πίνακας 4.13: Θερμοδυναμικοί παράμετροι και μεγέθη για διαφορετικές μέγιστες πιέσεις και $r=0,3$	93
Πίνακας 4.14: Θερμοδυναμικοί παράμετροι και μεγέθη για διαφορετικές μέγιστες πιέσεις και $r=0,4$	93
Πίνακας 4.15: Θερμοδυναμικοί παράμετροι και μεγέθη για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης και $gr=1,79$	97
Πίνακας 4.16: Θερμοδυναμικοί παράμετροι και μεγέθη για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης και $gr=2,05$	97
Πίνακας 4.17: Θερμοδυναμικοί παράμετροι και μεγέθη για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης και $gr=2,31$	98

Λίστα συμβόλων

Σύμβολο	Επεξήγηση	Μονάδες
s-CO ₂	Supercritical carbon of dioxide, Υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα	–
t-CO ₂	Transcritical carbon of dioxide, Διακρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα	–
T	Temperature, Θερμοκρασία	K, °C
p	Pressure, Πίεση	MPa / bar
TIT	Temperature inlet turbine, Θερμοκρασία εισόδου στροβίλους	K, °C
PCHE	Printed Circuit Heat Exchanger, Εναλλάκτης θερμότητας τυπωμένου κυκλώματος	–
TAC	Turbine – Alternator – Compressor, Στρόβιλος – Ηλεκτρική γεννήτρια - Συμπιεστής	–
η	Efficiency, Βαθμός απόδοσης	–
W	Mechanical work, Μηχανικό έργο	Joule
\dot{W}	Work production rate, Ρυθμός παραγωγής έργου	kW
Q	Amount of heat energy, Ποσότητα θερμικής ενέργειας	Joule
\dot{Q}	Heat transfer rate, Ρυθμός μεταφοράς θερμότητας	kW
Z	Compressibility factor, Συντελεστής συμπιεστότητας	–

Σύμβολο	Επεξήγηση	Μονάδες
P	Electric power, Ηλεκτρική ισχύς	kW
r	Mass ratio passing through the recompressor, λόγος μάζας επανασυμπίεσης	—
1 - r	Mass ratio passing through the pre-cooler, λόγος μάζας διερχόμενος από τον ψύκτη	—
r_p	Pressure ratio, λόγος πίεσης	—
ε	Effectiveness of heat exchanger, Αποτελεσματικότητα εναλλακτών θερμότητας	—
γ	Ratio of specific heat capacities, Λόγος ειδικών θερμοχωρητικότητων	—
Δh	Enthalpy difference, Διαφορά ενθαλπών	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
M	Molecular weight, Μοριακό βάρος	$\frac{\text{kg}}{\text{mol}}$
R	Ideal gas constant, Ιδανική σταθερά των αερίων	$8,314 \frac{\text{J}}{\text{K}\cdot\text{mol}}$
ρ	Density, Πυκνότητα	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
h	Enthalpy, Ενθαλπία	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
s	Entropy, Εντροπία	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
c_p	Specific heat capacity under constant pressure, Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$
Δείκτες		
pc	Pre-cooler, Ψύκτης	—
HTR	High temperature recuperator, Ανακτητής υψηλής θερμοκρασίας	—
LTR	Low temperature recuperator, Ανακτητής χαμηλής θερμοκρασίας	—
c	Main compressor, Κύριος συμπιεστής	—
rc	Recompressor, Επανασυμπιεστής	—
t	Turbine, Στρόβιλος	—
WHRU	Waste heat recovery unit, Μονάδα ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας	—
in	Inlet, Είσοδος	—
out	Outlet, Έξοδος	—
split	Split flow through the pre-cooler, Διαχωρισμένη ροή μέσω του ψύκτη	—
r	Split flow through the recompressor, Διαχωρισμένη ροή μέσω του επανασυμπιεστή	—
is	Isentropic, Ισεντροπικό	—
th	Thermal, Θερμικό	—
Car	Carnot	—
Net	Net output, Καθαρή	—
Hot	Hot stream, Θερμό ρεύμα	—

Δείκτες

cold	Cold stream, Ψυχρό ρεύμα	—
min	Minimum, Ελάχιστο	—
max	Maximum, Μέγιστο	—
G	Electric generator, Ηλεκτρική γεννήτρια	—
m	Mechanical, μηχανικό	—

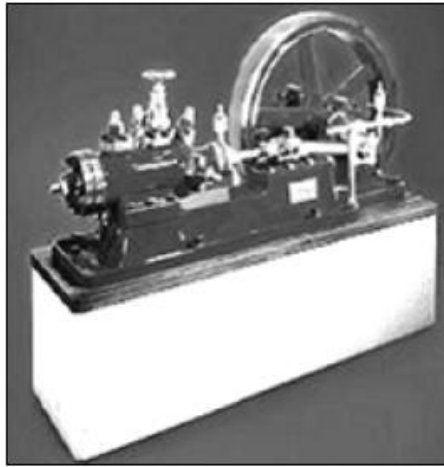
1 Εισαγωγή

1.1 Εισαγωγικά στοιχεία για CO₂

Ήδη από τη δεκαετία του 1800, χρησιμοποιούνταν αρκετά ψυκτικά μέσα, κυρίως φυσικά, στη μηχανική και βιομηχανική ψύξη, όπου ορισμένα ή έχουν εξαφανιστεί εντελώς ή χρίζουν επανεξέτασης ή χρησιμοποιούνται ακόμα και σήμερα. Κρίνονταν κατάλληλα ή μη λόγω δυο παραμέτρων, της τοξικότητας (toxicity) και της αναφλεξιμότητας τους (flammability), λόγω χάρη το 1866 το ανθρακικό οξύ (Carbonic Acid – H₂CO₃) θεωρήθηκε μη τοξικό και μη εύφλεκτο (Κατάταξη Ασφαλείας - A1), ενώ αντίθετα το 1873 η αμμωνία (Ammonia - NH₃) θεωρήθηκε τοξικό ψυκτικό μέσο και μέτρια εύφλεκτο (Κατάταξη Ασφαλείας - B2). Ιστορικά, το πρώτο σύστημα ψύξης συμπίεσης ατμών κατασκευάστηκε το 1834 χρησιμοποιώντας αιθυλαιθέρα (Ethyl Ether – C₂H₆O) ως ψυκτικό μέσο. Το 1850, όμως, ο Αμερικανός Alexander Catlin Twining ανέφερε το διοξείδιο του άνθρακα (Carbon dioxide - CO₂) ως ένα φυσικό ψυκτικό μέσο στα πλαίσια της παραλαβής του βρετανικού του διπλώματος ευρεσιτεχνίας, μέσα από το οποίο γίνεται αντιληπτό ότι το διοξείδιο του άνθρακα ικανοποιεί και τις δύο προαναφερόμενες παραμέτρους, όπως θα αναφερθεί και μεταγενέστερα. Ωστόσο, παλιά βιβλία φυσικής αναφέρουν ότι το διοξείδιο του άνθρακα χρησιμοποιήθηκε για πρώτη φορά το 1835 από τον Γάλλο φυσικό Adrien-Jean-Pierre Thilorier ως ψυκτικό μέσο για την στερεοποίηση του υδράργυρου (dry ice).[1] Έπειτα, το 1866-1867 ο Αμερικανός Thaddeus Sobieski Constantine Lowe κατασκεύασε το πρώτο σύστημα ψύξης με διοξείδιο του άνθρακα για τη παραγωγή πάγου και περιέγραψε τις δυνατότητες του αφότου το χρησιμοποίησε σε "military balloons".[1],[2] Δημιούργησε, εξίσου, και μηχανήμα για τη θαλάσσια μεταφορά κατεψυγμένου κρέατος.[3]

Στα τέλη του 19^{ου} αιώνα, ο αιθυλαιθέρας, το χλωριούχο μεθύλιο και ορισμένα φυσικά ψυκτικά μέσα, όπως το διοξείδιο του άνθρακα χρησιμοποιήθηκαν περισσότερο. Μέχρι και το 1920 έως 1930 περίπου, δεκαετία όπου η χρήση του CO₂ παρουσίασε τη μέγιστη αιχμή της, μεσολάβησαν αρκετές πρωτόγνωρες εφευρέσεις από διάφορους επιστήμονες, όπως ήταν η κατασκευή του πρώτου συμπιεστή με διοξείδιο του άνθρακα από τον Γερμανό Franz Windhausen το 1886 και η κατασκευή του πρώτου διβάθμιου συμπιεστή διοξειδίου του άνθρακα από την βρετανική εταιρεία J&E Hall το 1889, όπου ήταν και αποδοτικός. Η συγκεκριμένη, βέβαια, εταιρεία μέχρι το 1910, είχε εγκαταστήσει 1.800 ψυκτικές μηχανές σε πλοία. Στα τέλη του 1930, υπήρχε ευρέα χρήση των συνθετικών ψυκτικών μέσων CFCs, HCFCs και HFCs, όπως για παράδειγμα το R12. Λόγω αυτών, των χαμηλών πιέσεων λειτουργίας του και μετά το 2^ο παγκόσμιο πόλεμο να μην υπήρχε μια μείωση της αξιοποίησης του διοξειδίου του άνθρακα, όμως αυτό δεν στάθηκε εμπόδιο στην επανεμφάνιση χρήσης συστημάτων CO₂ σε θαλάσσιες εφαρμογές και σε μονάδες κλιματισμού μέχρι και τα τέλη του 1960.[4] Η κυριότερη άπαιτων ήταν η μεταφορά φρούτων και κρέατος από το νότιο ημισφαίριο προς τη βόρεια Ευρώπη και βόρεια Αμερική. Την περίοδο που εξακριβώθηκαν οι επιβλαβείς επιπτώσεις των συνθετικών ψυκτικών μέσων, όπως του τετραφθοροαιθάνιου (R134a – C₂H₂F₄) και του διχλωροδιφθορομεθάνιου (R12 – CCl₂F₂), ο Νορβηγός επιστήμονας Gustav Fredrik Lorentzen, ανακάλυψε εκ νέου το διοξείδιο του άνθρακα στις αρχές του 1990, αποκαλύπτοντας και αναπτύσσοντας νέες πτυχές του διοξειδίου του άνθρακα. Συγκεκριμένα, πρότεινε ότι τα μηχανοκίνητα αυτοκίνητα και οι αντλίες θερμότητας νερού είναι κατάλληλα με διοξείδιο του άνθρακα, προώθησε τη χρήση του διοξειδίου του άνθρακα ως εναλλακτική λύση στα ψυκτικά μέσα που καταστρέφουν την τρύπα του όζοντος, ανέπτυξε τον σύγχρονο διακρίσιμο θερμοδυναμικό κύκλο (transcritical cycle) και τέλος, πρότεινε ότι θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί ως ψυκτικό μέσο σε υπερκρίσιμη κατάσταση. Επίσης, πίστευε ότι τα φυσικά ψυκτικά μέσα είναι η απόλυτη λύση στα περιβαλλοντικά προβλήματα και μέσα από έρευνες υιοθέτησε το διοξείδιο του άνθρακα ως αναντικατάστατο ψυκτικό μέσο. Από το 1993 και έπειτα, η τεχνολογία συστημάτων ψύξης με διοξείδιο του άνθρακα συνεχώς αναπτύσσεται λόγω της ελκυστικότητας του και των ιδιαίτερων ιδιοτήτων του. Στην τεχνολογία της ψύξης υλοποιείται, κυρίως, στο κλιματισμό αυτοκινήτων, στις αντλίες θερμότητας και σε συστήματα ψύξης πολλαπλών σταδίων.[5]

Το διοξείδιο του άνθρακα, ορίστηκε από την αμερικάνικη εταιρεία ASHRAE στη βιομηχανία, ως R744 και βρίσκεται στη Κατάταξη Ασφαλείας - A1 κατά ASHRAE. Αξίζει να σημειωθεί ότι, το διοξείδιο του άνθρακα προτιμάται πλέον σε συστήματα τεχνητής ψύξης αντί για τον αέρα και το νερό, λόγω των χαμηλών θερμοδυναμικών αποδόσεων τους. Στο σχήμα 1.1 απεικονίζεται ο πρώιμος συμπιεστής διοξειδίου του άνθρακα.



Πηγή Σχήματος:[2].

Σχήμα 1.1: Παλιός μονοκύλινδρος συμπιεστής διοξειδίου του άνθρακα.

Εξαιτίας των επιβλαβών περιβαλλοντικών επιπτώσεων χρήσης των συνθετικών ψυκτικών μέσων CFCs και HFCs με υψηλούς δείκτες Global Warming Potential (GWP) και Ozone Depleting Potential (ODP) οι διεθνείς διοικητικοί οργανισμοί ήταν ανάγκη να βρουν εναλλακτικά και βιώσιμα ψυκτικά μέσα, φιλικά προς το περιβάλλον με σκοπό τη σταδιακή κατάργησή τους. Έτσι, το 1987 εγκρίθηκε το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ, το οποίο είχε ως απώτερο σκοπό την μείωση των ψυκτικών μέσων, CFCs, HCFCs που χρησιμοποιούνταν σε συστήματα ψύξης, κλιματισμού και στις αντλίες θερμότητας και επηρέαζαν έντονα το στρώμα του όζοντος, το οποίο τελικά τέθηκε σε ισχύ το 1989 αλλά μέχρι και σήμερα έχουν υπάρξει αρκετές τροποποιήσεις. Υπήρξε, βέβαια, και το πρωτόκολλο του Κιότο το 1997, συνθήκη η οποία επιδίωκε την μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου, κατά την οποία 37 βιομηχανικά χώρες συμφώνησαν.[5] Και τα δύο αυτά πρωτόκολλα είχαν ένα κοινό σκοπό, εστίαση σε φυσικά ψυκτικά μέσα ασφαλή και περιβαλλοντικά αποδεκτά, όπως το προπάνιο (R290), η αμμωνία (R717) και το διοξείδιο του άνθρακα (R744). Παρεμπιπτόντως, το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ έχει οριστεί ως η πιο πετυχημένη διεθνής συμφωνία στην ιστορία. Ορισμένες χώρες έχουν απαγορεύσει τη κατάργηση χρήσης HCFCs στην βιομηχανία της ψύξης, όπως απαίτησε το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ, χωρίς βέβαια να υποστηριχτούν τέτοιες πρωτοβουλίες από όλες τις χώρες.[5]

Το διοξείδιο του άνθρακα, ήταν εκείνο, που κέντρισε περισσότερο το ενδιαφέρον των επιστημόνων έναντι άλλων φυσικών ψυκτικών μέσων και θεωρήθηκε ως ένα από τα πιο υποσχόμενα φυσικά ψυκτικά μέσα με μικρότερο αντίκτυπο στην αλλαγή του κλίματος σε σχέση με άλλα ψυκτικά μέσα. Συνήθως, η απελευθέρωση ενός κιλού αερίου HFC συμβάλει 1.000 έως 3.000 φορές στην υπερθέρμανση του πλανήτη σε σχέση με την απελευθέρωση ενός κιλού διοξειδίου του άνθρακα.[6] Ως αέριο αποτελεί πάνω από 390 ppm (0,039% κατ'όγκο) της γήινης ατμόσφαιρας και είναι μη τοξικό, μη εύφλεκτο, μη διαβρωτικό, εξαιρετικά φιλικό και ασφαλές προς το περιβάλλον, μη εκρηκτικό και αδρανειακό, καθώς υπάρχει χημική σταθερότητα. Επίσης, είναι άφθονα διαθέσιμο στον αέρα, καθώς στην ατμόσφαιρα υπάρχει μεγάλη ποσότητα του, περίπου το 0,03% της ατμόσφαιρας[7], πιο βαρύ από τον αέρα και με ικανοποιητικούς περιβαλλοντικούς δείκτες, δηλαδή GWP ίσο με 1, δείκτης αρκετά χαμηλός σε σύγκριση με το R134a του οποίου είναι 1.300 φορές μεγαλύτερος από του CO₂[5], γνωρίζοντας βέβαια ότι είναι αέριο του θερμοκηπίου και μπορεί να προκληθούν περιβαλλοντικές αλλαγές εάν μεταβληθεί η ατμοσφαιρική του συγκέντρωση[3] και εξ ορισμού ODP ίσο με το 0, καθώς δεν επιβαρύνει καθόλου τη τρύπα του όζοντος και επίσης, δεν συμβάλλει στην αλλαγή του κλίματος σε σχέση με άλλα συνθετικά ψυκτικά μέσα, αλλά συνδέεται στενά με αυτήν. Για παράδειγμα, η επίδραση

του CO₂ στο φαινόμενο του θερμοκηπίου αποτελεί το 0,025% του ψυκτικού μέσου R-404A, παρέχοντας περίπου το 60% του ενισχυμένου φαινομένου το θερμοκηπίου. Είναι ένα ψυκτικό μέσο που δε πρόκειται να καταργηθεί σταδιακά, καθώς έχει έως και 4.000 φορές μικρότερο αντίκτυπο από τα HFCs στην υπερθέρμανση του πλανήτη.[8]

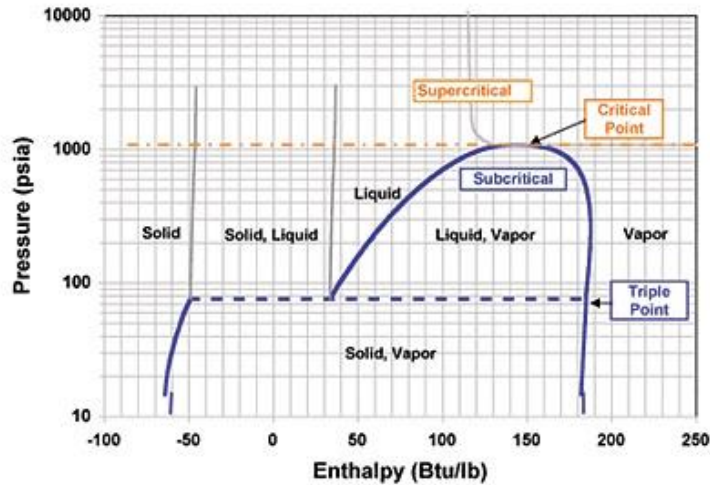
Ιστορικά, το 1974 ο Αμερικανός χημικός Frank Sherwood Rowland και ο μεξικανός μεταδιδακτορικός φοιτητής του Mario Jose Molina Henríquez εξήγησαν πως τα CFCs καταστρέφουν το όζον στη στρατόσφαιρα και το 1955 ο Αμερικανός επιστήμονας Charles David Keeling μέτρησε τη συγκέντρωση διοξειδίου του άνθρακα στην ατμόσφαιρα.[9] Είναι ένα ψυκτικό μέσο που δε πρόκειται να καταργηθεί σταδιακά, καθώς έχει έως και 4.000 φορές μικρότερο αντίκτυπο από τα HFCs στην υπερθέρμανση του πλανήτη.[8] Στόχος είναι να επιτευχθεί μείωση της κατανάλωσης HFCs πάνω από 80% μέχρι και το 2047, ώστε να αποφευχθεί η αύξηση της παγκόσμιας θερμοκρασίας κατά 0,5 °C έως το τέλος του αιώνα και η συνεχής ανάπτυξη χρήσης του CO₂ σε τεχνολογικές και βιομηχανικές εφαρμογές. Στο σχήμα 1.2 απεικονίζεται ένας πίνακας σύγκρισης φυσικών και συνθετικών ψυκτικών μέσων, ιδίως όμως του ψυκτικού μέσου που μας απασχολεί, δηλαδή του διοξειδίου του άνθρακα, έναντι άλλων ψυκτικών μέσων.

Refrigerant	Synthetic or Natural?	Commonly Used	ODP	GWP	Flammability	Toxicity
CFC	Synthetic	Commonly recognized as Freon (R11, R12, R113, R114, R115, R502)	.05 to 1	10,000+	Low	Low
HCFC	Synthetic	R22, R123, R401a	.02 to .1	1,000 to 5,000	Low, but higher than CFCs	Low
HFC	Synthetic	R134a, R404a, R407C, R410a	0	<1 to 12,500	None	Low
HFO	Synthetic	R1234yf, R1234ze(E), R1234ze(Z)	0	<1	Low	Low
Ammonia (NH ₃)	Natural	R717	0	0	Low	High
Carbon Dioxide (CO ₂)	Natural	R744	0	1	None	Low
HC	Natural	R290, R600a, R170, R1150, R600, R601	0	<1	High	Low

Πηγή Σχήματος:[10].

Σχήμα 1.2: Σύγκριση διοξειδίου του άνθρακα σε σχέση με άλλα φυσικά και συνθετικά ψυκτικά μέσα.

Με τη πάροδο του χρόνου, παρατηρήθηκε μαζική ανάπτυξη των συστημάτων ενέργειας με διοξείδιο του άνθρακα σε πολλαπλούς τεχνολογικούς τομείς από την δεκαετία του 1830 μέχρι και σήμερα, καθώς αποτελεί από τα πρώτα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιήθηκαν σε εμπορικά βιώσιμα συστήματα ψύξης συμπίεσης ατμών. Μερικά χρόνια πριν, ωστόσο, το διοξείδιο του άνθρακα δε μπορούσε να χρησιμοποιηθεί σε θερμότερα κλίματα λόγω της χαμηλής απόδοσης των παραδοσιακών κύκλων. Τέτοιοι τεχνολογικοί τομείς αναφέρονται σε εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού καλύπτοντας μεγάλο μέρος αυτών, σε εφαρμογές στις αντλίες θερμότητας και σε εφαρμογές παραγωγής ενέργειας. Στο σχήμα 1.3 απεικονίζεται το διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του διοξειδίου του άνθρακα στο οποίο γίνονται αντιληπτές οι περιοχές εφαρμογής υποκρίσιμου (subcritical), διακρίσιμου (transcritical) και υπερκρίσιμου (supercritical) συστήματος με τα οποία εφαρμόζονται τα διάφορα συστήματα ενέργειας με διοξείδιο του άνθρακα. Το διοξείδιο του άνθρακα βρίσκεται σε υποκρίσιμη κατάσταση όταν η θερμότητα απορρίπτεται σε σημείο χαμηλότερο του κρίσιμου σημείου, ενώ αντίστοιχα όταν το διοξείδιο του άνθρακα βρίσκεται σε διακρίσιμη κατάσταση, το κρίσιμο σημείο βρίσκεται ενδιάμεσα των φάσεων απορρόφησης και απόρριψης θερμότητας, η όποια γίνεται σε σημείο υψηλότερο του κρίσιμου σημείου και το εργαζόμενο ρευστό διέρχεται τόσο από την υποκρίσιμη όσο και από την υπερκρίσιμη κατάσταση. Φυσικά, μπορεί να διακρίνει κανείς στο παρακάτω διάγραμμα (βλ. σχήμα 1.3) το κρίσιμο και τριπλό σημείο του CO₂, με περισσότερες, όμως, λεπτομέρειες να αναλύονται στα επόμενα κεφάλαια.



Πηγή Σχήματος:[3].

Σχήμα 1.3: Διάγραμμα πίεσης - ενθαλπίας διοξειδίου του άνθρακα.

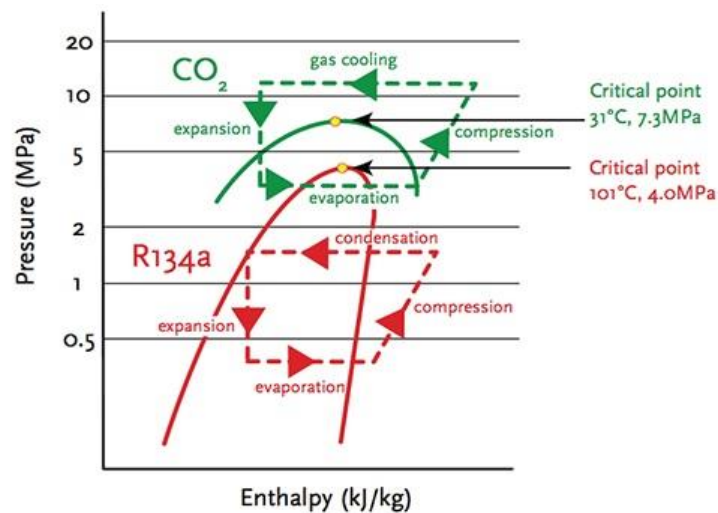
Τα συστήματα ενέργειας με διοξείδιο του άνθρακα αναφέρονται και υλοποιούνται στους εξής τομείς:

1. Ψύξη και κλιματισμός (Refrigeration & Air Conditioning)

Ο συγκεκριμένος τομέας μπορεί να γίνει με διάφορες παραλλαγές, όπως για παράδειγμα βιομηχανική ψύξη, βιομηχανικές εφαρμογές ψυχρής αποθήκευσης, οικιακά ψυγεία, κλιματιστικά αυτοκινήτων, καταψύκτες, μεταφορά προϊόντων ψύξης, ψύξη πυρομαχικών σε πολεμικά πλοία, σε ηλεκτρονικές εφαρμογές, στη ζυθοποιεία, σε εργοστάσια τεχνητού πάγου, σε σφαγεία, σε γαλακτοβιομηχανίες, σε κελάρια κρασιού ή ποτών, στο λιανικό εμπόριο τροφίμων, σε επεξεργασία τροφίμων και κρέατος, στην αρτοποιία και σε όλες τις αστικές εγκαταστάσεις. Μπορεί να πραγματοποιηθεί είτε μερική είτε καθολική χρήση διοξειδίου του άνθρακα. Ένα κλασικό σύστημα ψύξης είναι υποκρίσιμο, αλλά στις περισσότερες περιπτώσεις χρησιμοποιείται διακρίσιμο σύστημα ψύξης με διοξείδιο του άνθρακα, στο οποίο υπάρχει δυνατότητα τροποποίησης σε διάφορες βελτιωμένες τεχνολογίες επιδιώκοντας καλύτερες αποδόσεις. Βέβαια, αυτό εξαρτάται και από τις συνθήκες περιβάλλοντος. Ο συνδυασμός αέρα και διοξειδίου του άνθρακα στον τομέα του κλιματισμού φέρει υψηλές ενεργειακές αποδόσεις λόγω άριστων θερμοδυναμικών ιδιοτήτων και μηδενικής περιβαλλοντικής καταστροφής, ήδη από τα τέλη του 20ου αιώνα, και συγκεκριμένα τον Αύγουστο του 1996, όπου δοκιμάστηκε σε λεωφορείο ο πρώτος αυτοκινητοβιομηχανούμενος κλιματισμός. Συμπαγή συστήματα χρησιμοποιούνται τόσο στον κινητό κλιματισμό (mobile air conditioning - MAC) σε σπία ή σε αυτοκίνητα, στον οικιακό κλιματισμό (residential air conditioning) και στην αυτοκινητοβιομηχανία (automotive air conditioning). Στα επόμενα χρόνια, τα ηλεκτρικά και υβριδικά αυτοκίνητα θα επικρατήσουν, οπότε η αξιοποίηση του διοξειδίου του άνθρακα σε αυτά θα έχει αξιολογικά αποτελέσματα.

Στις εφαρμογές το διοξείδιο του άνθρακα, σε πολλές περιπτώσεις, είτε βρίσκεται σε υποκρίσιμη φάση (subcritical refrigeration process) με τις πιέσεις λειτουργίας να κυμαίνονται από 5,7 bar έως 73,6 bar και οι θερμοκρασίες από -55 °C και 31,1 °C, είτε χρησιμοποιείται σε απλό διακρίσιμο κύκλο (simple transcritical refrigeration process), καταστάσεις αρκετά παρόμοιες με την μόνη διαφορά ότι στη δεύτερη περίπτωση κατά τη διαδικασία απόρριψης θερμότητας χρησιμοποιείται ψύκτης αερίου (gas cooler) αντί για συμπυκνωτής (condenser), για τον λόγο ότι η θερμοκρασία είναι ανεξάρτητη από την πίεση χωρίς να υπάρχει, δηλαδή, σχέση μεταξύ τους. Με την διαδικασία απόρριψης θερμότητας, ο ψύκτης αερίου δίνει τη δυνατότητα στο σύστημα CO₂ να λειτουργεί και να μπορεί να παρέχει θερμότητα με εξέργεια που είναι απαραίτητη για θέρμανση ζεστού νερού χρήσης.[11] Και στις δύο περιπτώσεις η απορρόφηση θερμότητας πραγματοποιείται με την εξάτμιση του ψυκτικού μέσου σε χαμηλή πίεση.

Επίσης, η μεταφορά θερμότητας μεταξύ του CO₂ και του μέσου ψύξης (αέρας ή νερό) συμπεριφέρεται διαφορετικά και στις δύο περιπτώσεις. Στη πρώτη περίπτωση, η διαφορά θερμοκρασίας μέσου ψύξης και διοξειδίου του άνθρακα μειώνεται με την αύξηση της ροής θερμότητας ενώ από την άλλη πλευρά, οι δύο αυτές θερμοκρασίες πλησιάζουν μεταξύ τους, μεταξύ, δηλαδή, της εισόδου και εξόδου του ψύκτη αερίου. Γενικά, τέτοιες εφαρμογές είναι γνωστές σε συνθήκες χαμηλής και μεσαίας θερμοκρασίας. Στόχος, βέβαια, είναι το σύστημα να είναι όσο γίνεται πιο αποδοτικό που βέβαια αυτό θα εξαρτηθεί από το συντελεστή απόδοσης (Coefficient of Performance – COP) της εγκατάστασης. Οι υψηλές πιέσεις που υφίστανται σε τέτοια συστήματα και το γεγονός ότι το διοξείδιο του άνθρακα σε αέρια φάση αποτελεί καλός "αγωγός" μεταφοράς θερμότητας σε εξατμιστή (evaporators), συμπυκνωτή (condenser) και σε ψύκτη αερίου (gas cooler), λόγω υψηλής θερμικής αγωγιμότητας και πυκνότητας, επιφέρουν συμπαγή σχεδιασμό εξοπλισμού. Το περιορισμένο, όμως, εύρος θερμοκρασιών μαζί με τις υψηλές πιέσεις αποτελούν μεν πρόβλημα στην αξιοπιστία και ασφάλεια του συστήματος, αλλά όχι τόσο μεγάλο που να χρήζει ανησυχία αν ληφθούν υπόψη οι τεχνολογικές εξελίξεις. Στο σχήμα 1.4 εμφανίζονται τα αντίστοιχα διαγράμματα πίεσης – ενθαλπίας του υποκρίσιμου και διακρίσιμου κύκλου και πως αυτά υλοποιούνται. Να σημειωθεί ότι στο υποκρίσιμο διάγραμμα αντί για CO₂ έχουμε το ψυκτικό μέσο R134a χωρίς, όμως, να υπάρχει καμία απολύτως διαφορά, εφόσον είναι εμφανές στο διάγραμμα ο πανομοιότυπος τρόπος λειτουργίας των δύο συστημάτων.



Πηγή Σχήματος:[11].

Σχήμα 1.4: Διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας βασικού υποκρίσιμου και διακρίσιμου κύκλου.

Επίσης, στην ψύξη ένας άλλος τύπος διακρίσιμου κύκλου που υπάρχει είναι η διαμόρφωση του ως απλό σύστημα μονού σταδίου (simple single stage system), στον οποίο υπάρχουν παραπάνω ένας δέκτης ενδιάμεσης πίεσης (intermediate pressure receiver) και δύο ρυθμιστικές βαλβίδες πίεσης (pressure regulating valve), μία ανάμεσα στον ψύκτη αερίου και στον δέκτη ενδιάμεσης πίεσης και μία ανάμεσα στον δέκτη ενδιάμεσης πίεσης και τον συμπιεστή. Οι βαλβίδες αυτές ρυθμίζουν την υψηλή πίεση του ψύκτη αερίου και την πίεση ανάμεσα στα στάδια του συμπιεστή (ενδιάμεση πίεση), αλλά και την θερμοκρασία εξόδου του ψύκτη αερίου. Επιπρόσθετα, ο δέκτης ενδιάμεσης πίεσης ελέγχει την πίεση του διοξειδίου του άνθρακα στο δέκτη, μέσα στον οποίο δημιουργείται το λεγόμενο αέριο φλας (flash gas), αφού στο υψηλής πίεσης CO₂ υπόκειται πτώση πίεσης μέσα στον δέκτη και έπειτα, ακολουθείται η γνωστή διαδικασία.

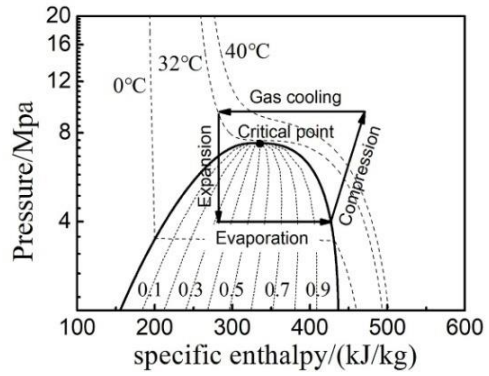
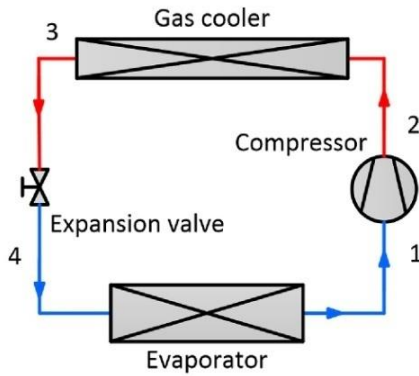
Ένας άλλος τύπος διακρίσιμου κύκλου είναι ένα απλό σύστημα ενίσχυσης (simple booster system), το οποίο χρησιμοποιείται πιο πολύ από το απλό σύστημα μονού σταδίου, καθώς παρέχει τη δυνατότητα υψηλής απόδοσης ανάκτηση θερμότητας. Ο σχεδιασμός του συστήματος είναι σχετικά απλός και μοιάζει με το απλό σύστημα μονού σταδίου με την μόνη διαφορά ότι χρησιμοποιεί δύο στάδια εξατμίσσης (MTE vaporator και LTE vaporator) και δύο στάδια συμπίεσης (Low and medium stage compressors). Σύστημα κατάλληλο για περιοχές κρύου και ήπιου κλίματος

και σε σχέση με τα αντίστοιχα συστήματα που χρησιμοποιούν ψυκτικό μέσο R404a παρουσιάζει ίση ή και καλύτερη κατανάλωση ενέργειας.[8],[12] Επίσης, υπάρχουν και τα κλιμακωτά συστήματα γνωστά ως συστήματα cascade, κοινώς εναλλακτής κυκλώματος cascade. Ένα τέτοιο σύστημα απαρτίζεται από δύο ανεξάρτητα μεταξύ τους κυκλώματα, όπου από την μία έχουμε κύκλωμα ψύξης υψηλής θερμοκρασίας κατά το οποίο χρησιμοποιείται ως ψυκτικό μέσο είτε αμμωνία (R717) είτε υδρογονάνθρακα (HC) είτε φρέον (HFC) και ψύχει το δεύτερο κύκλωμα ψύξης χαμηλής θερμοκρασίας στο οποίο χρησιμοποιείται το διοξείδιο του άνθρακα, συνήθως σε υποκρίσιμη μορφή και η διαφορά θερμοκρασίας που αναπτύσσεται στον εναλλάκτη από την "σύζευξη" των δύο αυτών κυκλωμάτων είναι χαμηλή. Ένα τέτοιο σύστημα επινοήθηκε και εφαρμόστηκε για να γίνει η απόδοση ενός κύκλου με συμπίκνωση πιο αποτελεσματική, καθώς χωρίς αυτό δε θα ήταν εφικτό λόγω του χαμηλού κρίσιμου σημείου του διοξειδίου του άνθρακα. Η ουσία αυτού του κυκλώματος είναι ότι για να επιτευχθεί ικανοποιητικός συντελεστής απόδοσης COP, που είναι και το ζητούμενο, θα πρέπει το κύκλωμα ψύξης υψηλής θερμοκρασίας να παρέχει στο CO₂ χαμηλή θερμοκρασία συμπίκνωσης, περιορίζοντας έτσι την πίεση με αποτέλεσμα να είναι χαμηλότερη από συστήματα ψύξης που χρησιμοποιούν μόνο CO₂. Τέλος, το σύστημα είναι γενικά ασφαλές, διότι η ποσότητα ψυκτικού μέσου που χρησιμοποιείται στο κύκλωμα υψηλής θερμοκρασίας είναι ελάχιστη και ως σύστημα έχει το χαρακτηριστικό της υψηλής απόδοσης σε όλα τα κλίματα.

Τέλος, το διοξείδιο του άνθρακα πέρα από την αξιοποίηση του ως πρωτεύον ψυκτικό μέσο μπορεί να χρησιμοποιηθεί και ως δευτερεύον ψυκτικό μέσο δύο φάσεων (υγρό και αέριο) σε ένα σύστημα έμμεσης ψύξης (Indirect refrigeration system). Σε αυτόν τον τύπο συστήματος, το CO₂, που βρίσκεται σε υποκρίσιμη φάση, χρησιμοποιείται για τη μεταφορά θερμότητας, μέσω κλειστού βρόχου, από ένα πρωτεύον ψυκτικό μέσο (λόγω χάρη αμμωνία, HC) στον εναλλάκτη θερμότητας στον οποίο το διοξείδιο του άνθρακα ψύχεται. Το πρωτεύον ψυκτικό κύκλωμα και ο εναλλάκτης θερμότητας συνυπάρχουν σε ένα κεντρικό μηχανοστάσιο. Έπειτα, το διοξείδιο του άνθρακα προωθείται μέσω αντλίας, σε άλλους εναλλάκτες θερμότητας ή ψυκτικούς θαλάμους όπου αφαιρείται θερμικό φορτίο, το οποίο στη συνέχεια αποδίδεται στο πρωτεύον ψυκτικό μέσο. Το αποτέλεσμα αυτού είναι να ελαχιστοποιείται η ποσότητα του πρωτεύοντος ρευστού και να συμβαίνει πρόσθετη εναλλαγή θερμότητας μεταξύ των δύο αυτών ρευστών στον εναλλάκτη θερμότητας, κάτι το οποίο δεν εξυπηρετεί. Τέτοια συστήματα χρησιμοποιούσαν γλυκόλη ή δευτερογενής άλμη, όμως έχει αποδειχθεί ότι με το διοξείδιο του άνθρακα οι σωληνώσεις και το μέγεθος των εξαρτημάτων του συστήματος είναι σημαντικά μικρότερα για την ίδια δυναμικότητα άρα και χαμηλότερο κόστος.[8]

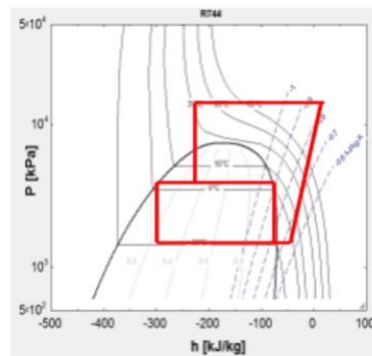
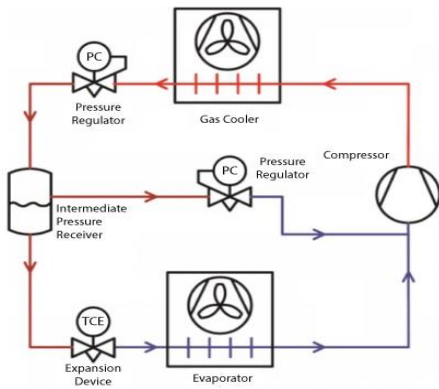
Όλα τα παραπάνω προαναφερόμενα συστήματα χρησιμοποιούνται ευρέως σε μεγάλη κλίμακα στην εμπορική ψύξη σε εγκαταστάσεις λιανοπωλητών (Σούπερ μάρκετ) σε μεγάλου μήκους δικτύου τροφοδοσίας και επιστροφής ψυκτικού μέσου, αποτελώντας το πιο δημοφιλή τομέα εφαρμογής, αφού το CO₂ έχει τη δυνατότητα να επιτύχει χαμηλές θερμοκρασίες λόγω χαμηλού σημείου βρασμού του. Χρησιμοποιείται, συνήθως, σε κλιμακωτό σύστημα (cascade) ως ψυκτικό μέσο χαμηλής θερμοκρασίας μαζί με ένα ψυκτικό μέσο υψηλής θερμοκρασίας όπως R134a ή R404a. Πέρα από την ψύξη, το διοξείδιο του άνθρακα εκμεταλλεύεται και για τη θέρμανση του καταστήματος. Τα τρόφιμα φυλάσσονται σε ψυκτικούς αποθηκευτικούς χώρους (ψυκτικοί θάλαμοι) και προθήκες ελεγχόμενης θερμοκρασίας και μαζί με το κεντρικό μηχανοστάσιο αποτελούν την όλη εγκατάσταση.[13]

Η χρήση αυτού σε σούπερ μάρκετ μπορεί να το οδηγήσει σε χαμηλό ενεργειακό κόστος, αφού το διοξείδιο του άνθρακα μπορεί να μεταφέρει περισσότερη θερμότητα με χαμηλότερη ενέργεια και σε καλό έλεγχο της θερμοκρασίας με σκοπό τη διατήρηση της ποιότητας των προϊόντων. Υπάρχουν δεκάδες εγκατεστημένα καταστήματα στην Ευρώπη, Αμερική, Νότια Αφρική, Αυστραλία, Νότια Αμερική, Κίνα και Νέα Ζηλανδία. Συμπερασματικά, τέτοια συστήματα διοξειδίου του άνθρακα μπορεί να οδηγήσουν σε σημαντική εξοικονόμηση ενέργειας και ανήκουν στο τομέα του HVAC&R (Heating Ventilating and Air Conditioning & Refrigeration). Στα σχήματα 1.5, 1.6, 1.7, 1.8 και 1.9 παρουσιάζονται όλα τα συστήματα που περιγράφηκαν παραπάνω με τα αντίστοιχα διαγράμματα πίεσης ενθαλπίας.



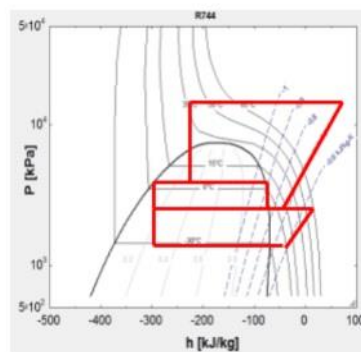
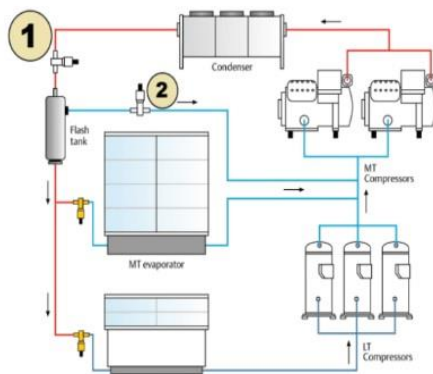
Πηγή Σχήματος:[14].

Σχήμα 1.5: Διάγραμμα βασικού διακρίσιμου κύκλου CO₂ με το διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του.



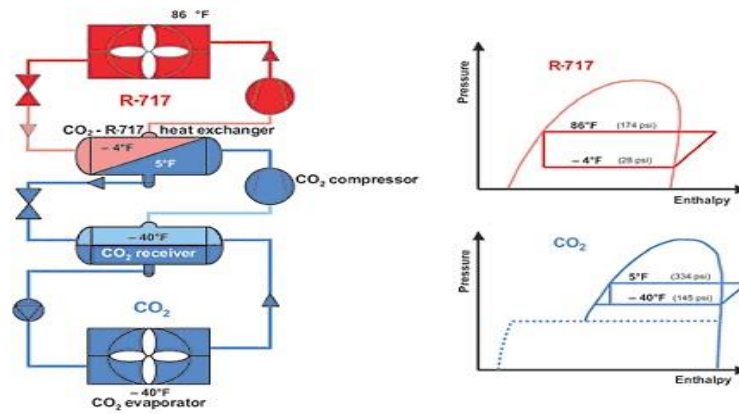
Πηγή Σχήματος:[15].

Σχήμα 1.6: Διάγραμμα απλού συστήματος μονού σταδίου διακρίσιμου κύκλου CO₂ με το διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του.



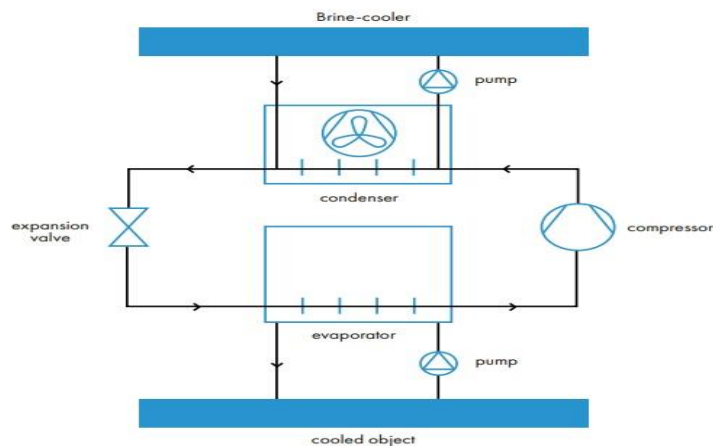
Πηγή Σχήματος:[15].

Σχήμα 1.7: Διάγραμμα απλού συστήματος ενίσχυσης διακρίσιμου κύκλου CO₂ με το διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του.



Πηγή Σχήματος:[3].

Σχήμα 1.8: Διάγραμμα τυπικού διακρίσιμου κύκλου cascade διοξειδίου του άνθρακα και αμμωνίας με τα διαγράμματα πίεσης – ενθαλπίας τους.



Πηγή Σχήματος:[12].

Σχήμα 1.9: Διάγραμμα τυπικού διακρίσιμου κύκλου έμμεσης ψύξης διοξειδίου του άνθρακα.

Αυτά τα διακρίσιμα συστήματα με διοξείδιο του άνθρακα δεν παρουσιάζουν αρκετά υψηλές αποδόσεις, καθώς λόγω της υψηλής εξωτερικής θερμοκρασίας που εμφανίζεται στον ψύκτη αερίου δεν είναι δυνατό το σύστημα στο τέλος να έχει υψηλότερο λόγο συμπίεσης από τον ήδη υψηλό που έχει αρχικά. Ωστόσο, οι εκπομπές διοξειδίου του άνθρακα που οφείλονται στα συστήματα ψύξης και κλιματισμού εκτιμάται ότι αντιστοιχούν σε περίπου (7 έως 10%) των παγκόσμιων εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα. Βέβαια, υπάρχει πιθανότητα βελτίωσης απόδοσής της ενέργειας με κάποιες πρόσθετες και πιο σύνθετες τεχνολογίες κάνοντας έτσι το σύστημα πιο αποτελεσματικό και ανταγωνιστικό με στόχο να μειωθεί η θερμοκρασία εξόδου του ψύκτη αερίου και έτσι να μειωθεί το έργο συμπίεσης. Τέτοιες είναι:

- Προσθήκη ενδιάμεσου εναλλάκτη θερμότητας στον απλό διακρίσιμο κύκλο (internal heat exchanger)
- Προσθήκη παράλληλου συμπιεστή (parallel compressor)
- Προσθήκη μηχανικού υποψύκτη (mechanical subcooler)
- Προσθήκη συστήματος εκτοξευτήρα (ejector)
- Τεχνολογία αδιαβατικής ψύξης (adiabatic gas cooling)
- Ανάκτηση θερμότητας
- Διβάθμια συμπίεση (two-stage compression)
- Διβάθμια συμπίεση με στόχο την απομάκρυνση του αερίου flash (flash gas bypass)

- Εξατμιστική ψύξη του υπερκρίσιμου αερίου (evaporative cooling)
- Προσθήκη συστήματος εκτονωτή (expander)
- Προσθήκη vortex tube

2. Δέσμευση και αποθήκευση διοξειδίου του άνθρακα (Carbon Capture and Storage – CCS)

Το διοξείδιο του άνθρακα, πέρα από τις πολλά υποσχόμενες τεχνολογίες στις οποίες συμβάλλει σε ικανοποιητικά ποσοστά απόδοσης, μπορεί να υπάρξει και εκπομπή αυτού υστέρτα από βιομηχανικές διεργασίες (παραγωγή μετάλλου και τσιμέντου, παραγωγή αμμωνίας) στο τομέα των πετροχημικών ή από σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας (λόγω χάρη καύση ορυκτών καυσίμων άνθρακα, φυσικού αερίου και πετρελαίου) με αποτέλεσμα να υπάρξουν συνέπειες κυρίως στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και στην οξίνιση των ωκεανών. Έτσι, υιοθετείται η τεχνολογία CCS, η οποία δεσμεύει τις εκπομπές αυτές (πάνω από το 90%) και τις αποθηκεύει σε κατάλληλες υπόγειες δεξαμενές αποθήκευσης με σκοπό να αποτραπεί η είσοδο τους στην ατμόσφαιρα και έτσι, μειώνονται οι εκπομπές αερίων του θερμοκηπίου (καθαρές μειώσεις 72 - 90%).

Η συγκεκριμένη διαδικασία περιλαμβάνει τρεις φάσεις:

I. Συλλογή διοξειδίου του άνθρακα (Capture of CO₂)

Αρχικά, το διοξείδιο του άνθρακα διαχωρίζεται από τα άλλα συστατικά καυσαερίων που δημιουργούνται από μία βιομηχανία ή από ένα σταθμό ηλεκτροπαραγωγής. Αυτό επιτυγχάνεται με την πιο διαδεδομένη μέθοδο που είναι γνωστή ως *χημική απορρόφηση* (Chemical absorption) κατά την οποία χρησιμοποιούνται ειδικοί υγροί διαλύτες για το σκοπό αυτό. Βέβαια, υπάρχουν και άλλες μέθοδοι με λιγότερη, όμως, αποτελεσματικότητα διάσπασης του διοξειδίου του άνθρακα, όπως είναι η κρυογονική απόσταξη (Cryogenic distillation), οι μεμβράνες (membranes), τα συστήματα άλγης (algal systems) κ.α.

Η συλλογή διοξειδίου του άνθρακα μπορεί να επιτευχθεί με τρεις διαφορετικές τεχνολογίες. Συγκεκριμένα, αυτές είναι:

- Δέσμευση μετά την καύση (Post combustion), όπου αρχικά με την έγχυση ορυκτού καυσίμου μέσα στο λέβητα παράγεται θερμότητα και δημιουργούνται καυσαέρια από τα οποία απομακρύνεται το διοξείδιο του άνθρακα και μετά την καύση προστίθεται διαλύτης που τελικά διαχωρίζει το CO₂ από τα υπόλοιπα καυσαέρια, όπου τελικά το CO₂ συλλέγεται και συμπιέζεται. Τυπικές εφαρμογές αυτής της τεχνολογίας περιλαμβάνουν μονάδες κωνιοποιημένου άνθρακα (PC) και μονάδες συνδυασμένου κύκλου φυσικού αερίου (NGCC).[16]
- Δέσμευση πριν την καύση (Pre combustion), όπου η δέσμευση γίνεται πριν από την καύση. Στη περίπτωση αυτή, παράγεται αέριο σύνθεσης (syngas), μείγμα, δηλαδή, μονοξειδίου του άνθρακα και υδρογόνου, από την αντίδραση του πρωτογενούς καυσίμου με ατμό και αέρα ή οξυγόνο. Η προσθήκη ατμού μετατρέπει το μονοξείδιο του άνθρακα σε διοξείδιο του άνθρακα και υδρογόνο και στην συνέχεια, το διοξείδιο του άνθρακα διαχωρίζεται από το υδρογόνο με χημική απορρόφηση. Τελικά, το διοξείδιο του άνθρακα συλλέγεται και συμπιέζεται και το υδρογόνο χρησιμοποιείται για παραγωγή ενέργειας ή θερμότητας. Χρησιμοποιείται σε μικρότερο βαθμό από την τεχνολογία που αναφέρθηκε προηγουμένως και δεν είναι εφικτή η εφαρμογή της σε όλες τις εγκαταστάσεις. Αυτή η τεχνολογία είναι κατάλληλη για εφαρμογή σε σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής με συνδυασμένο κύκλο αεριοποίησης (IGCC).[16]
- Καύση με οξυγόνο (Oxy – fuel combustion), όπου η δέσμευση λαμβάνει χώρα, αφού το πρωτογενές καύσιμο καίγεται με καθαρό οξυγόνο αντί για αέρα, το οποίο παράγει καυσαέριο που αποτελείται κυρίως από νερό και διοξείδιο του άνθρακα (έως και 80% συγκέντρωση). Έπειτα, μέσω της συμπύκνωσης του νερού το διοξείδιο του άνθρακα διαχωρίζεται και εν τέλη, συλλέγεται και συμπιέζεται. Μπορεί να εφαρμοστεί τόσο σε σταθμούς παραγωγής ενέργειας όσο και βιομηχανικές διεργασίες.

II. Μεταφορά διοξειδίου του άνθρακα (**Transport of CO₂**)

Εφόσον το διοξείδιο του άνθρακα έχει συλληφθεί με μία από τις τεχνολογίες που αναφέρθηκαν προηγουμένως, συμπιέζεται (σε πίεση άνω των 7,4 MPa και θερμοκρασία άνω των περίπου 31 °C – υπερκρίσιμη κατάσταση) και έτσι, μπορεί να μεταφερθεί με ασφάλεια σε υγρή μορφή και με υψηλές πιέσεις είτε οδικώς είτε μέσω πλοίου είτε μέσω αγωγού σε μια κατάλληλη θέση αποθήκευσης. Προτείνεται η συμπύεση να γίνεται υπό τις παραπάνω συνθήκες για να επιτυγχάνεται η μεταφορά του διοξειδίου του άνθρακα αποτελεσματικότερα.[16]

III. Υπόγεια έγχυση διοξειδίου του άνθρακα (**Injection underground of CO₂**)

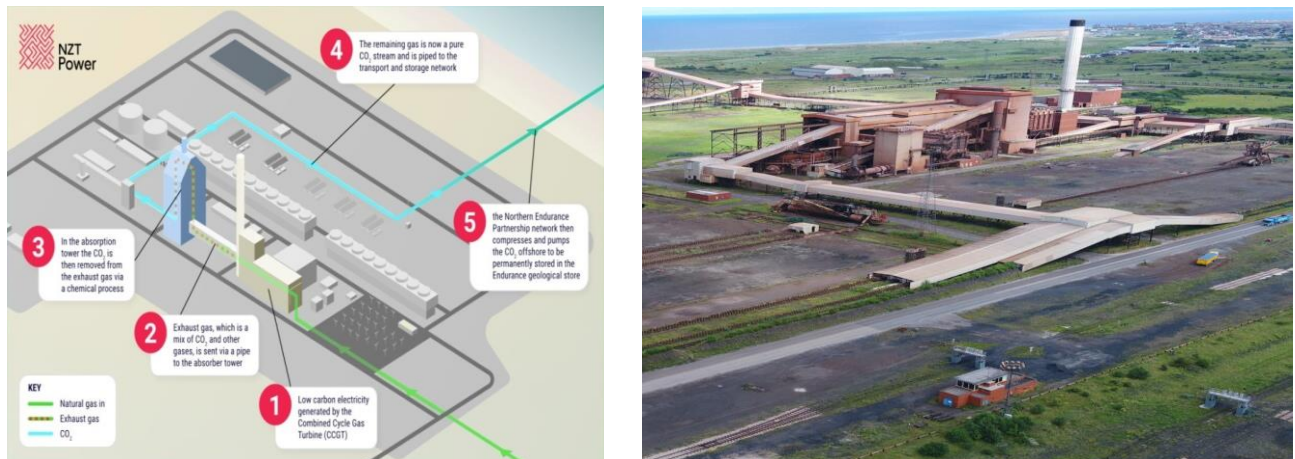
Μόλις φτάσει το διοξείδιο του άνθρακα στο προορισμό που πρέπει, διοχετεύεται υπόγεια σε προσεκτικά επιλεγμένα μεταλλεύματα γεωλογικού σχηματισμού πετρωμάτων, τα οποία βρίσκονται συνήθως αρκετά χιλιόμετρα κάτω από την επιφάνεια της γης με θερμοκρασία και πίεση τέτοια ώστε το διοξείδιο του άνθρακα να βρίσκεται σε υγρή ή υπερκρίσιμη φάση. Οι κατάλληλες θέσεις αποθήκευσης στις οποίες συγκεντρώνεται το διοξείδιο του άνθρακα είναι πρώην κοιτάσματα πετρελαίου και φυσικού αερίου ή βαθιά αλατούχοι μηχανισμοί. Εφόσον εγχυθεί τελικά, το διοξείδιο του άνθρακα οδηγείται σε ένα αδιαπέραστο στρώμα πετρώματος γνωστό ως κάλυμμα πετρώματος (caprock), μέσω του οποίου πραγματοποιείται η διαδικασία της δομικής αποθήκευσης (structural storage). Έτσι, το διοξείδιο του άνθρακα θα συνδεθεί χημικά με το περιβάλλον πέτρωμα σε μια διαδικασία που ονομάζεται ορυκτή αποθήκευση (mineral storage). Το φρεάτιο, δηλαδή, σφραγίζεται μέσω κατάλληλου βουλώματος (plug) για το σκοπό της μη διαφυγής του διοξειδίου του άνθρακα ή μόλυνσης των υπόγειων υδάτων και το αποθηκευμένο διοξείδιο του άνθρακα να παραμείνει ασφαλώς παγιδευμένο. Οι τεχνολογίες που χρησιμοποιούνται για την έγχυση του CO₂ είναι παρόμοιες με εκείνες που χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία πετρελαίου και φυσικού αερίου, αλλά υπάρχουν ακόμα περιθώρια βελτίωσης και ανάπτυξης νέων τεχνολογιών είτε για την αποθήκευση του διοξειδίου του άνθρακα είτε τεχνολογιών μέτρησης και ελέγχου της χωρητικότητας του χώρου αποθήκευσης και συμπεριφοράς του διοξειδίου του άνθρακα.[16]

Πέραν του ότι η συγκεκριμένη τεχνολογία συμβάλλει σημαντικά στη μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου από τις εγκαταστάσεις στις οποίες εφαρμόζεται με σκοπό τον περιορισμό της κλιματικής αλλαγής, υπάρχουν και αρκετά προβλήματα που συνδέονται με την υλοποίηση της. Η πιθανή διαρροή από τα συστήματα αγωγών και τους χώρους αποθήκευσης θα μπορούσε να θέσει σε κίνδυνο την ανθρώπινη υγεία, το περιβάλλον και γενικότερα, τα οικοσυστήματα. Και τα διάφορα χημικά που χρησιμοποιούνται στις διάφορες φάσεις της τεχνολογίας αυτής (διαλύτες) μπορεί να προκαλέσουν τοξικότητα στο περιβάλλον. Η τεχνολογία είναι περισσότερο εφαρμόσιμη σε μεγάλης κλίμακας βιομηχανίες, όπου οι απαιτήσεις υποδομών κατασκευής και συντήρησης του εξοπλισμού για τη δέσμευση, μεταφορά και αποθήκευση του διοξειδίου του άνθρακα αυξάνουν το συνολικό κόστος. Παράλληλα, ενδέχεται να μην είναι κατάλληλη ή οικονομικά βιώσιμη σε μικρότερης κλίμακας, περιορίζοντας το συνολικό αντίκτυπο της στις παγκόσμιες εκπομπές. Τέλος, απαιτείται σημαντική ποσότητα ενέργειας για την λειτουργία αυτής της τεχνολογίας, γεγονός που μπορεί να οδηγήσει σε καθαρή αύξηση της κατανάλωσης ενέργειας και των σχετικών εκπομπών και εν τέλει, να μειωθεί η συνολική αποδοτικότητα των σταθμών παραγωγής ενέργειας και άλλων βιομηχανικών εγκαταστάσεων. Προτιμάται, βέβαια, η χρήση CCS σε συνδυασμό και με άλλα μέτρα, όπως η μετάβαση σε ανανεώσιμες πηγές ενέργειας και η μείωση της συνολικής κατανάλωσης ενέργειας και ασφαλώς, οι συνεχιζόμενες προσπάθειες έρευνας και ανάπτυξης που αποσκοπούν στην αντιμετώπιση των οποιονδήποτε προκλήσεων και στη βελτίωση της σκοπιμότητας και της αποτελεσματικότητας της τεχνολογίας CCS.

Σύμφωνα με το παγκόσμιο Ινστιτούτο CCS, από τον Σεπτέμβριο του 2022 υπάρχουν 196 έργα, εκ των οποίων δύο σε αναστολή, εγκαταστάσεων CCS με συνολική δυναμικότητα (total capacity) 244 εκατομμύρια τόνους διοξειδίου του άνθρακα ετησίως. Από το 2017, υπάρχει μια αυξανόμενη τάση κατασκευής σε έργα και συγκεκριμένα το 2022 υπήρξε αύξηση 44% σε σχέση με το 2021. Εγκαθίστανται σε πολλές χώρες του κόσμου με τη Βόρεια Αμερική, Ηνωμένες Πολιτείες και Καναδάς, να παίζει διακρατικότατο ρόλο στην ανάπτυξη CCS. Επίσης, υπάρχουν έργα στην Βραζιλία,

στην Ασία (Μαλαισία, Ινδονησία, Αυστραλία, Κίνα, Ιαπωνία, Ταϊλάνδη, Σιγκαπούρη, Κορέα), στην Ευρώπη (Ηνωμένο Βασίλειο, Ολλανδία, Δανία, Νορβηγία, Ισλανδία, Φιλανδία, Βέλγιο, Γαλλία, Σουηδία, Πολωνία, Γερμανία) και στα Βαλκάνια (Βουλγαρία). Βέβαια, υπάρχουν και άλλα έργα υπό ανάπτυξη και θα κατασκευαστούν μέσα στις επόμενες δεκαετίες.[17]

Στο σχήμα 1.10 απεικονίζεται ο σταθμός ηλεκτροπαραγωγής με καύση φυσικού αερίου (commercial scale gas – fired power station) με αεριοστρόβιλο συνδυασμένου κύκλου, Net Zero Teesside Power (NZT Power) στο Ηνωμένο Βασίλειο έως και 860 MW ηλεκτρικής ενέργειας χαμηλών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα, ο οποίος παράλληλα δεσμεύει, μεταφέρει και αποθηκεύει έως και 10 εκατομμύρια τόνους εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα ετησίως.[18],[19]



Πηγές Σχημάτων:[18],[19].

Σχήμα 1.10: Σταθμός ηλεκτροπαραγωγής NZT με καύση φυσικού αερίου και σύστημα CCS στο Ηνωμένο Βασίλειο.

3. Αντλίες θερμότητας (Heat pumps)

Το διοξείδιο του άνθρακα μπορεί αφενός να χρησιμοποιηθεί στις αντλίες θερμότητας είτε για ψύξη (τομέας HVAC&R) είτε για θέρμανση χώρων (με νερό ή αέρα) είτε για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Οι αντλίες θερμότητας είναι ενεργειακά συστήματα, τα οποία δεν παράγουν θερμότητα, αλλά λειτουργούν μεταφέροντας την από ένα πεδίο σε ένα άλλο με την χρήση ψυκτικού μέσου, και πρόκειται είτε για συμβατικές ή υποκρίσιμες αντλίες είτε για διακρίσιμες αντλίες.

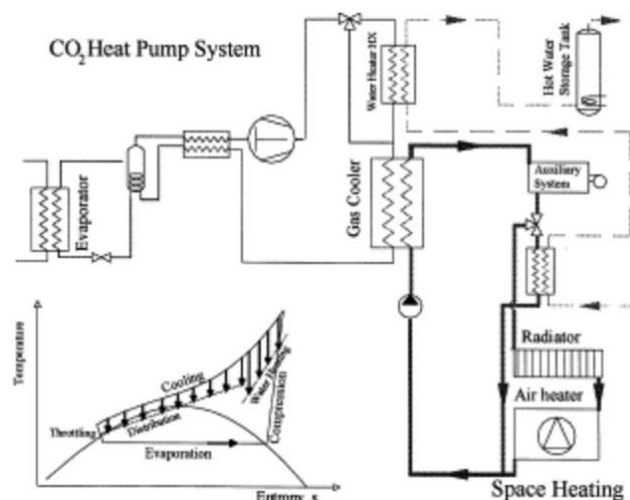
Η χρήση του CO₂ ως ψυκτικού μέσου σε αντλίες θερμότητας επιφέρει σημαντικές προκλήσεις εξαιτίας των ιδιαίτερων χαρακτηριστικών λειτουργίας του διοξειδίου του άνθρακα. Από την μία πλευρά είναι η υψηλή πίεση λειτουργίας (συνήθως 150 bar μέγιστη πίεση λειτουργίας) που απαιτείται για την χρήση του CO₂ που έχει ως αποτέλεσμα την ανάγκη εύρεσης διαφορετικών εξαρτημάτων και νέας γενιάς υψηλής απόδοσης συμπιεστών, των οποίων η θερμοκρασία εξόδου μπορεί να ξεπεράσει τους 140 °C, σε σύγκριση με τα παραδοσιακά ψυκτικά μέσα αντλιών θερμότητας και έτσι, ίσως χρειαστεί πιο εξειδικευμένος εξοπλισμός. Οι συμβατικές αντλίες θερμότητας μπορούν να λειτουργήσουν σε πιέσεις 60 - 70 bar, ενώ οι διακρίσιμες αντλίες θερμότητας σε πιέσεις από 80 έως 110 bar ή και περισσότερο. Στη κατάσταση, όμως, που βρίσκεται η τεχνολογία και η επιστήμη σήμερα, το παραπάνω ζήτημα μπορεί να αντιμετωπιστεί αποτελεσματικά, και με την χρήση μειγμάτων CO₂ στο σύστημα. Από την άλλη πλευρά, είναι η χαμηλή κρίσιμη θερμοκρασία του διοξειδίου του άνθρακα (30,98 °C), όπου διαφέρει ανάλογα με τον κύκλο αντλίας θερμότητας που θα χρησιμοποιηθεί, συμβατική ή διακρίσιμη. Στην πρώτη περίπτωση, περιορίζεται το εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας που σημαίνει ότι δε είναι δυνατή η παροχή θερμότητας σε θερμοκρασίες μεγαλύτερες από τη κρίσιμη θερμοκρασία και έτσι, η θερμαντική ικανότητα του συστήματος μειώνεται οδηγώντας σε χαμηλή απόδοση.

Στη δεύτερη περίπτωση, όμως, οι θερμοκρασίες παροχής θερμότητας δε εξαρτώνται από τη κρίσιμη θερμοκρασία με αποτέλεσμα να είναι δυνατή η λειτουργία σε διακρισίμη φάση. Ωστόσο, η λειτουργία τους σε υψηλές θερμοκρασίες ή ακόμα και με χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος μπορεί να οδηγήσει σε ικανοποιητικές αποδόσεις. Τέλος, οι αντλίες θερμότητας CO₂ παρουσιάζουν μεγάλες απώλειες εξέργειας.[6],[20],[21]

Υπάρχουν διάφορα συστήματα και εφαρμογές αντλιών θερμότητας CO₂ σύμφωνα με τις διαθέσιμες πηγές θερμότητας (μία ή περισσότερες), οι οποίες είναι:

- Αντλία θερμότητας αέρα – αέρα (Air to air heat pump)
- Αντλία θερμότητας αέρα – νερού (Air to water heat pump)
- Αντλία θερμότητας επίγειας πηγής, νερού ή αέρα (Ground source heat pump)
- Αντλία θερμότητας πηγής νερού (Water source heat pump)
- Θερμαντήρας νερού αντλίας θερμότητας (Water heater heat pump)
- Αντλία θερμότητας για θέρμανση χώρου (Space heating heat pump)
- Αντλία θερμότητας για οικιακή χρήση (Residential heat pump)
- Αντλία θερμότητας για ξήρανση (Heat pump for drying)
- Υβριδικό σύστημα αντλίας θερμότητας, γεωθερμικό και ηλιακό (Hybrid solar and hybrid geothermal heat pump system)
- Συστήματα υδραυλικής θέρμανσης υψηλής θερμοκρασίας (High temperature hydronic heating systems)
- Σύστημα αντλιών θερμότητας για τηλεθέρμανση (Heat pump system for district heating)
- Συνδυασμένο σύστημα αντλιών θερμότητας ψύξης ή κατάψυξης και θέρμανση χώρων (Combined heat pump system for cooling or freezing and space heating)
- Στα ηλεκτρικά αυτοκίνητα (Electric vehicles)

Υσττέρα από πειραματικά αποτελέσματα, ορισμένες από αυτές τις εφαρμογές αντλίας θερμότητας παρουσιάζουν ανταγωνιστικές επιδόσεις και δυνητικά οφέλη όσο αναφορά την εξοικονόμηση ενέργειας, την ενεργειακή απόδοση και τις μειωμένες περιβαλλοντικές επιπτώσεις του διοξειδίου του άνθρακα. Υπάρχουν, ωστόσο, αρκετές ευκαιρίες και δυνατότητες για έρευνα και ανάπτυξη στο τομέα αυτό, ιδίως σε εμπορικές και βιομηχανικές εφαρμογές, έτσι ώστε στο μέλλον να υπάρχουν πιο βιώσιμες επιλογές. Στο σχήμα 1.11 παρουσιάζεται ένα συνδυασμένο σύστημα αντλίας θερμότητας θέρμανσης χώρου και νερού όπως μελέτησαν οι Schiefloe και Nesca με το αντίστοιχο διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας.



Πηγή Σχήματος:[6].

Σχήμα 1.11: Σκαρίφημα συνδυασμένου συστήματος αντλίας θερμότητας θέρμανσης χώρου και νερού.

Ως αναφορά την εμπορευματοποίηση των αντλιών θερμότητας διοξειδίου του άνθρακα, η Ιαπωνία είναι η πρωτοπόρος χώρα που έχει εστιάσει μεγάλη προσοχή, ήδη από τις χρονικές περιόδους 2001 και 2002. Για παράδειγμα, η ιαπωνική εταιρεία Mayekawa διαθέτει στο εμπόριο στη Βόρεια Αμερική εδώ και αρκετά χρόνια και προσφέρει τριών ειδών αντλίες θερμότητας CO₂, την αντλία θερμότητας νερού - νερού EcoCute, την αντλία θερμότητας αέρα - νερού Unimo και την αντλία θερμότητας νερού - αέρα Sirocco.[22] Επίσης, οικιακές αντλίες θερμότητας CO₂ έχουν κατασκευαστεί και πωλούνται σε Ασία και Ευρώπη. Μάλιστα, το Ινστιτούτο Έρευνας Θερμικής Ενέργειας του Πανεπιστημίου Tianjin στη Κίνα έχει αναπτύξει διάφορους τύπους συστημάτων αντλίας θερμότητας CO₂ και συγκεκριμένα, το σύστημα αντλίας θερμότητας CO₂ νερού - νερού, το σύστημα αντλίας θερμότητας CO₂ με διαστολέα (expander), το σύστημα αντλίας θερμότητας CO₂ με διβάθμια συμπίεση, το σύστημα αντλίας θερμότητας CO₂ αέρα - αέρα και το σύστημα θερμαντήρα νερού με αντλία θερμότητας CO₂. [7] Επίσης, μέσω διαδοχικών ερευνών του μηχανικού Qi Pengcheng στα συστήματα αντλιών θερμότητας CO₂, το 2013 αναπτύχθηκε το πρώτο σύστημα αντλίας θερμότητας CO₂ 70 kW. Έναν χρόνο αργότερα, κατασκευάστηκε και εργαστήριο δοκιμής συστημάτων αντλιών θερμότητας CO₂ με συνέπεια η κινέζικη εταιρεία Hengda Technology να ξεκινήσει την εφαρμογή τέτοιων αντλιών σε έργα θέρμανσης και παραγωγής ζεστού νερού χρήσης στο εμπόριο. Τέλος, το 2017 εγκαταστάθηκε το πρώτο σύστημα αντλίας θερμότητας CO₂ μεγάλης κλίμακας.[23] Υπάρχουν, βέβαια, και άλλες κατασκευαστικές εταιρείες όπως είναι η Pure Thermal, η CLADE, η CHOFU, η Mitsubishi Electric Trane HVAC US. Στο σχήμα 1.12 απεικονίζονται μερικές από τις κατασκευές της Εταιρείας EcoCute και στο σχήμα 1.13 απεικονίζεται το εργαστήριο δοκιμής συστημάτων αντλιών θερμότητας CO₂ στη Κίνα.



Πηγή Σχήματος:[2].

Σχήμα 1.12: Αντλίες θερμότητας διοξειδίου του άνθρακα της εταιρείας EcoCute.



Πηγή Σχήματος:[23].

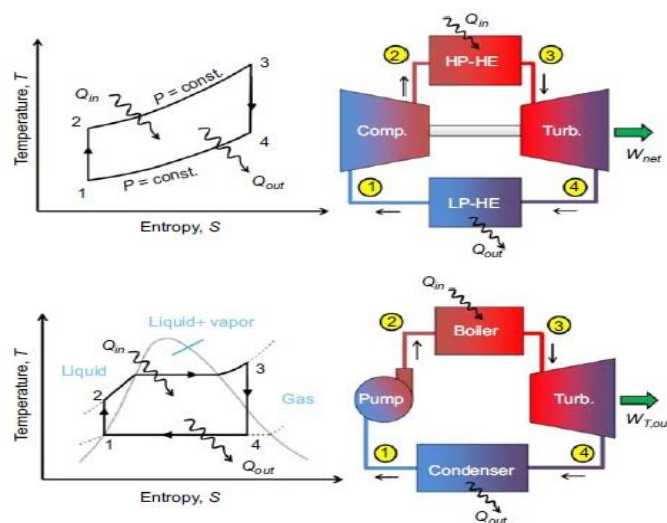
Σχήμα 1.13: Εργαστήριο δοκιμής συστημάτων αντλιών θερμότητας CO₂.

4. Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (Power generation)

Η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με βάση το διοξείδιο του άνθρακα αποτελεί ένα σημαντικό κομμάτι στην ενεργειακή βιομηχανία και αναφέρεται συνήθως σε διεργασίες που χρησιμοποιούν το διοξείδιο του άνθρακα ως εργαζόμενο ρευστό σε ένα θερμοδυναμικό κύκλο. Οι δύο βασικότεροι θερμοδυναμικοί κύκλοι που χρησιμοποιούνται σε μεγάλη κλίμακα είναι ο κύκλος Rankine για ατμοστρόβιλο και ο κύκλος Brayton για αεριοστρόβιλο.

Οι κύκλοι Brayton και Rankine ως κύκλοι εσωτερικής καύσης χρησιμοποιούνται σε εγκαταστάσεις παραγωγής έργου και θερμοηλεκτρικούς σταθμούς παραγωγής, π.χ. με άνθρακα ή πυρηνική ενέργεια, και είναι περισσότερο πρακτικοί κύκλοι από τους αντίστοιχους κύκλους Otto και Diesel χρησιμοποιώντας το εργαζόμενο ρευστό για τη μεταφορά θερμότητας και τη παραγωγή ενέργειας. Ο κύκλος Rankine είναι μια τροποποιημένη παραλλαγή του κύκλου Carnot και χρησιμοποιεί ατμό με αλλαγή φάσης, λειτουργώντας σε πολύ υψηλότερες θερμοκρασίες εισόδου στροβίλου σε σχέση με τον κύκλο Brayton που λειτουργεί με αέριο μιας φάσης πετυχαίνοντας θερμοδυναμική απόδοση έως και 40%. Αντίθετα, ο κύκλος Brayton αξιοποιεί το έργο από θερμά αέρια και προσεγγίζει τόσο τους κινητήρες αερωθούμενων αεροσκαφών όσο και τις σύγχρονες τουρμπίνες αερίου, αλλά η λειτουργία του απαιτεί σημαντικά, μικρότερες δυνάμεις άντλησης. Πιο συγκεκριμένα, με ένα κύκλο Rankine μπορεί να επιτευχθεί υψηλή απόδοση εξαιτίας της χαμηλής κατανάλωσης έργου της αντλίας, ενώ με ένα κύκλο Brayton είναι εφικτό η επίτευξη της υψηλής απόδοσης λόγω της υψηλής θερμοκρασίας εισόδου στροβίλου. Βέβαια, οι καλού σχεδιασμού κύκλοι Brayton υπερτερούν των κύκλων Rankine και λέγεται κατά κανόνα ότι οι αεριοστρόβιλοι πρόκειται να είναι 1,5 φορές πιο αποδοτικοί από τους ατμοστρόβιλους. Για παράδειγμα, σε ένα κατάλληλο εύρος θερμοκρασιών (400 – 750 °C), η απόδοση του κύκλου Brayton είναι υψηλότερη από το κύκλο Rankine, και αυτό έχει σημαντικές προοπτικές στην αξιοποίηση της ανάκτησης θερμότητας από τα απόβλητα των πλοίων.

Και οι δύο κύκλοι έχουν την δυνατότητα παραλλαγής τους σε πιο αποτελεσματικές τεχνολογίες με στόχο την επίτευξη υψηλής απόδοσης με το λιγότερο δυνατό κόστος. Τέτοια παραδείγματα μπορεί να είναι ο οργανικός κύκλος Rankine, ο συνδυασμένος κύκλος ατμοστρόβιλου και αεριοστρόβιλου, ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC), ο κύκλος Brayton με ενδιάμεση ψύξη (intercooling) ή αναθέρμανση (reheating) ή και τα δύο, ο αναγεννητικός κύκλος Rankine (regenerative Rankine cycle), ο υπερκρίσιμος κύκλος Brayton ή Rankine και ο διακρίσιμος κύκλος ανάκτησης και δέσμευσης διοξειδίου του άνθρακα με καύση οξυγόνου Allam – Fetsvedt cycle, ο οποίος θα αναλυθεί στα επόμενα κεφάλαια. Η επιλογή, βέβαια, του κύκλου εξαρτάται από την εφαρμογή, τη διαθέσιμη πηγή θερμότητας και τις επιθυμητές συνθήκες λειτουργίας. Στο σχήμα 1.14 διακρίνονται οι δύο τύποι κύκλων στην πιο απλή μορφή τους με τα αντίστοιχα διαγράμματα θερμοκρασίας – εντροπίας (T - s).



Πηγή Σχήματος:[24].

Σχήμα 1.14: Απλοί κύκλοι Brayton και Rankine.

Κλείνοντας, μέχρι σήμερα υπάρχουν περισσότερες από 30.000 εγκαταστάσεις διοξειδίου του άνθρακα παγκοσμίως και είναι σίγουρο ότι, ο αριθμός αυτός θα συνεχίσει να αυξάνεται τα επόμενα χρόνια. Τέλος, υπολογίζεται ότι η μέση θερμική απόδοση των αυτόνομων κύκλων διοξειδίου του άνθρακα είναι περίπου 40% και με την αναβάθμιση σε συνδυασμένο κύκλο μπορεί να φτάσει έως και 50 - 60%. [25]

1.2 Κίνητρο διπλωματικής εργασίας και στόχος

❖ **Κίνητρο:** Η κοινωνική επιρροή της κλιματικής αλλαγής να μην προκαλεί ανησυχία, αλλά ταυτοχρόνως δε αυξάνεται η ζήτηση από πολιτικές οργανώσεις, ερευνητικά προγράμματα και επιστήμονες για τη διερεύνηση νέων κύκλων αυξημένης απόδοσης με φιλικά προς το περιβάλλον εργαζόμενα ρευστά όπως το διοξείδιο του άνθρακα, έτσι ώστε να προκύψουν σημαντικά οφέλη ως προς την επιλεγμένη εγκατάσταση, όπως η μείωση του ενεργειακού αποτυπώματος της (footprint), με σκοπό να υπάρξει ένα βιώσιμο και αποδοτικό σύστημα μετατροπής ενέργειας. Ενδιαφέρον, βέβαια, αποτελούν και οι αξιοσημείωτες θερμοφυσικές ιδιότητες του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα όπως χαμηλό ιξώδες, υψηλή πυκνότητα και εξαιρετικά χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας, καθιστώντας το ελκυστικό εργαζόμενο ρευστό για κύκλους ενέργειας επιτρέποντας βελτιωμένη απόδοση σε σύγκριση με τα συμβατικά συστήματα μετατροπής ισχύος. Ένας τέτοιος κύκλος είναι ο κλειστός κύκλος Brayton με επανασυμπίεση με εργαζόμενο ρευστό το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα, αποτελώντας ένα πρωτότυπο αντικείμενο ως προς εξέταση.

❖ **Στόχος:** Ο στόχος της διπλωματικής εργασίας είναι η κατανόηση της διάταξης επανασυμπίεσης κλειστού κύκλου Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα και των διαφόρων δυνατοτήτων της μέσω ερευνητικής αναζήτησης και η ανάπτυξη ενός ολοκληρωμένου αριθμητικού μοντέλου και πλαισίου μοντελοποίησης για το σχεδιασμό της διάταξης του συστήματος, μέσω θερμοδυναμικής ανάλυσης υπολογίζοντας και αξιολογώντας με το λογισμικό πρόγραμμα Microsoft Excel τα θερμικά φορτία του συστήματος υπό διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Τέλος, θα γίνει παραμετρική μελέτη του λόγου πίεσης και του λόγου μάζας επανασυμπίεσης του κύκλου s-CO₂ προκειμένου να προβληθεί η επίδραση της απόδοσης του συστήματος.

1.3 Δομή εργασίας

Η δομή της παρούσας εργασίας διαμορφώνεται εν συντομία ως εξής:

Στο 1^ο κεφάλαιο παρουσιάζεται η βιβλιογραφική ανασκόπηση του διοξειδίου του άνθρακα, η σημαντικότητα του περιβαλλοντικά και η ευχερή χρήση του σε ποικίλα συστήματα ενέργειας.

Στο 2^ο κεφάλαιο γίνεται ολοκληρωμένη επισκόπηση του κλειστού κύκλου Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα και πλήρης ανάλυση του κύκλου επανασυμπίεσης που θα μελετηθεί.

Στο 3^ο κεφάλαιο παρουσιάζονται και αναλύονται τα μεθοδολογικά βήματα που ακολουθήθηκαν για την μοντελοποίηση του κύκλου επανασυμπίεσης.

Στο 4^ο κεφάλαιο παρουσιάζονται και σχολιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν τόσο από την μελέτη του κύκλου επανασυμπίεσης s-CO₂ όσο και από την παραμετρική μελέτη των δύο σημαντικότερων παραγόντων του κύκλου.

Στο 5^ο κεφάλαιο συνοψίζονται τα συμπεράσματα που προέκυψαν από το σύνολο της παρούσας εργασίας και αναφέρονται οι πιθανές βελτιώσεις και προοπτικές της.

Στο 6^ο κεφάλαιο καταγράφονται όλες οι βιβλιογραφικές πηγές και οι διαδικτυακοί ιστότοποι που χρησιμοποιήθηκαν για την σύνταξη της διπλωματικής εργασίας.

2 Ο κύκλος υπερκρίσιμου CO₂

Κατά τον 19^ο αιώνα, μετά από τον πειραματικό έλεγχο του Ιρλανδού φυσικού και χημικού, Thomas Andrews, στο κατά πόσο έγκυρος ήταν ο νόμος του Boyle σε ένα εύρος μετρητικών πιέσεων, εξετάστηκαν οι πραγματικές ιδιότητες και επιδράσεις του διοξειδίου του άνθρακα, όπου στα μέσα του 20^{ου} αιώνα, άρχισε να θεωρείται ως εργαζόμενο ρευστό στα συστήματα παραγωγής ισχύος. Ξεκίνησε σαν αρχική ιδέα, ως κύκλος Brayton με μερικής ψύξης συμπίκνωση CO₂, από την εταιρεία Sulzer Brothers Ltd. στην Ελβετία με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας τις χρονολογίες 1948 – 1950 και αργότερα, την δεκαετία του 1960 τα πλεονεκτήματα αυτού του κύκλου έγιναν αντιληπτά από όλο και περισσότερους ερευνητές, όπως ο Angelino από την Ιταλία (1968) και από τον Ernest G. Feher από τις Ηνωμένες Πολιτείες (1968), οι όποιοι εστίασαν στην βελτιστοποίηση της απόδοσης του κύκλου σε διάφορες διατάξεις. Ο Dekhtiarov πρότεινε, επίσης, ένα διακρίσιμο κύκλο προσυμπίεσης με αναθέρμανση (reheated, pre compression transcritical cycle) λειτουργώντας με διοξείδιο του άνθρακα, όμως τα έργα Feher και Angelino κρίθηκαν πιο απαραίτητα. Ο Feher σχεδίασε τον πρώτο κύκλο s-CO₂ το 1967, όπου χρησιμοποίησε ανακτητές (recuperators) που τοποθετήθηκαν μεταξύ του στροβίλου και του ψύκτη (cooler) για την επίτευξη ανάκτησης θερμότητας των καυσαερίων του στροβίλου.[26],[27]

Το έργο του Angelino αφορούσε τόσο υπερκρίσιμους όσο και διακρίσιμους κύκλους και εστίασε στη σύγκριση των διατάξεων του υπερκρίσιμου κλειστού κύκλου Brayton και κυρίως στο κύκλο συμπίκνωσης, μερικής και ολικής, με προσυμπίεση σε διακρίσιμη φάση, αλλά και σε διατάξεις όπως ο κύκλος μερικής ψύξης (partial cooling), ο κύκλος επανασυμπίεσης (recompression) και ο κύκλος προσυμπίεσης (precompression) σε υπερκρίσιμη φάση με σκοπό την ελαχιστοποίηση του "irreversibility" του κύκλου. Συμπέρανε ότι, η απόδοση του κύκλου επανασυμπίεσης με θερμοκρασία εισόδου στροβίλου (TIT) 650 °C είναι ανταγωνίσιμη με την απόδοση ενός κύκλου ατμού Rankine αναθέρμανσης (reheat steam Rankine cycle). Από την άλλη, ο Feher το 1960 ανέπτυξε έναν απλό κύκλο s-CO₂ με αναγέννηση (regenerative cycle), όμως απορρίφθηκε εξαιτίας των υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών που υπήρξαν. Επίσης, ερεύνησε έναν απλό υπερκρίσιμο κύκλο με ανάκτηση (simple recuperated supercritical cycle), αξιολογώντας την ευαισθησία του στις συνθήκες λειτουργίας και την απόδοση των εξαρτημάτων του. Ανέφερε κιόλας μια παραλλαγή του κύκλου, που ονομάστηκε "pseudo – supercritical cycle", η οποία ήταν παρόμοια με τον κύκλο συμπίκνωσης που ανέφερε ο Angelino στο έργο του. Και οι δύο ερευνητές κατέληξαν στο ίδιο συμπέρασμα, ότι ο υπερκρίσιμος κύκλος μπορεί να επιτύχει υψηλότερες αποδόσεις (περίπου 50%) από τους συμβατικούς κύκλους Brayton με μέτριες θερμοκρασίες εισόδου του στροβίλου. Ωστόσο, ορισμένες παραδοχές που ειπώθηκαν από τους δύο ερευνητές στους θερμοδυναμικούς υπολογισμούς, δεν ανταποκρίνονταν με την πραγματικότητα και έτσι, τα αποτελέσματα που προέκυψαν δεν ήταν εντελώς ορθά.[27]–[30]

Την δεκαετία του 1970, η ερευνητική δραστηριότητα μετατοπίστηκε από τη θερμοδυναμική προσομοίωση του κύκλου σε λεπτομερείς μελέτες σχεδιασμού, ιδίως για τις εφαρμογές του στη πυρηνική μηχανική και τις εφαρμογές στα πλοία, [31] και επίσης, το 1968 ο Dievot πρότεινε τη σύζευξη του κύκλου ενέργειας s-CO₂ με τον ταχύ αντιδραστήρα με ψύξη νατρίου (sodium-cooled fast reactor - SFR). Έπειτα, υπήρξαν μελέτες από τους Strub και Frieder το 1970, μια ομάδα της General Electric, οι όποιοι χρησιμοποίησαν τον κύκλο s-CO₂ με επανασυμπίεση για την έμμεση μετατροπή της θερμικής ισχύος του ψυχόμενου με ήλιο γρήγορου αντιδραστήρα σε ηλεκτρική ενέργεια.

Το αποτέλεσμα βέβαια δεν ήταν το ιδανικότερο, καθώς το επιστημονικό ενδιαφέρον, εκείνη την περίοδο, για την τεχνολογία αυτή μειώθηκε αρκετά. Δυστυχώς, λόγω των περιορισμών ανάπτυξης στροβιλομηχανών CO₂ και συμπαγών εναλλακτών θερμότητας, η χρήση του κύκλου Brayton s-CO₂ συνάντησε αντίσταση, παρότι μέχρι εκείνη την εποχή οι προαναφερόμενοι επιστήμονες – ερευνητές είχαν υπερμελετήσει την ιδιαίτερη θερμο-ιδιότητα του CO₂ (thermo-property) και τα πλεονεκτήματα του κύκλου Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα. Και φτάνουμε

στη δεκαετία του 2000, όπου έχουμε την αναβίωση του κύκλου Brayton με s-CO₂ στην επιφάνεια, ύστερα από την εξέλιξη διαφόρων μεταβλητών, όπως για παράδειγμα η πρόοδος της τεχνολογίας του εναλλάκτη θερμότητας Heatric's τυπωμένου κυκλώματος (Heatric's Printed Circuit Heat Exchanger - PCHE), η ανάπτυξη της τεχνολογίας αεροστροβίλων CO₂, καθώς και η διάδοση ερευνητικών εργασιών που είχαν ως επίκεντρο την εφαρμογή του κύκλου Brayton s-CO₂ στην πυρηνική μηχανική και οι οποίες επιτελέστηκαν από διάφορα ερευνητικά και εργαστηριακά κέντρα και ινστιτούτα, συγκεκριμένα από το Massachusetts Institute Of Technology (MIT), από το Argonne National Laboratory (ANL), από το Sandia National Laboratory (SNL) στις Ηνωμένες Πολιτείες και τέλος, από το Tokyo Institute of Technology στη Ιαπωνία.[28]

Μέσω της διδακτορικής διατριβής του Vaclav Dostal [31], η οποία εστίαζε στην εφαρμογή του κύκλου στην πυρηνική ενέργεια (πυρηνικούς αντιδραστήρες 4^{ης} γενιάς) και σε ποικίλες διατάξεις του κύκλου στο συγκεκριμένο τομέα όπως intercooling (ενδιάμεση ψύξη), reheating (αναθέρμανση), recompression (επανασυμπίεση), precompression (προσυμπίεση), το ενδιαφέρον της επιστημονικής κοινότητας ξαναζωντάνεψε. Επίσης, κατασκεύασε κύκλο επανασυμπίεσης με θερμοκρασία εισόδου στροβίλου (550 – 750 °C), προτείνοντας τους εναλλάκτες κυκλώματος PCHE και εκτιμώντας το φυσικό μέγεθος του υπερκρίσιμου κύκλου.[32]

Μετά από το έργο του Dostal και παίρνοντας επιρροή από αυτό, οι επόμενες μελέτες, όπως [33], που διεξήχθησαν αφορούσαν την εφαρμογή του κύκλου σε διάφορες άλλες πηγές θερμότητας, όπως συστήματα ηλιακής ενέργειας, σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής με καύση ορυκτών καυσίμων, ανάκτηση θερμότητας. Όλες οι έρευνες, ύστερα από θερμοδυναμική, οικονομική και περιβαλλοντική ανάλυση, είχαν ένα βασικό κοινό συμπέρασμα ότι ο κύκλος επανασυμπίεσης είναι η πιο αποδοτική διάταξη. Η συγκεκριμένη, όμως, έρευνα [34] κατέληξε ότι ο κύκλος επανασυμπίεσης δεν είναι κατάλληλη για χαμηλής θερμοκρασίας πηγή θερμότητας και όχι ιδανική για την τεχνολογία ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας (waste heat recovery).

2.1 Ανοιχτός και κλειστός κύκλος Brayton

Ο αεροστρόβιλος (gas turbine), ή αλλιώς στρόβιλος καύσης (combustion turbine), είναι ένας τύπος μηχανής εσωτερικής καύσης που μετατρέπει την χημική ενέργεια ενός καυσίμου, όπως φυσικό αέριο, σε μηχανική περιστροφική ενέργεια. Αυτό επιτυγχάνεται μέσω ενός θερμοδυναμικού κύκλου από τον οποίο παρουσιάζεται, μέσω διεργασιών, ο τρόπος λειτουργίας ενός αεροστροβίλου με σταθερή πίεση. Ένας τέτοιος θερμοδυναμικός κύκλος είναι ο *κύκλος Brayton*, όπου ο συμπιεσμένος αέρας αναμιγνύεται με καύσιμο και καίγεται υπό σταθερές συνθήκες πίεσης. Τελικά, το θερμό αέριο που προκύπτει διαστέλλεται μέσω του στροβίλου για την εκτέλεση έργου. Ιστορικά, ο κύκλος Brayton προτάθηκε για χρήση σε παλινδρομικές μηχανές από τον Αμερικάνο μηχανικό George Bailey Brayton γύρω στο 1870-1872, ο οποίος, συγκεκριμένα, ανέπτυξε μια μηχανή εσωτερικής καύσης σταθερής πίεσης, γνωστή ως *Brayton's Ready Motor*, και την επικύρωσε με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας χρησιμοποιώντας αρχικά, ατμοποιημένο αέριο και στη συνέχεια, υγρά καύσιμα.[35]

Χρησιμοποιείται σε αεροστροβιλικούς κινητήρες, ορισμένους αεριοθούμενους κινητήρες και σε ορισμένες θερμικές μηχανές και ταξινομείται σε δύο κατηγορίες:

- Ανοιχτός Κύκλος Brayton (Open Brayton cycle)
- Κλειστός Κύκλος Brayton (Closed Brayton cycle)

Ο *ανοιχτός κύκλος Brayton* είναι ένα ανοιχτό σύστημα, όπου το εργαζόμενο ρευστό (θερμά αέρια) εισέρχεται στο σύστημα από το περιβάλλον και αποβάλλεται πίσω στην ατμόσφαιρα μετά την περιστροφή του στροβίλου. Η καύση πραγματοποιείται απευθείας χρησιμοποιώντας καυστήρα. Τα κύρια εξαρτήματα ενός ανοιχτού κύκλου Brayton είναι ο συμπιεστής αερίου (gas compressor), ο θάλαμος καύσης (combustion chamber) και ο στρόβιλος ισχύος (power turbine). Σε αυτόν τον κύκλο, ο εισερχόμενος αέρας από την ατμόσφαιρα συμπιέζεται σε υψηλότερη πίεση και θερμο-

-κρασία με τη βοήθεια του συμπιεστή και εγχέεται στο θάλαμο καύσης. Εκεί, αναμιγνύεται αέρας και καύσιμο με αποτέλεσμα ο αέρας να θερμαίνεται σε υψηλότερη θερμοκρασία. Τα θερμά αυτά αέρια που δημιουργούνται διέρχονται μέσα από τα πτερύγια του στροβίλου στον οποίο διαστέλλονται με αποτέλεσμα την άμεση περιστροφή του. Τελικά, τα αέρια εκλύονται απευθείας στην ατμόσφαιρα όπου στη συνέχεια, ο συμπιεστής τροφοδοτείται, πάλι, με ατμοσφαιρικό αέρα επαναλαμβάνοντας τη διαδικασία.[35], [36]

Ο *κλειστός κύκλος Brayton* είναι ένα κλειστό σύστημα, όπου το εργαζόμενο ρευστό (θερμά αέρια) εισέρχεται στο σύστημα από το περιβάλλον και ανακυκλώνεται συνεχώς, κυκλοφορώντας εντός του στροβίλου χωρίς να εκλύεται στην ατμόσφαιρα. Θερμαίνεται έμμεσα με μία εξωτερική πηγή θερμότητας, χρησιμοποιώντας εναλλάκτη θερμότητας (heat exchanger). Τα κύρια εξαρτήματα ενός κλειστού κύκλου Brayton είναι ο συμπιεστής αερίου (gas compressor), ο θάλαμος θέρμανσης (heating chamber), ο θάλαμος ψύξης (cooling chamber) και ο στρόβιλος ισχύος (power turbine). Σε αυτό το κύκλο, ο εισερχόμενος αέρας από την ατμόσφαιρα συμπιέζεται σε υψηλότερη πίεση και θερμοκρασία με τη βοήθεια του συμπιεστή και ρέει προς το θάλαμο θέρμανσης. Εκεί, ο συμπιεσμένος αέρας θερμαίνεται μέσω μιας εξωτερικής πηγής θερμότητας. Τα θερμά αυτά αέρια που δημιουργούνται διέρχονται μέσα από τα πτερύγια του στροβίλου στον οποίο διαστέλλονται με αποτέλεσμα την άμεση περιστροφή του και τελικά, εισέρχονται στο θάλαμο ψύξης στον οποίο ψύχονται. Τα αέρια τροφοδοτούνται, πάλι, στο συμπιεστή επαναλαμβάνοντας τη διαδικασία.[35],[36]

Στο σχήμα 2.1 απεικονίζονται τα διαγράμματα πίεσης - όγκου (P - v) τόσο για τον ανοιχτό κύκλο Brayton όσο και για τον κλειστό κύκλο Brayton. Στο σχήμα 2.2 παρουσιάζεται ο ανοιχτός και κλειστός κύκλος Brayton με τα λειτουργικά τους μέρη και τα αντίστοιχα διαγράμματα θερμοκρασίας - εντροπίας (T - s) των ιδανικών κύκλων.

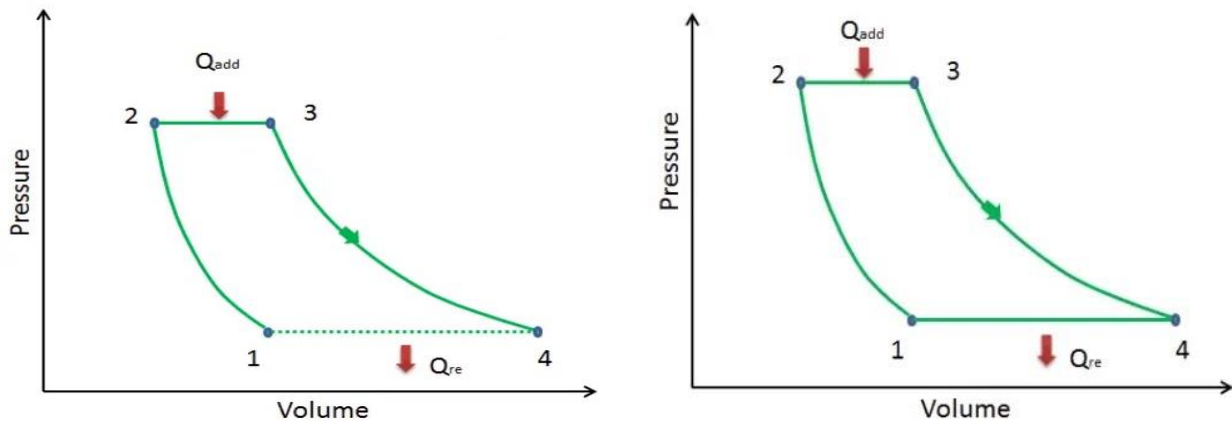
Με βάση το θερμοδυναμικό διάγραμμα P - v του κλειστού κύκλου Brayton (Σχήμα 2.1) έχουμε δύο ισεντροπικές (αντιστρεπτές αδιαβατικές) διεργασίες, 1 - 2 και 3 - 4 (Ισεντροπική συμπίεση και ισεντροπική εκτόνωση) με τη πίεση και τη θερμοκρασία να αυξάνονται χωρίς να υπάρχει ανταλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον, όντας αντιστρεπτή (δεν υπάρχουν εσωτερικές απώλειες) και δύο ισοβαρής διεργασίες, 2 - 3 και 1 - 4 (Ισοβαρής προσθήκη θερμότητας και ισοβαρής απόρριψη θερμότητας) με τη μεταβολή του όγκου του συστήματος υπό σταθερή πίεση. Παρατηρεί κανείς ότι οι δύο αυτοί κύκλοι έχουν παρόμοια θερμοδυναμικά διαγράμματα, αλλά διαφέρουν ως προς τον τρόπο χειρισμού και απόρριψης του εργαζόμενου ρευστού. Αντίστοιχα, στο σχήμα 2.2 για τον κλειστό κύκλο Brayton εκτελούνται οι ίδιες διεργασίες με το διάγραμμα P - v.

Είναι γνωστό ότι, ο θερμοδυναμικός κύκλος Carnot παρουσιάζει την υψηλότερη απόδοση και ισχύει ότι:

$$n_{car} = 1 - \frac{T_{cold}}{T_{hot}}$$

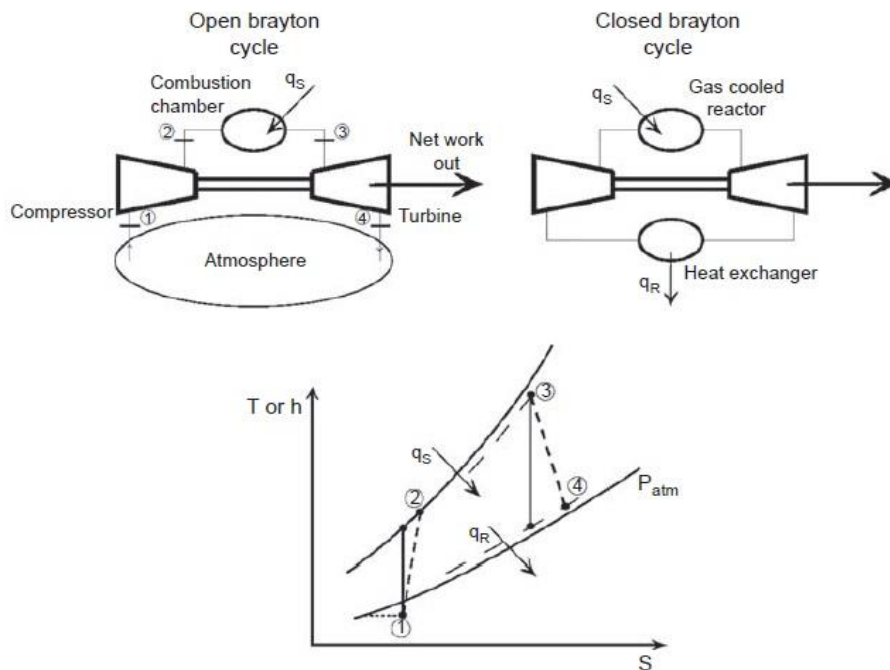
και τελικά, ο θερμικός βαθμός απόδοσης ενός ιδανικού κύκλου Brayton μπορεί να εκφραστεί ως:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}} = \frac{W_t - W_c}{Q_{in}} = \frac{\text{Καθαρό Έργο Εξόδου } (W_{net})}{\text{Προστιθέμενη Θερμότητα}}$$



Πηγή Σχημάτων:[35].

Σχήμα 2.1: Διαγράμματα πίεσης - όγκου ανοιχτού και κλειστού κύκλου Brayton.



Πηγή Σχημάτων:[24].

Σχήμα 2.2: Ανοιχτός και κλειστός κύκλος Brayton με τα εξαρτήματά τους και τα διαγράμματα θερμοκρασίας-εντροπίας των ιδανικών κύκλων.

Το επιστημονικό, όμως, ενδιαφέρον εστιάζεται στον κλειστό κύκλο Brayton, στον οποίο χρησιμοποιούνται ιδανικά αέρια ως εργαζόμενα ρευστά, καθώς σκοπός είναι ο σχηματισμός ενός πλήρους κύκλου και η εκτέλεση του ξανά και ξανά, καθώς είναι αναγκαίες οι υψηλές θερμοκρασίες εισόδου του στροβίλου για την επίτευξη καλών θερμοδυναμικών αποδόσεων. Σημαντικό μειονέκτημα των ανοιχτών κύκλων έναντι των κλειστών είναι ο περιορισμός που τίθεται από την πίεση του περιβάλλοντος και οι ισχυρές επιδράσεις των συνθηκών του περιβάλλοντος (θερμοκρασία και πίεση) στον σχεδιασμό και στις επιδόσεις του κύκλου. Σε έναν αεριοστροβίλο κλειστού τύπου μπορεί να χρησιμοποιηθεί οποιοδήποτε ρευστό με καλές θερμοδυναμικές ιδιότητες όπως αέρας, ήλιο, διοξείδιο του άνθρακα, άζωτο κ.ο.κ. Προτείνονται, δηλαδή, για ειδικές εφαρμογές όταν χρησιμοποιούνται στερεά ή αέρια καυσίμων χαμηλής ποιότητας και κόστους, στην πυρηνική ενέργεια, στην ανάκτηση θερμότητας αποβλήτων και στην ηλιακή ενέργεια.

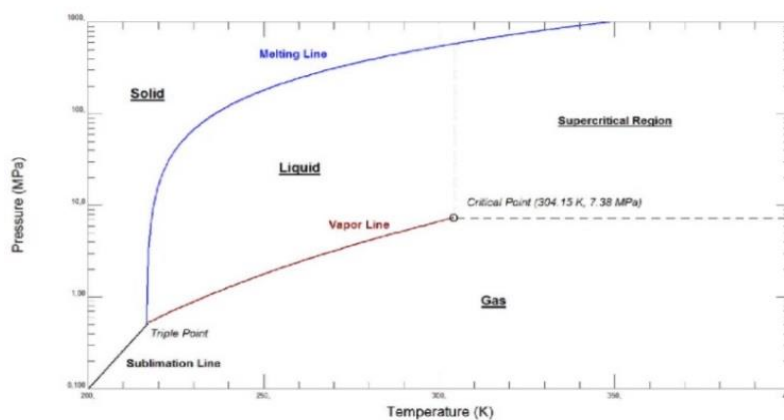
Περισσότερα πλεονεκτήματα από τον ανοιχτό κύκλο Brayton και αυτό εξηγεί και τον λόγο ανταγωνισμούς του με τον κύκλο Rankine σε ποικίλες εφαρμογές. Ιστορικά, ο πρώτος πρωτότυπος αεριοστρόβιλος κλειστού τύπου ήταν η εγκατάσταση AK – 36 από την εταιρεία Escher Wyss στη Ζυρίχη (Ελβετία) το 1939, η οποία χρησιμοποίησε έναν κύκλο ανάκτησης (recuperated cycle) με εργαζόμενο ρευστό τον αέρα και τροφοδοτούνταν από ελαφρύ πετρέλαιο. Η θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου ήταν 650 °C, με ηλεκτρική ισχύ 2 MW και ηλεκτρική απόδοση περίπου 30%. Βέβαια, η διαμόρφωση της μονάδας ήταν πολύπλοκη με δύο άξονες, τρεις συμπιεστές και δυο ενδιάμεσους ψύκτες. Ακόμα ένας κλειστός κύκλος Brayton με εργαζόμενο ρευστό τον αέρα ήταν η κινητήρια μηχανή που κατασκευάστηκε από την εταιρεία Garret Corporation το 1985, όπου η εγκατάσταση ήταν 5 MW που έκαίγε ένα καύσιμο χαμηλής ποιότητας σε ατμοσφαιρική ρευστοποιημένη κλίνη. Από τότε, χρησιμοποιούταν σε μεγάλο βαθμό ως εργαζόμενο ρευστό το ήλιο (He), κυρίως σε κλειστούς πυρηνικούς κύκλους αερίου υψηλών θερμοκρασιών της τάξεως περίπου των 900 °C και αποδόσεων (45 – 48)%.[31]

2.2 Το διοξείδιο του άνθρακα ως ρευστό για κύκλους ισχύος

Πέρα από τις καλές, περιβαλλοντικά, ιδιότητες του διοξειδίου του άνθρακα που αναφέρθηκαν στο εισαγωγικό κομμάτι της εργασίας, αξίζει να προστεθεί ότι μπορεί να διατεθεί εύκολα σε χαμηλό κόστος. Συγκεκριμένα, το κόστος του είναι μόλις μόνο το ένα δέκατο του He και το ένα εβδομηκοστό του R134a.[29] Εντούτοις, είναι σκόπιμο να αναφερθούν και οι τέλει θερμοδυναμικές και μεταφορικές ιδιότητες που παρουσιάζει το διοξείδιο του άνθρακα υπερκρίσιμα στα εξαρτήματα του κύκλου και πως ορισμένες παράμετροι μεταβάλλονται, αιτιολογώντας την αξιοποίηση του σε ένα κλειστό κύκλο Brayton.

2.2.1 Κρίσιμο σημείο και ιδιότητες του διοξειδίου του άνθρακα

Γενικά, ως *κρίσιμο σημείο*, ορίζεται το σημείο εκείνο στο οποίο το διοξείδιο του άνθρακα δεν υγροποιείται πάνω από την κρίσιμη πίεση του και δεν αεριοποιείται πάνω από τη κρίσιμη θερμοκρασία του. Έχει κρίσιμη θερμοκρασία 30,98 °C (304,13 K), τιμή πολύ κοντά στη θερμοκρασία περιβάλλοντος, και κρίσιμη πίεση 7,38 MPa, οι οποίες είναι ιδιαίτερα χαμηλές τιμές που σημαίνει ότι το διοξείδιο του άνθρακα μπορεί να εισέλθει εύκολα σε υπερκρίσιμη κατάσταση. Είναι μια φάση ανάμεσα σε υγρή και αέρια που το διοξείδιο του άνθρακα δεν υφίσταται αλλαγή φάσης και βρίσκεται πάνω από το κρίσιμο σημείο του σε συγκεκριμένες συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης, κατά την οποία ορισμένες θερμικές του ιδιότητες μεταβάλλονται απότομα κοντά στο κρίσιμο σημείο. Επίσης, στην υπερκρίσιμη κατάσταση το διοξείδιο του άνθρακα μπορεί να συμπιεστεί απευθείας και να θερμανθεί εύκολα. Στο σχήμα 2.3 απεικονίζεται το διάγραμμα αλλαγής φάσης του διοξειδίου του άνθρακα διακρίνοντας την υπερκρίσιμη περιοχή.[2]



Πηγή Σχήματος:[37].

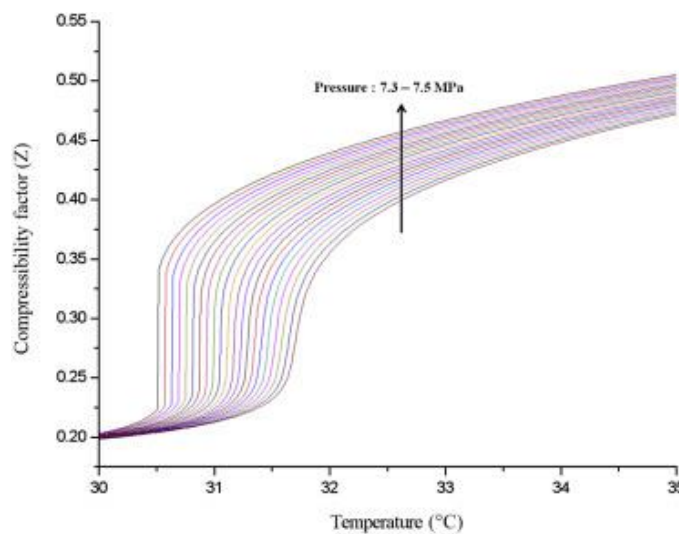
Σχήμα 2.3: Διάγραμμα αλλαγής φάσης διοξειδίου του άνθρακα.

Το κρίσιμο σημείο χαρακτηρίζεται από το συντελεστή συμπιεστότητας (compressibility factor) που μας δείχνει πως ένα ρευστό συμπεριφέρεται ως ιδανικό αέριο. Συμβολίζεται με Z και ορίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$Z = \frac{p \cdot M}{\rho \cdot R \cdot T}$$

,όπου p είναι η πίεση του ρευστού, M το μοριακό βάρος του ρευστού, ρ η πυκνότητα του ρευστού, R η ιδανική σταθερά των αερίων και T η θερμοκρασία του ρευστού.[32]

Όταν ο συντελεστής συμπιεστότητας παίρνει τη τιμή 0, το ρευστό θεωρείται ασυμπίεστο, ενώ όταν παίρνει την τιμή 1 θεωρείται ιδανικό αέριο. Όπως φαίνεται από το σχήμα 2.4, καθώς το διοξείδιο του άνθρακα βρίσκεται κοντά στο κρίσιμο σημείο, ο συντελεστής συμπιεστότητας του μεταβάλλεται γρήγορα καθώς αυξάνεται η πίεση και η θερμοκρασία. Κυμαίνεται, εν τέλη, σε ένα εύρος τιμών 0,2 – 0,5 με αποτέλεσμα το διοξείδιο του άνθρακα να γίνεται πιο ασυμπίεστο και τελικά, να μειώνεται σημαντικά το έργο συμπίεσης και να αυξάνεται το έργο εξόδου στροβίλου οδηγώντας τον κύκλος ισχύος σε υψηλή απόδοση.[32],[37]

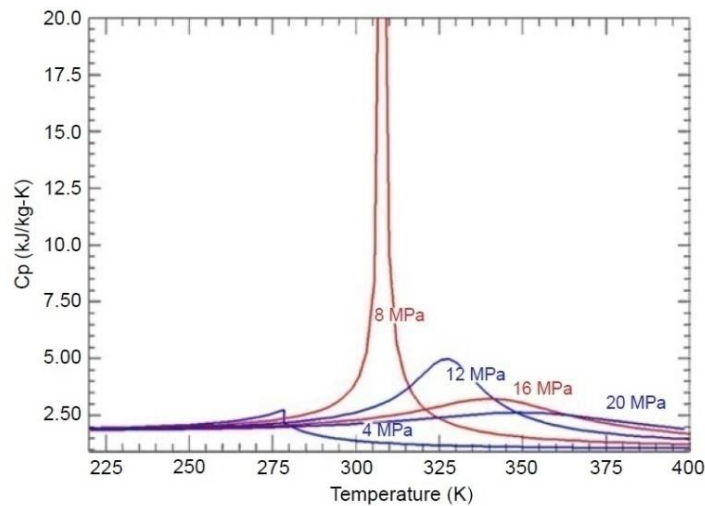


Πηγή Σχήματος:[32].

Σχήμα 2.4: Μεταβολή του συντελεστή συμπιεστότητας του διοξειδίου του άνθρακα κοντά στο κρίσιμο σημείο.

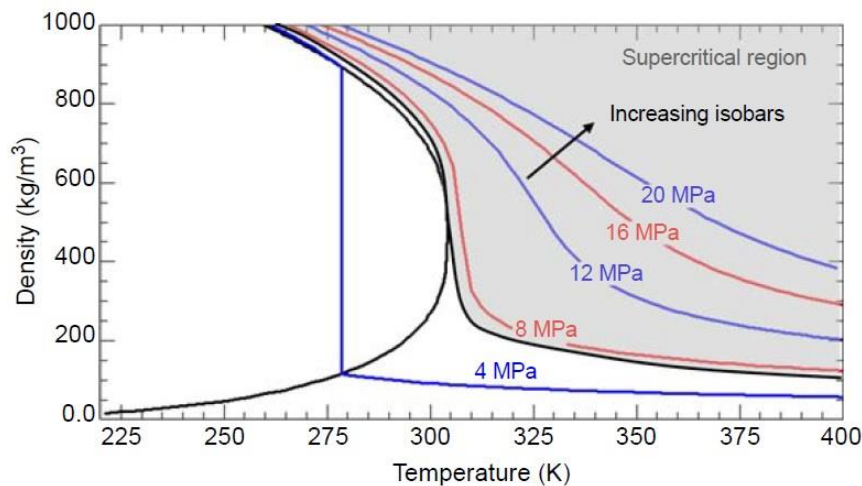
Ωστόσο, το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα έχει χαρακτηριστικά υγρού και αερίου με ειδική θερμοχωρητικότητα και πυκνότητα υψηλότερη από το αέριο και διπλάσια του ατμού, αλλά πιο κοντά σε εκείνη ενός υγρού και με διάχυση και ιξώδες πολύ μικρότερο από το υγρό, αλλά παρόμοιο με του αέρα. Επίσης, το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα έχει υψηλή θερμική αγωγιμότητα και επομένως, οι τέλειες, αυτές, ιδιότητες ρευστότητας και μετάδοσης του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα προσδίδουν αρκετά πλεονεκτήματα στον κύκλο ισχύος, όπως συμπαγές στροβιλομηχανή. Κοντά στο κρίσιμο σημείο παρατηρείται η δραστική μεταβολή των προαναφερόμενων ιδιοτήτων, όπου μικρές αλλαγές στη θερμοκρασία ή στη πίεση μπορεί να προκαλέσουν μεγάλες αλλαγές στη πυκνότητα, η οποία μεταβάλλει με τη σειρά της την ταχύτητα ροής και τον αριθμό Reynolds της ροής, ή στη ειδική θερμοχωρητικότητα του ρευστού υπό σταθερή πίεση (C_p), γεγονός πολύ επωφελές για τη διαδικασία συμπίεσης. Όπως φαίνεται στο σχήμα 2.5, οι ισοβαρείς καμπύλες (διαδικασία συμπίεσης) παρουσιάζουν χαμηλή κλίση και όπως είναι γνωστό από τον ορισμό της ισοβαρούς ειδικής θερμοχωρητικότητας, ότι $C_p = \frac{\partial h}{\partial T}|_p$, είναι δυνατή η προσθήκη ενέργειας με ελάχιστη μεταβολή της θερμοκρασίας.

Στο σχήμα 2.6 παρατηρείται η αναπαράσταση των ισοβαρών καμπυλών σχετικά με την πυκνότητα του διοξειδίου του άνθρακα. Από την άλλη μεριά, μακριά από το κρίσιμο σημείο η πυκνότητα και η ειδική θερμοχωρητικότητα δε μεταβάλλονται διατηρώντας σταθερή τη πίεση, που σημαίνει ότι υπάρχει μια σταθεροποίηση της μεταβολής των ιδιοτήτων του διοξειδίου του άνθρακα και το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα συμπεριφέρεται ως ιδανικό αέριο. Βέβαια, με τη μεταβολή της θερμοκρασίας ή πίεσης, έχουμε και μια ασταθής μεταβολή του ιξώδες, από το οποίο καθορίζεται η αντίσταση στο εσωτερικό της ροής (παρόμοια πτωτική τάση με την πυκνότητα κοντά στη κρίσιμη περιοχή) και της ταχύτητας του ήχου του διοξειδίου του άνθρακα που καθορίζει τον αριθμό Mach μιας ροής και από την οποία εξαρτάται η κατασκευή των στροβιλομηχανών, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.7.[7],[24],[29],[38]



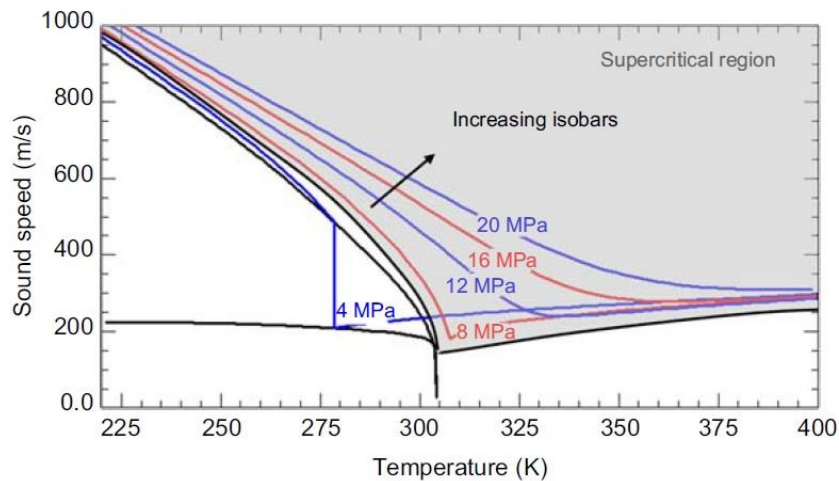
Πηγή Σχήματος:[24]

Σχήμα 2.5: Σχέση ειδικής θερμοχωρητικότητας με τη θερμοκρασία καθώς η πίεση αυξάνεται από το κρίσιμο σημείο.



Πηγή Σχήματος:[24].

Σχήμα 2.6: Σχέση πυκνότητας με τη θερμοκρασία καθώς η πίεση αυξάνεται από το κρίσιμο σημείο.



Πηγή Σχήματος:[24]

Σχήμα 2.7: Σχέση ταχύτητας του ήχου με τη θερμοκρασία καθώς η πίεση αυξάνεται από το κρίσιμο σημείο.

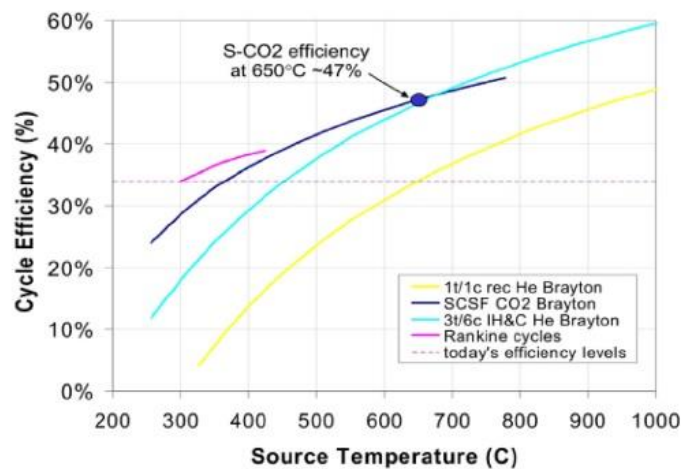
Επομένως, επιδιώκεται η λειτουργία του συστήματος σε υπερκρίσιμη κατάσταση με την ελάχιστη πίεση (πίεση εισόδου του κύριου συμπιεστή) να είναι υψηλότερα σε σχέση με άλλα συστήματα μετατροπής ισχύος και η θερμοχωρητικότητα να μειώνεται με υψηλότερη πυκνότητα υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα με αποτέλεσμα να καθίσταται πιο ενεργειακά πυκνό και να έχουμε αρκετά οφέλη ως προς σχεδιασμό του κύκλου όπως μείωση του μεγέθους των εξαρτημάτων, μικρότερο αποτύπωμα της εγκατάστασης και χαμηλότερο ενεργειακό κόστος.

2.2.2 Πλεονεκτήματα και αρχιτεκτονικές διατάξεις του κλειστού κύκλου Brayton με $s\text{-CO}_2$

Εκτός από τα παραδοσιακά συστήματα μετατροπής ισχύος όπως ο κύκλος ατμού Rankine (ατμοστρόβιλος), ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC), ο κύκλος αερίου Brayton (αεριοστρόβιλος), ο συνδυασμένος κύκλος αεριοστρόβιλου (CCGT), ο κύκλος Kalina κ.α. για να βελτιωθεί η αξιοποίηση της ενέργειας έρχεται στην επιφάνεια ένα καινοτόμο και υποσχόμενο σύστημα μετατροπής ισχύος, συγκεντρώνοντας ιδιαίτερο ερευνητικό ενδιαφέρον ο **θερμοδυναμικός κλειστός κύκλος Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα ή $s\text{-CO}_2$** , παρουσιάζοντας περισσότερα πλεονεκτήματα από τους προαναφερόμενους τυπικούς και συμβατικούς κύκλους λόγω κυρίως της ευρείας εφαρμογής του σε πολλές πηγές θερμότητας μέτριου εύρους θερμοκρασιών, αλλά παρουσιάζοντας και ιδιαίτερα χαρακτηριστικά, τα όποια θα αναλυθούν παρακάτω.

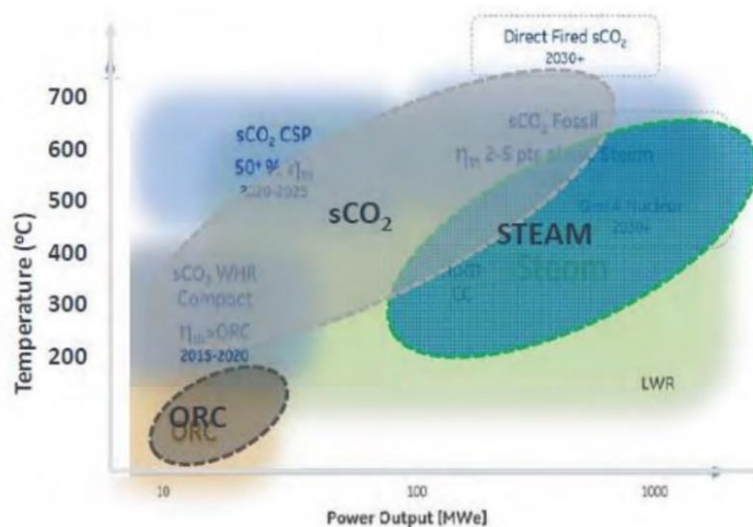
Ο κλειστός κύκλος Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα ($s\text{-CO}_2$) συνδυάζει και αξιοποιεί τα πλεονεκτήματα τόσο των συστημάτων ατμοστρόβιλου (ως προς τη διάταξη) και αεριοστρόβιλου (ως προς τον σχεδιασμό των εξαρτημάτων) επιδιώκοντας την επίτευξη του βασικού του χαρακτηριστικού, δηλαδή τις υψηλές αποδόσεις σε ένα συγκεκριμένο εύρος υψηλών θερμοκρασιών (500 – 850 °C), έχοντας καλή σταθερότητα με συμβατικά υλικά κατασκευής που οδηγεί σε βελτιωμένη ασφάλεια και αξιοπιστία στο σύστημα τροφοδοσίας.[32] Είναι ένα προηγμένο σύστημα μετατροπής ενέργειας, της θερμικής σε ηλεκτρική, χρησιμοποιώντας ως εργαζόμενο ρευστό το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα οδηγώντας στη παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος με μεγαλύτερες αποδόσεις και άρα, χαμηλότερο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας σε σύγκριση με ένα συμβατικό ατμοστρόβιλο. Το εργαζόμενο ρευστό δεν έρχεται σε επαφή με την ατμόσφαιρα με αποτέλεσμα να μπορεί να χρησιμοποιηθεί μεγαλύτερος λόγος πίεσης για την αύξηση ισχύος της εγκατάστασης. Σίγουρα πρόκειται για έναν νέο και πρωτόγνωρο κύκλο ισχύος, όμως λόγω της υψηλής του ικανότητας, μπορεί να αντικαταστήσει πλήρως ένα κύκλο ατμού Rankine και τα αποτελέσματα δοκιμής του να είναι πιο ανταγωνιστικά σε σχέση με άλλους κύκλους. Πιο συγκεκριμένα, στην περίπτωση αντιδραστήρων υψηλής θερμοκρασίας πάνω από 500 °C, ο εκάστοτε κύκλος μπορεί να επιδείξει καλύτερη απόδοση από έναν υπέρθερμο κύκλο ατμού Rankine (super-heated steam Rankine cycle) ή ακόμα και από έναν κλειστό κύκλο Brayton με εργαζόμε-

-νο μέσο το ήλιο σε ισοδύναμη θερμοκρασία λειτουργίας.[39] Βέβαια, εμφάνιζε και συγκρίσιμη απόδοση με τον έως, αρκετά χρόνια, επικρατέστερο κλειστό κύκλο Brayton με He σε χαμηλότερη βέβαια θερμοκρασία (550 °C έναντι 850 °C), αλλά υψηλότερη πίεση (20 MPa έναντι 8 MPa).[31] Επίσης, μπορεί να εφαρμοστεί σε εφαρμογές ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας σε θερμοκρασίες άνω των 300 °C, κάτι που δεν είναι εφικτό στον οργανικό κύκλο Rankine, λόγω του ορίου λειτουργίας του εργαζόμενου ρευστού. Επίσης, έχει αποδειχθεί ότι ο βαθμός απόδοσης του είναι υψηλότερος από ένα κύκλο Rankine με ατμό νερού για θερμοκρασία ατμών άνω των 500 °C. Οι θερμικές αποδόσεις διαφόρων συστημάτων μετατροπής ισχύος φαίνονται στο σχήμα 2.8, όπου ο υπερκρίσιμος κύκλος s-CO₂ υπερτερεί των άλλων παρουσιάζοντας, μάλιστα, απόδοση έως και 47% σε ένα εύρος θερμοκρασιών πηγών θερμότητας (450 - 700 °C) σε σχέση με τα σημερινά επίπεδα επίτευξης απόδοσης της τάξης περίπου των 33%. Αντίστοιχα, στο σχήμα 2.9 απεικονίζεται η κατανομή της αποδιδόμενης ισχύος σε ένα κλειστό κύκλο Brayton s-CO₂ αλλά και το εύρος των θερμοκρασιών που κατανέμεται.



Πηγή Σχήματος:[33].

Σχήμα 2.8: Θερμική απόδοση διαφόρων κύκλων παραγωγής ισχύος για ένα εύρος θερμοκρασιών πηγής θερμότητας.



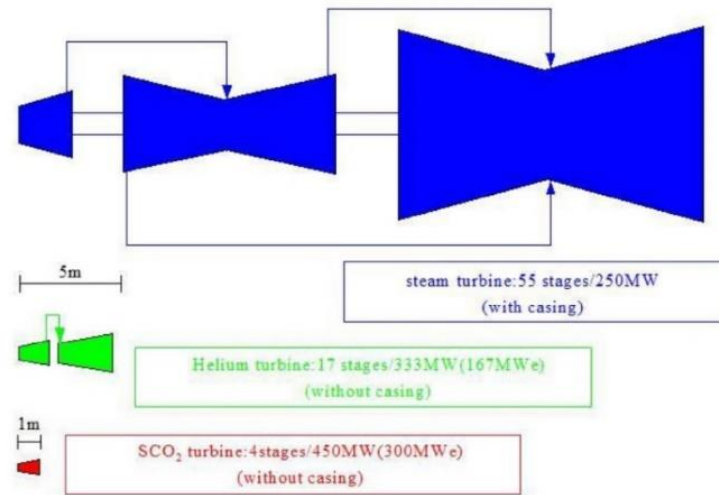
Πηγή Σχήματος:[38].

Σχήμα 2.9: Κατανομή αποδιδόμενης ισχύος διαφόρων κύκλων παραγωγής ισχύος.

Ένας τέτοιος κύκλος παρουσιάζει μοναδικά χαρακτηριστικά έναντι άλλων ανταγωνιστικών κύκλων, στα οποία επικεντρώνονται οι περισσότεροι ερευνητές και επιθυμούν ολοένα και πιο πολύ την συνεχή ανάπτυξη του με τη δοκιμή πειραματικών συστημάτων s-CO₂. Πιο συγκεκριμένα, με την λειτουργία του κύκλου κοντά στο κρίσιμο σημείο οι ιδιότητες του διοξειδίου του άνθρακα αλλάζουν πάρα πολύ γρήγορα, όπως προαναφέρθηκε, και γίνεται πιο ασυμπίεστο με συνέπεια το έργο συμπίεσης να μειώνεται σημαντικά και το έργο εξόδου του στροβίλου να αυξάνεται και έτσι, το σύστημα να έχει υψηλή θερμική απόδοση όταν εφαρμόζεται σε μέτριες θερμοκρασίες εισόδου στροβίλου (400 - 750 °C). Η απόδοση, άλλωστε, μπορεί να αυξηθεί και καθώς, αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου και μειώνεται η ισχύς συμπίεσης με αποτέλεσμα να υπάρχει αυξημένη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας για την ίδια θερμική εισροή. Βέβαια, επιτυγχάνεται υψηλότερη θερμική απόδοση σε υψηλότερες συνθήκες θερμοκρασιών λειτουργίας, παρέχοντας έτσι μία ευελιξία στην εφαρμογή του. Επί της ουσίας, για θερμοκρασία εισόδου στροβίλου μεγαλύτερη των 550 °C, ο κύκλος παρουσιάζει την υψηλότερη απόδοση. Επίσης, με το πλεονέκτημα της υψηλής πυκνότητας του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα, η οποία αυξάνεται συνεχώς καθόλη τη διάρκεια λειτουργίας του κύκλου, ο ογκομετρικός ρυθμός ροής του μειώνεται προσφέροντας στο κύκλο μικρότερο μέγεθος των εξαρτημάτων του, δηλαδή συμπαγείς (compactness) στροβιλομηχανές και εναλλάκτες θερμότητας, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.10, επιτυγχάνοντας, με αυτό τον τρόπο, μικρότερο αποτύπωμα (footprint) της εγκατάστασης με συνέπεια να καθίσταται ο κύκλος πλήρως αποδοτικός για εφαρμογές μικρού βάρους ή χώρου. Σε σύγκριση με τη στροβιλομηχανή ενός κύκλου ατμού Rankine, για παράδειγμα, η στροβιλομηχανή του υπερκρίσιμου κύκλου Brayton μπορεί να είναι έως και 10 φορές μικρότερη. Σχετικά με το συνολικό μέγεθος του συστήματος, ο κλειστός κύκλος Brayton s-CO₂ αποτελεί, μόλις, το 25% (4 φορές μικρότερο) ενός συμβατικού κύκλου ατμού Rankine.[32],[40],[41]

Επιπλέον, ο χαμηλός λόγος πίεσης του κύκλου (2 – 2,5) και κατά συνέπεια του στροβίλου, μειώνει τον αριθμό των απαιτούμενων βαθμίδων του, εξασφαλίζοντας την ευρεία χρήση του σε ποικίλες πηγές θερμότητας και εφαρμογές. Ένα άλλο ιδιαίτερο χαρακτηριστικό του κύκλου, είναι η μονοφασική λειτουργία του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα με συνέπεια η διάταξη του κύκλου να είναι απλά εξοπλισμένη (simple layout). Επιπρόσθετα, η συνθήκη λειτουργίας των εναλλακτών θερμότητας αποτελεί σημαντικό κομμάτι στον κλειστό κύκλο Brayton s-CO₂. Για αυτόν το λόγο και επειδή ανακτάται μεγάλη ποσότητα θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας σε κάποιες διαμορφώσεις του κύκλου, χρησιμοποιούνται εναλλάκτες θερμότητας τύπου Printed Circuit Heat Exchanger (PCHE), οι οποίοι είναι ιδιαίτερα συμπαγείς και χαρακτηρίζονται από υψηλή αποδοτικότητα. Έτσι, μειώνεται σημαντικά η κατανάλωση γλυκού νερού στον κύκλο και παρέχεται η δυνατότητα της ξηρής ψύξης, κατάλληλη για ξηρά περιβάλλοντα (κυρίως σε εφαρμογές Concentrated Solar Power) και τελικά, οι εκπομπές ρύπων να είναι ελάχιστες λόγω του καλού περιβαλλοντικού αντίκτυπου.[33],[42]

Με βάση όλα τα παραπάνω, ένας κλειστός κύκλος Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα θα μπορούσε να απαιτήσει χαμηλότερο κόστος κεφαλαίου, χαμηλότερο κόστος λειτουργίας και συντήρησης και τελικά, χαμηλότερο LCOE (Levelized Cost Of Electricity) σε σχέση με άλλα συστήματα παραγωγής ισχύος παίζοντας σημαντικό ρόλο στον τομέα της εξοικονόμησης ενέργειας και της ενεργειακής βιομηχανίας, γενικότερα.

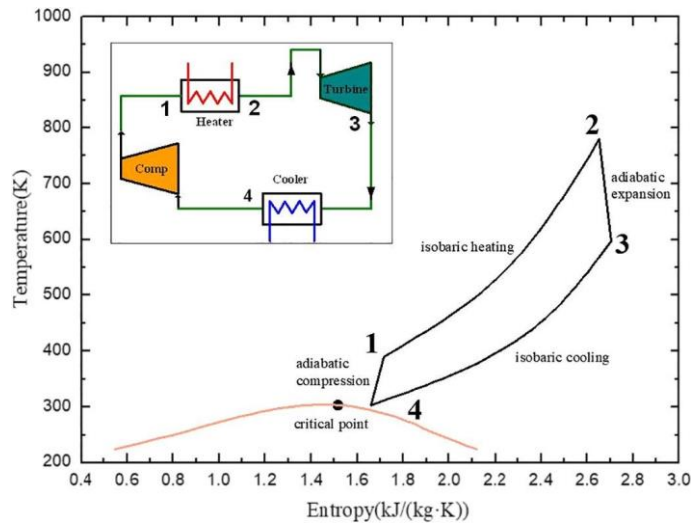


Πηγή Σχήματος:[33].

Σχήμα 2.10: Σύγκριση στροβίλου υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα σχετικά με στρόβιλο Ηλίου και στρόβιλο ατμού.

Από την άλλη πλευρά, η πραγματοποίηση των παραπάνω θεμελιωδών χαρακτηριστικών του κύκλου Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα εξαρτάται, σίγουρα, από ορισμένες τεχνικές προκλήσεις (technical challenges) που έχουν εμφανιστεί σε πειραματικές εφαρμογές μικρής και μεγάλης κλίμακας εγκαταστάσεων και σχετίζονται με την μηχανική και την επιστήμη των υλικών που επηρεάζουν τόσο την τεχνική σκοπιμότητα του κύκλου όσο και την οικονομική βιωσιμότητα του. Οι παράγοντες, όπως οι υψηλές πιέσεις, οι υψηλές θερμοκρασίες και ο υψηλός ρυθμός ροής μάζας που διαμορφώνονται, ενδέχεται να απαιτήσουν πιο προσεκτική επιλογή κατάλληλων εξαρτημάτων που απαρτίζουν τον κύκλο και πιο λεπτομερή σχεδιασμό αυτών με συνέπεια να επηρεάζεται η απόδοση των υλικών και να αυξάνεται η πολυπλοκότητα (complexity). Λόγω αυτών των παραγόντων, αναδύεται από την μία, το πρόβλημα απαίτησης ειδικών υλικών (materials) που έρχονται σε επαφή με το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα και από την άλλη, η διερεύνηση των ιδιοτήτων διάβρωσης του διοξειδίου του άνθρακα υψηλής πίεσης με σκοπό την αποφυγή εμφάνισης φθοράς και κόπωσης των υλικών. Βέβαια, είναι λογική η συνεχής έρευνα και ανάπτυξη του κύκλου (R&D), διότι δεν έχει αναπτυχθεί πλήρως σαν τεχνολογία και θεωρείται ότι βρίσκεται ακόμα στα αρχικά στάδια της τεχνολογικής της ωριμότητας με αρκετά περιθώρια εξέλιξης.[33]

Η διάταξη και η διεξαγωγή των διεργασιών του απλού θερμοδυναμικού κλειστού κύκλου Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα είναι παρόμοια με εκείνη ενός κλειστού κύκλου Brayton όπως είχε περιγράψει στο τέλος της ενότητας 1.1 και στην ενότητα 2.1 (σχήματα 1.14 & 2.2), αλλά στον θερμοδυναμικό κύκλο του απλού κλειστού κύκλου Brayton s-CO₂ έχουμε αδιαβατική συμπίεση και εκτόνωση αντί για ισεντροπική συμπίεση και εκτόνωση, δηλαδή δεν υπάρχει καμία ανταλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον. Ουσιαστικά, τα διακριτά τμήματα που απαρτίζουν τον κύκλο είναι οι δύο εναλλάκτες θερμότητας, θερμαντήρας (heater) και ψύκτης (gas cooler), ο συμπιεστής (compressor) και ο στρόβιλος (turbine). Από την μία πλευρά, πραγματοποιείται έμμεση θέρμανση στο υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα μέσω του θερμαντήρα και από την άλλη πλευρά, το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα ψύχεται μέσω του ψύκτη. Στον συμπιεστή και τον στρόβιλο, πραγματοποιείται η συμπίεση και η εκτόνωση του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα, αντίστοιχα.



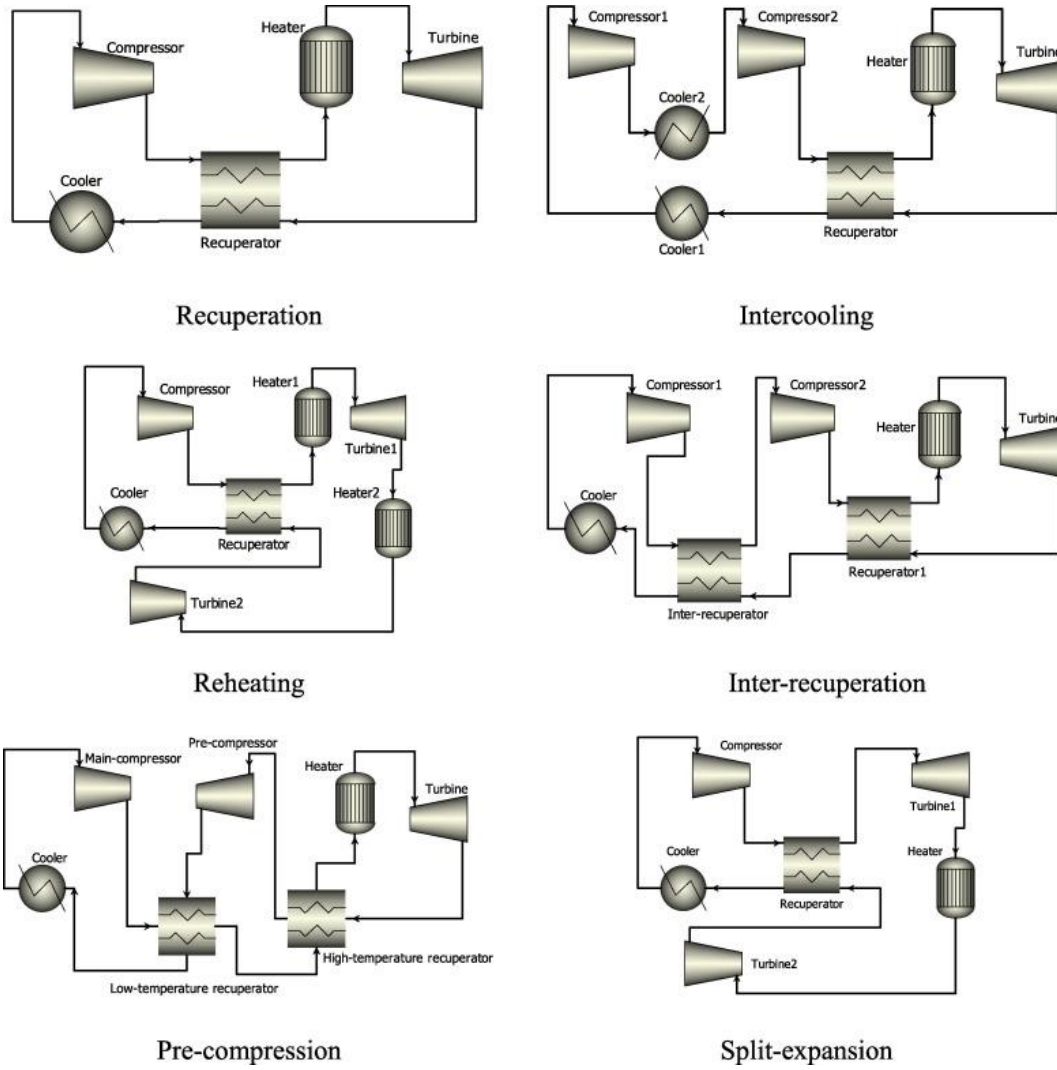
Πηγή Σχήματος: [26].

Σχήμα 2.11: Απλός κλειστός κύκλος Brayton s-CO₂ με το αντίστοιχο διάγραμμα T - s.

Ωστόσο, ως κύκλος αναφοράς του κλειστού κύκλου Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα σε αρκετές εμπειριστατωμένες μελέτες που έχουν πραγματοποιηθεί μέχρι σήμερα (βλέπε Εισαγωγή Κεφ.2), χρησιμοποιείται ο απλός κύκλος ανάκτησης/αναγέννησης (simple recuperation/regenerative cycle). Είναι μια διάταξη μονής ροής (single flow) που στην ουσία, στον απλό κύκλο Brayton προστίθεται ένας ανακτητής (recuperator) για την μεταφορά θερμότητας των θερμών αερίων του στροβίλου στο ρεύμα εξόδου του συμπιεστή με σκοπό την ελαχιστοποίηση της ποσότητας απωλειών θερμότητας στον ψύκτη. Ελαττώνεται το λεγόμενο "high temperature heat duty"¹ και το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα παρουσιάζει αυξανόμενη ταχύτητα ροής οδηγώντας σε υψηλότερη απόδοση σε σχέση με τον απλό κλειστό κύκλο Brayton με s-CO₂ (Σχήμα 2.12α). Ωστόσο, στον ανακτητή εμφανίζεται το θερμοκρασιακό πρόβλημα του "pinch-point", δηλαδή υπάρχουν μεγάλες διαφορές ειδικής θερμοχωρητικότητας μεταξύ της χαμηλής πίεσης του θερμού ρεύματος και της υψηλής πίεσης του ψυχρού ρεύματος υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα ($C_{p,cold} \gg C_{p,hot}$) με αποτέλεσμα να μειώνεται η απόδοση του συστήματος και επομένως, ήταν επιτακτική η ανάγκη αναζήτησης πιο σύνθετων διατάξεων. Τελικά, η λύση για την αποφυγή αυτού του ζητήματος ήταν η εύρεση διαμορφώσεων με τη δυνατότητα διαχωρισμού της ροής (split flow) και επίσης, η προσθήκη δύο εναλλακτών θερμότητας υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας, αντίστοιχα (π.χ. διάταξη επανασυμπίεσης). [29],[33],[43]

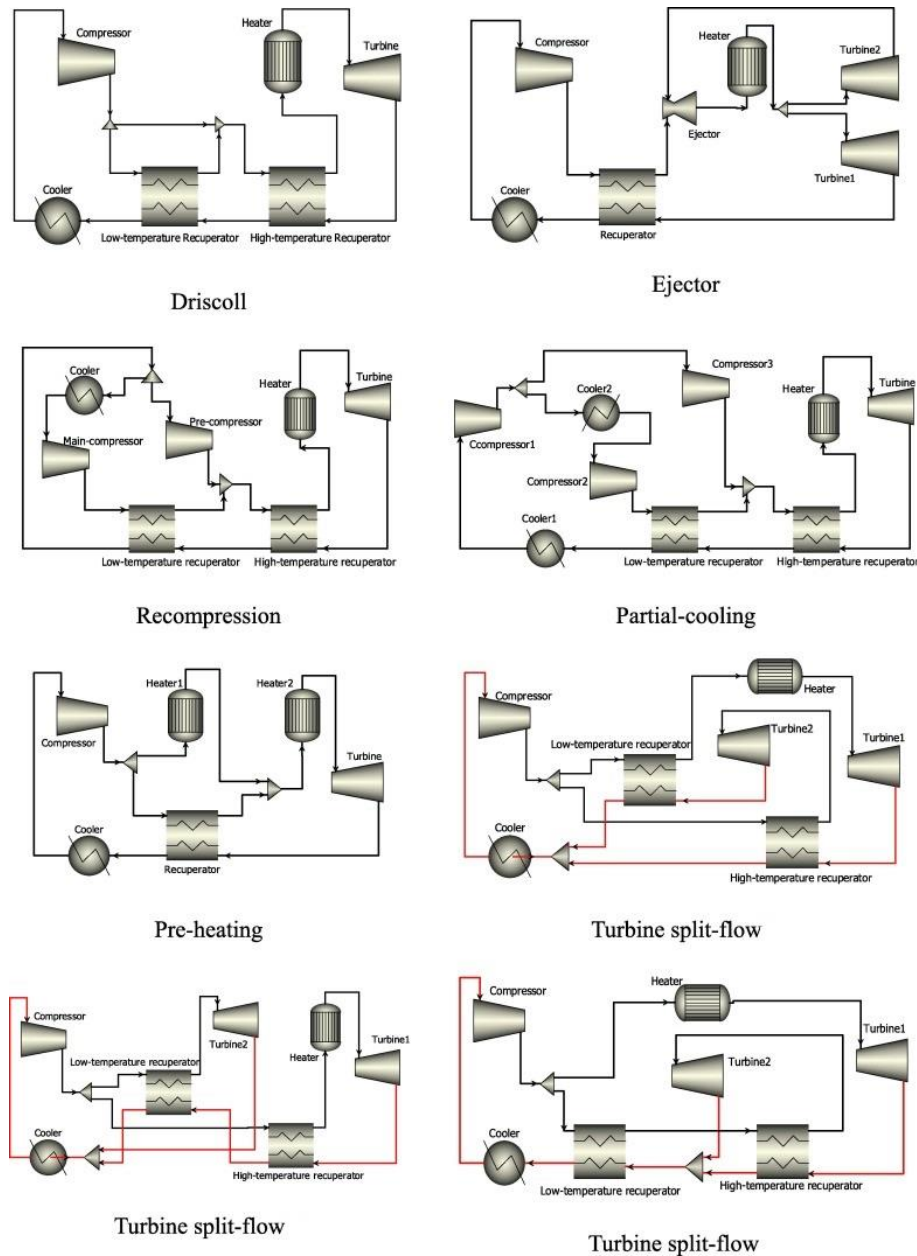
Πάρα ταύτα, υπάρχουν αρκετές παραλλαγές του κύκλου ισχύος s-CO₂ που προτείνονται στη βιβλιογραφία και έχουν διερευνηθεί και αναλυθεί, όπως φαίνεται στα σχήματα 2.12 και 2.13. Όμως, η πιο λεπτομερής ανασκόπηση έχει γίνει σε τέσσερις (4) αρχιτεκτονικές διατάξεις από αυτές, των οποίων έχει αξιολογηθεί, θεωρητικά και πρακτικά, ο βαθμός απόδοσης σε συνδυασμό με τη πιο κατάλληλη πηγή θερμότητας. Εμπνευσμένοι από την βαθύτατη εξέταση του Angelino και τις διαμορφώσεις που προτάθηκαν, υπήρχαν αρκετοί ερευνητές που τις επανεξέτασαν όπως οι Vaclav Dostal με τον Martin Kulhanek, John Bryant, Yoonhan Ahn, Fahad Al-Sulaiman, Ty Neises, Francesco Crespi, Anton Moissetsev [44], οι οποίοι εστίασαν στον απλό κύκλο ανάκτησης (simple recuperated cycle), στον κύκλο επανασυμπίεσης (recompression cycle), στον κύκλο μερικής ψύξης (partial cooling cycle) και τέλος, στον κύκλο προσυμπίεσης (precompression cycle).

¹Heat duty είναι η αισθητή θερμότητα που απαιτείται για να προστεθεί ή να αφαιρεθεί από το θερμό και ψυχρό ρεύμα του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα της διεργασίας για να δημιουργηθεί η απαιτούμενη μεταβολή της θερμοκρασίας. ($\dot{Q}=\dot{m} * c_p * \Delta T$)



Πηγή Σχήματος: [26].

Σχήμα 2.12: Αρχιτεκτονικές διατάξεις κύκλου s-CO₂ μονής ροής (single flow).



Πηγή Σχήματος: [26].

Σχήμα 2.13: Αρχιτεκτονικές διατάξεις κύκλου s-CO₂ διαχωρισμένης ροής (split flow).

Σύμφωνα με συγκριτικές μελέτες που έχουν διεξαχθεί από τους ερευνητές, η διάταξη της επανασυμπίεσης και της μερικής ψύξης είναι οι περισσότερο αποτελεσματικές με τη πρώτη όμως, να ξεχωρίζει και να αποτελεί τη βέλτιστη επιλογή επιδιώκοντας ή ακόμα και ξεπερνώντας 50% απόδοση. Για παράδειγμα, για εφαρμογή σε πυρηνικούς σταθμούς και σε ένα εύρος θερμοκρασιών εισόδου στροβίλου (500 – 650 °C) προτιμάται η διάταξη της επανασυμπίεσης, ενώ για υψηλότερο εύρος θερμοκρασιών εισόδου στροβίλου (> 700 °C) η διάταξη της μερικής ψύξης παρουσιάζει καλύτερη απόδοση.[44]

Έχουν προσεγγιστεί και άλλες τροποποιήσεις του κύκλου ισχύος s-CO₂ με ακόμα πιο βελτιωμένη θερμική απόδοση που είναι ο συνδυασμός των παραπάνω διαμορφώσεων ή με συμπαραγωγή θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας, δηλαδή ο συνδυασμός διάφορων κύκλων παραγωγής ενέργειας με κύκλο s-CO₂ ως "bottoming cycle" ή "topping cycle". Τέτοιες είναι:

- ❖ Recompression with main compression intercooling
- ❖ Two intercoolings
- ❖ Double recompression
- ❖ Modified recompression
- ❖ Μείωση του έργου συμπίεσης (π.χ simple recuperation + intercooling, recompression + intercooling)
- ❖ Αύξηση του έργου εκτόνωσης (π.χ simple recuperation + reheating, recompression + reheating)
- ❖ Simple recuperation + intercooling+ reheating
- ❖ s-CO₂ Brayton cycle σε συνδυασμό με οργανικό κύκλο Rankine (ORC) ή διακρίσιμο κύκλο (t-CO₂)
- ❖ Recompression Brayton cycle σε συνδυασμό με ORC ή t-CO₂
- ❖ Recompression Brayton cycle σε συνδυασμό με Kalina cycle (KC)
- ❖ Recompression Brayton cycle σε συνδυασμό με Organic Flash cycle (OFC)
- ❖ S-CO₂ Brayton cycle με κλιμακωτή (cascade) ανάκτηση θερμότητας (π.χ recompression + partial heating cycle, partial recuperation cycle)

Είναι σημαντικό, όμως, να γίνει ο απαραίτητος έλεγχος της επιλεγμένης διάταξης που θα προτιμηθεί, καθώς είναι πολύ πιθανόν να αυξηθεί το κόστος και η πολυπλοκότητα εξαιτίας της επέκτασης του κύκλου με επιπλέον μέρη.

2.2.3 Εφαρμογές με s-CO₂ ως ρευστό

Ο κύκλος με s-CO₂ διακρίνεται για την ικανότητα του να είναι συμβατός με κάθε είδους πηγή θερμότητας και βιομηχανικές εφαρμογές παρουσιάζοντας υψηλές αποδόσεις σε ένα συγκεκριμένο εύρος θερμοκρασιών. Αυτές οι πηγές θερμότητας μπορούν να διαιρεθούν σε δύο κύριες κατηγορίες για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας χρησιμοποιώντας υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα και είναι οι εξής:

- ❖ *Κύκλοι έμμεσης θέρμανσης (indirectly heated cycles)*
- ❖ *Κύκλοι άμεσης θέρμανσης (directly-fired cycles)*

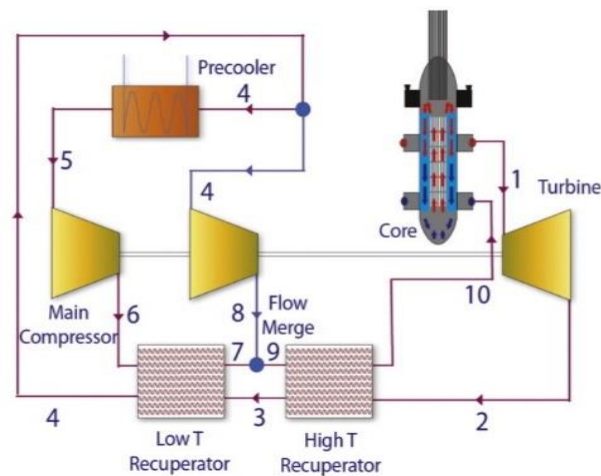
Στην πρώτη κατηγορία ένας κλειστός κύκλος Brayton s-CO₂ (βλέπε σχήματα 2.12 & 2.13) μπορεί να εφαρμοστεί στις περισσότερες πηγές θερμικής ενέργειας, ανανεώσιμες ή μη, του οποίου τα χαρακτηριστικά αποτελούν κινητήρια δύναμη, όπως αυτά περιγράφηκαν λεπτομερώς στην υποενότητα 2.2.2. Πιο συγκεκριμένα:

1. Εφαρμογή του κύκλου s-CO₂ στην πυρηνική ενέργεια (Nuclear energy)

Από τις αρχές του 21^{ου} αιώνα, αρκετές χώρες, όπως Αμερική, Ιαπωνία, Κίνα και Νότια Κορέα έχουν συνδράμει στην τεχνολογία και ανάπτυξη των συστημάτων πυρηνικών αντιδραστήρων και ιδιαίτερα των αντιδραστήρων 4^{ης} γενιάς (GEN IV nuclear reactors) και σύμφωνα με την βιβλιομετρική ανάλυση που έχει γίνει από τους Aofang Yu et al. [29] αποτελεί το 27,3% της ερευνητικής ενασχόλησης που αφορά τον κύκλο ισχύος s-CO₂, όντας όμως η πρώτη εφαρμογή που εξετάστηκε. Οι πυρηνικοί σταθμοί ηλεκτροπαραγωγής παράγουν θερμότητα μέσω μιας περιορισμένης και ελεγχόμενης πυρηνικής αντίδρασης που γίνεται στο πυρήνα του πυρηνικού αντιδραστήρα (nuclear reactor core). Η παραγόμενη αυτή θερμότητα απομακρύνεται στη συνέχεια από τον πυρήνα μέσω ενός ρευστού μεταφοράς θερμότητας και μετατρέπεται σε ηλεκτρική ενέργεια από τον κύκλο ισχύος. Το εργαζόμενο ρευστό που εξέρχεται από τον πυρήνα ανταλλάσσει θερμότητα με το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα μέσω μιας πρόσθετης διαδικασίας ανταλλαγής θερμότητας.

Σύμφωνα με μελέτες (π.χ. Vaclav Dostal και Jahar Sarkar) η διάταξη της επανασυμπίεσης, ή σε συνδυασμό με αναθέρμανση, παρουσιάζει την υψηλότερη απόδοση και προτιμώνται ο ταχύς αντιδραστήρας που ψύχεται με νάτριο (Sodium-cooled fast reactor, SFR), ο ταχύς αντιδραστήρας που ψύχεται με μόλυβδο (Lead-cooled fast reactor, LFR) και ο αερόψυκτος ψυκτικός αντιδραστήρας (Gas-cooled fast reactor, GFR), οι οποίοι λειτουργούν σε ένα εύρος θερμοκρασιών (500 - 900 °C) και έτσι, ένας τέτοιος κύκλος s-CO₂ θεωρείται κατάλληλος στο τομέα της πυρηνικής βιομηχανίας λόγω των πολύ υψηλών θερμοκρασιών και της συμβατότητας του με την τεχνολογία της ξηρής ψύξης βελτιώνοντας την απόδοση και εξασφαλίζοντας περισσότερη ασφάλεια στο πυρηνικό σταθμό ηλεκτροπαραγωγής, για την οποία πρέπει να δίνεται ιδιαίτερη προσοχή και απαιτείται κατανόηση των αλληλεπιδράσεων μεταξύ του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα και των υλικών που απαρτίζουν τον πυρηνικό αντιδραστήρα (όπως νάτριο, μόλυβδος). Εξίσου, θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί ένας αντιδραστήρας πυρηνικής σύντηξης (nuclear fusion reactor) και ένας μικρού και μεσαίου μεγέθους αντιδραστήρας (Small and medium sized reactor, SMR), όπως ο προηγμένος αρθρωτός αντιδραστήρας ολοκληρωμένου συστήματος (System-integrated modular advanced reactor, SMART) σε μικρότερα δίκτυα ηλεκτρικής ενέργειας, ο οποίος σε συνδυασμό με τον κύκλο ισχύος s-CO₂ θα μπορούσε, μελλοντικά, να συνεισφέρει στην παροχή φορητής ενέργειας για απομακρυσμένες τοποθεσίες, στην υποστήριξη σε περίπτωση έκτακτης ανάγκης και στην ηλεκτρική υποστήριξη οχημάτων. Μια άλλη πυρηνική εφαρμογή είναι για την πρόωση πλοίων (shipboard propulsion) κατά την οποία χρησιμοποιείται υδρόψυκτος αντιδραστήρας (water-cooled reactor) σε υψηλή πίεση και σε σχετικά χαμηλή θερμοκρασία (~300 °C) και χαμηλότερη απόδοση σχετικά με τους πυρηνικούς αντιδραστήρες 4^{ης} γενιάς. Για παράδειγμα, έχει αποδειχθεί ότι η θερμική απόδοση ενός πυρηνικού αντιδραστήρα μπορεί να ξεπεράσει το 50 % με θερμοκρασία εισόδου μεγαλύτερη των 650 °C.[24], [27], [33]

Στο σχήμα 2.14, παρουσιάζεται ο κλειστός κύκλος Brayton s-CO₂ επανασυμπίεσης σε συνδυασμό με τον πυρηνικό αντιδραστήρα SMART που κατασκευάστηκε από το ερευνητικό ινστιτούτο πυρηνικής ενέργειας Korea Atomic Energy Research Institute (KAERI) στη Νότια Κορέα.



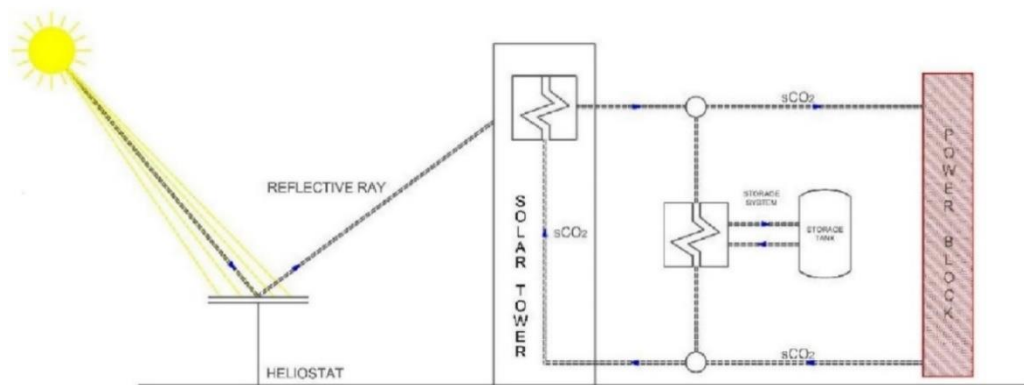
Πηγή Σχήματος:[39].

Σχήμα 2.14: Διάταξη επανασύμπίεσης s-CO₂ κλειστού κύκλου Brayton για εφαρμογές ψύξης πυρηνικού αντιδραστήρα.

2. Εφαρμογή του κύκλου s-CO₂ στην ηλιακή ενέργεια (Solar energy)

Όπως είναι ευρέως γνωστό, οι δύο κύριες μορφές ηλιακής ενέργειας είναι τα φωτοβολταϊκά συστήματα (PV) και τα ηλιοθερμικά συστήματα ή αλλιώς συστήματα συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας (Concentrating solar power, CSP), τα οποία πλεονεκτούν έναντι των PV αποθηκεύοντας την ηλιακή ενέργεια με χαμηλό κόστος και έτσι, ένας κύκλος ισχύος s-CO₂ μπορεί να συνδυαστεί άριστα εξαιτίας των πολύ υψηλών θερμοκρασιών. Αυτό, κιόλας, επιβεβαιώνεται από το πλούσιο ερευνητικό υπόβαθρο, αποτελώντας το 36,49% της ερευνητικής ενασχόλησης, σύμφωνα με την βιβλιομετρική ανάλυση που έχει γίνει από τους Aofang Yu et al. [29]

Τα βασικά συστατικά ενός CSP είναι ο ηλιακός συλλέκτης (solar collector), ο ηλιακός δέκτης (solar receiver), το μπλοκ ισχύος (power block) και η δεξαμενή αποθήκευσης θερμικής ενέργειας (storage tank). Σε ένα σταθμό συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας, εστιάζεται η ηλιακή ακτινοβολία μέσω της χρήσης κατόπτρων για την θέρμανση του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα που λειτουργεί τον θερμοδυναμικό κύκλο για την παραγωγή ενέργειας μέσω του μπλοκ ισχύος, εφόσον θερμανθεί από το ρευστό μεταφοράς θερμότητας (συνθετικό πετρέλαιο, λιωμένο αλάτι) στον ηλιακό δέκτη, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.15. Επίσης, οι βέλτιστες τοποθεσίες για εγκαταστάσεις συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας που προτιμάται είναι οι θερμές και ξηρές περιοχές στις οποίες μπορεί να υπάρχει περιορισμένη διαθεσιμότητα νερού. Υπάρχουν δύο τρόποι αξιοποίησης της ηλιακής ενέργειας, όπου σε μια πτυχή χρησιμοποιείται συγκεντρωμένη ηλιακή ενέργεια για την άμεση θέρμανση του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα και μετέπειτα, ο κύκλος ισχύος τροφοδοτεί τον στρόβιλο για την παραγωγή ενέργειας με μέγιστη θερμοκρασία εισόδου στρόβιλου στους 750 °C λόγω του περιορισμού των θερμοφυσικών ιδιοτήτων των υλικών. Από αντίθετη πτυχή, χρησιμοποιείται έμμεσα η συγκεντρωμένη ηλιακή ενέργεια για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας στον κύκλο ισχύος s-CO₂ με μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας στους 580 °C (για ρευστό μεταφορά θερμότητας το λιωμένο αλάτι), διότι καθορίζεται, κυρίως, από τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του ρευστού μεταφοράς θερμότητας. Σύμφωνα με μελέτες (π.χ. Ty Neises) ένας κύκλος s-CO₂ σε συνδυασμό με ένα σταθμό συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας εμφανίζει μεγαλύτερες αποδόσεις σε συνθήκες ξηρής ψύξης σε σχέση με ένα κύκλο ατμού και παρουσιάζεται η δυνατότητα οικονομικής αποθήκευσης θερμικής ενέργειας. Καταλήγοντας, οι ιδανικότερες διατάξεις εφαρμογής είναι η ενδιάμεση ψύξη και η επανασυμπίεση.[24],[27],[33],[44]



Πηγή Σχήματος:[37].

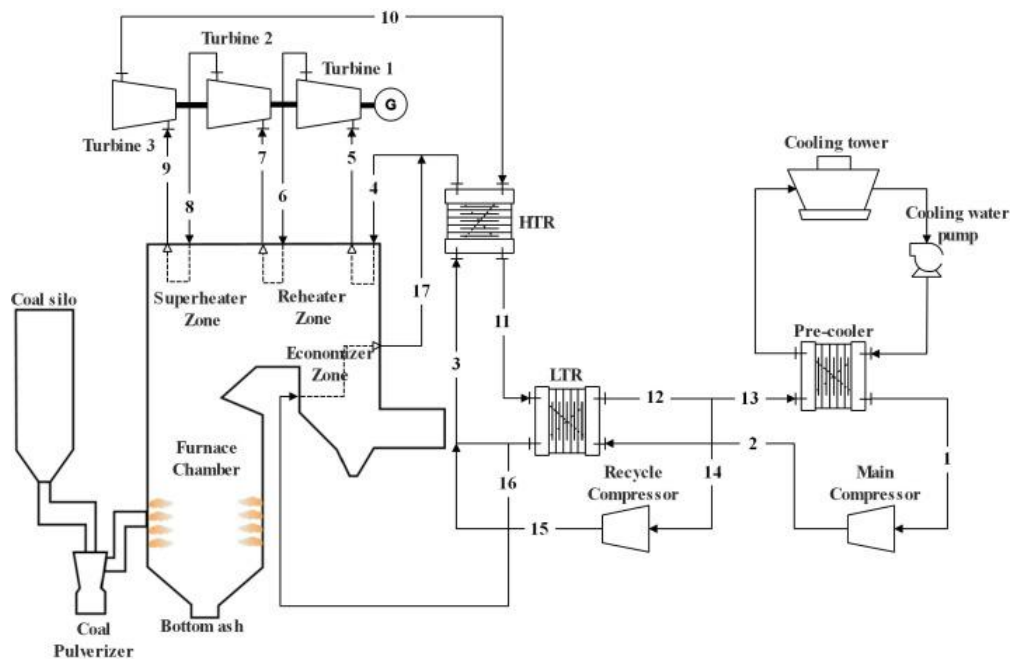
Σχήμα 2.15: Έμμεσα διάταξη CSP σε συνδυασμό με κλειστό κύκλο Brayton s-CO₂.

3. Εφαρμογή του κύκλου s-CO₂ στην ορυκτή ενέργεια (Fossil energy)

Τα τελευταία χρόνια, μια δημοφιλής τεχνολογία που χρησιμοποιείται σε έναν σταθμό ηλεκτροπαραγωγής με ορυκτά καύσιμα αποτελεί ο κύκλος ατμού Rankine και συγκεκριμένα σε σταθμό ηλεκτροπαραγωγής με καύση άνθρακα (coal-fired power plant), αφού ο σταθμός αυτός αποτελεί τη μεγαλύτερη πηγή σταθερών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα. Επομένως, έπρεπε να χρησιμοποιηθεί ένας καινοτόμος κύκλος ισχύος για τη δέσμευση και την αποθήκευση του διοξειδίου του άνθρακα για την αποτροπή της υπερθέρμανσης του πλανήτη και μείωσης του φαινομένου του θερμοκηπίου και πετυχαίνοντας συγκρίσιμες αποδόσεις με άλλα συστήματα μετατροπής ισχύος. Με την πάροδο των χρόνων, υπήρξαν διάφορες εταιρείες, όπως η αμερικάνικη εταιρεία Pratt Whitney & Rocketdyne (PWR) και η γαλλική κρατική εταιρεία Electricite De France (EDF), και αρκετοί ερευνητικοί οργανισμοί ή πανεπιστημιακά ιδρύματα, όπως το Ερευνητικό Ινστιτούτο Θερμικής Ενέργειας Xi'an (TPRI) στη Κίνα και το Πανεπιστήμιο ηλεκτρικής ενέργειας της Βόρειας Κίνας (North China Electric Power University), που μελέτησαν τον σχεδιασμό του κύκλου s-CO₂ για εφαρμογή σε σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής με καύση άνθρακα, αποτελώντας σύμφωνα με την βιβλιομετρική ανάλυση που έχει γίνει από τους Aofang Yu et al.[29] το 14,66% του επιστημονικού ενδιαφέροντος.

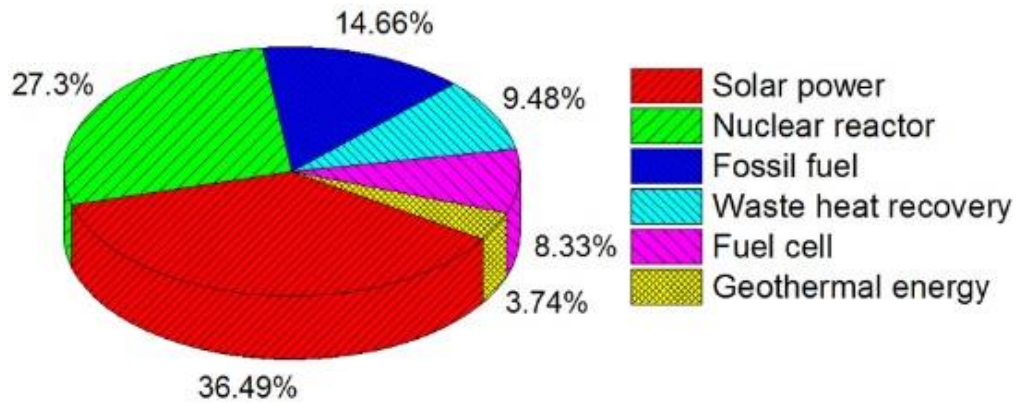
Συγκεκριμένα, ο Yann Le Moullec παρουσίασε και αξιολόγησε τον εννοιολογικό σχεδιασμό (conceptual design) του κύκλου Brayton s-CO₂ μαζί με διαδικασία δέσμευσης διοξειδίου του άνθρακα που πραγματοποιείται μετά τη καύση για σταθμό ηλεκτροπαραγωγής με καύση άνθρακα και με καθαρή απόδοση του συνδυασμένου συστήματος 41,3%. [33] Μάλιστα, χωρίς δέσμευση διοξειδίου του άνθρακα η καθαρή απόδοση μπορεί να φτάσει έως και 50% για μέγιστη θερμοκρασία 620 °C και μέγιστη πίεση 300 bar. [26] Στους σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα που λειτουργούν με ορυκτά καύσιμα υπάρχει η δυνατότητα προσθήκης θερμότητας με δύο τρόπους. Είτε με άμεση θέρμανση κατά την οποία ο κύκλος ισχύος είναι ένα ανοικτό σύστημα στο οποίο η εισερχόμενη θερμότητα προκύπτει συνήθως από την καύση οξυγόνου καυσίμου (oxy-fuel combustion) με τη χρήση αερίων καυσίμων υδρογονανθράκων, όπως το αέριο σύνθεσης (syngas) και το φυσικό αέριο, από διεργασία αεριοποίησης άνθρακα (όταν απαιτείται συλλογή άνθρακα) και εν τέλη, κυκλοφορούν μαζί με το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα για την προκείμενη λειτουργία του συστήματος. Ο άλλος τρόπος είναι με έμμεση θέρμανση κατά την οποία το μπλοκ ισχύος s-CO₂ είναι ένα σύστημα κλειστού βρόχου, όπου η εισερχόμενη θερμότητα που προέρχεται από διεργασίες καύσης από εξωτερικό άνθρακα, φυσικό αέριο, κονιοροποιημένο άνθρακα (Pulverised coal, PC) και κυκλοφορούσα ρευστοποιημένη κλίνη (Circulating fluidized bed, CFB) μεταφέρεται στο κύκλο ισχύος s-CO₂ μέσω ενός πρωτογενή εναλλάκτη θερμότητας. Η άμεση θέρμανση προσφέρει πιο βέλτιστη απόδοση σε υψηλότερες θερμοκρασίες κύκλου με αποτέλεσμα το ρευστό να έχει υψηλότερη πυκνότητα ισχύος και έτσι, καθίσταται πιο κατάλληλη. Στη περίπτωση της έμμεσης θέρμανσης για σύστημα s-CO₂ με καύση άνθρακα, αυξάνεται σημαντικά ο ρυθμός ροής μάζας του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα προκαλώντας υπερβολική πίεση στη διαδικασία ανταλλαγής θερμότητας στο λέβητα και τελικά, δυσκολεύοντας την εξαγωγή ενέργειας από το υπολειπόμενο καυσαέριο. Επομένως, η προτεινόμενη διάταξη της επανασυμπίεσης με αναθέρμανση ή ενδιάμεση ψύξη θα βελτιώνει την απόδοση του συνδυασμένου συστήματος. [27], [29]

Στο σχήμα 2.16, απεικονίζεται το διάγραμμα ροής μονάδας ηλεκτροπαραγωγής με καύση άνθρακα σε συνδυασμό με κύκλο Brayton s-CO₂ όπως επινοήθηκε από την Electricite De France.



Σχήμα 2.16: Σχηματική απεικόνιση εγκατάστασης ηλεκτροπαραγωγής με καύση άνθρακα σε συνδυασμό με κύκλο Brayton s-CO₂.

Οι πηγές θερμότητας που περιγράφηκαν προηγουμένως, έχουν προσελκύσει περισσότερο το ενδιαφέρον της επιστημονικής κοινότητας γύρω από την αξιοποίηση της τεχνολογίας του συστήματος ισχύος s-CO₂ σε αυτές, αποτελώντας περίπου το 80% από τις πιο πρόσφατες και επίκαιρες μελέτες (2022), όπως φαίνεται στο σχήμα 2.17. Παρόλα αυτά, ένας κύκλος ισχύος s-CO₂ μπορεί να συνδυαστεί κάλλιστα και με άλλες πηγές θερμότητας, όπως η ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας (waste heat recovery), η γεωθερμία (geothermal energy) και σε υψηλών θερμοκρασιών κυψελίδες καυσίμου (fuel cell) σε μικρότερο βέβαια ποσοστό, συσσωρεύοντας επιπλέον επιστημονική ανάλυση στο μέλλον.



Πηγή Σχήματος:[29].

Σχήμα 2.17: Εφαρμογή του κύκλου ισχύος s-CO₂ σε διάφορες πηγές θερμότητας.

Επίσης, στον πίνακα 2.1 εμφανίζονται συγκεντρωτικά όλες οι εφαρμογές που θα μπορούσαν να πραγματοποιηθούν στους κύκλους Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα και το αντίστοιχο εύρος συνθηκών λειτουργίας και ισχύος εξόδου.

Πίνακας 2.1: Εφαρμογές για κύκλους ισχύος s-CO₂. [37],[42]

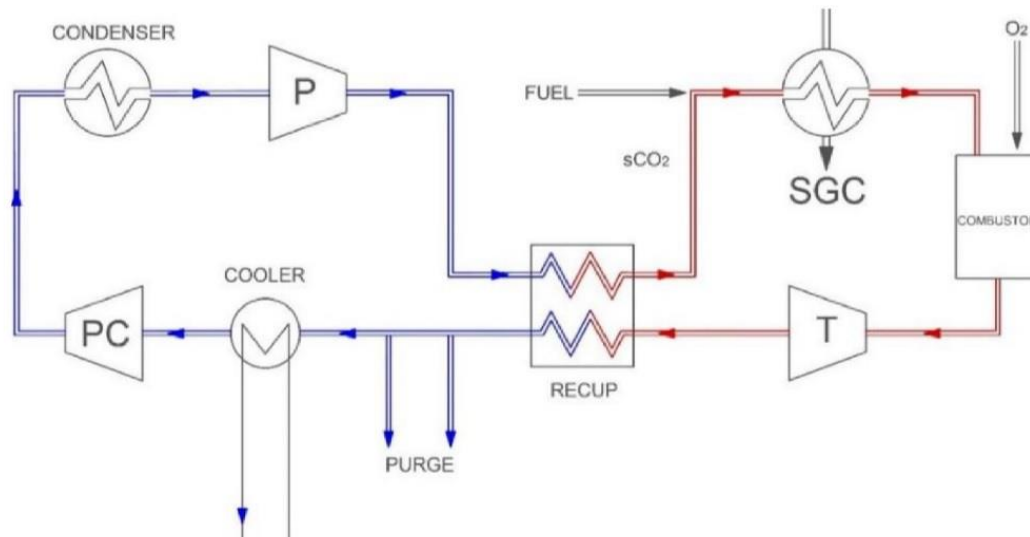
Application	Cycle type	Motivation	Size (MWe)	Temperature (°C)	Pressure (MPa)
Nuclear <ul style="list-style-type: none"> Advanced reactor designs (Includes sodium and high temperature reactors (gas, molten salts)) Small modular reactors 	Indirect s-CO ₂	Efficiency, size, water reduction Compact size, dry cooling	10-300	350-800+	20-35
Gas turbine bottoming	—	—	10	Low temperature	—
Shipboard propulsion	Indirect s-CO ₂	Efficiency, size	10-100	200-300	15-25

Shipboard house power	Indirect s-CO ₂	Efficiency, size	< 1-10	230-650	15-35
Waste heat recovery	Indirect s-CO ₂	Efficiency, size, simple cycles	1-10	<230-650	15-35
Geothermal	Indirect s-CO ₂	Efficiency	1-50	100-300	15
Concentrating solar power	Indirect s-CO ₂	Efficiency 50 %, size, water reduction	3-100	500-1000	20-35
Fossil fuel (PC, CFB)	Indirect s-CO ₂	Efficiency, water reduction	300-600	550-900	15-35
Fossil fuel (syngas, natural gas)	Direct s-CO ₂	Efficiency, water reduction, CO ₂ capture	300-600	1100-1500	35

Σύμφωνα με μελέτη που υλοποιήθηκε από το South West Research Institute (SwRI) στην Αμερική [24] επισημαίνεται ότι οι βασικοί παράγοντες που λαμβάνονται υπόψη για την επιλογή της κατάλληλης πηγής θερμότητας είναι:

- η ισχύς εξόδου που προσδιορίζεται από το μέγεθος του συστήματος.
- η θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου (TIT) που συνήθως καθορίζεται από τη διαθέσιμη πηγή θερμότητας.
- η πίεση του κύκλου, η οποία περιορίζεται από την μηχανική αντοχή των στοιχείων του συστήματος και τις φυσικές ιδιότητες των υλικών.

Στην δεύτερη κατηγορία, *directly-fired cycles*, ακολουθείται μια διαφορετική φιλοσοφία για την παραγωγή ενέργειας σε έναν ημίκλειστο κύκλο Brayton οξυγόνου καυσίμου με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα (*semi-closed oxy fuel s-CO₂ cycle*). Ειδικότερα, αντί για τον θερμαντήρα χρησιμοποιείται ένας πεπιεσμένος καυστήρας οξυγόνου καυσίμου (*pressurized oxy fuel combustor*), όπου εκεί το καύσιμο καίγεται σε καθαρό και σχεδόν στοιχειομετρικό οξυγόνο. Το ρεύμα που προκύπτει από τη καύση περιέχει κυρίως διοξείδιο του άνθρακα και νερό, το οποίο χρησιμοποιείται για την κίνηση του στροβίλου. Η εναπομένουσα θερμότητα που εξέρχεται από τον στρόβιλο ανακτάται και το ρεύμα παραπέμπεται σε περαιτέρω ψύξη για την συμπύκνωση του νερού με αποτέλεσμα να παραμένει ένα ρεύμα υψηλής συγκέντρωσης CO₂. Ένα μέρος του διοξειδίου του άνθρακα συμπιέζεται στην επιθυμητή πίεση. Στη συνέχεια, το ψυχόμενο και συμπιεσμένο διοξείδιο του άνθρακα διακινείται μέσω του ανακτητή για να προθερμανθεί και έπειτα, ανακυκλώνεται πίσω στον θάλαμο καύσης ως αραιωτικό καύσης. Τελικά, το υπολειπόμενο διοξείδιο του άνθρακα είναι έτοιμο να συμπεστεί για αποθήκευση. Στο σχήμα 2.18, απεικονίζεται ένα απλό διάγραμμα ροής ενός άμεσου κύκλου ισχύος s-CO₂.



Πηγή Σχήματος:[37].

Σχήμα 2.18: Σχηματική αναπαράσταση ενός απλού άμεσου κύκλου ισχύος s-CO₂.

2.2.4 Εμπορικοί και αναδυόμενοι κύκλοι ισχύος s-CO₂

Μέχρι σήμερα, έχουν αναπτυχθεί και κατασκευαστεί είτε ορισμένα ολοκληρωμένα συστήματα βασισμένα στον κύκλο s-CO₂ είτε εξαρτήματα του κύκλου (π.χ. συμπιεστής, στρόβιλος), τα οποία έχουν διεξαχθεί σε εργαστηριακή κλίμακα και έχουν υποστεί πειραματικές μελέτες (experimental study). Αυτή η ανάπτυξη προέκυψε ύστερα από την συνεχή εξέλιξη της θεωρητικής ανάλυσης, με τις Ηνωμένες Πολιτείες, την Κορέα, την Ιαπωνία και την Κίνα να παρέχουν σημαντική επιρροή σε αυτήν την διαδικασία παγκοσμίως. Βέβαια, ορισμένα από αυτά διερευνώνται ακόμα σε πειραματικό στάδιο και βρίσκονται υπό κατασκευή ή έχουν επιτευχθεί δοκιμές συστημάτων ισχύος s-CO₂ είτε για μικρής (10 kWe έως ~10 MWe) είτε για μεγάλης κλίμακας (>50 MWe) εγκατάσταση σε διάφορα ερευνητικά ιδρύματα, οργανώσεις και κυβερνητικούς οργανισμούς.

Τέτοια ερευνητικά ινστιτούτα είναι:

1. Echogen Power Systems

Η Echogen Power Systems είναι παραγωγός και εμπορικός προμηθευτής κύκλων ισχύος s-CO₂ για ανάκτηση θερμότητας και εφαρμογές συνδυασμένου κύκλου αεριοστροβίλων. Το 2012 ολοκληρώθηκε η κατασκευή της πρώτης εμπορικής κλίμακας θερμική μηχανή κλειστού κύκλου Brayton s-CO₂ EPS100 με ονομαστική ισχύς 7,5 MWe ξεκινώντας δοκιμές εργαστηριακής επικύρωσης στις εγκαταστάσεις Dresser-Rand στο Olean της Νέας Υόρκης, όπου τελικά εισήχθη στο εμπόριο το 2014. Η κινητήρια μηχανή EPS100 προορίζεται για εφαρμογές ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας και για χρήση ως "bottoming cycle" σε εφαρμογές συνδυασμένου κύκλου με καύση αερίου. Υπήρξε, δηλαδή, μια πρωτοπόρα λύση στην αγορά εργασίας με την δυνατότητα μετατροπής της απορριπτόμενης θερμότητας από διάφορες βιομηχανικές διεργασίες σε ηλεκτρική ενέργεια, λειτουργώντας σε χαμηλές θερμοκρασίες.[45]

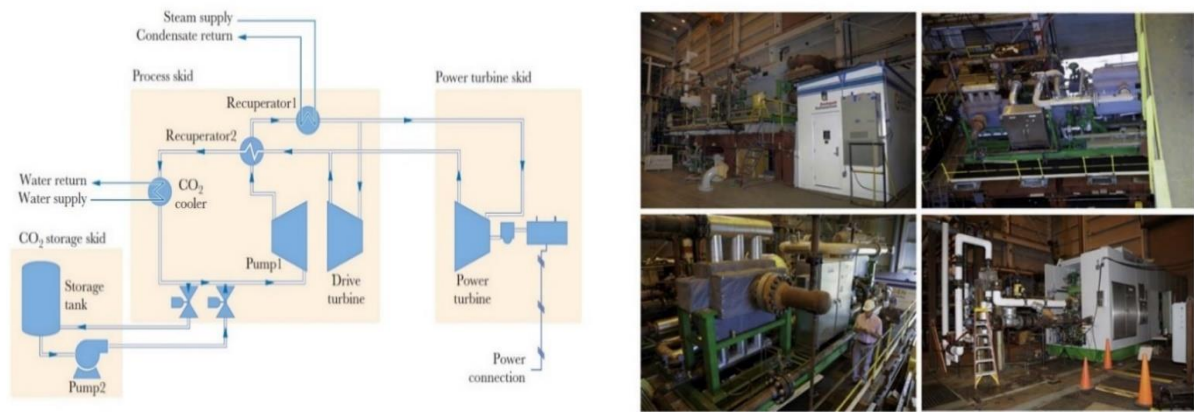
Η θερμική μηχανή EPS100 χρησιμοποιεί έναν απλό κλειστό κύκλο Brayton ανάκτησης (recuperated closed Brayton cycle) με πολλαπλά στάδια ανάκτησης και απαγωγής θερμότητας από την πρωτογενή πηγή θερμότητας. Υπάρχουν δύο ξεχωριστοί στρόβιλοι, όπου ο ένας (στρόβιλος κίνησης, drive turbine) συνδέεται απευθείας με τον συμπιεστή και ο δεύτερος (στρόβιλος ισχύος, power turbine) συνδέεται με μία τετραπολική γεννήτρια μέσω ενός επικυκλικού κιβωτίου ταχυτήτων για τη παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Η ταχύτητα περιστροφής του πρώτου στροβίλου μπορεί

να μεταβάλλεται ανεξάρτητα (<24.000 - 36.000 rpm) ώστε να διατηρείται ο βέλτιστος ρυθμός ροής του συστήματος με δεδομένες συνθήκες πηγής θερμότητας και ψυκτικού μέσου, ενώ η ταχύτητα περιστροφής του δεύτερου στροβίλου διατηρείται σταθερή (~30.000 rpm). Η θερμική ενέργεια του ρεύματος καυσαερίων από βιομηχανικές διεργασίες ή αεριοστροβίλων ανακτάται μέσω του θερμαντήρα s-CO₂ θερμαίνοντας το συμπιεσμένο υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα. Κατάντη του θερμαντήρα s-CO₂, το θερμαινόμενο s-CO₂ διαχωρίζεται σε δύο κύρια ρεύματα. Περίπου τα δύο τρίτα (2/3) της ροής κατευθύνονται στον στροβίλο ισχύος, ενώ το υπόλοιπο κατευθύνεται στον στροβίλο κίνησης. Τα ρεύματα s-CO₂ που εξέρχονται από τους δύο στροβίλους περνούν από τους ανακτητές για την προθέρμανση του ρεύματος διοξειδίου του άνθρακα από τον κύριο συμπιεστή πριν ψυχθεί, συμπιεστεί και στη συνέχεια αποστέλλονται στον θερμαντήρα s-CO₂ για την ολοκλήρωση του κύκλου. Ο στροβίλος ισχύος έχει μονοβάθμια ακτινική σχεδίαση. Οι ανακτητές και οι ψύκτες s-CO₂ είναι όλοι τύπου Printer Circuit Heat Exchanger (PCHE), ενώ ο θερμαντήρας s-CO₂ έχει σχεδιασμό σωλήνα "shell and finned" (Σχήμα 2.19). Τα χαρακτηριστικά της εφαρμογής πάνω στα οποία εκτελέστηκε το συγκεκριμένο έργο ήταν:

- Θερμοκρασία καυσαερίων: (500 - 550 °C) με ρυθμό ροής μάζας $65 - 70 \frac{kg}{s}$.
- Μέγιστη θερμοκρασία διοξειδίου του άνθρακα περιορίστε στο εύρος (Temperature Inlet Turbine) 260 - 275 °C.
- Θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου ισχύος: (400 - 485 °C)
- Ονομαστική ισχύς άξονα στροβίλου-συμπιεστή (Turbo - pump1): 2.7 MW
- Ισεντροπική απόδοση > 80% για τον στροβίλο - συμπιεστή και για τον στροβίλο - γεννήτρια κυμαίνεται στο εύρος 20 - 75%.
- Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας: 2,35 MWe όταν ο στροβίλος ισχύος λειτουργούσε στη μέγιστη ταχύτητα.

Η τιμή 2,35 MWe αποτελεί τη μεγαλύτερη ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας που παρήχθη από κύκλο s-CO₂. Ωστόσο, πριν από την κατασκευή του EPS100 υπήρξαν αρκετές δοκιμές εγκαταστάσεων από την Echogen Power Systems, όπως το 2009 η δοκιμασμένη εγκατάσταση 15 kW προκειμένου να επικυρωθεί η σκοπιμότητα του κύκλου διοξειδίου του άνθρακα και ο σχεδιασμός του στροβίλου. Μια άλλη δοκιμασμένη εγκατάσταση που πραγματοποιήθηκε το 2010 ήταν ένα σύστημα επίδειξης 250 kW που εγκαταστάθηκε στο AEP's (American Electric Power) Dolan Technology Center στο Groverport των Ηνωμένων Πολιτειών.[24],[43]

Πλέον, η Echogen Power Systems προμηθεύει τυποποιημένες θερμικές μηχανές από (1 έως 9) MWe καθαρής ισχύος και μπορούν να εφαρμοστούν εκτός από την ανάκτηση απορριπτόμενης θερμότητας και στην ηλιοθερμική και γεωθερμική ενέργεια, καθώς και σε σταθερούς παλινδρομικούς κινητήρες ή ως υβριδικές εναλλακτικές λύσεις στις μηχανές εσωτερικής καύσης. Ακόμα, η εταιρεία Siemens Energy έχει αναλάβει την τεχνολογία s-CO₂, EPS100, για τις εφαρμογές ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας στο τομέα του πετρελαίου και του φυσικού αερίου, ενώ η General Electric για τις θαλάσσιες εφαρμογές. Τέλος, σχετικά με το έργο EPS100 η Echogen Power Systems έχει ολοκληρώσει τον εννοιολογικό σχεδιασμό μιας δοκιμασμένης εγκατάστασης s-CO₂ ισχύος 10 MWe για την ομάδα πυρηνικής ενέργειας του Υπουργείου Ενέργειας (DOE) των ΗΠΑ και επίσης, συνεργάζεται με την EPRI (Electric Power Research Institute) για την ανάπτυξη ολοκληρωμένων λύσεων για σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής με καύση άνθρακα που χρησιμοποιούν κύκλους ισχύος s-CO₂. [43]



Πηγή Σχημάτων:[24].

Σχήμα 2.19: Διάγραμμα ροής και δοκιμαστική εγκατάσταση EPS100.

2. Sandia National Laboratories (SNL)

Ήδη από τον Μάιο του 2008 η Sandia National Laboratories, με έδρα τις Ηνωμένες Πολιτείες της Αμερικής, σε συνεργασία με την Barber-Nichols Incorporated ξεκίνησαν πειράματα δοκιμαστικού βρόχου s-CO₂ με σκοπό την διερεύνηση βασικών τεχνολογικών ζητημάτων και της εφαρμοσιμότητας αυτής της νέας τεχνολογίας, στοχεύοντας στην επικύρωση μοντέλων και εργαλείων που χρησιμοποιούνται στον σχεδιασμό στροβιλομηχανών και εναλλακτών θερμότητας κυρίως στην πυρηνική βιομηχανία. Έτσι, κατασκεύασαν, αρχικά, ένα βρόχο συμπίεσης μικρής κλίμακας s-CO₂ χρησιμοποιώντας έναν "motor-driven radial compressor" (~50 kW) περιλαμβάνοντας έναν ελεγκτή κινητήρα (motor controller), ένα στόμιο μετρητής ροής (flow meter orifice), ένα στόμιο πτώσης πίεσης (pressure drop orifice), έναν "shell and tube" ψύκτη αερίου (gas - chiller) 50 kW και διάφορους συμπιεστές και αγωγούς πραγματοποιώντας πάνω από 80 δοκιμές με διάφορες εναλλακτικές διαμορφώσεις και έχοντας τα εξής χαρακτηριστικά:

- Ταχύτητα περιστροφής συμπιεστή: 65.000 rpm.
- Ρυθμός ροής μάζας συμπιεστή: $2,4 \frac{kg}{s}$.
- Θερμοκρασία και πίεση εισόδου συμπιεστή: 306,8 K και 7, 956 MPa.

Αργότερα, τον Ιανουάριο του 2009 ο βρόχος συμπίεσης τροποποιήθηκε προσθέτοντας έναν θερμαντήρα 260 kW και έναν πολύ μικρό στρόβιλο, μόλις 1,2 inches σε διάμετρο για τον σχηματισμό ενός θερμαινόμενου αλλά μη ανακτημένου βρόχου Brayton (heated but un-recuperated Brayton loop), όπου σύμφωνα με τα πειραματικά δεδομένα θα μπορούσε να παράγει ηλεκτρική ενέργεια σε χαμηλή θερμοκρασία εισόδου στρόβιλου. Η νέα αυτή διαμόρφωση βρόχου και οι πειραματικές δοκιμές έγιναν με σύμβαση από το ερευνητικό ινστιτούτο Knolls Atomic Power Laboratory (KAPL). Τελικά, το 2012 η Sandia National Laboratories προχώρησε σε πιο προχωρημένο στάδιο με την δημιουργία ενός βρόχου κύκλου Brayton s-CO₂ επανασυμπίεσης (recompression Brayton cycle loop) που αποτελούνταν από δύο TAC (Turbine-Alternator-Compressor) ονομαστικής ισχύος 125 kWe έκαστος, λόγω πίεσης (pressure ratio) 1,8, θερμοκρασία εισόδου στρόβιλου 538 °C και ταχύτητα άξονα ρότορα (rotor shaft speed) 75.000 rpm, όπου ήταν οι αρχικοί επιτεύξιμοι στόχοι. Επίσης, η πηγή θερμότητας του πυρηνικού αντιδραστήρα παρείχε 780 kW θερμότητας στον κύκλο μετατροπής ισχύος και οι δύο συμπιεστές στις συνθήκες σχεδιασμού τους είχαν τα εξής χαρακτηριστικά:

- Κύριος Συμπιεστής:
Θερμοκρασία και πίεση εισόδου: 32,2 °C και 7,69 MPa
Ρυθμός ροής μάζας: $3,67 \frac{kg}{s}$
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης: 66,5%

Πίεση εξόδου: 13,8 MPa

- Επανασυμπιεστής:

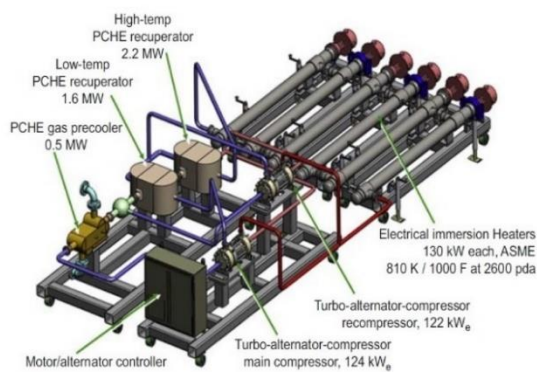
Θερμοκρασία και πίεση εισόδου: 59,4 °C και 7,79 MPa

Ρυθμός ροής μάζας: $2,27 \frac{kg}{s}$

Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης: 70,1%

Πίεση εξόδου: 13,7 MPa

Όλες οι στροβιλομηχανές ήταν ακτινικού τύπου και οι δύο ανακτητές υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας που χρησιμοποιήθηκαν ήταν τύπου Printer Circuit Heat Exchanger (PCHE) με λειτουργίες σχεδιασμού 2,2 MW και 1,6 MW, αντίστοιχα. Τέλος, για την απόρριψη θερμότητας χρησιμοποιήθηκε ένας υδρόψυκτος PCHE με λειτουργία σχεδιασμού 0,5 MW. Η κατασκευαστική αυτή επιτυχία υπήρξε ο πρώτος κύκλος με s-CO₂ που ήταν σε θέση να παράγει ηλεκτρική ενέργεια πάνω από 100 kW-hs αποδίδοντας 31,5%. Μέχρι σήμερα, η Sandia National Laboratories έχει θέσει ως στόχο την ανάπτυξη ενός συστήματος ηλεκτρικής ενέργειας μεγάλης κλίμακας s-CO₂ 10 MWe για μια μη πυρηνική πηγή θερμότητας.[24],[28],[46]



Πηγές Σχημάτων:[24],[40].

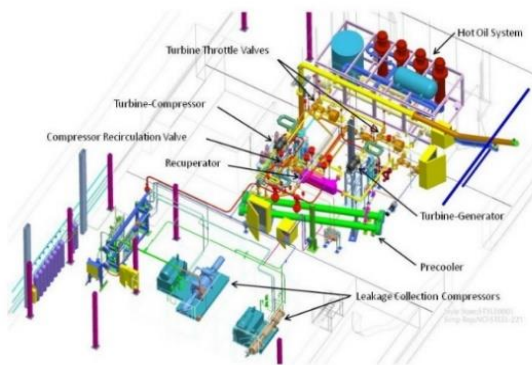
Σχήμα 2.20: Βρόχος δοκιμής κύκλου επανασυμπίεσης s-CO₂ που πραγματοποιήθηκε στο SNL.

3. Naval Nuclear Laboratory

Το Naval Nuclear Laboratory εξετάζει τον κύκλο s-CO₂ για θαλάσσιες εφαρμογές πρόωσης με στόχο την ανάπτυξη ενός μοντέλου του κύκλου Brayton s-CO₂ για τον υπολογισμό της σταθερής κατάστασης του συστήματος και της δυναμικής απόδοσης του, καθώς και την αξιολόγηση του ελέγχου του κύκλου για την συγκεκριμένη εφαρμογή. Έτσι, η Bechtel Marine Propulsion Corporation, με έδρα τις Ηνωμένες Πολιτείες της Αμερικής, που λειτουργεί τα εργαστήρια Bettis Atomic Power Laboratory και Knolls Atomic Power Laboratory κατασκεύασε στο BAPL μια εγκατάσταση δοκιμής ολοκληρωμένου συστήματος (Integrated System Test, IST) κύκλου ισχύος s-CO₂ από το φθινόπωρο του 2011 και η λειτουργία του IST ξεκίνησε από την άνοιξη του 2012. Η ιδέα δημιουργίας του IST είχε σκοπό την επίδειξη των χαρακτηριστικών λειτουργίας, ελέγχου και επιδόσεων του κύκλου ισχύος Brayton s-CO₂ σε ένα ευρύ φάσμα συνθηκών λειτουργίας και επιπέδων ισχύος, αλλά και η παροχή λειτουργικών δεδομένων για την επικύρωση του αναλυτικού μοντέλου.

Το IST είναι ένα απλό σύστημα ανάκτησης δύο αξόνων με κλειστό βρόχο Brayton s-CO₂ (two shaft recuperated closed Brayton cycle) με ένα στρόβιλο - συμπιεστή μεταβαλλόμενης ταχύτητας (turbine driven compressor) και ένα στρόβιλο - γεννήτρια σταθερής ταχύτητας (turbine driven generator) παράγοντας 100 kW_e με ταχύτητα περιστροφής και για τους δύο άξονες 75.000 rpm. Η μέγιστη θερμοκρασία και πίεση λειτουργίας του συστήματος ήταν 299 °C και 16,7 MPa και με συνθήκες σχεδιασμού στην είσοδο του συμπιεστή 36 °C και 9,24 MPa, αντίστοιχα. Οι στροβιλομηχανές σχεδιάστηκαν από την Barber-Nichols Incorporated και ήταν όλες μονοβάθμιες ακτινικού τύπου.

Ο στρόβιλος - συμπιεστής και ο στρόβιλος - γεννήτρια σχεδιάστηκε με διάμετρο 5,3 cm και ο συμπιεστής με διάμετρο 3,8 cm και λόγο πίεσης 1,8. Ο βαθμός απόδοσης των στροβίλων ορίστηκε ως 80% και του συμπιεστή 61%. Τέλος, η πηγή θερμότητας που χρησιμοποιήθηκε ήταν ένα ηλεκτρικά θερμαινόμενο σύστημα οργανικού ρευστού μεταφοράς θερμότητας (hot oil) ισχύος 1 MW μέσω ενός ενδιάμεσου εναλλάκτη θερμότητας τύπου "shell and tube" με μη αξιοποιούμενη θερμότητα να απορρίπτεται από τον κύριο βρόχο μέσω δύο ψυκτών τύπου "shell and tube", οι οποίοι εξάγουν τη θερμότητα σε ένα βρόχο ψυχρού νερού που ψύχεται από το ψυκτικό σύστημα (refrigerated chiller). Ενώ ο στρόβιλος-γεννήτρια IST έχει κατασκευαστεί για να λειτουργεί με ισχύ γεννήτριας 100 kWe σε ταχύτητα περιστροφής 75.000 rpm, οι περιορισμοί που σχετίζονται με τον ελεγκτή κινητήρα - γεννήτριας (controller motor-generator) περιορίσαν τη γεννήτρια παραγωγής σε 40 kWe, λειτουργώντας και σε ταχύτητα περιστροφής 60.000 rpm και με τελική απόδοση κύκλου 14,7%. Στο σχήμα 2.21 απεικονίζεται η αναφερόμενη διάταξη.[24],[28]



Πηγή Σχημάτων:[24].

Σχήμα 2.21: Η διάταξη των εξαρτημάτων και η φυσική διαμόρφωση IST του κύκλου Brayton s-CO₂.

4. United States Department of Energy (U.S. DOE)

Το 2011, το Υπουργείο Ενέργειας των Ηνωμένων Πολιτειών ξεκίνησε το project Sunshot προκειμένου να μειωθεί το συνολικό κόστος της ηλιακής ενέργειας κατά 75%, δηλαδή περίπου 1 δολάριο ΗΠΑ ανά βατ (Watt) ή 0,06 δολάρια ΗΠΑ ανά κιλοβατώρα (kW-hs), καθιστώντας την ανταγωνιστική σε μεγάλη κλίμακα σε σχέση με άλλες μορφές ενέργειας. Το έργο αυτό ανατέθηκε για κατασκευή και δοκιμή στο Southwest Research Institute (SwRI) και στοχεύει στην κατασκευή απλού κύκλου Brayton ανάκτησης s-CO₂ ισχύος 10 MWe που λειτουργεί σε υψηλές τιμές εισόδου στροβίλου 700 °C με σκοπό τον προσδιορισμό της μηχανικής και αεροδυναμικής απόδοσης του συμπαγούς ανακτητή και του στροβίλου για εφαρμογή στη συγκεντρωμένη ηλιακή ενέργεια (CSP). Αποτελείται από έναν πρωτεύοντα ανακτητή, έναν εξωτερικό θερμαντήρα για την προσφορά υψηλής θερμοκρασίας και μία χωριστή αντλία για την παροχή διοξειδίου του άνθρακα υψηλής πίεσης. Τόσο ο στρόβιλος όσο και οι εναλλάκτες θερμότητας, δοκιμάστηκαν σε ένα εύρος πιέσεων (8 MPa - 28 MPa) και σε ένα εύρος θερμοκρασιών (45 - 700 °C). Μάλιστα, το 2018 κατασκευάστηκε στρόβιλος 1 MWe όπου ενσωματώθηκε στο σύστημα και λειτουργήσε με ταχύτητα 24.000 rpm και με συνθήκες εισόδου: 550 °C και 20 MPa. Έτσι, το Νοέμβριο του 2019 η ταχύτητα λειτουργίας του στροβίλου έφτασε τις 27.000 rpm (design speed), η θερμοκρασία λειτουργίας του ξεπέρασε την θερμοκρασία σχεδιασμού (715 °C) και η πίεση λειτουργίας ήταν περίπου 25 MPa που σημαίνει ότι σε μετέπειτα δοκιμές ο ολοκληρωμένος βρόχος δοκιμής s-CO₂ επρόκειτο να παράγει ηλεκτρική ενέργεια κλίμακας MWe σε υψηλή θερμοκρασία και πίεση. Παρόλα αυτά, είναι η πρώτη παρουσίαση κλίμακας MWe κύκλου ισχύος s-CO₂ που ανταποκρίνεται σε θερμοκρασία 700 °C.[24],[28]

Το 2014, το Εθνικό Εργαστήριο Ενεργειακής Τεχνολογίας του Υπουργείου Ενέργειας των Ηνωμένων Πολιτειών (U.S. DOE National Energy Technology Laboratory, NETL) χρηματοδότησε αρκετά έργα με σκοπό την ανάπτυξη των κύκλων ισχύος s-CO₂, με ορισμένα από αυτά να είναι: "Turbomachinery components for supercritical CO₂ cycles programme", "Development of low-leakage shaft and seals for utility-scales s-CO₂ turbomachinery", "High temperature

combustor for directly fired supercritical oxy-combustion power plant" κ.α. με την πλειοψηφία αυτών να απονέμεται στους General Electric Global Research, Southwest Research Institute, Thar Energy LLC, Electric Power Research Institute.[43] Πιο συγκεκριμένα, τον Ιούλιο του 2016 το Υπουργείο Ενέργειας των Ηνωμένων Πολιτειών επένδυσε 30 εκατομμύρια δολάρια ΗΠΑ σε έργα με στόχο την ανάπτυξη εξαρτημάτων για προηγμένους στροβίλους και κύκλους ισχύος s-CO₂. Επίσης, τον Οκτώβριο του 2016 ανατέθηκαν οι στόχοι για το έργο STEP (Supercritical Transformational Electric Power Project) για το οποίο επενδύθηκαν έως και 125 εκατομμύρια δολάρια ΗΠΑ (84 εκατομμύρια δολάρια ΗΠΑ από U.S. DOE) και η τελετή έναρξης κατασκευής του ξεκίνησε τον Απρίλιο του 2017 για μια εξαετής προσπάθεια με τρεις περιόδους προϋπολογισμού. Πρόκειται για ένα προ-εμπορικό (pilot plant) έμμεσα θερμαινόμενο σύστημα παραγωγής υψηλής θερμοκρασίας s-CO₂ ισχύος 10 MWe. Ο σχεδιασμός, η κατασκευή και η λειτουργία της πρώτης και μεγαλύτερης έμμεσα θερμαινόμενης υψηλής θερμοκρασίας s-CO₂ θα ληφθεί και θα διαχειριστεί από τους Gas Technology Institute (GTI) σε συνεργασία με τους Southwest Research Institute και General Electric Global Research, του οποίου οι δοκιμές θα λάβουν μέρος στην πανεπιστημιούπολη του SwRI στο Σαν Αντόνιο του Τέξας, όπου προβλέπεται να ολοκληρωθεί το 2024. Οι στροβιλομηχανές είναι 1 TAC με ταχύτητα περιστροφής 27.000 rpm και με συνθήκες εισόδου στροβίλου 715 °C και 24,13 MPa με λόγο πίεσης 3,01. Ο θερμαντήρας τροφοδοτείται με φυσικό αέριο (natural gas fired) και οι εναλλάκτες θερμότητας (ανακτητής υψηλής θερμοκρασίας, ανακτητής χαμηλής θερμοκρασίας και ψύκτης) είναι τύπου PCHE, "micro - tube and shell" και άλλων τεχνολογιών. Θα δοκιμαστεί και θα εκτιμηθεί η απόδοση του σε απλό κύκλο ανάκτησης και σε κύκλο επανασυμπιέσης λειτουργώντας σε θερμοκρασίες 500 °C και 715 °C ξεχωριστά και θα πραγματοποιηθεί ο πρωτότυπος σχεδιασμός του συστήματος και των εξαρτημάτων. Σύμφωνα με τις πρώτες προβλέψεις, η θερμική απόδοση του συστήματος μπορεί να ξεπεράσει το 50%. [28],[47]



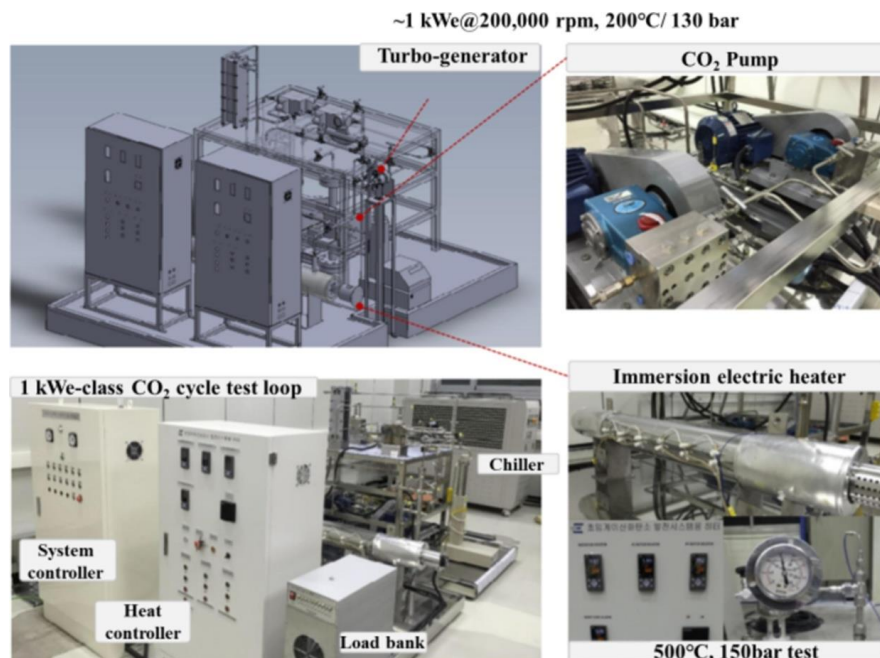
Σχήμα 2.22: Έμμεσα θερμαινόμενο σύστημα παραγωγής υψηλής θερμοκρασίας s-CO₂ STEP.

5. Αναπτυξιακή πρόοδος στη Κορέα

Μετά από το σπουδαίο και επιδραστικό ενδιαφέρον της Αμερικής, υπάρχουν αρκετά ερευνητικά ινστιτούτα στη Νότια Κορέα που ασχολούνται σχετικά με την ανάπτυξη κύκλων s-CO₂ περιλαμβάνοντας Korea Atomic Energy Research Institute (KAERI), Korea Advanced Institute of Science & Technology (KAIST), Pohang University of Science and Technology (POSTECH) και Korea Institute of Energy Research (KIER). Επειδή σε έναν κύκλο ισχύος s-CO₂ ο ψύκτης και ο συμπιεστής λειτουργούν σε σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες κοντά στο κρίσιμο σημείο και είναι σημαντική η αξιολόγηση της απόδοσης αυτών, καθώς επηρεάζεται η συνολική απόδοση του συστήματος, το KAIST κατασκεύασε βρόχο συμπιεστή χαμηλού λόγου πίεσης (Pressurizing Experiment, s-CO₂PE), δίχως, όμως, να παρατηρηθεί κάποιο ιδιαίτερο επιπλέον συμπέρασμα σε σχέση με άλλα διεθνή ερευνητικά κέντρα. Χρησιμοποιεί "canned motor pump" ισχύος 26 kW, φυγόκεντρα "shrouded" πτερωτή και ταχύτητα περιστροφής 4620 rpm. Επίσης, το 2013 το KAERI σε συνεργασία με KAIST και POSTECH οδηγήθηκαν στην κατασκευή ενός δοκιμαστικού βρόχου συμπιεστή s-CO₂ ισχύος 300 kW, το ολοκληρωμένο πειραματικό βρόχο s-CO₂ που ονομάστηκε SCIEL, το οποίο είναι ένας κύκλος ανάκτησης και παρουσιάζει το χαρακτηριστικό του υψηλού λόγου πίεσης που διέθετε σε σχέση με

άλλες πειραματικές εγκαταστάσεις εξαιτίας των δύο σταδίων συμπίεσης και εκτόνωσης (1 TAC, 1 low pressure turbine, 1 low pressure compressor). Η κατασκευή του βρίσκεται σε εξέλιξη και αρχικά, χωρίστηκε σε τρεις φάσεις οι οποίες ακόμα δεν έχουν υλοποιηθεί, καθώς το έργο βρίσκεται στη δεύτερη φάση του χρονοδιαγράμματος. Οι πρώτες δοκιμές επικεντρώθηκαν στην απόδοση του φυγόκεντρου συμπιεστή και στον έλεγχο του κύκλου, ενώ το 2015 η δοκιμαστική εγκατάσταση αναβαθμίστηκε σε κλειστό βρόχο δοκιμών για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας με μέγιστη ισχύ στροβίλου 200 kWe, καθορισμένη θερμοκρασία εισόδου στροβίλου 500 °C και μέγιστη πίεση 20 MPa και με εναλλάκτες θερμότητας τύπου PCHE για εφαρμογή με τον ταχύ αντιδραστήρα ψυχόμενο με νάτριο (SFR). Επίσης, ο κύκλος περιλαμβάνει τους δύο ανακτητές υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας, τον θερμαντήρα και τον ψύκτη.[27],[32] Τέλος, το KIER λειτουργεί δύο πειραματικούς βρόχους s-CO₂ εργαστηριακής κλίμακας, οι οποίοι είναι της κατηγορίας 500 °C - μέγεθος των kWe και 200 °C - μέγεθος των δεκάδων kWe και βρίσκεται στην υποκατασκευή ενός τελικού δοκιμαστικού βρόχου μεγέθους των εκατοντάδων kWe και με τελικό στόχο την επίτευξη μέγιστης θερμοκρασίας και πίεσης 500 °C και 13 MPa και παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας 120 kWe. Έγινε το πρώτο ερευνητικό κέντρο στη Κορέα που κατασκεύασε μια μονάδα TAC για τον κύκλο Brayton s-CO₂. Ήδη από το 2013, κατασκεύασε δοκιμαστικό βρόχο 10 kWe όπου παράχθηκε 10 kWe ηλεκτρικής ενέργειας για συνθήκες εισόδου στροβίλου 212 °C και 12,3 MPa και το 2014, κατασκεύασε δοκιμαστικό βρόχο 1 kWe διακρίσιμου κύκλου διοξειδίου του άνθρακα όπου παράχθηκε 86 We ηλεκτρικής ενέργειας για θερμοκρασία εισόδου στροβίλου 320 °C για τριάντα λεπτά. Κλείνοντας, το 2015 κατασκευάστηκε ένας δοκιμαστικός βρόχος κύκλου ισχύος 80 kWe που αποτελούνταν από δύο στροβίλους (υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας), έναν συμπιεστή, δύο ανακτητές και έναν θερμαντήρα καυσαερίων με καύση υγροποιημένου φυσικού αερίου.[28],[43]

Η ανάπτυξη και η κατασκευή ,όμως, του SMART (System-integrated Modular Advanced Reactor), θερμικής ισχύος 300 MW_{th} και παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας έως και 100 MWe από το KAERI, αποτελεί πλέον την πιο εφαρμόσιμη ιδέα. Με την διαθεσιμότητα της τεχνολογίας SMART στην αγορά και την ευελιξία της χρήσης του σε εφαρμογές εκτός από τη πυρηνική βιομηχανία ,όπως αφαλάτωση και τηλεθέρμανση, έχει διεθνή αποδοχή για ποικίλες χρήσεις.[39]



Πηγή Σχήματος:[48].

Σχήμα 2.23: Πειραματική διάταξη κύκλου ισχύος s-CO₂ στο KIER.

6. Αναπτυξιακή πρόοδος στην Ιαπωνία

Η Ιαπωνία έχει ενεργήσει δραστικά στην εξέλιξη των κύκλων ισχύος s-CO₂, καθώς τα ερευνητικά ινστιτούτα IAE (Institute of Applied Energy) και TITech (Tokyo Institute of Technology) έχουν κατασκευάσει μια εγκατάσταση δοκιμής κύκλου s-CO₂ μικρής κλίμακας 10 kWe, προκειμένου να διερευνηθεί ο σχεδιασμός και το μέγεθος των στροβιλομηχανών και να αξιολογηθεί η απόδοση του κύκλου για εφαρμογές σε πυρηνικούς σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής. Πρόκειται για έναν απλό κύκλο ανάκτησης που αποτελείται από 1 TAC, δύο ανακτητές χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας, έναν ηλεκτρικό θερμαντήρα 160 kWe και έναν ψύκτη. Οι συνθήκες εισόδου του ακτινικού στροβίλου ορίστηκαν ως 277 °C και 11,9 MPa με ταχύτητα περιστροφής 69.000 rpm και ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 65% ενώ οι συνθήκες εισόδου του φυγόκεντρου συμπιεστή ορίστηκαν ως 35 °C και 8,23 MPa και ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 48% με μέγιστη παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια 110 W αποτελώντας ένας από τους πρώτους κύκλους s-CO₂ για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και λειτουργώντας για πρώτη φορά το 2012. Βέβαια, το Ινστιτούτο Τεχνολογίας του Tokyo (TIT) έχει στραφεί πλέον σε εφαρμογές του κύκλου ισχύος s-CO₂ που αφορούν τους σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής με ορυκτά καύσιμα καθώς και στην εκτενή αναζήτηση αξονικών συμπιεστών.[28],[32]

7. Αναπτυξιακή πρόοδος στην Κίνα

Τα τελευταία χρόνια, όλο και περισσότεροι κινέζοι ερευνητές δίνουν προσοχή στην τεχνολογική ανάπτυξη του κύκλου Brayton s-CO₂ σε ηλιοθερμικούς σταθμούς παραγωγής ενέργειας (CSP) και σε σταθμούς παραγωγής ενέργειας από ορυκτά καύσιμα (με καύση άνθρακα), σαφώς επηρεασμένοι από άλλα διεθνή ερευνητικά κέντρα θέτοντας πανομοιότυπους στόχους καθοδήγησης. Αρχικά, η Κινέζικη Ακαδημία Επιστημών (Chinese Academies of Sciences) επένδυσε 14 εκατομμύρια Κινέζικο γουάν (RMB) για τη κατασκευή ενός δοκιμαστικού βρόχου συμπιεστή s-CO₂ επιπέδου MWe επιτυγχάνοντας σταθερή περιστροφική ταχύτητα 29.000 rpm για πάνω από 200s. Επίσης, η China Hua Neng Group (CHNG) κατάφερε την εκτέλεση πειραματικής εγκατάστασης για ένα δοκιμαστικό βρόχο αναθέρμανσης και επανασυμπίεσης κύκλου ισχύος s-CO₂ 5 MWe επιθυμώντας την εκπλήρωση των παρακάτω παραμέτρων του κύκλου:

- Συνθήκες εισόδου στροβίλου: 600 °C και 13 MPa με ταχύτητα περιστροφής 9.000 rpm.
- Συνθήκες εισόδου συμπιεστή: 32 °C και 7,6 MPa με ταχύτητα περιστροφής 8.500 rpm.
- Συνολική θερμότητα εισροής: 14,557 MW
- Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας: 5 MWe

Υπάρχουν και άλλα ερευνητικά ιδρύματα ή πανεπιστήμια, όπως North China Electric Power University, Xi'an Jiaotong University και Nuclear Power Institute of China που επικεντρώνονται κυρίως στη διερεύνηση μεταφοράς θερμότητας s-CO₂ υπό διάφορες συνθήκες αλλά και στη μελέτη μεταφοράς ενέργειας και μάζας των βασικών συστατικών του κύκλου και οι πειραματικοί τους βρόχοι κύκλου ισχύος s-CO₂ βρίσκονται σε εξέλιξη κατασκευής.[28]

8. Αναπτυξιακή πρόοδος στην Ευρώπη

Στην Ευρώπη η έρευνα στους κύκλους s-CO₂ δεν εξελίσσεται τόσο ραγδαία όσο στις υπόλοιπες ηπείρους, ωστόσο υπάρχουν κάποιες εξαιρέσεις και έχουν επενδυθεί πρόσφατα ορισμένα έργα. Κάποια από αυτά είναι το χρηματοδοτούμενο έργο από την Ευρωπαϊκή Ένωση, I-ThERM's s-CO₂ το οποίο αποσκοπεί στην επίδειξη ενός μικρού συστήματος κλίμακας 50 kW σε εφαρμογή ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας. Επίσης, το έργο s-CO₂-HeRo (Heat removal system) που είναι σύστημα ψύξης για τον πυρήνα ενός πυρηνικού αντιδραστήρα καθώς απομακρύνει την υπολειμματική θερμότητα από τα πυρηνικά καύσιμα και περιλαμβάνει μια μονάδα TAC που αποτελείται από μονοβάθμιο φυγόκεντρο συμπιεστή και ακτινικό στροβίλο. Και αυτό χρηματοδοτείται από την Ευρωπαϊκή Ένωση στο πλαίσιο του προγράμματος Horizon 2020.[37], [43]

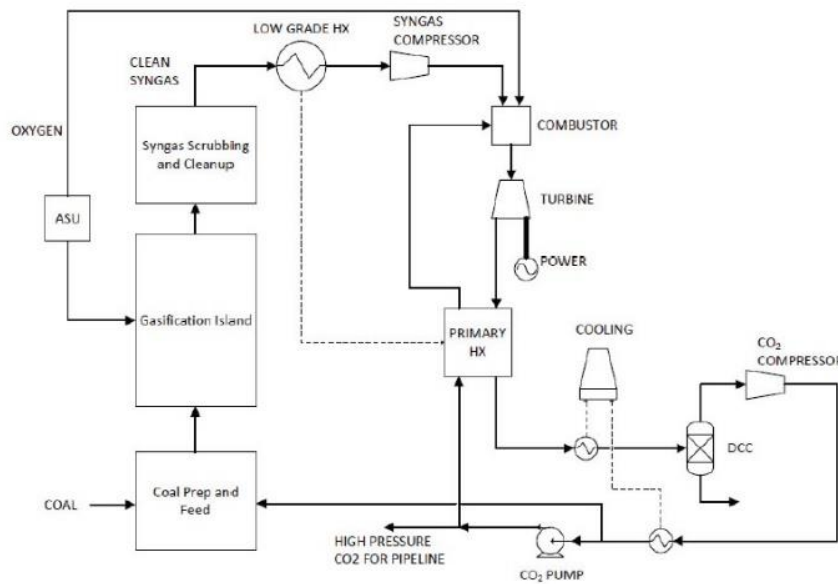
Άλλα έργα με ιδιαίτερη προοπτική είναι το s-CO₂-Flex το οποίο στοχεύει στην προσαρμογή σε σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής με ορυκτά καύσιμα και θα περιλαμβάνει τον σχεδιασμό των στροβιλομηχανών για έναν κύκλο 25 MWe και το έργο SCARABEUS που ανατέθηκε από το πανεπιστήμιο του Μιλάνο, το τεχνικό πανεπιστήμιο της Βιέννης και το πανεπιστήμιο της Σεβίλλης που στοχεύει στον εννοιολογικό σχεδιασμό στροβιλομηχανής σε σταθμό ηλεκτροπαραγωγής CSP με κύκλο ισχύος s-CO₂ κλίμακας 100 MWe που λειτουργεί με μίγματα CO₂. Ένα ακόμα πιο πρόσφατο έργο που επενδύθηκε από την Ευρωπαϊκή Ένωση στο πλαίσιο του προγράμματος Horizon 2020 είναι το SOLARSCO2OL το οποίο έχει ως στόχο την ολοκλήρωση μιας εγκατάστασης ηλεκτροπαραγωγής CSP με κύκλο ισχύος s-CO₂ και θα αποτελείται από ταχείας αντίδρασης ηλεκτρικούς θερμαντήρες και αποδοτικούς εναλλάκτες θερμότητας τύπου HEX. Μάλιστα, υπάρχουν υλοποιήσιμα και σε εξέλιξη προγράμματα που βασίζονται σε εφαρμογή στην πυρηνική ενέργεια είτε με ταχείς αντιδραστήρες που ψύχονται με μόλυβδο (LFR) είτε με αερόψυκτους ταχύς αντιδραστήρες (GFR). Τέτοια είναι:

- Δοκιμαστικός βρόχος SUSEN (Sustainable Energy) με ανάθεση του ερευνητικού κέντρου Rez στην Πράγα (Τσεχία)
- Βιομηχανικό έργο επίδειξης ASTRID με προηγμένο ταχύ αντιδραστήρα που ψύχεται με νάτριο (SFR) κλίμακας 600 MWe στη Γαλλία
- Το έργο MYRRHAADS στο Βέλγιο
- Το έργο ALFRED (Advanced Lead cooled Fast Reactor European Demonstrator) στη Ρουμανία
- Το έργο ELECTRA στη Σουηδία
- Το έργο ELFR (European Lead Fast Reactor) στην Ιταλία

Τέλος, το 2018 λειτούργησε η πρώτη εξέδρα δοκιμών στο Ηνωμένο Βασίλειο στο Πανεπιστήμιο του Cranfield στο πλαίσιο ενός έργου που συγχρηματοδοτήθηκε από την Rolls - Royce Holdings PLC, για τη διερεύνηση της δυνατότητας χρήσης του κύκλου s-CO₂ σε θαλάσσιες εφαρμογές.[27], [37], [40]

9. Allam - Fetvedt Cycle

Ένας προχωρημένος και νέος κύκλος παραγωγής ενέργειας s-CO₂ ο οποίος χρησιμοποιεί ποικιλία καυσίμων υδρογονανθράκων (όπως φυσικό αέριο, αεριοποιημένα στερεά καύσιμα) και έχει την δυνατότητα σχεδόν 100% δέσμευσης διοξειδίου του άνθρακα με κόστος ηλεκτρικής ενέργειας ανταγωνίσιμο με άλλα συστήματα παραγωγής ενέργειας είναι ο *Allam Cycle*. Είναι ημίκλειστος κύκλος διακρίσιμου CO₂ άμεσης καύσης οξυγόνου καυσίμου (directly fired, semi-closed, oxy-combustion transcritical CO₂ cycle) που καίει φυσικό ή συνθετικό αέριο με καθαρό οξυγόνο που παράγεται από μια μονάδα διαχωρισμού αέρα (Air Separation Unit). Χρησιμοποιεί το επανακυκλοφορούμενο διοξείδιο του άνθρακα σε υψηλή πίεση, χαμηλό λόγο πίεσης και έναν υψηλής ανάκτησης κύκλο Brayton μειώνοντας τις απώλειες ενέργειας σε σύγκριση με τους κύκλους που βασίζονται στον ατμό και τον αέρα. Θα περιγράψει πως υλοποιείται ο κύκλος Allam όταν διαμορφώνεται για καύση συνθετικού αερίου άνθρακα (coal syngas firing), όπως φαίνεται στο σχήμα 2.24.



Πηγή Σχήματος:[49].

Σχήμα 2.24: Απλουστευμένη διάταξη Allam cycle σε συνδυασμό με σύστημα αεριοποίησης άνθρακα.

Η βασική διεργασία είναι η καύση αερίου και ο κύκλος λειτουργεί με έναν στρόβιλο με πίεση εισόδου περίπου 30 MPa και λόγο πίεσης 10. Το υπό πίεση αέριο καύσιμο καίγεται στον καυστήρα οξυγόνου (oxy - combustor) σε πίεση περίπου 30 MPa με παρουσία ενός θερμού οξειδωτικού ρεύματος που περιέχει ένα μείγμα ανακυκλωμένου διοξειδίου του άνθρακα και καθαρού οξυγόνου που παρέχεται από τη μονάδα διαχωρισμού αέρα (ASU) και το ανακυκλωμένο ρεύμα θερμού αραιωτικού διοξειδίου του άνθρακα. Τα καυσαέρια που εξέρχονται από τον θάλαμο καύσης εκτονώνονται μέσω του στροβίλου σε περίπου 3 MPa, μειώνοντας τη θερμοκρασία σε ένα εύρος άνω των 700 °C. Έπειτα, τα καυσαέρια εισέρχονται στον ανακτητή όπου ψύχονται σε θερμοκρασία περίπου 60 °C μεταφέροντας θερμότητα από τη θερμή ροή των καυσαερίων στο ανακυκλωμένο ρεύμα CO₂ υψηλής πίεσης που λειτουργεί ως αραιωτικό για τα προϊόντα καύσης και μειώνει τη θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου σε ένα επιθυμητό επίπεδο των 1150 °C. Εξέρχοντας από τον πρωτεύον εναλλάκτη θερμότητας, τα καυσαέρια ψύχονται περαιτέρω σχεδόν σε θερμοκρασία περιβάλλοντος στην οποία τυχόν νερό που περιέχεται στα καυσαέρια συμπυκνώνεται και διαχωρίζεται, με αποτέλεσμα να προκύπτει ένα ρεύμα κυρίως CO₂. Στην συνέχεια, το ρεύμα διοξειδίου του άνθρακα συμπιέζεται στην απαιτούμενη υψηλή πίεση και στη συνέχεια διαχωρίζεται σε τρία μέρη. Το πρώτο τμήμα αναμιγνύεται με οξυγόνο υψηλής πίεσης για να σχηματιστεί το οξειδωτικό ρεύμα. Το δεύτερο τμήμα, που περιλαμβάνει το μεγαλύτερο μέρος της ροής του διοξειδίου του άνθρακα, σχηματίζει το ανακυκλωμένο ρεύμα CO₂. Και τα δύο αυτά ρεύματα CO₂ αντλούνται σε πίεση 30 MPa και θερμαίνονται στον ανακτητή σε θερμοκρασία μεγαλύτερη των 700 °C πριν εισαχθούν στον θάλαμο καύσης. Το τρίτο τμήμα του διοξειδίου του άνθρακα προκειμένου να διατηρηθεί η ισορροπία μάζας εντός του ημίκλειστου κύκλου εξάγεται μέσω αγωγού υψηλής πίεσης διοξειδίου του άνθρακα για αποθήκευση ή χρήση. Αυτή η καθαρή εξαγωγή είναι περίπου 5% της συνολικής ανακυκλωμένης ροής, πράγμα που σημαίνει ότι το μεγαλύτερο μέρος του αποθέματος της διεργασίας ανακυκλώνεται (95%). Συμπερασματικά, ένα σύστημα ηλεκτροπαραγωγής με Allam cycle, συγκριτικά με άλλα συμβατικά συστήματα παραγωγής ενέργειας, μπορεί να επιτύχει υψηλές αποδόσεις με πλήρη δέσμευση άνθρακα (51% για άνθρακα και 59% για φυσικό αέριο) και επίσης, έχει μειωμένη απαίτηση ισοζυγίου εγκατάστασης, μικρό αποτύπωμα εγκατάστασης και τελικά, χαμηλότερο κόστος.

Σχετικά με την τεχνική ανάπτυξη του κύκλου, παρουσιάστηκε για πρώτη φορά στο 11^ο διεθνές συνέδριο για τις τεχνολογίες ελέγχου των αερίων του θερμοκηπίου, GHGT-11 στο Κιότο της Ιαπωνίας αναγνωρίζοντας μια εξελιγμένη τεχνολογία δέσμευσης άνθρακα. Αργότερα, απέκτησε σημαντική εμπορική υποστήριξη, όπου το 2017 η αμερικάνικη εταιρεία NET Power Inc πέρασε στη φάση σχεδιασμού του κύκλου και τελικά, στην επίδειξη του. Για την ακρίβεια, κατασκεύασε μία δοκιμαστική εγκατάστασή με καύση φυσικού αερίου κλίμακας 50 MWth (25 MWe) στο La Porte

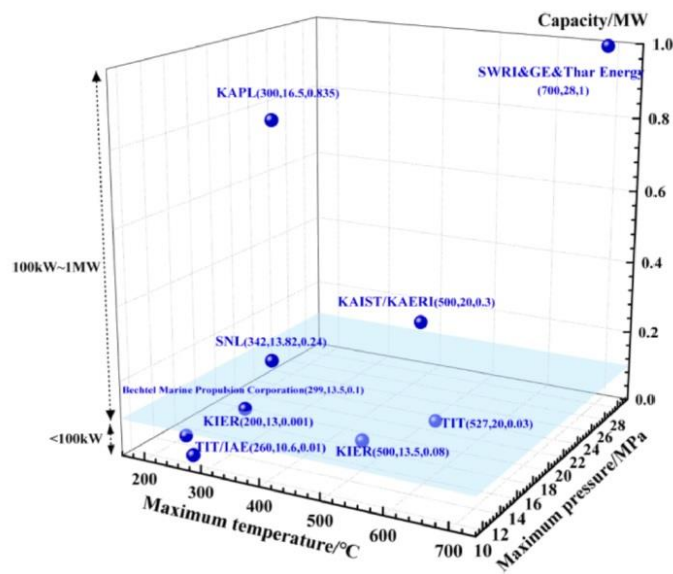
του Τέξας στις Ηνωμένες Πολιτείες με στόχο την επίδειξη των χαρακτηριστικών του κύκλου και ο έλεγχος της μεθοδολογίας, η απόδειξη του σχεδιασμού και της λειτουργίας του κύκλου με την επικύρωση της απόδοσης και τέλος, ο έλεγχος της ανθεκτικότητας των εξαρτημάτων. Επίσης, στην προσπάθεια αυτή έχουν συμβάλει η εταιρεία 8 Rivers Capital, LLC για την ανάπτυξη της σχεδιαστικής διαδικασίας και η εταιρεία CBI (Confederation of British Industry) για την μηχανική υποστήριξη, την προμήθεια και την κατασκευή της μονάδας. Η μονάδα θα λειτουργήσει από την Exelon και το οξυγόνο θα παρέχεται με αγωγή από μια εγκατάσταση της Air Liquide. Τέλος, ο στρόβιλος και η ηλεκτρική γεννήτρια προμηθεύονται από την Toshiba και ο εναλλάκτης θερμότητας υψηλής πίεσης (ανακτητής) από την Heatric. Παρόλα αυτά, η ομάδα της NET Power βρίσκεται σε προχωρημένο στάδιο σχεδιασμού του πρώτου εμπορικού σταθμού παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας Allam Cycle με καύση φυσικού αερίου κλίμακας 300 MW σε μια τοποθεσία της Occidental κοντά στην Odessa του Τέξας.[43],[49]



Πηγή Σχήματος:[49].

Σχήμα 2.25: Δοκιμαστική εγκατάσταση Allam cycle 50 MWth της NET Power.

Παρακάτω συνοψίζονται, στο σχήμα 2.26, οι ολοκληρωμένοι πειραματικοί βρόχοι κύκλου ισχύος s-CO₂ ως προς τις βασικές τους παραμέτρους, δηλαδή τη μέγιστη θερμοκρασία, τη μέγιστη πίεση και την παραγόμενη ενέργεια της εγκατάστασης, αλλά και το εύρος μικρής κλίμακας εγκαταστάσεων.



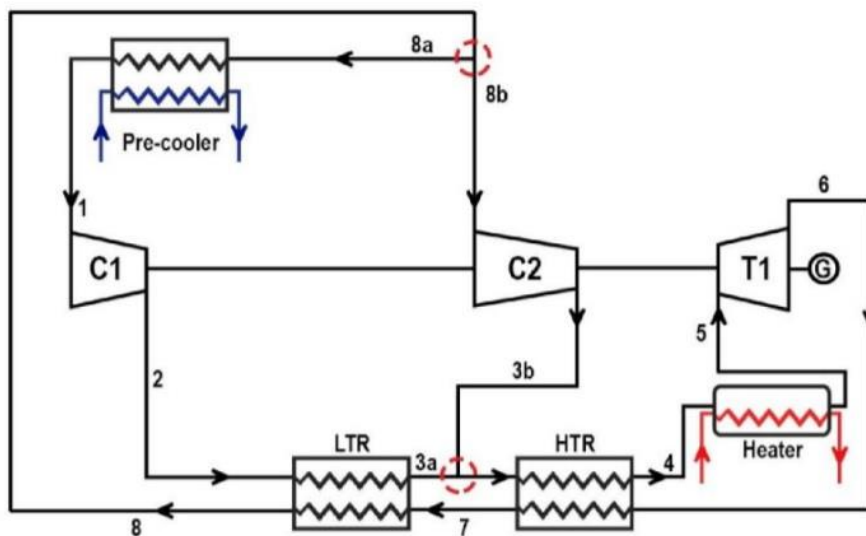
Πηγή Σχήματος:[48].

Σχήμα 2.26: Ολοκληρωμένη κατανομή πειραματικών εγκαταστάσεων s-CO₂.

2.3 Ο κύκλος επανασυμπίεσης

Από όλες τις διατάξεις που μπορεί να διαμορφωθεί ο κύκλος ισχύος s-CO₂ οι οποίες παρουσιάστηκαν αναλυτικά στην υποενότητα 2.2.2 ο κύκλος επανασυμπίεσης s-CO₂ έχει ξεχωρίσει και έτσι, στην παρούσα εργασία επιλέχθηκε να αναλυθεί πλήρως ο τρόπος λειτουργίας του και να μελετηθεί με υπολογιστικούς μεθόδους κάτι το οποίο θα επισημανθεί στην συνέχεια, στο Κεφάλαιο 3.

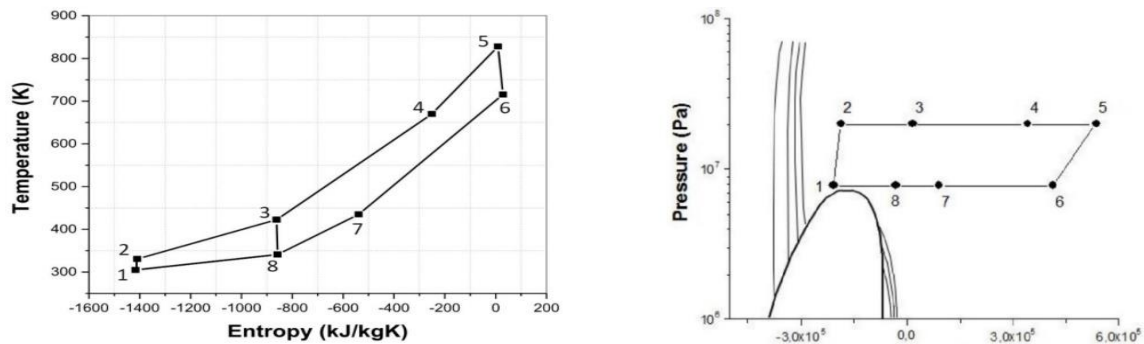
Αρχικά, η διάταξη της επανασυμπίεσης καθορίζει έναν κύκλο διαχωρισμένης ροής (split flow) για την μείωση της θερμικής καταπόνησης και αποτελείται από δύο συμπιεστές, τον κύριο συμπιεστή (main compressor) και τον επανασυμπιεστή (recompressor), έναν θερμαντήρα (heater), έναν στρόβιλο (turbine), έναν ψύκτη (pre-cooler) και τους δύο εναλλάκτες θερμότητας υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας, αντίστοιχα (high temperature recuperator, low temperature recuperator). Όπως γίνεται αντιληπτό στο σχήμα 2.27, το χαμηλής θερμοκρασίας και πίεσης υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα συμπιέζεται από τον κύριο συμπιεστή (καταστάσεις 1 - 2, C1) σε υψηλότερη θερμοκρασία και πίεση, ο οποίος κιάλας αναλαμβάνει το μεγαλύτερο ποσοστό συμπίεσής της ροής. Έπειτα, η ροή προθερμαίνεται μέσω του ανακτητή χαμηλής θερμοκρασίας (καταστάσεις 8 - 3a, LTR) σε θερμοκρασία ισοδύναμη με τη θερμοκρασία εξόδου του συμπιεστή επανασυμπίεσης (καταστάσεις 8 - 3b, C2), όπου τελικά γίνεται η ανάμιξη των δύο αυτών μερικών ροών (κατάσταση 3, σημείο συνάντησης των 3a και 3b). Στη συνέχεια, ολόκληρη η ροή του ρευστού προθερμαίνεται περαιτέρω στον ανακτητή υψηλής θερμοκρασίας (καταστάσεις 3 - 4, HTR), ώπου να φθάσει στη θερμοκρασία εισόδου του πρωτεύων εναλλάκτη θερμότητας στον οποίο πραγματοποιείται η προσθήκη θερμότητας (καταστάσεις 4 - 5, heater). Το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα εξέρχεται από τον θερμαντήρα στην υψηλότερη θερμοκρασία του κύκλου και ύστερα, εισέρχεται στον στρόβιλο, όπου εκεί το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα εκτονώνεται (καταστάσεις 5 - 6, T1) με σκοπό την εκτέλεση έργου και την παραγωγή μηχανικής ισχύος. Μετά την έξοδο από τον στρόβιλο, το ρευστό ψύχεται στον ανακτητή υψηλής θερμοκρασίας, HTR (καταστάσεις 6 - 7) και στον ανακτητή χαμηλής θερμοκρασίας, LTR (καταστάσεις 7 - 8), όπου η θερμότητα μεταφέρεται, από το ρεύμα που έχει εκτονωθεί και είναι ακόμα υψηλής θερμοκρασίας, για την προθέρμανση του υψηλής πίεσης ρεύματος του ψύκτη. Μετά την έξοδο από τον εναλλάκτη θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας (LTR), η ροή διαχωρίζεται (κατάσταση 8). Ένα μέρος της ροής εκτρέπεται παρακάμπτοντας τον ψύκτη και τον κύριο συμπιεστή και συμπιέζεται σε υψηλή πίεση (καταστάσεις 8b - 3b, C2) και το άλλο μέρος της ροής ψύχεται στον ψύκτη σε θερμοκρασία εισόδου του κύριου συμπιεστή (καταστάσεις 8a - 1, pre-cooler).[37],[38]



Πηγή Σχήματος:[37].

Σχήμα 2.27: Διάταξη επανασυμπίεσης κύκλου Brayton s-CO₂.

Επίσης παρατίθενται και τα αντίστοιχα διαγράμματα θερμοκρασίας εντροπίας (T - s) και πίεσης ενθαλπίας (P - h) παρατηρώντας τις διακυμάνσεις θερμοκρασίας και πίεσης σε καθένα από τα 8 σημεία του κύκλου.



Πηγή Σχημάτων:[37].

Σχήμα 2.28: Διάγραμμα θερμοκρασίας - εντροπίας και LogP - εντροπίας για τη διάταξη επανασυμπίεσης κύκλου Brayton s-CO₂.

Σημειώνεται ότι, οι διεργασίες του θερμοδυναμικού κλειστού κύκλου Brayton s-CO₂ με επανασυμπίεση στο σχήμα 2.28 είναι παρόμοιες με του απλού κλειστού κύκλου Brayton s-CO₂ (σχήμα 2.11) με τις ισοβαρές και αδιαβατικές καμπύλες, αντιλαμβάνοντας την επιπλέον καθετή γραμμή (8 - 3) που υποδουλώνει την διαδικασία της επανασυμπίεσης. Ωστόσο, και από τα δύο σχήματα παρατηρείται ότι η είσοδος του κύριου συμπιεστή (1) βρίσκεται ακριβώς πάνω από τη καμπύλη κορεσμού του διοξειδίου του άνθρακα, αποτελώντας σημαντική πρόκληση ο σχεδιασμός του, προκειμένου να αποτραπεί πιθανή συμπύκνωση κατά τη διαδικασία της συμπίεσης.[37]

Σύμφωνα με τις βιβλιογραφικές πηγές, η αρχιτεκτονική διάταξη της επανασυμπίεσης έχει εξεταστεί περισσότερο εξονυχιστικά από κάθε άλλη, θεωρώντας την πιο υποσχόμενη διαμόρφωση του κλειστού κύκλου Brayton s-CO₂ με περισσότερη προοπτική, καθώς η ύπαρξη των δύο εναλλακτών θερμότητας και του παράλληλα τοποθετημένου επανασυμπίεστη βελτιώνουν την απόδοση σε μέτριες έως υψηλές τιμές θερμοκρασίας εισόδου στροβίλου. Συγκεκριμένα, αντιμετωπίζεται το πρόβλημα του "pinch point" στον ανακτητή χαμηλής θερμοκρασίας, LTR επειδή με το διαχωρισμό της ροής εξισορροπείτε η διαφορά της ειδικής θερμότητας με αποτέλεσμα η υψηλότερη ειδική θερμότητα στη πλευρά της ψυχρής ροής (δύο έως τρεις φορές υψηλότερη από εκείνη στη πλευρά της θερμής ροής) να συνδυάζεται με τη χαμηλότερη ειδική θερμότητα στη πλευρά της θερμής ροής. Έτσι, μειώνεται η απόρριψη θερμότητας και μεγιστοποιείται η ανάκτηση θερμότητας και επομένως, αυξάνεται η θερμική απόδοση. Επίσης, η θερμική ικανότητα του ψύκτη (thermal duty) μειώνεται με συνέπεια να μειώνεται και το μέγεθος του εξοπλισμού. Ωστόσο, η διάταξη της επανασυμπίεσης απαιτεί μεγαλύτερο μέγεθος ανακτητών και άρα, ο σχεδιασμός τους γίνεται ιδιαίτερα πολύπλοκος.[30],[32]

2.4 Συνιστώσες κύκλου επανασυμπίεσης

Με βάση την ανάλυση που παρουσιάστηκε στην ενότητα 2.3, η διάταξη της επανασυμπίεσης του κύκλου Brayton s-CO₂ αποτελείται από τις τρεις στροβιλομηχανές, οι οποίες είναι ο συμπιεστής, ο στρόβιλος και ο επανασυμπίεστής και από τους εναλλάκτες θερμότητας, οι οποίοι είναι οι δύο ανακτητές χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας, ο ψύκτης και ο θερμαντήρας. Τα εξαρτήματα αυτά συνδέονται στενά με την θερμοδυναμική απόδοση, την ασφάλεια, το εύρος λειτουργίας, την εμπορική εφαρμογή και το οικονομικό κόστος του κύκλου ισχύος s-CO₂.

Οι στροβιλομηχανές στον κύκλο επανασυμπίεσης και γενικά σε κύκλους s-CO₂ έχουν διαφορετική μεταχείριση απ' ό,τι σε γνωστούς συμβατικούς κύκλους. Χαρακτηριστική περίπτωση αποτελεί η σύγκριση του με ένα κύκλο Brayton

πραγματικού αερίου, όπου διαθέτουν υψηλό ρυθμό ροής μάζας, σημαντική τάσης κάμψης, χαμηλό αριθμό Mach και είναι πολύ συμπαγής.[37]

a. Συμπιεστής (Compressor)

Ο συμπιεστής είναι μια καθοριστική συνιστώσα στο κύκλο επανασυμπίεσης για την λειτουργία του συστήματος καθώς η κατανάλωση ισχύος του συμπιεστή, η απόδοση του και η λαμβανόμενη θερμοκρασία εισόδου στον κύριο συμπιεστή έχει σημαντικό αντίκτυπο στη συνολική απόδοση του συστήματος. Αυτό έχει ως συνέπεια ότι με την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου στο κύριο συμπιεστή να μεταβάλλεται και η αποτελεσματικότητα (effectiveness) των δύο εναλλακτών θερμότητας, LTR και HTR λόγω της λειτουργίας του διοξειδίου του άνθρακα μακριά από το κρίσιμο σημείο. Ο συμπιεστής λαμβάνει το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα αυξάνοντας την πίεση του απαιτώντας, βέβαια, σημαντική ποσότητα ισχύος για να ξεπεραστεί η υψηλή πυκνότητα του s-CO₂ και να αυξηθεί η πίεση του. Μάλιστα, ο λόγος πίεσης του συμπιεστή ή αλλιώς λόγος συμπίεσης επηρεάζει αναλογικά την θερμική απόδοση του συστήματος. Για τον κύριο συμπιεστή που λειτουργεί κοντά στο κρίσιμο σημείο, ο χαμηλός συντελεστής συμπίεσής μπορεί να μειώσει την κατανάλωση ισχύος με συνέπεια να μεγιστοποιείται η απόδοση του συστήματος και οι ιδιότητες του διοξειδίου του άνθρακα, όπως η πυκνότητα και το ιξώδες μεταβάλλονται ραγδαία με μικρές μεταβολές στη πίεση και στη θερμοκρασία που σημαίνει ότι οι γνωστές θερμοδυναμικές εξισώσεις ιδανικού αερίου δεν ισχύουν πλέον, αλλά έχουμε ιδιότητες πραγματικού αερίου και έτσι επηρεάζεται σε έναν βαθμό η σταθερότητα του. Ο επανασυμπιεστής, λειτουργεί σε ελαφρώς υψηλότερη θερμοκρασία εισόδου από τον κύριο συμπιεστή, μακριά από το κρίσιμο σημείο και έχουμε προσέγγιση σχεδόν ιδανικού αερίου και έτσι, θα μπορούσαν να γίνουν αποδεκτές οι τυπικοί τύποι του ιδανικού αερίου. Ο συμπιεστής ταξινομείται σε αξονικής (axial) και ακτινικής (radial) ροής και η ακτινική ροή μπορεί, εκ νέου, να είναι είτε κεντρομόλος (centripetal) είτε φυγόκεντρική (centrifugal) ροή και η επιλογή του κατάλληλου τύπου στροβιλομηχανής πραγματοποιείται με βάση τις συνθήκες λειτουργίας του κύκλου που καθορίζονται από την εφαρμογή. Στον αξονικό συμπιεστή η ροή διέρχεται μέσα από τη μηχανή παράλληλα με τον άξονα περιστροφής και προτιμάται για εφαρμογές συστημάτων ισχύος μεγάλης κλίμακας (>50 MWe) και χαρακτηρίζεται από υψηλό ρυθμό ροής, υψηλή απόδοση, μεγάλη αξονική διάσταση και πολύπλοκη δομή. Στον ακτινικό συμπιεστή, η ροή περιστρέφεται κατά 90° και συγκεκριμένα, ο φυγόκεντρος συμπιεστής χαρακτηρίζεται από μονοβάθμιο λόγο πίεσης, συμπαγής δομή και χαμηλό κόστος, έχοντας την υψηλότερη προτεραιότητα για σχεδιασμό και επιλέγεται για εφαρμογές μικρότερης κλίμακας. Βέβαια, η ακτινική διαμόρφωση για τον κύριο συμπιεστή θα ήταν κατάλληλη για εφαρμογές ανεξαρτήτου κλίμακας εξαιτίας της χαμηλής ογκομετρικής ροής και της ιδιαιτερότητας μεταβολής των ιδιοτήτων του διοξειδίου του άνθρακα κοντά το κρίσιμο σημείο. Επίσης, μπορούν να διαμορφωθούν με διαφορετικές μορφές οδοντωτών τροχών, αλλά και διάφορες διαμορφώσεις ενός ή δύο αξόνων και στεγανοποίησης για τη μετάδοση της ισχύος του άξονα μεταξύ της στροβιλομηχανής και της γεννήτριας, καθώς και μεταξύ του στροβίλου και του συμπιεστή με την απλούστερη λύση της ενσωμάτωσης όλων των στοιχείων στο ίδιο περίβλημα υψηλής πίεσης και τη λειτουργία της γεννήτριας σε υψηλή πίεση με αποτέλεσμα την εξάλειψη της ανάγκης για στεγανοποίηση των άκρων του άξονα και των σχετικών διαρροών. Συμπερασματικά, ένας αποτελεσματικός κύκλος, όπως η διάταξη της επανασυμπίεσης, απαιτεί μικρότερες διαμέτρους και υψηλότερες ταχύτητες περιστροφής διατηρώντας υψηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης, τα οποία βέβαια μπορεί να προκαλέσουν αυξημένες αεροδυναμικές απώλειες και έτσι, να προκληθούν ζητήματα στο σχεδιασμό του άξονα ή των εδράνων.[24],[33]

Παρά ταύτα, η επίτευξη της υψηλής απόδοσης επιδιώκεται με τη βελτιστοποίηση του σχεδιασμού και της μηχανικής του συμπιεστή ύστερα από μια θεωρητική και πειραματική προσέγγιση. Αρχικά, όσο αναφορά την θεωρητική έρευνα επιχειρείται εννοιολογική διαστασιολόγηση (conceptual sizing) με την χρήση απλών μοντέλων 1D για τον καθορισμό πολλών βασικών στοιχείων σχεδιασμού, όπως η ταχύτητα κίνησης και η διαμόρφωση παραμέτρων του συμπιεστή. Έπειτα, χρησιμοποιείται προκαταρκτικός σχεδιασμός (preliminary design) με την χρήση των χαρτών Balje που επιτρέπει την εκτίμηση της απόδοσης και του μεγέθους μέσω δύο αδιάστατων παραμέτρων, της ειδικής ταχύτητας

(specific speed), $N_s = \frac{\omega \cdot \sqrt{V}}{\Delta h_s^{3/4}}$ και της ειδικής διαμέτρου (specific diameter), $D_s = \frac{D \cdot \Delta h_s^{1/4}}{\sqrt{V}}$. Λόγω της υψηλής πυκνό-

-τητας του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα έχει ως αποτέλεσμα χαμηλό ογκομετρικό ρυθμό ροής οπότε η στροβιλομηχανή s-CO₂ τείνει να λειτουργεί σε υψηλότερες ταχύτητες και μικρότερα μεγέθη από αεριοστροβίλους ή ατμοστροβίλους ισοδύναμου ισχύος. Ακόμα, τα εργαλεία που αξιοποιούνται στη θεωρητική έρευνα για την διεξαγωγή του αεροδυναμικού σχεδιασμού, τον εντοπισμό βέλτιστων γεωμετριών και της ανάλυσης των αεροδυναμικών επιδόσεων συμπιεστή s-CO₂ αφορούν τον μονοδιάστατο αεροδυναμικό σχεδιασμό (1D), το μοντέλο της μέσης γραμμής (meanline design program, 1D or 2D) και τέλος, την τρισδιάστατη αριθμητική προσομοίωση (3D) και το μοντέλο απωλειών βασισμένο στο λογισμικό προσομοίωσης Computational Fluid Dynamics (CFD) για τη μελέτη του εσωτερικού πεδίου ροής του συμπιεστή. Τα προκείμενα αποτελέσματα του επιλεκτικού μοντέλου προσομοίωσης συγκρίνονται με τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα με σκοπό την αξιολόγηση της ακρίβειας και αξιοπιστίας του μοντέλου προσομοίωσης που χρησιμοποιήθηκε και τελικά, την επικύρωση του. Μεγάλη πρόκληση, ωστόσο, αποτελεί ο μηχανικός σχεδιασμός της πτερωτής του κύριου συμπιεστή, η εξέταση της επίδρασης των πραγματικών ιδιοτήτων του διοξειδίου του άνθρακα και η πιθανότητα συμπύκνωσης ή σπηλαιώσης στην είσοδο του με την λειτουργία του κοντά στο κρίσιμο σημείο. Παρόλα αυτά, και ο σχεδιασμός του επανασυμπιεστή υψηλής θερμοκρασίας βρίσκεται υπό τεχνολογική ανάπτυξη σε συνθήκες λειτουργίας, ευελπιστώντας στο μέλλον να υπάρχει μεγαλύτερο ερευνητικό υπόβαθρο.[27],[29],[38]

Σχετικά με τις πειραματικές δοκιμές της στροβιλομηχανής και της ενσωμάτωσης του σε ολοκληρωμένους βρόχους δοκιμών, όπως έχει αναφερθεί και στην υποενότητα 2.2.4, αρκετά ιδρύματα έχουν ασχοληθεί με την διερεύνηση και την κατασκευή ολοκληρωμένης μεθόδου σχεδιασμού, καθώς και με την μοντελοποίηση και την αριθμητική προσομοίωση συμπιεστών s-CO₂, λόγω χάρη Delft University of Technology (DUT), Massachusetts Institute of Technology (MIT), TIT, KAIST, SNL. Με τις περισσότερες εργαστηριακές δοκιμές να αφορούν φυγοκεντρικούς συμπιεστές, παρουσιάστηκε ισεντροπική απόδοση έως και 84% και με ταχύτητα περιστροφής να κυμαίνεται από 45.000 έως 100.000 rpm. Για παράδειγμα, το KAIST πραγματοποίησε αριθμητική ανάλυση σε ένα φυγοκεντρικό συμπιεστή s-CO₂ που αποτελούνταν από διαχύτη (diffuser) και σπειροειδή σωλήνα, όπου η "εκτός σχεδιασμού" απόδοση αναλύθηκε με τη χρήση του κώδικα KAIST_TMD, ενώ η απόδοση κοντά στο κρίσιμο σημείο αναλύθηκε με τη χρήση του κώδικα GAMMA και τα πειραματικά δεδομένα επικυρώθηκαν με την πειραματική εγκατάσταση s-CO₂PE. Επίσης, έχει σχεδιαστεί ένας διβάθμιος συμπιεστής αξονικής ροής υιοθετώντας την μονάδα AXIAL της εταιρείας National Real Estate Company (NREC) και τον κώδικα ιδανικού συμπιεστή αερίου στη NASA προσομοιάζοντας τις μεταβολές της ιδιότητας του s-CO₂ χρησιμοποιώντας τη βάση δεδομένων του Εθνικού Ινστιτούτου Προτύπων και Τεχνολογίας (NIST).[33],[40]

b. Στρόβιλος (Turbine)

Ο στρόβιλος είναι άλλη μια σημαντική συνιστώσα σε έναν τέτοιο κύκλο στον οποίο το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα διαστέλλεται, όπου εξάγεται ενέργεια και έτσι, ο στρόβιλος, λειτουργώντας σε αρκετά υψηλές θερμοκρασίες, μετατρέπει τη θερμική ενέργεια σε μηχανική ενέργεια εξόδου μέσω της κινητικής ενέργειας των κινούμενων πτερυγίων παράγοντας τελικά, ηλεκτρική ενέργεια με τη βοήθεια της γεννήτριας και εν τέλη, διασφαλίζοντας ότι το σύστημα θα λειτουργήσει με ασφάλεια. Με την βοήθεια διαγραμμάτων και γραμμικών σχέσεων που έχει δειχθεί για έναν απλό κύκλο Brayton, η απόδοση του στροβίλου επηρεάζει περισσότερο την συνολική θερμική απόδοση του συστήματος σε σχέση με την απόδοση του συμπιεστή, οπότε και για τον κύκλο επανασυμπιέσης ισχύει το ίδιο αποτέλεσμα, δηλαδή η αύξηση της απόδοσης του στροβίλου κατά 2% οδηγεί σε αύξηση της συνολικής απόδοσης του κύκλου κατά περίπου 1%, χωρίς όμως να αποκλείεται το γεγονός ότι οι δύο αυτές αποδόσεις είναι στενά συνδεδεμένες. Δεδομένου των ιδιαίτερων θερμοφυσικών ιδιοτήτων του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα, η πυκνότητα του s-CO₂ στην έξοδο του στροβίλου μπορεί να είναι περίπου 10.000 φορές μεγαλύτερη από ό,τι για έναν ατμοστροβίλο συμπύκνωσης και 100 φορές μεγαλύτερη από εκείνη των αεριοστροβίλων καύσης που λειτουργούν με ανοικτό σύστημα Brayton. Βέβαια, οι υψηλές θερμοκρασίες που δημιουργούνται απαιτούν συστήματα θερμικής διαχείρισης για την προστασία των τελικών στεγανοποιήσεων (μεταλλικές σφραγίδες, metallic seals) και την ελαχιστοποίηση των καταπονήσεων του άξονα. Η κατηγοριοποίηση και ως προς τις αντίστοιχες διαμορφώσεις που μπορεί να έχει ο στρόβιλος είναι ίδια με του συμπιεστή όπως περιγράφηκε αναλυτικά παραπάνω

και οι περισσότεροι χρησιμοποιούμενοι είναι ο σχεδιασμός στροβίλου αξονικής ροής και ο σχεδιασμός ακτινικού στροβίλου κεντρομόλου ροής με δυναμικότητα στροβίλου να βρίσκεται σε ένα εύρος από 0,5 MW έως 10 MW και ο κεντρομόλος στροβίλος να παρουσιάζει τη μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής σε περιοχή τιμών από (70.000 έως 200.000) rpm και μέγιστη ισεντροπική απόδοση έως και 87%. Ο κύριος συμπιεστής και ο επανασυμπιεστής συνεργάζονται με το στρόβιλο και αλληλεπιδρούν για την μετατροπή της ενέργειας στον κύκλο και για αυτό, έχουν κοινά χαρακτηριστικά και στοιχεία σχεδιασμού, όπως τα έδρανα (bearings) παρουσιάζοντας υψηλές επιφανειακές ταχύτητες και υψηλό φορτίο μονάδας, η στρεπτική ροτοδυναμική (Rotor dynamics), οι σφραγίδες άξονα (Shaft end seals) καθώς και η ανάγκη συγκρότησης του συνδυασμού των υψηλών πιέσεων και θερμοκρασιών.[24],[29] Επίσης, η επίτευξη της υψηλής απόδοσης επιδιώκεται με τη βελτιστοποίηση του σχεδιασμού και της μηχανικής του στροβίλου ύστερα από μια θεωρητική και πειραματική προσέγγιση, που όμως η μεθοδολογία σχεδιασμού του είναι διαφορετική από αυτή των δύο συμπιεστών του κύκλου λόγω των διαφορετικών συνθηκών λειτουργίας τους. Τα εργαλεία που χρησιμοποιούνται στη θεωρητική ερεύνα εστιάζουν αρχικά, στον εννοιολογικό σχεδιασμό και στην συνέχεια, στο μονοδιάστατο αεροδυναμικό σχεδιασμό (1D) και τελικά, χρησιμοποιείται το τρισδιάστατο (3D) πρόγραμμα προσομοίωσης CFD για την ανάλυση του πεδίου ροής του στροβίλου. Τέτοια λογισμικά CFD που έχουν χρησιμοποιηθεί είναι για παράδειγμα το Ansys CFX, Numeca και Simcenter STAR - CCM+. Λόγω ότι η εσωτερική ροή στο στρόβιλο είναι πολύπλοκη, πέρα από την αριθμητική προσομοίωση και η πειραματική προσέγγιση βοηθάει εξίσου καλά για το μηχανισμό απωλειών στον στρόβιλο.[33],[40],[50]

Εφόσον οι συμπιεστές συνδέονται στενά με τον στρόβιλο, γίνεται αντιληπτό ότι και σε αυτή τη περίπτωση έχουν επιτευχθεί πετυχημένα πειράματα στροβίλου s-CO₂, κυρίως μικρής κλίμακας, για την ενσωμάτωσή τους σε ολοκληρωμένους βρόχους δοκιμών. Για παράδειγμα, οι ερευνητές Jae Eun Cha et al.[40] σχεδίασαν έναν αξονικό στρόβιλο τεσσάρων σταδίων με ταχύτητα περιστροφής 3.600 rpm και θερμοκρασίας εισόδου 823 K που πρόκειται να αξιοποιηθεί για έναν κύκλο επανασυμπίεσης s-CO₂ σε συνδυασμό με ταχύ αντιδραστήρα που ψύχεται με νάτριο, KALIMER-600 αναπτυγμένο από το ερευνητικό ινστιτούτο KAERI. Κλείνοντας, το σχήμα 2.29 δείχνει έναν πίνακα που υιοθετήθηκε από τους Siemicki et al.[27] που χρησιμεύει για την επιλογή των στροβιλομηχανών ανάλογα με την ισχύ τους, αλλά και των διαφόρων αρχιτεκτονικών τους στοιχείων (bearings, seals, alternators, shaft).

	POWER (MW _e)						
	0.3	1	3	10	30	100	300
Speed/size [kRPM / cm]	75 / 5		30 / 14		10 / 40		3.6 / 120
Turbine	single-stage		RADIAL		multi-stage		AXIAL multi-stage
Compressor	single-stage		CENTRIFUGAL		multi-stage		single-stage AXIAL multi-stage
Bearings	gas foil		magnetic		hydrodynamic oil		hydrostatic
Seals	labyrinth				dry gas		
Alternator	permanent magnet		gearbox (synchronous)		wound (synchronous)		
Shaft	dual/multiple				single shaft		

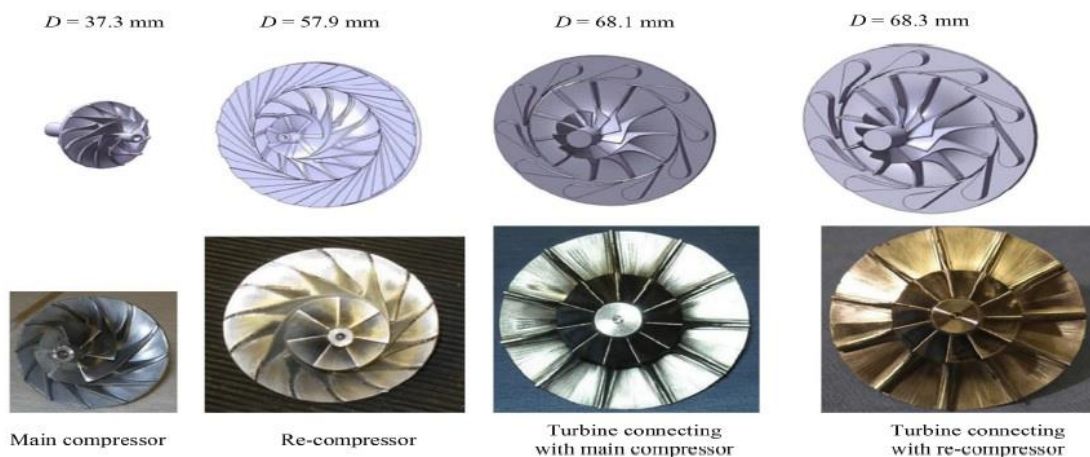
Πηγή Σχήματος:[27].

Σχήμα 2.29: Επιλογές στροβιλομηχανών και τεχνολογιών για κύκλους Brayton s-CO₂.

Στον παρακάτω πίνακα 2.2 παρουσιάζεται ο σχεδιασμός όλων των αξονικών στροβιλομηχανών που παρουσιάστηκε από τον Vaclav Dostal για έναν κύκλο επανασυμπίεσης 246 MW_e για εφαρμογή στη πυρηνική βιομηχανία παρατηρώντας τις περιοχές τιμών των εξαρτημάτων για κάθε μία από τις σημαντικές μεταβλητές αυτών. Επίσης, στο σχήμα 2.30 απεικονίζονται οι στροβιλομηχανές που κατασκεύασε το Sandia National Laboratories.

Πίνακας 2.2: Παράδειγμα σχεδιασμού στροβιλομηχανών κατά Vaclav Dostal.[24]

Εξαρτήματα	Κύριος Συμπιεστής	Επανασυμπιεστής	Στρόβιλος
Ταχύτητα Περιστροφής [rpm]	3600	3600	3600
Θερμοκρασία εισόδου [°C]	42	70	550
Πίεση εισόδου[bar]	77	77	200
Παροχή μάζας [$\frac{kg}{s}$]	2604	1145,5	3749,5
Αριθμός Σταδίων	4	9	3
Λόγος Πίεσης	2,2	2,2	2,05
Ισεντροπική απόδοση [%]	95,5	94,8	92,9
Μήκος [m]	0,37	1	0,55
Μέγιστη ακτίνα [m]	0,4	0,4	0,6



Πηγή Σχήματος:[50].

Σχήμα 2.30: Κατασκευασμένες στροβιλομηχανές μικρών διαστάσεων από το εργαστήριο της Sandia.

Ο κύκλος επανασυμπίεσης "συμπληρώνεται" με τους εναλλάκτες θερμότητας, δηλαδή μια τεχνολογία μεταφοράς θερμότητας που εξασφαλίζει αποδοτική παραγωγή ενέργειας και για τον λόγο αυτόν, η συνολική απόδοση και το μέγεθος του συστήματος είναι εξαρτώμενοι αυτών με την προϋπόθεση να τηρούνται συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας και απαιτήσεις σχεδιασμού. Για να επιτευχθεί αυτό, πρέπει να γίνει ο κατάλληλος σχεδιασμός εναλλακτών θερμότητας για την εξισορρόπηση της αποτελεσματικότητας (ϵ) και της πτώσης πίεσης αυτών.

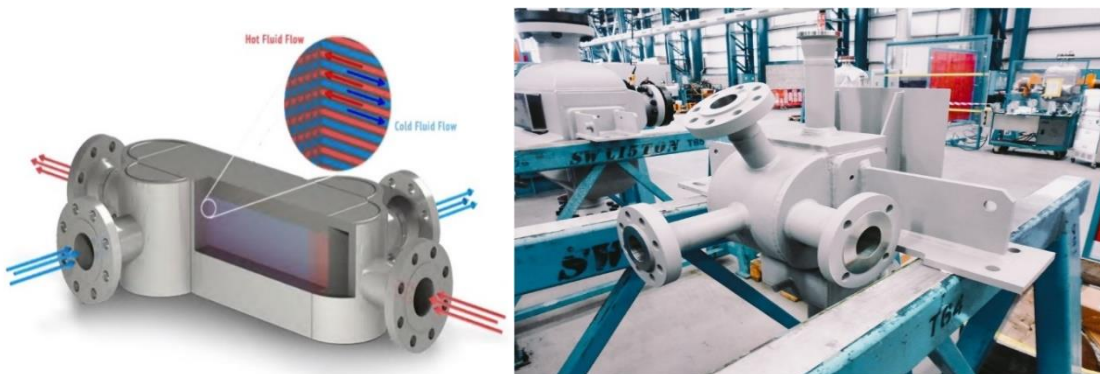
c. *Εναλλάκτες θερμότητας (Heat exchangers)*

Καθένας από τους τέσσερις εναλλάκτες θερμότητας στον κύκλο επανασυμπίεσης είναι χρήσιμος για μια συγκεκριμένη εργασία που επιτελεί, δηλαδή ο θερμαντήρας που ευθύνεται για την απορρόφηση θερμότητας από τη πηγή θερμότητας, ο ψύκτης που ευθύνεται για την απόρριψη θερμότητας στο περιβάλλον και την ψύξη του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα και οι δύο εναλλάκτες θερμότητας υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας, LTR και HTR, που είναι απαραίτητοι για την ανάκτηση υψηλών ποσοτήτων θερμότητας. Γενικά, στους κύκλους με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα έχουν αναπτυχθεί πέντε τύποι συμπαγών εναλλακτών θερμότητας και αυτοί είναι ο εναλλάκτης τυπωμένου κυκλώματος "printed circuit heat exchanger" (PCHE), ο εναλλάκτης θερμότητας κελύφους και σωλήνων "micro shell and tube heat exchanger" (MSTE), ο εναλλάκτης θερμότητας με πτερύγια πλάκας "plate fin

heat exchanger", η προσθετική κατασκευή εναλλάκτη θερμότητας "additive manufacturing heat exchanger" και ο σύνθετος εναλλάκτης θερμότητας από πολυμερές που προέρχεται από κεραμικό "the polymer derived ceramic composite heat exchanger", από τους οποίους ο πιο διαδεδομένος και η κυριότερη διαμόρφωση εναλλάκτη θερμότητας που ταιριάζει κατάλληλα σε έναν τέτοιο κύκλο είναι ο PCHE.[50]

Αρχικά, ο εναλλάκτης θερμότητας PCHE ανακαλύφθηκε μετά από έρευνα που πραγματοποιήθηκε στο Πανεπιστήμιο του Σίδνεϊ στις αρχές της δεκαετίας του 1980. Αποτελείται από επίπεδες μεταλλικές πλάκες στις οποίες είναι χαραγμένα χημικά κανάλια ροής ρευστού, τα οποία στοιβάζονται με άλλες πλάκες θερμής και ψυχρής ροής και τελικά, ενώνονται με την ίδια αντοχή και ολκιμότητα (όπως μητρικό μέταλλο) με μία διεργασία υψηλής θερμοκρασίας στερεάς κατάστασης, γνωστή ως συγκόλληση διάχυσης προκειμένου να δημιουργηθεί ένα εξαιρετικά ισχυρό μπλοκ εναλλάκτη θερμότητας. Η διαδικασία χημικής χάραξης επιτρέπει το μηχανικό σχεδιασμό να είναι ευέλικτος, έτσι ώστε τα σχέδια χάραξης να μπορούν να προσαρμοστούν και να ανταποκρίνονται στις απαιτήσεις, δηλαδή στην απαιτούμενη θερμοκρασία λειτουργίας και στους περιορισμούς πτώσης πίεσης. Η γεωμετρία των καναλιών του διαθέτει υψηλή επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας ανά μονάδα όγκου (Surface area density_{max} = 5000 $\frac{m^2}{m^3}$) και έτσι, χαρακτηρίζεται από πολύ συμπαγή δομή με την υψηλότερη ακεραιότητα. Επίσης, υπάρχει η δυνατότητα χρήσης μεγάλης ποικιλίας υλικών κατασκευής περιλαμβάνοντας υψηλής ποιότητας κράματα με απώτερο σκοπό την αξιοποίηση του σημαντικότερου χαρακτηριστικού του PCHE, δηλαδή της ανθεκτικότητας και αντοχής του σε πολύ υψηλές πιέσεις (P_{max} = 50 MPa) και θερμοκρασίες (T_{max} = 900 °C). Ο συνδυασμός των παραπάνω, αλλά και της μοναδικής κατασκευής της πλάκας ροής, μπορούν ασφαλώς να οδηγήσουν σε υψηλή απόδοση και αποτελεσματικότητα καθώς και σε συνολικό αποτύπωμα έως και 80% μικρότερο σε σχέση με τον εναλλάκτη θερμότητας κελύφους και σωλήνων και αυτό με τη σειρά του θα οδηγήσει σε σημαντική εξοικονόμηση δομικού κόστους. Λόγω της ευελιξίας διαμόρφωσης των καναλιών ροής ένας εναλλάκτης θερμότητας PCHE μπορεί να σχεδιαστεί με διάφορους τύπους γεωμετρίας καναλιού ροής και μπορεί να είναι ευθύ (straight channel), κυματιστό (wavy channel) ή τύπου "zigzag", με πτερύγια τύπου-S (channel with S-shaped fins) και με πτερύγια αεροτομής (channel with airfoil fins), καθένα από τα οποία προσφέρει πλεονεκτήματα και υστερεί σε μειονεκτήματα που παίζει ρόλο στην κατάλληλη επιλογή, αλλά πρέπει να γίνουν και οι κατάλληλοι υπολογισμοί μέσω φυσικών μοντέλων που αφορούν θερμο-υδραυλικές συσχετίσεις σχετικά με το αν η ροή είναι στρωτή ή τυρβώδης. Ωστόσο, το κανάλι τύπου zigzag είναι το πιο εφαρμόσιμο, όμως θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη κάθε φορά να υπάρχει η ελάχιστη πτώση πίεσης και η μέγιστη μεταφορά θερμότητας για την βέλτιστη επιλογή. Η εταιρεία Heatric Meggitt, με έδρα το Ηνωμένο Βασίλειο, αποτελεί την κορυφαία εταιρεία παγκοσμίως στη τεχνολογία PCHE, έχοντας κατασκευάσει πάνω από 2.500 κομμάτια PCHE κυρίως στην βιομηχανία πετρελαίου και φυσικού αερίου.[24],[27],[51]

Παρακάτω, παρουσιάζονται η τυπική διαμόρφωση του εναλλάκτη θερμότητας "τυπωμένου" κυκλώματος PCHE, αλλά και η κατασκευή του από την HEATRIC με τα αντίστοιχα χαρακτηριστικά σχεδιασμού, όπως φαίνονται στον Πίνακα 2.3.



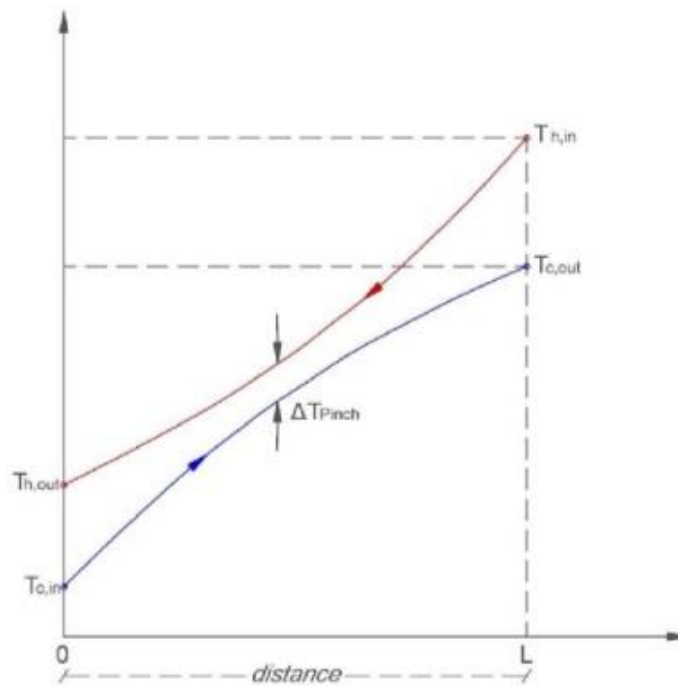
Πηγές Σχημάτων:[38],[51]

Σχήμα 2.31:Εναλλάκτης θερμότητας "τυπωμένου" κυκλώματος PCHE.

Πίνακας 2.3: Χαρακτηριστικά σχεδιασμού PCHE από την HEATRIC.[51]

ΤΥΠΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΚΑΙ ΔΥΝΑΤΟΤΗΤΕΣ ΤΟΥ ΔΕΣΜΟΥ ΔΙΑΧΥΣΗΣ	
Unit weight range	1 kg to 60 tonnes as a single unit.
	Larger modular assemblies are possible.
Maximum design pressure	Current maximum design pressure is over 900 bar
Design temperature range	Currently from 76 K to 1255 K, potentially as low as 2 K
Maximum nozzle size	1200 mm NB (48 in NB)
Maximum surface area	10.000 m ² per PCHE
Typical area/unit volume	1300 $\frac{m^2}{m^3}$ at 100 bar
	650 $\frac{m^2}{m^3}$ at 500 bar
Minimum temperature approach	1 °C (typically 3 - 5°C)
Heat exchanger effectiveness	up to 99 %
Typical overall heat transfer coefficients	LP gas cooler 500 – 1000 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
	HP gas cooler 1000 – 4000 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
	Water/water 7000 – 10.000 $\frac{W}{m^2 \cdot K}$
Plate thickness	0,5 – 5 mm
Passage width	0,5 – 5 mm
Typical Reynolds number range	Gases: 1000 – 100.000
	Liquids: 10 - 5000

Οι εναλλάκτες θερμότητας PCHE χρησιμοποιούνται στους δύο ανακτητές θερμοκρασίας, LTR και HTR, και στον ψύκτη και ένα σημαντικό ζήτημα που πρέπει να λαμβάνεται υπόψη στο σχεδιασμό των εναλλακτών θερμότητας είναι το "pinch point problem", το οποίο λαμβάνει χώρα στον εναλλάκτη θερμότητας όταν η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ θερμού και ψυχρού ρεύματος είναι ελάχιστη και έτσι, δεν παρέχεται μια αξιόπιστη μεταφορά θερμότητας μεταξύ θερμής και ψυχρής πλευράς, έως και καθόλου (σχήμα 2.32). Ειδικότερα, για τον ψύκτη και τον εναλλάκτη θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας LTR που λειτουργούν κοντά στο κρίσιμο σημείο, το "pinch point problem" είναι συχνότερο τόσο στη θερμή όσο και στη ψυχρή πλευρά του PCHE και επίσης, όπως έχει τονιστεί πολλές φορές ότι εκεί οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του διοξειδίου του άνθρακα μεταβάλλονται πολύ γρήγορα και παρατηρείται ίδια θερμοχωρητικότητα και στα δύο ρεύματα για δύο διαφορετικά επίπεδα πίεσης. Έτσι, χρειάζεται ειδική αντιμετώπιση στο σχεδιασμό του εναλλάκτη θερμότητας σε εκείνους τους PCHE, καθώς το θέμα του "pinch point" μπορεί να οδηγήσει τον κύκλο σε χαμηλή απόδοση, αλλά και σε αυξημένου μεγέθους εναλλάκτες θερμότητας. Παρόλα αυτά, όπως έχει επισημανθεί στην ενότητα 2.3, το πρόβλημα του "pinch point" επιλύεται με τον κύκλο επανασυμπίεσης χάρις στην ειδική διαμόρφωση του.[24], [37]



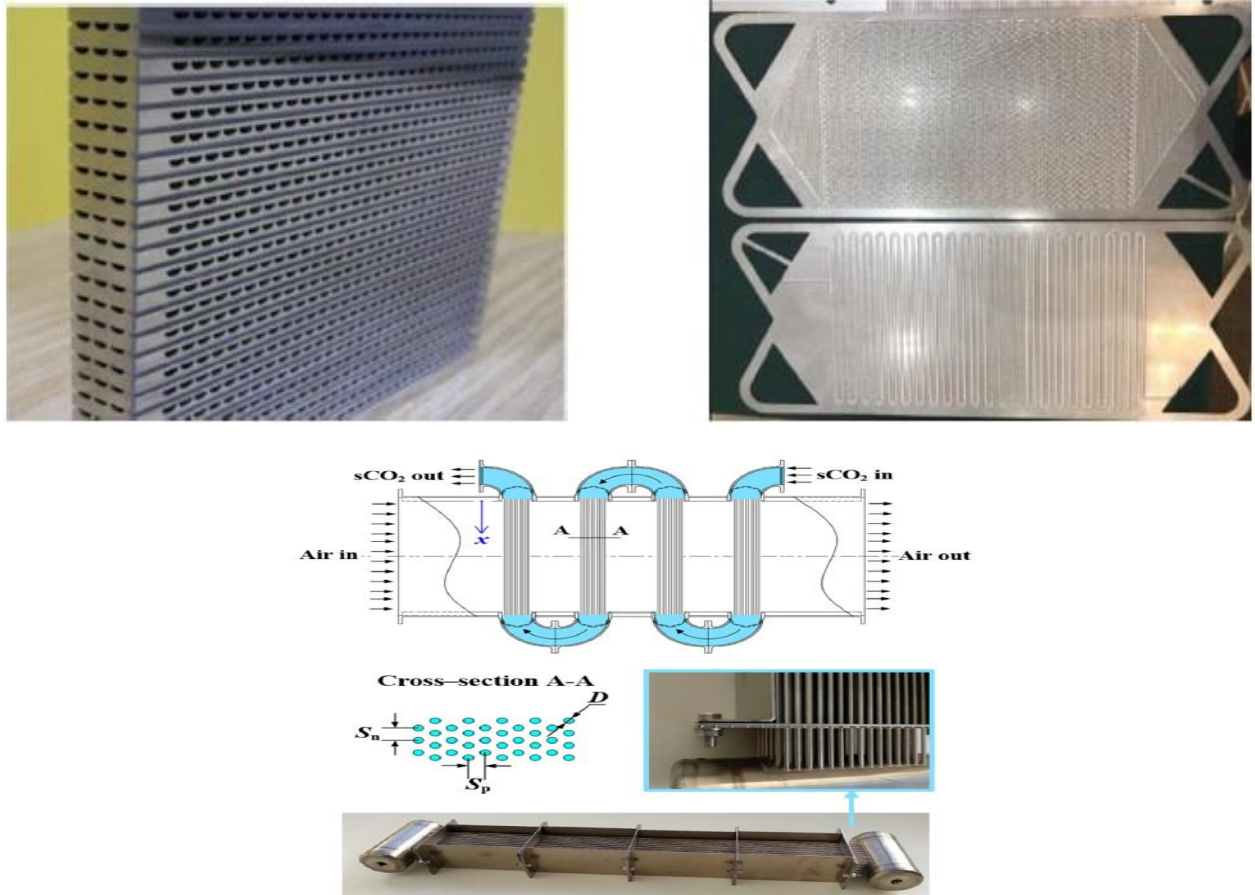
Πηγή Σχήματος:[37].

Σχήμα 2.32: Εμφάνιση "pinch point problem" στους εναλλάκτες θερμότητας.

Γενικότερα, οι δύο ανακτητές χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας πρέπει να προσαρμόζονται στις θερμοκρασίες του κύκλου και στις σημαντικές διαφορές πίεσης μεταξύ ανταλλαγής ρευστού, όμως η προετοιμασία σχεδιασμού του PCHE διαφέρει. Η πτώση πίεσης και ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας είναι καθοριστικοί παράγοντες για τον σχεδιασμό των εναλλακτών θερμότητας. Ο μηχανικός σχεδιασμός του εναλλάκτη θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας που λειτουργεί μακριά από το κρίσιμο σημείο είναι σχετικά απλός, καθώς οι ιδιότητες του διοξειδίου του άνθρακα επηρεάζονται πολύ λιγότερο από τη θερμοκρασία και την πίεση και η θερμο-υδραυλική απόδοση μπορεί να εκτιμηθεί με τον ίδιο τρόπο όπως εφαρμόζεται σε υγρά, όπως ο αέρας και το νερό, χρησιμοποιώντας σταθερές θερμοδυναμικές ιδιότητες. Εκτελούνται αριθμητικά μοντέλα, δηλαδή η παραδοσιακή μέθοδος λογαριθμικής μέσης διαφοράς θερμοκρασίας (Logarithmic mean temperature difference, LMTD) ή η μέθοδος αποτελεσματικότητας - αριθμού μοναδών μεταφοράς (ϵ - NTU). Ο μηχανικός σχεδιασμός του εναλλάκτη θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας, λόγω της λειτουργίας κοντά στο νεκρό σημείο, πραγματοποιείται με την μέθοδο της διακριτοποίησης και κομβοποίησης του καναλιού του εναλλάκτη θερμότητας σε επιμέρους κόμβους, όπου σε κάθε όγκο ελέγχου ανάμεσα σε δύο κόμβους θα υπολογίζεται το φορτίο που εναλλάσσεται με βάση τη θερμοκρασιακή διαφορά με σκοπό τον υπολογισμό της αποτελεσματικότητας και άλλων σχετικών παραμέτρων. Τελικά, η επιβεβαίωση της θερμο-υδραυλικής απόδοσης ενός εναλλάκτη θερμότητας απαιτεί πειραματικές δοκιμές και έτσι, στόχος είναι η βελτιστοποίηση της γεωμετρίας του εναλλάκτη θερμότητας.[38],[50]

Σχετικά με τον ψύκτη, το υγρό ψύξης είναι ο αέρας ή το νερό και έτσι, δύο ρεύματα διαρρέονται παράλληλα με το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα. Η λειτουργία του κοντά στο κρίσιμο σημείο επιδρά σημαντικά στη γεωμετρία του PCHE και στις λειτουργικές παραμέτρους του με αποτέλεσμα να επηρεάζονται η ροή θερμότητας και η απόδοση μεταφοράς θερμότητας. Ειδικότερα, η απότομη αύξηση της ειδικής θερμότητας αυξάνει σημαντικά τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Ο μηχανικός σχεδιασμός του εναλλάκτη θερμότητας είναι της ίδιας λογικής με του ανακτητή χαμηλής θερμοκρασίας. Τέλος, όσο αναφορά τον θερμαντήρα, μοναδικός για κάθε κύκλο ισχύος s-CO₂, προσδίδει θερμότητα στο κύκλο αυξάνοντας την θερμοκρασία του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα και μπορεί να είναι άμεσος ή έμμεσος αναλόγως την πηγή θερμότητας. Επειδή το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα λειτουργεί υπό υψηλές θερμοκρασίες και χαμηλή πίεση οι σωλήνες πρέπει να έχουν καλή θερμική αγωγιμότητα για να επιτευχθούν οι

επιθυμητοί ρυθμοί μεταφοράς θερμότητας. Ο μηχανικός σχεδιασμός του εναλλάκτη θερμότητας είναι απλός, ίδιας λογικής με του ανακτητή υψηλής θερμοκρασίας και ο συνήθης τύπος καναλιού ροής που χρησιμοποιείται στον θερμαντήρα είναι κελύφους και σωλήνων. Στο σχήμα 2.33 και στην πάνω εικόνα απεικονίζονται κατασκευές PCHE που έχουν χρησιμοποιηθεί τόσο σε ψύκτες όσο και σε ανακτητές, ενώ στο κάτω σχήμα φαίνεται ένας θερμαντήρας CO₂ τύπου "microtube". Επίσης, στο σχήμα 2.34 παρουσιάζονται ανακτητές χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας που αγοράστηκαν από την HEATRIC και χρησιμοποιήθηκαν στο εργαστήριο SNL σε βρόχο δοκιμής κύκλου Brayton επανασυμπύεσης σε συνδυασμό με πυρηνικό αντιδραστήρα.[27]



Πηγές Σχημάτων:[27],[50]

Σχήμα 2.33: Εναλλάκτες θερμότητας PCHE και "microtube" θερμαντήρας CO₂.



Σχήμα 2.34: Εναλλάκτης θερμότητας PCHE χαμηλής θερμοκρασίας s-CO₂, LTR (αριστερά) και εναλλάκτης θερμότητας PCHE υψηλής θερμοκρασίας s-CO₂, HTR (δεξιά).

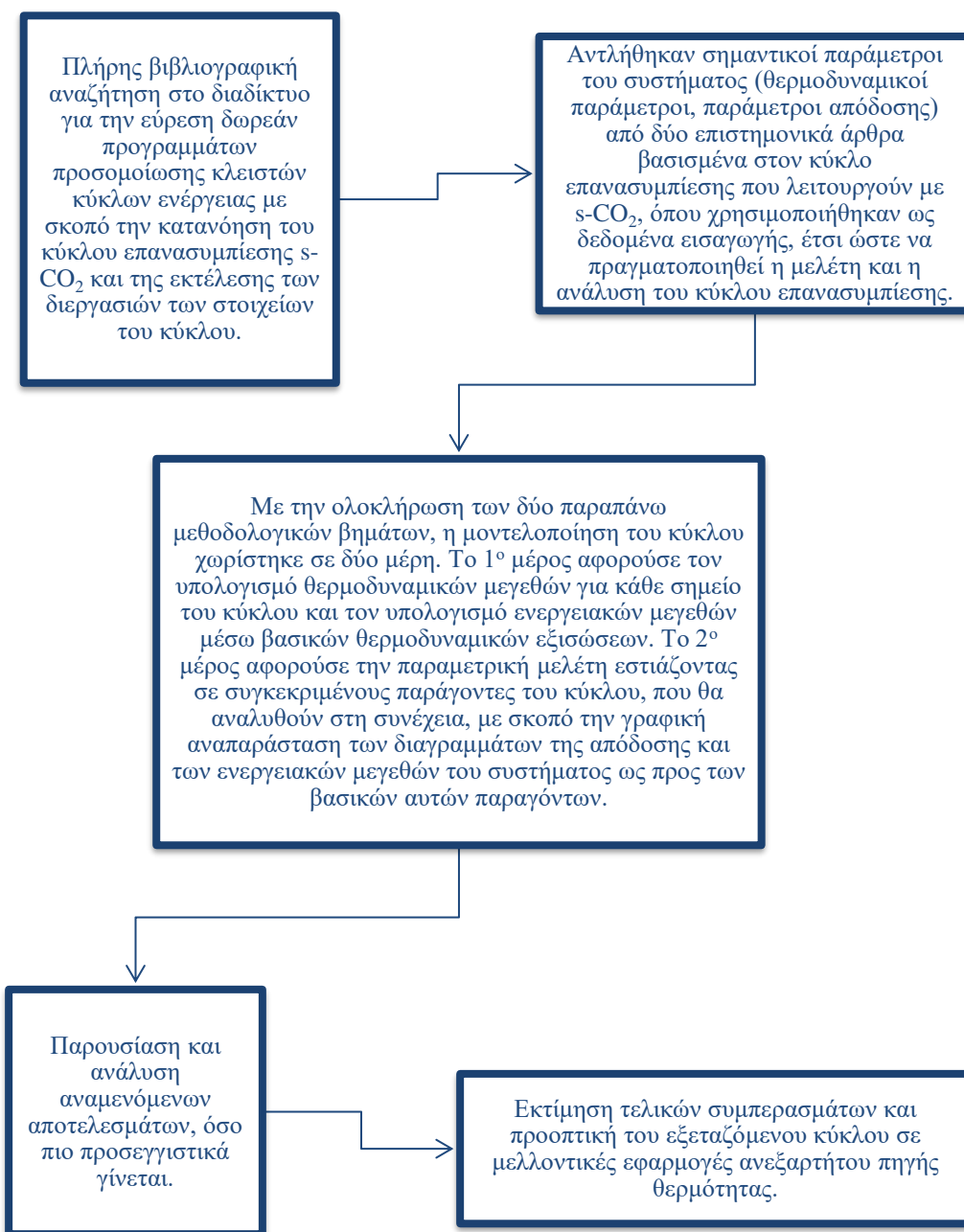
3 Μοντελοποίηση κύκλου

3.1 Διαδικασία μοντελοποίησης κύκλου

Σε αυτό το κεφάλαιο παρουσιάζεται και αναλύεται η μοντελοποίηση του κύκλου επανασυμπίεσης κλειστού κύκλου Brayton $s\text{-CO}_2$ που υλοποιήθηκε ύστερα από την επίτευξη συγκεκριμένων μεθοδολογικών βημάτων για το πιο βέλτιστο αποτέλεσμα. Κατά κύριο λόγο χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό πρόγραμμα *Microsoft Excel* για τον υπολογισμό βασικών χαρακτηριστικών του κύκλου που αποσκοπούν στην πλήρης εξέταση του με αποτέλεσμα στο τέλος, να γίνουν τελικά διαγράμματα καθιστώντας ευκολότερη την κατανόηση της συμπεριφοράς του κύκλου.

Γενικά, όταν μοντελοποιείται ένας θερμοδυναμικός κύκλος ενός οποιουδήποτε θερμικού συστήματος που επιλέγεται, γίνεται αναφορά στη διαδικασία δημιουργίας ενός θερμοδυναμικού και μαθηματικού μοντέλου που περιγράφει τις σχέσεις μεταξύ διαφόρων μεγεθών του συστήματος, όπως η θερμοκρασία, η πίεση, το έργο και η απόδοση. Το θερμοδυναμικό μοντέλο συνήθως περιλαμβάνει τη χρήση εξισώσεων και σχέσεων που βασίζονται στις αρχές τις θερμοδυναμικής, δηλαδή στον 1^ο και 2^ο θερμοδυναμικό νόμο ή ειδικότερα στις αρχές διατήρησης της μάζας, της ενέργειας, της ορμής και της εντροπίας, όπου στη συνέχεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη προσομοίωση, τον σχεδιασμό και την βελτιστοποίηση του κύκλου. Επί της ουσίας, η μοντελοποίηση ενός θερμοδυναμικού κύκλου μπορεί να περιέχει διάφορα συστατικά στοιχεία, συμπεριλαμβανών μαθηματικές εξισώσεις, οριακές συνθήκες, τα μοντέλα των υπάρχον εξαρτημάτων του συστήματος, ισοζύγια ενέργειας και μάζας, θερμοδυναμικές ιδιότητες, παραμέτρους απόδοσης, εργαλεία οπτικοποίησης με χρήσιμα διαγράμματα (π.χ. T - s, P - v), αριθμητική επίλυση, ανάλυση ευαισθησίας για την αξιολόγηση για το πώς διάφορες παράμετροι μπορεί να επηρεάσουν την απόδοση και μελέτες βελτιστοποίησης. Έτσι, τα περισσότερα από αυτά θα χρησιμοποιηθούν στην εργασία εφόσον πρώτα, έχουν εκλεγεί δεδομένα εισαγωγής για τη μελέτη του κύκλου και υιοθετώντας κάποιες παραδοχές. Συμπερασματικά, η μοντελοποίηση αποτελεί ένα σημαντικό όπλο, επιτρέποντας σε επιστήμονες και μηχανικούς να αναλύουν και να προβλέπουν τη συμπεριφορά διεργασιών μετατροπής ενέργειας, όπως αυτές που συναντώνται στον κύκλο ισχύος κλειστού κύκλου Brayton $s\text{-CO}_2$ της παρούσα εργασίας.

Συγκεκριμένα, η διαδικασία που ακολουθήθηκε είναι:



Σχήμα 3.1: Παρουσίαση μεθοδολογικών βημάτων για την μοντελοποίηση του κύκλου επανασυμπίεσης s-CO₂.

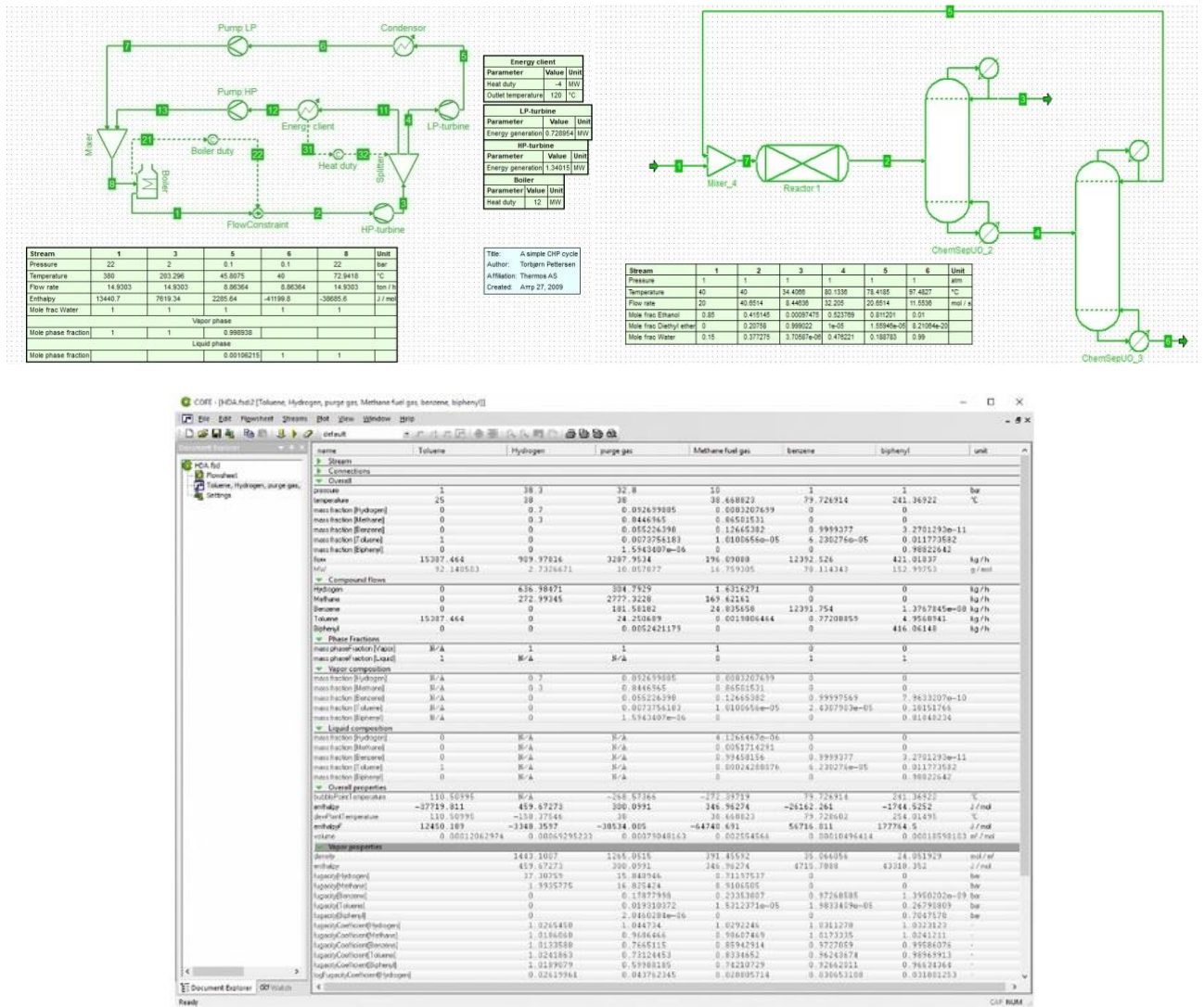
Αρχικά, μετά από ερευνητική αναζήτηση, επιλέχθηκε το δωρεάν αλλά μη εμπορικό λογισμικό προσομοίωσης που ονομάζεται *COCO* (CAPE - OPEN to CAPE - OPEN). Είναι μια πλατφόρμα κατάλληλα σχεδιασμένη για τη μοντελοποίηση και προσομοίωση χημικών διεργασιών.

3.2 Παρουσίαση προγράμματος - COCO

Το πρόγραμμα προσομοίωσης COCO είναι μια συλλογή στοιχείων λογισμικού με σκοπό τη δημιουργία προσομοιώσεων φύλλων ροής σταθερής κατάστασης της χημικής μηχανικής και πρόκειται για ένα συνεργατικό έργο που αναπτύχθηκε από διάφορους οργανισμούς, πανεπιστήμια, προγραμματιστές λογισμικών και άτομα της κοινότητας της χημικής μηχανικής και μαζί με την εφαρμογή των προτύπων CAPE - OPEN διευκολύνεται η διαλειτουργικότητα μεταξύ διαφορετικών εργαλείων λογισμικού προσομοίωσης διεργασιών. Το CAPE - OPEN (Computer - Aided Process Engineering Open) είναι ένα σύνολο βιομηχανικών προτύπων που επιτρέπει σε διαφορετικά πακέτα λογισμικού προσομοίωσης διεργασιών να συνεργάζονται ελεύθερα για χρήση στο σχεδιασμό και τη λειτουργία χημικών διεργασιών και επίσης, υπάρχει η δυνατότητα ενσωμάτωσης διαφόρων μοντέλων θερμοδυναμικών ιδιοτήτων. Επί ταύτα, το COCO αναπτύσσεται και συντηρείται από την AmsterCHEM και το έργο του CAPE - OPEN είναι διαθέσιμο σε όλους και προωθείται από την μη κερδοσκοπική εταιρεία CO-LaN, αποτελώντας το Δίκτυο Εργαστηρίων του CAPE - OPEN και μάλιστα, βασίζεται σε παγκοσμίως αναγνωρισμένες τεχνολογίες λογισμικού, όπως COM (Component Object Model) και CORBA (Common Object Request Broker Architecture). Αποτελείται από τέσσερα βασικά συστατικά:

- *COFE*: αποτελεί το περιβάλλον της προσομοίωσης (συνολικό μοντέλο της διαδικασίας), συμπεριλαμβάνοντας το περιβάλλον φύλλων ροής του CAPE - OPEN με την δυνατότητα εισαγωγής πολλαπλών μοντέλων μονάχα σε ένα φύλλο ροής και της απεικόνισης γραφικών παραστάσεων.
- *TEA*: πρόκειται για το θερμοδυναμικό σύστημα βασισμένο στο εργαλείο προσομοίωσης ChemSep, αποτελώντας τη βιβλιοθήκη των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων παρέχοντας τη δυνατότητα χρήσης ακόμη και θερμομοντέλα τρίτων.
- *COUSCOUS*: αποτελεί το σύνολο των λειτουργιών μονάδας από τα οποία απαρτίζεται το σύστημα προσομοίωσης (π.χ. συμπιεστής, αντλία).
- *CORN*: πρόκειται για CAPE - OPEN Reaction Numerics.

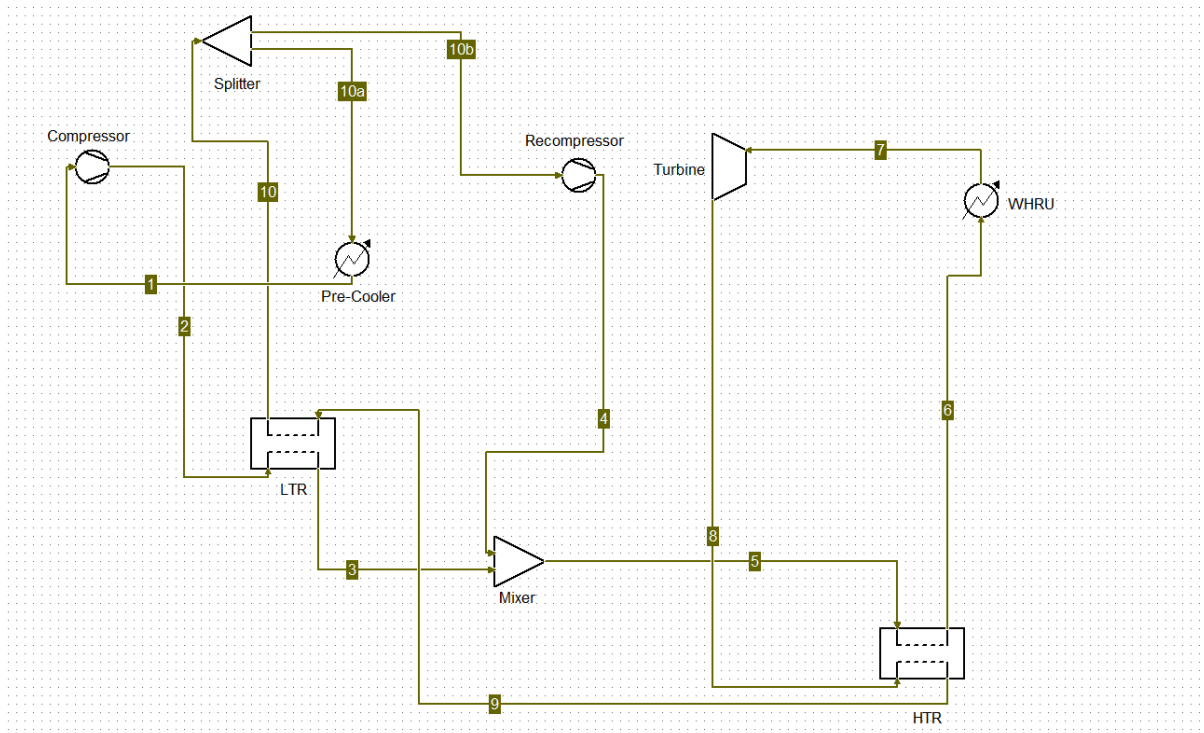
Στο σχήμα 3.2, φαίνονται δείγματα από παραδείγματα που έχουν δημοσιευτεί στον επίσημο ιστότοπο του προγράμματος προσομοίωσης COCO, όπου στην αριστερή μεριά είναι ένας κύκλος συνδυασμένης παραγωγής θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας, με χρήση νερού ως μέσου μεταφοράς θερμότητας και στη δεξιά μεριά είναι μια απλή διεργασία κατά την οποία η αιθανόλη μετατρέπεται σε διαιθυλαιθέρα.[52],[53]



Πηγή Σχήματος: [54]

Σχήμα 3.2: Παραδείγματα προσομοίωσης με το πρόγραμμα COCO.

Έτσι λοιπόν, σχεδιάστηκε ο κύκλος επανασυμπίεσης κλειστού κύκλου Brayton s-CO₂ στο πρόγραμμα COCO (σχήμα 3.3), χωρίς βέβαια να γίνει η εισαγωγή ή ο υπολογισμός των θερμοδυναμικών μεγεθών (πίεση, θερμοκρασία, ενθαλπία, εντροπία) στο πρόγραμμα για κάθε ένα από τα δέκα σημεία του συστήματος, καθώς το COCO προϋποθέτει το εργαζόμενο ρευστό να βρίσκεται σε αέρια ή υγρή φάση και το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα βρίσκεται σε μια ενδιάμεση φάση μεταξύ εκείνων του υγρού και αερίου, καθιστώντας το πρακτικά αδύνατο για το πρόγραμμα να εκλάβει τέτοιες τιμές. Οπότε, η προσομοίωση του κύκλου δίχως την εξαγωγή αποτελεσμάτων βοήθησε περισσότερο στη καλύτερη κατανόηση του κύκλου και των διεργασιών του, καθώς και στην προετοιμασία για την μετέπειτα υπολογιστική διαδικασία στο Microsoft Excel.



Σχήμα 3.3: Σχηματική αναπαράσταση κλειστού κύκλου Brayton επανασυμπίεσης με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα.

3.2.1 Επιμέρους στοιχεία του λογισμικού COCO

I. Σημείο εκκίνησης

Το λογισμικό COCO επιλύει το σύστημα με την μέθοδο διαδοχικών βημάτων που σημαίνει ότι χρειάζεται να οριστεί ως αφετηρία ένα σημείο ώστε τα υπόλοιπα να προσδιοριστούν διαδοχικά. Όπως έχει ξαναειπωθεί, το σύστημα που έχει σχεδιαστεί είναι κλειστού τύπου συνεπώς το σημείο εκκίνησης θα πρέπει να ταυτίζεται και με το τερματικό σημείο προκειμένου η μέθοδος να συγκλίνει. Το σημείο αυτό που "σπάει" ο κλειστός κύκλος και έχουμε την εκκίνηση και τον τερματισμό του συστήματος επιλέγεται να είναι πριν την είσοδο του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα στον συμπίεστή (κατάσταση 1).

II. Στροβιλομηχανές

Οι στροβιλομηχανές που απαρτίζουν το σύστημα είναι τρεις, ο κύριος συμπίεστής (compressor), ο επανασυμπίεστής (recompressor) και ο στρόβιλος (turbine) των οποίων η λειτουργία έχουν περιγραφεί πλήρως στην ενότητα 2.4 του 2^{ου} κεφαλαίου. Καθώς ο κύριος συμπίεστής και ο στρόβιλος έχουν στην είσοδο τους την χαμηλότερη και την υψηλότερη θερμοκρασία αντίστοιχα στο κύκλο, οι θερμοκρασίες τους θα θεωρηθούν γνωστές. Γνωστή θα θεωρηθεί και η πίεση του συμπίεστή στην είσοδο και έξοδο του. Επίσης, θα οριστεί και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης τόσο για τους δύο συμπίεστές όσο και για τον στρόβιλο.

III. Εναλλάκτες θερμότητας

Οι εναλλάκτες θερμότητας που απαρτίζουν το σύστημα είναι τέσσερις, ο ψύκτης (pre-cooler), οι ανακτητές (LTR, HTR) και ο πρωτογενής εναλλάκτης θερμότητας (WHRU) των οποίων η λειτουργία έχουν περιγραφεί πλήρως στην ενότητα 2.4 του 2^{ου} κεφαλαίου. Για τους δύο ανακτητές (recuperators) η μοναδική παράμετρος απόδοσης που λαμβάνεται ως δεδομένο είναι η αποτελεσματικότητα τους (effectiveness, ϵ), χωρίς ωστόσο να λαμβάνεται υπόψη η θερμοκρασιακή προσέγγιση (ΔT) μεταξύ αυτών ή για καθέναν ξεχωριστά μεταξύ του θερμού και του ψυχρού ρεύματος, αλλά ούτε η θερμική αγωγιμότητα (UA) των δύο ανακτητών χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας. Σχετικά με τον ψύκτη, ορίζεται η θερμοκρασία στην είσοδο του, χωρίς ωστόσο να δίνεται βάση στο δεύτερο ψυκτικό μέσο που εισρέει στον εναλλάκτη θερμότητας και επομένως, να μην λαμβάνεται υπόψη η θερμοκρασιακή προσέγγιση (ΔT) μεταξύ του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα και του ψυκτικού υγρού. Εφόσον η εργασία δεν στοχεύει στον σχεδιασμό των εξαρτημάτων του κύκλου που εξετάζεται, δεν είναι απαραίτητος ο προσδιορισμός των προαναφερόμενων χαρακτηριστικών. Σχετικά με τον θερμαντήρα, πραγματοποιείται έμμεση θέρμανση μικρής κλίμακας στον κύκλο, που πρόκειται να διεξαχθεί για εφαρμογή ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας (Waste heat recovery), όπου σύμφωνα με τη βιβλιογραφία, οι ερευνητές έχουν σταθεί κυρίως στο θεωρητικό υπόβαθρο της εφαρμογής αυτής.

IV. Αναμείκτης / Διαχωριστής

Χρησιμοποιήθηκε ένας διαχωριστής (splitter), καθώς μετά τον ανακτητή χαμηλής θερμοκρασίας το ρεύμα χωρίζεται σε δύο, ένα ρεύμα προς τον ψύκτη και το άλλο ρεύμα κατευθύνεται προς τον επανασυμπιεστή (καταστάσεις 10a & 10b). Έπειτα, χρειάστηκε ένας αναμείκτης (mixer), καθώς τα ρεύματα ξαναενώνονται (καταστάσεις 3 & 4) πριν την είσοδο στον ανακτητή υψηλής θερμοκρασίας (κατάσταση 5). Στον διαχωριστή θα υπολογιστεί το ποσοστό ρυθμού ροής μάζας των ρευμάτων που διαχωρίζονται, ενώ στον αναμεικτή η συνολική παροχή μάζας υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα.

3.3 Δεδομένα εισαγωγής και παραδοχές μοντελοποίησης

Στην συνέχεια, η διπλωματική εργασία στηρίχθηκε σε δύο δημοσιευμένα επιστημονικά άρθρα[55], [56], από τα οποία πάρθηκαν ορισμένοι σημαντικοί παράμετροι που χρησιμοποιήθηκαν ως δεδομένα εισαγωγής, βοηθώντας για την εκτέλεση μελέτης που έγινε για εφαρμογές ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας που αφορούσαν το εύρος θεοκρασιών (31,85 – 555 °C) και ακόμη, θεωρήθηκαν ορισμένες παραδοχές. Αρχικά, ο κύριος συμπιεστής λειτουργεί σε θερμοκρασία λίγο μεγαλύτερη από την κρίσιμη θερμοκρασία του διοξειδίου του άνθρακα, δηλαδή σε θερμοκρασία 31,85 °C με λόγο συμπίεσης ή λόγο πίεσης κύκλου 2,56 ($\frac{p_{max}}{p_{min}} = \frac{20}{7,8}$) και ισεντροπικό βαθμό απόδοσης ίσο με 85%. Ο ψύκτης που εκλαμβάνει το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα από τον ανακτητή χαμηλής θερμοκρασίας λειτουργεί και αυτή η συνιστώσα του κύκλου σε θερμοκρασία λίγο μεγαλύτερη από την κρίσιμη θερμοκρασία του διοξειδίου του άνθρακα, δηλαδή σε θερμοκρασία 57,65 °C. Ο στρόβιλος, από μεριάς του, αποτονώνει το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα από υψηλή σε χαμηλή πίεση σε θερμοκρασία 554,95 °C και με ισεντροπικό βαθμό απόδοσης 90%. Ο θερμαντήρας, λαμβάνει θερμότητα από μια πηγή που παράγει 1000 kW απορριπτόμενης θερμικής ενέργειας σε υψηλή θερμοκρασία και χαμηλότερη από αυτή του στρόβιλου, αυξάνοντας τη θερμοκρασία του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα.

Πίνακας 3.1: Παράμετροι εισαγωγής για μοντελοποίηση του κύκλου επανασυμπίεσης s-CO₂.

Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες
Υψηλή θερμοκρασία	828,1	Kelvin
Θερμοκρασία εισόδου ψύκτη	330,8	Kelvin
Χαμηλή θερμοκρασία	305	Kelvin
Heat Input	1	MW _e
Υψηλή πίεση	20	MPa
Χαμηλή πίεση	7,8	MPa
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστών	85	%
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου	90	%
Αποτελεσματικότητα ανακτητών	52	%

Επίσης, για την μοντελοποίηση του κύκλου έγιναν οι εξής παραδοχές:

- Η ροή στο σύστημα ισχύος s-CO₂ είναι μονοδιάστατη.
- Όλες οι διεργασίες του κύκλου επιτυγχάνουν σταθερή κατάσταση.
- Τα εξαρτήματα θεωρείται ότι λειτουργούν ιδανικά χωρίς απώλειες.
- Το σύστημα είναι εντελώς αδιαβατικό.
- Η πτώση πίεσης στους εναλλάκτες θερμότητας, στους σωλήνες και στις βαλβίδες θεωρείται αμελητέα.
- Οι απώλειες λόγω ροής ρευστού είναι αμελητέες.
- Οι συνθήκες περιβάλλοντος θεωρούνται γνωστές (1 atm, 300 K).

3.4 Υπολογιστικό μέρος και εξισώσεις

Η υπολογιστική πτυχή της εργασίας σχετίστηκε με δύο διαφορετικά κομμάτια. Αρχικά, το 1^ο μέρος αφορούσε την πλήρη ανάλυση του κύκλου επανασυμπίεσης s-CO₂ χρησιμοποιώντας το υπολογιστικό πρόγραμμα Microsoft Excel με σκοπό να γίνουν οι κατάλληλοι υπολογισμοί για τα ενδιάμεσα σημεία του κύκλου με κύριο γνώμονα τον πίνακα 3.1. Ωστόσο, λόγω της ιδιαίτερης συμπεριφοράς της ειδικής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερή πίεση που έχει το διοξείδιο του άνθρακα υπερκρίσιμα, σε όλα τα σημεία του κύκλου το διοξείδιο του άνθρακα αντιμετωπίστηκε ως πραγματικό ρευστό. Για το λόγο αυτό, χρησιμοποιήθηκε παράλληλα και το δωρεάν πρόγραμμα βάσης δεδομένων *REFPROP* που βασίζεται σε καταστατικές εξισώσεις πραγματικών αερίων και ρευστών, όπως η εξίσωση του Peng - Robinson ή η εξίσωση του Soave - Redlich - Kwong, προκειμένου να παρθούν σημαντικές θερμοδυναμικές ιδιότητες του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα, όπου κάποιες από αυτές είναι η θερμοκρασία, η πίεση, η ενθαλπία, η εντροπία, η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση, η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο. Το REFPROP (Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database) αναπτύχθηκε από το Εθνικό Ινστιτούτο Τεχνολογίας και Προτύπων των Ηνωμένων Πολιτειών (NIST) και σε αυτήν τη περίπτωση, επιλέγοντας από το μενού αναζήτησης "Specified state points" για το διοξείδιο του άνθρακα, μας παρείχε κάθε φορά την τιμή του ζητούμενου θερμοδυναμικού μεγέθους που αναζητούσαμε, εφόσον εισάγαμε τουλάχιστον δύο γνωστές τιμές από τα θερμοδυναμικά μεγέθη.

Ακολουθεί αναλυτική μεθοδολογία υπολογισμού και χρήσης εξισώσεων, μέσω των οποίων βρέθηκαν τα ζητούμενα σημεία του κύκλου επανασυμπίεσης.

3.4.1 Μελέτη κύκλου

Γνωρίζοντας στην κατάσταση (1) την θερμοκρασία και την πίεση του κύριου συμπιεστή βρίσκουμε από το REFPROP την ενθαλπία και εντροπία, δηλαδή:

$$\text{Για: } \begin{cases} T_1 = 305 \text{ K} \\ p_1 = 7,8 \text{ MPa} \end{cases} \Rightarrow$$

$$\begin{aligned} h_1 &= 300,27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ s_1 &= 1,3262 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

Για τις καταστάσεις (1) και (2) για τις οποίες λειτουργεί ο κύριος συμπιεστής, είναι γνωστό ότι χαρακτηρίζεται από τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του. Αν το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα συμπιεζόταν ισεντροπικά, τότε η εντροπία στην είσοδο θα είναι ίδια με την εντροπία στην έξοδο, δηλαδή: $s_1 = s_{2is}$

Επομένως, από REFPROP για $s_{2is} = 1,3262 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$ και $p_{2is} = 20 \text{ MPa}$, έχουμε:

Σύμφωνα με τον γενικό τύπο του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στον συμπιεστή, έχουμε:

$$h_{2is} = 317,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$(3.1) \quad n_{is,c} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1} \Rightarrow h_{2is} - h_1 = n_{is,c} \cdot (h_2 - h_1) \Rightarrow h_2 = \frac{h_{2is} - h_1}{n_{is,c}} + h_1 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow h_2 = \frac{(317,82 - 300,27) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0,85} + 300,27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow h_2 = 320,91 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Και με την αντίστοιχη πίεση $p_2 = 20 \text{ MPa}$, έχουμε:

$$\text{Για: } \begin{cases} h_2 = 320,91 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ p_2 = 20 \text{ MPa} \end{cases} \Rightarrow T_2 = 331,71 \text{ K}$$

Γνωρίζοντας στην κατάσταση (10a) την θερμοκρασία και την πίεση του ψύκτη βρίσκουμε από το REFPROP την ενθαλπία και εντροπία, δηλαδή:

$$\text{Για: } \begin{cases} T_{10a} = 330,8 \text{ K} \\ p_{10a} = 7,8 \text{ MPa} \end{cases} \Rightarrow$$

$$\begin{aligned} h_{10a} &= 456,48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ s_{10a} &= 1,8278 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

Στην κατάσταση (10) έχουμε διαχωρισμό ροής, οπότε έχουμε τις ίδιες ενθαλπίες άρα και τις ίδιες εντροπίες και θερμοκρασίες, δηλαδή ισχύει ότι:

$$\begin{aligned} h_{10b} &= h_{10} = h_{10a} = 456,48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ s_{10b} &= s_{10} = s_{10a} = 1,8278 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \\ T_{10b} &= T_{10} = T_{10a} = 330,8 \text{ K} \end{aligned}$$

Για τις καταστάσεις (10b) και (4) για τις οποίες λειτουργεί ο επανασυμπιεστής, είναι γνωστό ότι χαρακτηρίζεται από τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του. Αν το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα συμπιεζόταν ισεντροπικά, τότε η εντροπία στην είσοδο θα είναι ίδια με την εντροπία στην έξοδο, δηλαδή: $s_{10b} = s_{4is}$

Επομένως, από REFPROP για $s_{4is} = 1,8278 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ και $p_{4is} = 20 \text{ MPa}$, έχουμε:

$$h_{4is} = 501,59 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Σύμφωνα με τον γενικό τύπο του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στον συμπιεστή, έχουμε:

$$(3.2) n_{is,rc} = \frac{h_{4is} - h_{10b}}{h_4 - h_{10b}} \Rightarrow h_{4is} - h_{10b} = n_{is,rc} \cdot (h_4 - h_{10b}) \Rightarrow h_4 = \frac{h_{4is} - h_{10b}}{n_{is,c}} + h_{10b} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow h_4 = \frac{(501,59 - 456,48) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0,85} + 456,48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow$$

$$h_4 = 509,55 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Και με την αντίστοιχη πίεση $p_4 = 20 \text{ MPa}$, έχουμε:

$$\text{Για: } \begin{cases} h_4 = 509,55 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ p_4 = 20 \text{ MPa} \end{cases} \Rightarrow$$

$$T_4 = 415,01 \text{ K}$$

Στην κατάσταση (5) έχουμε ανάμειξη ροής που προέρχεται από τις καταστάσεις (3) και (4), όποτε ισχύει:

$$h_4 = h_3 = h_5 = 509,55 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$p_4 = p_3 = p_5 = 20 \text{ MPa}$$

$$T_4 = T_3 = T_5 = 415,01 \text{ K}$$

Γνωρίζοντας στην κατάσταση (7) την θερμοκρασία και την πίεση του στρόβιλου βρίσκουμε από το REFPROP την ενθαλπία και εντροπία, δηλαδή:

$$\text{Για: } \begin{cases} T_7 = 828,1 \text{ K} \\ p_7 = 20 \text{ MPa} \end{cases} \Rightarrow$$

$$h_7 = 1041,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$s_7 = 2,7485 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$$

Για τις καταστάσεις (7) και (8) για τις οποίες λειτουργεί ο στρόβιλος, είναι γνωστό ότι χαρακτηρίζεται από τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του. Αν το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα εκτονωνόταν ισεντροπικά, τότε η εντροπία στην είσοδο θα είναι ίδια με την εντροπία στην έξοδο, δηλαδή: $s_7 = s_{8is}$

Επομένως, από REFPROP για $s_{8is} = 1,3262 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$ και $p_{8is} = 7,8 \text{ MPa}$, έχουμε:

$$h_{8is} = 903,26 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Σύμφωνα με τον γενικό τύπο του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στον στρόβιλο, έχουμε:

$$(3.3) n_{is,t} = \frac{h_7 - h_8}{h_7 - h_{8is}} \Rightarrow h_7 - h_8 = n_{is,t} \cdot (h_7 - h_{8is}) \Rightarrow h_8 = -n_{is,t} \cdot (h_7 - h_{8is}) + h_7 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow h_8 = -0,9 \cdot (1041,3 - 903,26) + 1041,3 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow$$

$$h_8 = 917,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Και με την αντίστοιχη πίεση $p_8 = 7,8 \text{ MPa}$, έχουμε:

$$\text{Για:} \begin{cases} h_8 = 917,06 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ p_8 = 7,8 \text{ MPa} \end{cases} \Rightarrow \boxed{T_8 = 715,55 \text{ K}}$$

Στον εναλλάκτη θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας (LTR) έχοντας ως ψυχρό ρεύμα τα σημεία 2,3 και ως θερμό ρεύμα τα σημεία 9,10 και ξέροντας όλες τις ενθαλπίες, εκτός από το σημείο 9, θεωρούμε ότι η ελάχιστη θερμοκρασία του θερμού ρεύματος θα ισούται με την ελάχιστη θερμοκρασία του ψυχρού ρεύματος. Δηλαδή:

$$\begin{aligned} \bullet Q_{hot} &= \dot{m} \cdot (h_9 - h_{10}) \quad (3.4) \\ \bullet Q_{hot'} &= \dot{m} \cdot (h_9 - h_2) \end{aligned}$$

,όπου h είναι η ενθαλπία στα αντίστοιχα ρεύματα, \dot{m} η παροχή μάζας στον εναλλάκτη θερμότητας και Q_h είναι το ποσό θερμότητας που μεταφέρεται από το θερμό στο ψυχρό ρεύμα.

Οπότε από τον γνωστό τύπο της αποτελεσματικότητας των εναλλάκτων θερμότητας, έχουμε ότι:

$$\begin{aligned} (3.5) \quad \varepsilon &= \frac{Q_{hot}}{Q_{hot'}} = \frac{h_9 - h_{10}}{h_9 - h_2} \Rightarrow h_9 - h_{10} = \varepsilon \cdot (h_9 - h_2) \Rightarrow h_9 \cdot (1 - \varepsilon) = h_{10} - \varepsilon \cdot h_2 \\ \Rightarrow h_9 &= \frac{h_{10} - \varepsilon \cdot h_2}{1 - \varepsilon} = \frac{456,48 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 0,52 \cdot 320,91 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{1 - 0,52} = 603,34 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \Rightarrow \end{aligned}$$

$$\boxed{h_9 = 603,34 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

Και με την αντίστοιχη πίεση $p_9 = 7,8 \text{ MPa}$, έχουμε:

$$\text{Για:} \begin{cases} h_9 = 603,34 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ p_9 = 7,8 \text{ MPa} \end{cases} \Rightarrow \boxed{T_9 = 440,07 \text{ K}}$$

Στον εναλλάκτη θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας (HTR) έχοντας ως ψυχρό ρεύμα τα σημεία 5,6 και ως θερμό ρεύμα τα σημεία 8,9 και ξέροντας όλες τις ενθαλπίες, εκτός από το σημείο 6, εφαρμόζουμε θερμικό ισολογισμό για τα δύο ρεύματα και υπολογίζουμε το h_6 . Δηλαδή έχουμε ότι:

$$\begin{aligned} (3.6) \quad h_5 + h_8 &= h_6 + h_9 \Rightarrow h_6 = h_5 - h_8 - h_9 \Rightarrow h_6 = (509,55 - 917,06 - 603,34) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 823,27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ \Rightarrow \quad \boxed{h_6 = 823,27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \end{aligned}$$

Και με την αντίστοιχη πίεση $p_6 = 20 \text{ MPa}$, έχουμε:

$$\text{Για:} \begin{cases} h_6 = 823,27 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ p_6 = 20 \text{ MPa} \end{cases} \Rightarrow \boxed{T_6 = 650,89 \text{ K}}$$

Από τις καταστάσεις (6) και (7) και την μονάδα ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας μπορούμε να βρούμε την συνολική παροχή μάζας $\dot{m}_{S-\text{CO}_2}$ αφού είναι γνωστή η προστιθέμενη θερμότητα. Έχουμε ότι:

$$(3.7) \dot{Q}_{in} = \dot{m}_{s-CO_2} \cdot (h_7 - h_6) \Rightarrow \dot{m}_{s-CO_2} = \frac{\dot{Q}_{in}}{h_7 - h_6} = \frac{1000 \text{ kW}}{(1041,3 - 823,27) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 4,59 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \Rightarrow$$

\Rightarrow

$$\dot{m}_{s-CO_2} = 4,59 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Στην κατάσταση (10) που έχουμε τον διαχωρισμό της ροής (split flow) θα πρέπει να βρεθεί η ποσότητα της μάζας που διαχωρίζεται προς τον ψύκτη και τον επανασυμπιεστή και το συμβολίζουμε με x . Ο τρόπος μεθοδολογίας που ακολουθήθηκε εστιάστηκε στον εναλλάκτη θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας του οποίου το θερμό ρεύμα διοχετεύεται από την ολική παροχή μάζας υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα ενώ το ψυχρό ρεύμα διοχετεύεται από την παροχή μάζας, η όποια διαχωρίστηκε και προέρχεται από τον ψύκτη. Έχουμε ότι το θερμικό φορτίο του LTR στο θερμό ρεύμα ισούται:

$$(3.8) \dot{Q}_{hot} = \dot{m}_{s-CO_2} \cdot (h_9 - h_{10}) = 4,59 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (603,34 - 456,48) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 673,6 \text{ kW}$$

Όμως, θα πρέπει το θερμικό φορτίο του θερμού ρεύματος να ισούται με εκείνο του ψυχρού ρεύματος, οπότε η διαχωρισμένη μάζα στο σημείο 3 θα ισούται με:

$$(3.9) \dot{Q}_{cold} = \dot{m}_{split} \cdot (h_3 - h_2) \Rightarrow \dot{m}_{split} = \frac{\dot{Q}_c}{h_3 - h_2} = \frac{673,6 \text{ kW}}{(509,55 - 320,91) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 3,57 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = \dot{m}_{split} = 3,57 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Επομένως, η παροχή μάζας στον επανασυμπιεστή λίγο πριν την ανάμιξή στην κατάσταση (4) είναι:

$$\dot{m}_r = (4,59 - 3,57) \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 1,02 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Η αναλογία διαχωρισμού (x) των δύο ροών και συγκεκριμένα ο λόγος μάζας επανασυμπίεσης, που αποτελεί τη σημαντικότερη παράμετρο στο κύκλο επανασυμπίεσης και επομένως, το ποσοστό της ροής που επανασυμπιέζεται, ισούται με: $\Gamma = \frac{\text{Παροχή μάζας επανασυμπίεσης}}{\text{συνολική παροχή μάζας}} = \frac{1,02}{4,59} = 0,22$ ή 22% (3.10)

Αντίστοιχα, ο λόγος μάζας που διέρχεται προς τον ψύκτη, τον κύριο συμπιεστή και τον LTR ή το ποσοστό της ροής ισούται με:

$$(1 - \Gamma) = \frac{\text{Παροχή μάζας διερχόμενη από ψύκτη}}{\text{συνολική παροχή μάζας}} = \frac{3,57}{4,59} = 0,77 \text{ ή } 77\% \quad (3.11)$$

Επομένως, η ροή που περνάει από τον επανασυμπιεστή είναι περίπου το $\frac{1}{5}$ της συνολικής ροής υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα στον κύκλο.

Χρησιμοποιώντας, πλέον, τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των σημείων του συστήματος μπορούν να υπολογιστούν και τα ενεργειακά μεγέθη.

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{split} \cdot (h_2 - h_1) = 3,57 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (320,91 - 300,27) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 73,73 \text{ kW} \quad (3.12)$$

$$\dot{W}_{rc} = \dot{m}_r \cdot (h_4 - h_{10b}) = 1,02 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (509,55 - 456,48) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 53,9 \text{ kW} \quad (3.13)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{s-CO_2} \cdot (h_7 - h_8) = 4,59 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot (1041,3 - 917,06) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 569,8 \text{ kW} \quad (3.14)$$

$$\dot{Q}_{pc} = \dot{m}_{split} \cdot (h_{10a} - h_1) = 3,57 \frac{kg}{s} \cdot (456,48 - 300,27) \frac{kJ}{kg} = \boxed{557,8 \text{ kW}} \quad (3.15)$$

$$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m}_{s-CO_2} \cdot (h_5 - h_6) = 3,57 \frac{kg}{s} \cdot (509,55 - 823,27) \frac{kJ}{kg} = \boxed{1.438,9 \text{ kW}} \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m}_{s-CO_2} \cdot (h_9 - h_8) = 3,57 \frac{kg}{s} \cdot (603,34 - 917,06) \frac{kJ}{kg} = 1.438,9 \text{ kW} \quad (3.17)$$

Τελικά, ο θερμοκός βαθμός απόδοσης του κύκλου είναι:

$$n_{th} = \frac{\dot{W}_t - \dot{W}_c - \dot{W}_{rc}}{\dot{Q}_{in}} = \frac{(569,8 - 73,73 - 53,9) \text{ kW}}{1000 \text{ kW}} = \boxed{0.442} \quad \text{ή} \quad \boxed{44.2 \%} \quad (3.18)$$

3.4.2 Παραμετρική μελέτη

Το 2^ο μέρος του υπολογιστικού μέρους αφορά την παραμετρική ανάλυση που έγινε στο κύκλο επανασυμπίεσης s-CO₂ προκειμένου να διερευνηθεί, κυρίως, η απόδοση του κύκλου, αλλά και η επίδραση άλλων χαρακτηριστικών του κύκλου ή ενεργειακών του μεγεθών μέσα από την απεικόνιση γραφικών παραστάσεων, μεταβάλλοντας τον λόγο πίεσης (r_p) και τον λόγο μάζας επανασυμπίεσης (r) και διατηρώντας σταθερή την συνολική παροχή μάζας του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα (\dot{m}_{s-CO_2}). Σχετικά με τον λόγο μάζας επανασυμπίεσης (r) έγινε παραμετρική μελέτη για τρεις διαφορετικές τιμές r (0.2, 0.3, 0.4) διατηρώντας σταθερή την ελάχιστη πίεση $p_{min}=7,8$ MPa και μεταβάλλοντας τη μέγιστη πίεση p_{max} με βήμα 2 (10, 12, 14, 16, 18, 20). Όσο αναφορά τον λόγο πίεσης (r_p) έγινε παραμετρική μελέτη για τρεις διαφορετικές τιμές r_p ($\frac{14}{7,8} = 1.79$, $\frac{16}{7,8} = 2.05$, $\frac{18}{7,8} = 2.31$) μεταβάλλοντας τον λόγο μάζας επανασυμπίεσης με βήμα 1 (0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6). Ύστερα, υπολογίσαμε τις παραμέτρους και τα ενεργειακά μεγέθη που αναζητούσαμε για κάθε έναν από αυτούς τους δύο σημαντικούς παραμέτρους του κύκλου επανασυμπίεσης με σταθερή συνολική παροχή μάζας επανασυμπίεσης. Επίσης, το διοξείδιο του άνθρακα αντιμετωπίστηκε ως πραγματικό ρευστό σε καθένα από τα εξαρτήματα του κύκλου που μελετήθηκε παραμετρικά που σημαίνει ότι μας ενδιέφερε μόνο οι διάφορες των ενθαλιπών, τις οποίες υπολογίσαμε εφόσον το REFPROP μας παρείχε την ζητούμενη ενθαλία και εντροπία σύμφωνα με τις μεταβαλλόμενες μέγιστες πιέσεις αλλά και συγκεκριμένα δεδομένα του πίνακα 3.1, δηλαδή την υψηλή θερμοκρασία, την χαμηλή θερμοκρασία και την θερμοκρασία εισόδου του ψύκτη.

Έχουμε ότι:

$$n_{th} = \frac{P_G}{\dot{Q}_{th}} \quad (3.19)$$

Η ισχύς εξόδου P_G μπορεί να εκφραστεί ως:

$$P_G = W_{net} = n_m \cdot n_G \cdot [\dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_8) - \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1) - \dot{m}_{10b} \cdot (h_4 - h_{10b})] \Rightarrow$$

$$\boxed{P_G = n_m \cdot n_G \cdot \dot{m}_7 \cdot [(h_7 - h_8) - (1 - r) \cdot (h_2 - h_1) - r \cdot (h_4 - h_{10})]} \quad (3.20)$$

,όπου $\dot{m}_7 = \dot{m}_{s-CO_2} = 4,59 \frac{kg}{s}$, n_m είναι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης και n_G είναι ο βαθμός απόδοσης της γεννήτριας, όπου θεωρήθηκαν ίσοι με $n_m = 0,99$ και $n_G = 0,98$.

Για την προστιθέμενη θερμότητα στο κύκλο ισχύει:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_6) \quad (3.21)$$

Για τους εναλλάκτες θερμότητας έχουμε ότι:

$$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m}_7 \cdot (h_6 - h_5) = \dot{m}_7 \cdot (h_8 - h_9) \Rightarrow h_6 = h_5 + h_8 - h_9 \quad (3.22)$$

$$\dot{Q}_{LTR} = \dot{m}_7 \cdot (1 - r) \cdot (h_3 - h_2) = \dot{m}_7 \cdot (h_9 - h_{10}) \Rightarrow h_9 = h_{10} + (1 - r) \cdot (h_3 - h_2) \quad (3.23)$$

Η σχέση (3.22) μέσω της σχέσης (3.23) γίνεται:

$$h_6 = h_5 + h_8 - h_{10} - (1 - r) \cdot (h_3 - h_2) \Rightarrow h_6 = h_8 - h_{10} + r \cdot h_4 + (1 - r) \cdot h_2 \Rightarrow$$

$$h_6 = (h_8 - h_7) + h_7 + r \cdot (h_4 - h_{10}) + r \cdot h_{10} + (1 - r) \cdot (h_2 - h_1) + (1 - r) \cdot h_1 - h_{10} \quad (3.24)$$

Γράφουμε τη σχέση (3.21) ως συνάρτηση της σχέσης (3.24):

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_7 \cdot (h_7 - h_6) = \dot{m}_7 \cdot [(h_7 - h_8) - r \cdot (h_4 - h_{10}) - (1 - r) \cdot (h_2 - h_1) - r \cdot h_{10} - (1 - r) \cdot h_1 + h_{10}] \quad (3.25)$$

Επομένως μπορεί να γραφτεί και ο βαθμός απόδοσης, n_{th} της σχέσης (3.19) ως:

$$n_{th} = \frac{P_G}{\dot{Q}_{th}} = \frac{n_m \cdot n_G \cdot \dot{m}_7 \cdot [(h_7 - h_8) - (1 - r) \cdot (h_2 - h_1) - r \cdot (h_4 - h_{10})]}{\dot{m}_7 \cdot [(h_7 - h_8) - r \cdot (h_4 - h_{10}) - (1 - r) \cdot (h_2 - h_1) - r \cdot h_{10} - (1 - r) \cdot h_1 + h_{10}]} \quad (3.26)$$

Αρκεί να βρεθούν οι διαφορές των ενθαλιπών $(h_2 - h_1)$, $(h_4 - h_{10})$ και $(h_7 - h_8)$ προκειμένου να εκτιμηθούν όσο γίνεται πιο προσεγγιστικά τα απαραίτητα θερμοδυναμικά μεγέθη του κύκλου. Όπως και στο 1^ο μέρος, έτσι σε αυτό το υπολογιστικό κομμάτι εφαρμόστηκαν οι παρακάτω σχέσεις για τις στροβιλομηχανές, τους εναλλάκτες θερμότητας και το ψυγείο του κύκλου επανασυμπύεσης:

$$\dot{W}_c = (1 - r) \cdot \dot{m}_{s-CO_2} \cdot (h_2 - h_1) \quad (3.27)$$

$$\dot{W}_{rc} = r \cdot \dot{m}_{s-CO_2} \cdot (h_4 - h_{10}) \quad (3.28)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{s-CO_2} \cdot (h_7 - h_8) \quad (3.29)$$

$$\dot{Q}_{HTR} = \dot{m}_{s-CO_2} \cdot (h_8 - h_9) \quad (3.30)$$

$$\dot{Q}_{LTR} = \dot{m}_{s-CO_2} \cdot (h_9 - h_{10}) \quad (3.31)$$

$$\dot{Q}_{pc} = (1 - r) \cdot \dot{m}_{s-CO_2} \cdot (h_{10} - h_1) \quad (3.32)$$

Επίσης, εκτιμάται η αποτελεσματικότητα μόνο του εναλλάκτη θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας, καθώς του εναλλάκτη θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας απορρίφθηκε, επειδή ήταν κατά μέσο όρο κάτω από 50 %:

$$\varepsilon = \frac{h_6 - h_4}{h_8 - h_4} \quad (3.33)$$

Για την εύρεση της διαφοράς των ενθαλπιών, όπως και για παράδειγμα τις μεμονωμένες ενθαλπίες στις σχέσεις 3.30, 3.31, 3.32 και 3.33 χρησιμοποιήθηκε το REFPROP. Η εύρεση της διαφοράς των ζητούμενων ενθαλπιών εκφράστηκε ως συνάρτηση κυρίως της θερμοκρασίας και της πίεσης. Δηλαδή:

$$\text{Από: } \begin{cases} h_1 = f(p_{min}, T_1) \\ s_1 = f(p_{min}, T_1) \end{cases} \text{ και } \begin{cases} h_{2is} = f(p_{max}, s_{2is}) \\ h_2 = h_1 + \frac{1}{n_{is,c}} \cdot (h_{2is} - h_1) \end{cases} \text{ έχουμε: } \boxed{h_2 - h_1}$$

$$\text{Από: } \begin{cases} h_{10} = f(p_{min}, T_{10}) \\ s_{10} = f(p_{min}, T_{10}) \end{cases} \text{ και } \begin{cases} h_{4is} = f(p_{max}, s_{4is}) \\ h_4 = h_{10} + \frac{1}{n_{is,r,c}} \cdot (h_{4is} - h_{10}) \end{cases} \text{ έχουμε: } \boxed{h_4 - h_{10}}$$

$$\text{Από: } \begin{cases} h_7 = f(p_{max}, T_7) \\ s_7 = f(p_{max}, T_7) \end{cases} \text{ και } \begin{cases} h_{8is} = f(p_{min}, s_{8is}) \\ h_8 = h_7 - n_{is,t} \cdot (h_7 - h_{8is}) \end{cases} \text{ έχουμε: } \boxed{h_7 - h_8}$$

Βέβαια, η ανάλυση του δευτέρου νόμου της θερμοδυναμικής, δηλαδή της εξέργειας και της μη αναστρεψιμότητας (irreversibility) είναι εξίσου σημαντική σε ένα τέτοιο κύκλο, καθώς είναι δύο έννοιες που σχετίζονται με την αποδοτικότητα και τη ποιότητα των διεργασιών μετατροπής ενέργειας. Στη παρούσα, όμως, εργασία και στη μεθοδολογική διαδικασία δεν θα αναλυθούν, παρά μόνο θα αναφερθούν οι θερμοδυναμικές εξισώσεις που χρησιμοποιούνται σε μαθηματικά μοντέλα.[56]

- Εξέργεια σε κάθε κατάσταση: $e = h - T_0 \cdot s$
,θεωρώντας μηδενικές την ενθαλπία και εντροπία στη κατάσταση αναφοράς (θερμοκρασία T_0).

- Εξέργεια εισόδου: $e_{in} = (h_5 - h_4) \cdot \frac{1-T_0}{T_{Reactor}}$
,θεωρώντας ότι στη περίπτωση αυτή ο αντιδραστήρας έχει σταθερή θερμοκρασία.

- Ρυθμός εξέργειας: $\dot{E} = \dot{m}_t \cdot [h - h_o - T_o \cdot (s - s_o)]$

- Παραγωγή Εντροπίας: $\dot{S}_{gen} = \sum \dot{m}_{out} \cdot s_{out} - \sum \dot{m}_{in} \cdot s_{in} - \sum \frac{\dot{Q}}{T}$

- Ρυθμός μη αναστρεψιμότητας (Irreversibility): $\dot{I} = T_o \cdot \dot{S}_{gen}$
(Θεώρημα Gouy-Stodola)

- $I_{tot} = \sum I_{components}$

,όπου είναι η συνολική χαμένη εξέργεια του συστήματος.

Τελικά, ο βαθμός απόδοσης του δεύτερου νόμου της θερμοδυναμικής ισούται με:

- $n_{II} = \frac{\dot{W}_T - \dot{W}_{C1} - \dot{W}_{C2}}{e_{in}} = 1 - \sum I_{components}$

4 Παρουσίαση και σχολιασμός αποτελεσμάτων

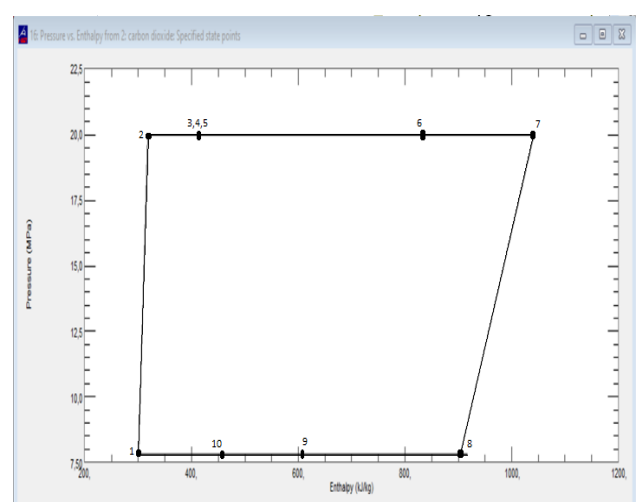
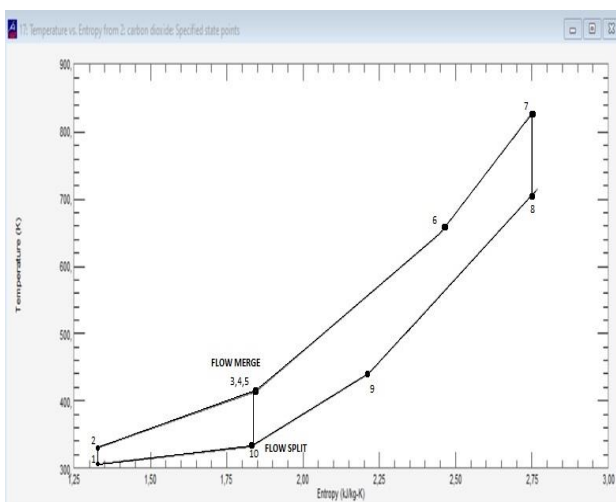
Στο κεφάλαιο αυτό θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης του κύκλου επανασυμπιέσης s-CO₂ από τα δύο υπολογιστικά μέρη όπως αναλύθηκαν λεπτομερώς παραπάνω και θα σχολιασθούν. Στη συνέχεια τα αποτελέσματα της μελέτης του κύκλου θα συγκριθούν με αποτελέσματα πιο εμπειρικών και πειραματικών μελετών που έχουν επιτευχθεί σε ερευνητικά ιδρύματα με σκοπό την διακύμανση των αποτελεσμάτων και την ορθότητα τους.

4.1 Αποτελέσματα μελέτης κύκλου

Αρχικά, κάθε φορά που μελετάται ένας κύκλος, έστω και μη πειραματικά, είναι απαραίτητο να εμφανίζεται και να μελετάται η γραφική αναπαράσταση με τους δύο πιο σημαντικούς παράγοντες σε έναν κύκλο, την πίεση και τη θερμοκρασία. Τέτοια διαγράμματα που διαδραματίζουν σπουδαίο ρόλο στη συμπεριφορά, κυρίως, του κύκλου και μέσω αυτών μπορούν να αξιολογηθούν πολλοί παράγοντες είναι τα διαγράμματα (T - s) και (P - h). Είναι σημαντικά εργαλεία στο τομέα της θερμοδυναμικής και της μηχανικής γενικότερα. Στην περίπτωση του κύκλου επανασυμπίεσης s-CO₂ υπάρχει μια γενική εικόνα, σύμφωνα με τα όσα έχουν επισημανθεί στην ενότητα 2.3 του 2^{ου} κεφαλαίου και έτσι, στη παρούσα φάση εφόσον ολοκληρώθηκε η μελέτη του κύκλου διαμορφώθηκαν τα διαγράμματα αυτά από το πρόγραμμα REFPROP τα οποία και απεικονίζονται στο σχήμα 4.1 αφού πρώτα είχε συμπληρωθεί ο πίνακας 4.1 με τα σημεία, τις διεργασίες του κύκλου και τα υπολογισμένα θερμοδυναμικά τους χαρακτηριστικά.

Πίνακας 4.1: Θερμοδυναμικά μεγέθη του κύκλου επανασυμπίεσης s-CO₂ από REFPROP για τον σχεδιασμό (T-s) και (P-h).

	Temperature (K)	Pressure (MPa)	Density (kg/m ³)	Volume (m ³ /kg)	Int Energy (kJ/kg)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)	Cv (kJ/kg-K)	Cp (kJ/kg-K)	Cp/Cv
1	305,00	7,8000	630,99	0,0015848	287,91	300,27	1,3262	1,1268	10,012	8,8850
2	330,46	20,0000	740,47	0,0013505	290,81	317,82	1,3262	0,92110	2,4671	2,6784
3	331,71	20,0000	732,71	0,0013648	293,61	320,91	1,3355	0,92152	2,4834	2,6949
4	415,01	20,0000	343,51	0,0029111	451,33	509,56	1,8471	0,88091	1,7126	1,9442
5	410,42	20,0000	353,79	0,0028266	445,06	501,59	1,8278	0,88285	1,7599	1,9935
6	415,01	20,0000	343,51	0,0029111	451,33	509,56	1,8471	0,88091	1,7126	1,9442
7	415,01	20,0000	343,51	0,0029111	451,33	509,56	1,8471	0,88091	1,7126	1,9442
8	650,89	20,0000	162,85	0,0061408	700,46	823,27	2,4524	0,93531	1,2254	1,3101
9	828,10	20,0000	123,59	0,0080914	879,45	1041,3	2,7485	1,0010	1,2417	1,2404
10	703,75	7,8000	58,612	0,017061	770,18	903,26	2,7485	0,94614	1,1677	1,2342
11	715,55	7,8000	57,570	0,017370	781,57	917,06	2,7679	0,95117	1,1714	1,2315
12	440,70	7,8000	103,33	0,0096777	527,85	603,34	2,2153	0,82210	1,1532	1,4027
13	330,80	7,8000	188,71	0,0052990	415,15	456,48	1,8278	0,86678	1,9423	2,2409
14	330,80	7,8000	188,71	0,0052990	415,15	456,48	1,8278	0,86678	1,9423	2,2409
15	330,80	7,8000	188,71	0,0052990	415,15	456,48	1,8278	0,86678	1,9423	2,2409
16	305,00	7,8000	630,99	0,0015848	287,91	300,27	1,3262	1,1268	10,012	8,8850
17										



Σχήμα 4.1: Διαμορφωμένα διαγράμματα θερμοκρασίας - εντροπίας και ενθαλπίας - πίεσης από REFPROP.

Τα αναγραφόμενα σημεία στα δύο διαγράμματα αντιστοιχούν στα 12 σημεία του κύκλου, όπως φαίνονται στον κύκλο προσομοίωσης στο σχήμα 3.3, αλλά και στον πίνακα 4.1 στον οποίο είναι καταγεγραμμένες και οι ισεντροπικές διεργασίες συμπίεσης και εκτόνωσης. Από το πρώτο σχήμα, του οποίου η θερμοκρασία στον άξονα y είναι σε Kelvin και η εντροπία στον άξονα x είναι σε $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$, διακρίνονται οι 2 αδιαβατικές καμπύλες συμπίεσης που λαμβάνουν χώρα στον συμπιεστή (καταστάσεις 1 - 2) και στον επανσυμπιεστή (καταστάσεις 10 - 4), αλλά και η αδιαβατική καμπύλη εκτόνωσης που γίνεται στον στρόβιλο (καταστάσεις 7 - 8). Το ίδιο και για τις ισοβαρείς καμπύλες που υποδηλώνουν τις διεργασίες προσθήκης, απόρριψης και ανάκτησης θερμότητας που συμβαίνουν στους εναλλάκτες θερμότητας (καταστάσεις 2 - 7 και καταστάσεις 8 - 1). Μάλιστα, είναι εμφανές κιάλας τα χαρακτηριστικά σημεία του κύκλου επανασυμπίεσης "flow merge" και "flow split" κατά τα όποια ένα μέρος του ρευστού απορρίπτεται θερμότητα και το άλλο μέρος επανασυμπίεζεται, όπου τελικά αναμιγνύονται στην κατάσταση 5. Τις ίδιες κυκλικές διαδικασίες αναπαριστά και το διάγραμμα (P - h), του οποίου η πίεση στον άξονα y είναι σε MPa και η εντροπία στον άξονα x είναι σε $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$, στο οποίο μπορεί να διακριθεί η χαμηλή (7,8 MPa) και η υψηλή (20 MPa) πίεση του κύκλου πάνω από το κρίσιμο σημείο του διοξειδίου του άνθρακα (7,38 MPa). Επίσης, γίνεται προσδιορισμός, τόσο από τον πίνακα 4.1 όσο και από τα δύο διαγράμματα, όλων των θερμοκρασιών και πιέσεων του κύκλου (υψηλών και χαμηλών), όπου χαρακτηριστική περίπτωση αποτελεί η κατάσταση 1 του κύριου συμπιεστή, ο οποίος όπως φαίνεται και στο διάγραμμα (T - s) λειτουργεί κοντά σε θερμοκρασία περιβάλλοντος (~ 300 K) και συγκεκριμένα υψηλότερα κατά ~ 6,85 K. Με τα δύο αυτά διαγράμματα κατανοείται βαθύτερα ο τρόπος λειτουργίας του θερμοδυναμικού κύκλου επανασυμπίεσης s-CO₂.

Στην συνέχεια θα παρουσιαστεί ένας παρόμοιος πίνακας με τον πίνακα 4.1 με τα ίδια αποτελέσματα, ο οποίος σχεδιάστηκε σε νωρίτερη φάση στο Microsoft Excel για τον οποίο μεσολάβησε και το REFPROP.

Πίνακας 4.2: Βασικά υπολογιστικά θερμοδυναμικά μεγέθη του κύκλου επανασυμπίεσης s-CO₂.

Σημείο	Διεργασία	Εργαζόμενο μέσο	T (K)	p (MPa)	h ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$)	s ($\frac{\text{kJ}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$)	c_p ($\frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$)	\dot{m} ($\frac{\text{kg}}{\text{s}}$)
1	1	s-CO ₂	305	7,8	300,27	1,3262	10,012	3,57
2	2is		330,46	20	317,82	1,3262	2,4671	3,57
3	2		331,71	20	320,92	1,3355	2,4834	3,57
4	3		415,01	20	509,55	1,8471	1,7127	3,57
5	4is		410,42	20	501,59	1,8278	1,7599	1,02
6	4		415,01	20	509,55	1,8471	1,7127	1,02
7	5		415,01	20	509,55	1,8471	1,7127	4,59
8	6		650,89	20	823,27	2,4524	1,2254	4,59
9	7		828,1	20	1041,3	2,7485	1,2417	4,59
10	8is		703,75	7,8	903,26	2,7485	1,1677	4,59
11	8		715,55	7,8	917,06	2,768	1,1714	4,59
12	9		440,7	7,8	603,33	2,2153	1,1532	4,59
13	10		330,8	7,8	456,48	1,8278	1,9423	4,59
14	10a		330,8	7,8	456,48	1,8278	1,9423	3,57
15	10b		330,8	7,8	456,48	1,8278	1,9423	1,02

Σύμφωνα με τον πίνακα 4.1 και 4.2, παρατηρείται η μεγάλη απόκλιση της ειδικής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερή πίεση, c_p στο σημείο 1 (θέση κύριου συμπιεστή) σε σχέση με υπόλοιπα σημεία. Αυτό συνάπτει με το γεγονός ότι βρίσκεται κοντά στο κρίσιμο σημείο και επιβεβαιώνεται ότι είχε αναλυθεί στο θεωρητικό υπόβαθρο των προηγούμε-

-ων κεφαλαίων, δηλαδή η τεράστια μεταβολή που υφίσταται στην παράμετρο αυτή καθώς αυξάνεται η πίεση.

Για παράδειγμα, για τη μετάβαση από την διεργασία (1) στην (2), έχουμε μείωση της ειδικής θερμοχωρητικότητας κατά $7,5449 \frac{J}{kg \cdot K}$ με την αύξηση της πίεσης από 7,8 MPa σε 20 MPa, κάτι το οποίο είναι αρκετά θετικό για την διαδικασία της συμπίεσης.

Έπειτα παραθέτονται τα ενεργειακά μεγέθη που υπολογιστήκαν χρησιμοποιώντας τα μεγέθη του πίνακα 4.2.

Πίνακας 4.3: Ενεργειακά μεγέθη του κύκλου επανασυμπίεσης $s\text{-CO}_2$.

Μέγεθος	Μονάδες	Τιμή
Αναλογία ροής (x): r (1 - r)	–	0,22
	–	0,77
\dot{W}_c	kW	73,73
\dot{W}_{rc}	kW	53,91
\dot{W}_t	kW	569,82
\dot{Q}_{pc}	kW	557,81
\dot{Q}_{LTR}	kW	673,6
\dot{Q}_{HTR}	kW	1.438,94
n_{th}	–	0,442

4.1.1 Σύγκριση με εμπειρικές μελέτες κύκλου

Προκειμένου να αξιολογηθεί η αξιοπιστία και η εγκυρότητα των παραπάνω υπολογιστικών αποτελεσμάτων, και ειδικά για τον πίνακα 4.3 έγινε σύγκριση με αποτελέσματα που έχουν πραγματοποιηθεί σε ερευνητικά ινστιτούτα, τα οποία τις περισσότερες φορές προχωρούν και σε δοκιμές βρόχων πειραματικών διατάξεων και έτσι, θα φανεί κατά πόσο οι τιμές μπορεί να είναι ρεαλιστικές. Πρόκειται για το Εθνικό Εργαστήριο Ενεργειακής Τεχνολογίας των ΗΠΑ (NETL) και το Sandia National Laboratories (SNL), των οποίων η μελέτη που επιλέχθηκε αφορούσε την διάταξη της επανασυμπίεσης και πιθανόν να χρησιμοποιήσαν πιο σύγχρονα και εξειδικευμένα εργαλεία μοντελοποίησης ή προσομοίωσης σε σχέση με την μελέτη που πραγματοποιείται στην παρούσα εργασία.[57],[58]

Πίνακας 4.4: Εμπειρικές μελέτες κύκλου επανασυμπίεσης $s\text{-CO}_2$.

Research institutes	P_{max} (MPa)	P_{min} (MPa)	\dot{W}_c (MW)	\dot{W}_{rc} (MW)	\dot{W}_t (MW)	\dot{Q}_{pc} (MW)	\dot{Q}_{LTR} (MW)	\dot{Q}_{HTR} (MW)	\dot{Q}_{in} (MW)	r (%)	$1 - r$ (%)	n_{th} (%)
SNL	20	7,8	10,1	21	131,1	100	93	382	200	35,6	64,4	50
NETL	23,75	9	1,8	2,7	14,5	11,3	14,4	45	21,3	40	60	46,9

Αρχικά, οι υπολογισμοί των μελετών στον πίνακα 4.4 αφορούν μεγάλης κλίμακας Watt που σημαίνει ότι κάθε μια από τις δύο μελέτες επρόκειτο να χρησιμοποιηθεί σε μεγάλη εγκατάσταση σχετικά με του πίνακα 4.3, αλλά σίγουρα μπορούν να γίνουν αντιληπτές ορισμένες ομοιότητες και διαφορές στις τιμές. Παρατηρείτε ότι, και στους δύο πίνακες ο εναλλάκτης θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας παρουσιάζει το υψηλότερο θερμικό φορτίο, ακόμα και από τον πρω-

-τογενή εναλλάκτη θερμότητας. Μια διαφορά του πίνακα 4.3 σε σύγκριση με τον πίνακα 4.4 είναι ότι στον πρώτο, ο επανασυμπιεστής καταναλώνει λιγότερη ισχύς από τον κύριο συμπιεστή, ενώ στον πίνακα 4.4, ο επανασυμπιεστής καταναλώνει περισσότερη ισχύς και στις δύο μελέτες. Βέβαια, το έργο συμπίεσης και επανασυμπίεσης είναι σχετικά μικρό και στις δύο περιπτώσεις, κάτι το οποίο προμηνύει το υψηλό έργο εξόδου στροβίλου. Άλλη μια παρατήρηση, είναι ότι τα θερμικά φορτία του ψύκτη και του στροβίλου και στους δύο πίνακες, κυμαίνονται περίπου στο ίδιο εύρος τιμών. Ακόμα, και στους δύο πίνακες μεγαλύτερη αναλογία ροής διανέμεται προς τον ψύκτη ($1 - r$) παρά προς τον επανασυμπιεστή (r). Τέλος, ο μέσος όρος απόδοσης των δύο μελετών του πίνακα 4.4 είναι περίπου στο 48%, τιμή αρκετά κοντά με αυτήν που υπολογίστηκε στην παρούσα εργασία (44%). Συμπερασματικά, οι τιμές της μελέτης του κύκλου είναι φυσιολογικές και σίγουρα, η μέθοδος και ο τρόπος επίλυσης κατά την διαδικασία μελέτης του κύκλου είναι ορθός. Επίσης, παρότι μπορεί να πάρθηκαν διαφορετικές παραδοχές και παράμετροι εισαγωγής για την μοντελοποίηση ή προσομοίωση του κύκλου επανασυμπίεσης σε σύγκριση με τις δύο εμπειρικές μελέτες, η συσχέτιση της μελέτης που πραγματοποιείται στη παρούσα εργασία με πιο εξειδικευμένες μελέτες διεθνών ιδρυμάτων εκτιμούν σε μεγάλο βαθμό την τάξη μεγέθους των ενεργειακών μεγεθών του κύκλου και την κατανομή της απόδοσης σε έναν κύκλο επανασυμπίεσης s-CO₂.

4.2 Αποτελέσματα παραμετρικής μελέτης

Για την εξαγωγή των αποτελεσμάτων της παραμετρικής μελέτης με κύριο σκοπό την επιτυχή απεικόνιση των διαγραμμάτων με βάση τον λόγο πίεσης και τον λόγο μάζας επανασυμπίεσης χρειάστηκε, πρώτα, να καταχωρηθούν οι ενθαλπίες και οι εντροπίες από το REFPROP για κάθε μια από τις έξι διαφορετικές μέγιστες πιέσεις (για $r = 0,2$ ή $0,3$ ή $0,4$) και για τους έξι διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης (για $r_p = 1,79$ ή $2,05$ ή $2,31$) έτσι ώστε να υπολογιστούν, για αρχή, οι χρήσιμες διαφορές ενθαλπιών που χρειάστηκαν για τους απαραίτητους υπολογισμούς των ενεργειακών μεγεθών του κύκλου για διαφορετικά r_p και r και τελικά, να σχεδιαστούν τα κατάλληλα γραφήματα.

Πίνακας 4.5: Καταγραφή ενθαλπιών και εντροπιών για διάφορες μέγιστες πιέσεις.

a/a	Ενθαλπίες ($\frac{kJ}{kg}$)		Καταγραφή από REFPROP	Εντροπίες ($\frac{kJ}{kg \cdot K}$)		Καταγραφή από REFPROP
1	h_1	$h(7.8;305)$	300,27	s_1	$s(7.8;305)$	1,3262
2	h_{2is}	$h(10;s2is)$	303,66	s_{2is}	s_1	1,3262
3	h_{2is}	$h(12;s2is)$	306,62	s_{2is}	s_1	1,3262
4	h_{2is}	$h(14;s2is)$	309,51	s_{2is}	s_1	1,3262
5	h_{2is}	$h(16;s2is)$	312,33	s_{2is}	s_1	1,3262
6	h_{2is}	$h(18;s2is)$	315,1	s_{2is}	s_1	1,3262
7	h_{2is}	$h(20;s2is)$	317,82	s_{2is}	s_1	1,3262
8	h_{10}	$h(7.8;330.8)$	456,48	s_{10}	$s(7.8;330.8)$	1,8278
9	h_{4is}	$h(10;s4is)$	467,11	s_{4is}	s_{10}	1,8278
10	h_{4is}	$h(12;s4is)$	475,4	s_{4is}	s_{10}	1,8278
11	h_{4is}	$h(14;s4is)$	482,8	s_{4is}	s_{10}	1,8278
12	h_{4is}	$h(16;s4is)$	489,53	s_{4is}	s_{10}	1,8278
13	h_{4is}	$h(18;s4is)$	495,76	s_{4is}	s_{10}	1,8278
14	h_{4is}	$h(20;s4is)$	501,59	s_{4is}	s_{10}	1,8278
15	h_7	$h(10;828.1)$	1048,9	s_7	$s(10;828.1)$	2,8917
16	h_7	$h(12;828.1)$	1047,3	s_7	$s(12;828.1)$	2,8547
17	h_7	$h(14;828.1)$	1045,7	s_7	$s(14;828.1)$	2,8231
18	h_7	$h(16;828.1)$	1044,2	s_7	$s(16;828.1)$	2,7954
19	h_7	$h(18;828.1)$	1042,7	s_7	$s(18;828.1)$	2,7707
20	h_7	$h(20;828.1)$	1041,3	s_7	$s(20;828.1)$	2,7485
21	h_{8is}	$h(7.8;s8is)$	1010,4	s_{8is}	$s(10;828.1)$	2,8917

22	h_{8is}	$h(7.8;s8is)$	981,48	s_{8is}	$s(12;828.1)$	2,8547
23	h_{8is}	$h(7.8;s8is)$	957,47	s_{8is}	$s(14;828.1)$	2,8231
24	h_{8is}	$h(7.8;s8is)$	936,94	s_{8is}	$s(16;828.1)$	2,7954
25	h_{8is}	$h(7.8;s8is)$	919,03	s_{8is}	$s(18;828.1)$	2,7707
26	h_{8is}	$h(7.8;s8is)$	903,26	s_{8is}	$s(20;828.1)$	2,7485

Μέσω του πίνακα 4.5 προκύπτουν οι ενθαλπίες h_2 , h_4 και h_8 , οι οποίες απεικονίζονται στον πίνακα 4.6 και μέσω των πινάκων 4.5 και 4.6 προκύπτουν οι διαφορές ενθαλπιών στον πίνακα 4.7 και στον πίνακα 4.8 τόσο για κάθε r όσο και για κάθε r_p .

Πίνακας 4.6: Εύρεση ενθαλπιών h_2 , h_4 και h_8 για διάφορες μέγιστες πιέσεις.

p_{max} (MPa)	h_2 ($\frac{kJ}{kg}$)	h_4 ($\frac{kJ}{kg}$)	h_8 ($\frac{kJ}{kg}$)
10	304,26	468,99	1014,25
12	307,74	478,74	988,06
14	311,14	487,44	966,29
16	314,46	495,36	947,67
18	317,72	502,69	931,40
20	320,92	509,55	917,06

Πίνακας 4.7: Υπολογισμός σημαντικών διαφορών ενθαλπιών για διάφορες μέγιστες πιέσεις και για κάθε r .

p_{max} (MPa)	$r = 0,2 = 0,3 = 0,4$		
	$h_2 - h_1$	$h_4 - h_{10}$	$h_7 - h_8$
10	3,99	12,51	34,65
12	7,47	22,26	59,24
14	10,87	30,96	79,41
16	14,19	38,88	96,53
18	17,45	46,21	111,30
20	20,65	53,07	124,24

Πίνακας 4.8: Υπολογισμός σημαντικών διαφορών ενθαλπιών για διάφορους λόγους μάζας επανασυμπίεσης και για κάθε r_p .

r	$r_p = 1,79$			$r_p = 2,05$			$r_p = 2,31$		
	$h_2 - h_1$	$h_4 - h_{10}$	$h_7 - h_8$	$h_2 - h_1$	$h_4 - h_{10}$	$h_7 - h_8$	$h_2 - h_1$	$h_4 - h_{10}$	$h_7 - h_8$
0,1	10,87	30,96	79,41	14,19	38,88	96,53	17,45	46,21	111,3
0,2	10,87	30,96	79,41	14,19	38,88	96,53	17,45	46,21	111,3
0,3	10,87	30,96	79,41	14,19	38,88	96,53	17,45	46,21	111,3
0,4	10,87	30,96	79,41	14,19	38,88	96,53	17,45	46,21	111,3
0,5	10,87	30,96	79,41	14,19	38,88	96,53	17,45	46,21	111,3
0,6	10,87	30,96	79,41	14,19	38,88	96,53	17,45	46,21	111,3

Επίσης, προκειμένου να υπολογιστεί η αποτελεσματικότητα στον εναλλάκτη θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας, μέσω της σχέσης 3.33, υπολογίστηκαν για κάθε παραμετρική μελέτη του r και r_p οι ενθαλπίες h_6 και h_9 από τις σχέσεις 3.22 και 3.23 όπως φαίνονται στους πίνακες 4.9 και 4.10. Η ενθαλπία h_4 λαμβάνεται από τον πίνακα 4.6.

Πίνακας 4.9: Ζητούμενες ενthalπίες για τον υπολογισμό της αποτελεσματικότητας του HTR για διάφορες μέγιστες πιέσεις και για κάθε r .

	$r = 0,2$		$r = 0,3$		$r = 0,4$	
p_{max} (MPa)	h_9 ($\frac{kJ}{kg}$)	h_6 ($\frac{kJ}{kg}$)	h_9 ($\frac{kJ}{kg}$)	h_6 ($\frac{kJ}{kg}$)	h_9 ($\frac{kJ}{kg}$)	h_6 ($\frac{kJ}{kg}$)
10	588,262	894,974	571,789	911,447	555,317	927,919
12	593,279	873,522	576,179	890,622	559,079	907,722
14	597,523	856,214	579,893	873,845	562,262	891,475
16	601,203	841,825	583,113	859,915	565,022	878,006
18	604,460	829,629	585,962	848,126	567,465	866,624
20	607,387	819,228	588,523	838,091	569,660	856,954

Πίνακας 4.10: Ζητούμενες ενthalπίες για τον υπολογισμό της αποτελεσματικότητας του HTR για διάφορους λόγους μάζας επανασυμπύεσης και για κάθε r_p .

	$r_p = 1,79$		$r_p = 2,05$		$r_p = 2,31$	
r	h_9 ($\frac{kJ}{kg}$)	h_6 ($\frac{kJ}{kg}$)	h_9 ($\frac{kJ}{kg}$)	h_6 ($\frac{kJ}{kg}$)	h_9 ($\frac{kJ}{kg}$)	h_6 ($\frac{kJ}{kg}$)
0,1	615,154	838,584	619,294	823,735	622,957	811,132
0,2	597,523	856,214	601,203	841,825	604,460	829,629
0,3	579,893	873,845	583,113	859,915	585,962	848,126
0,4	562,262	891,475	565,022	878,006	567,465	866,624
0,5	544,632	909,106	546,932	896,096	548,967	885,121
0,6	527,002	926,736	528,842	914,187	530,470	903,619

Με γνώση των παραπάνω τιμών, υπάρχει η δυνατότητα πλέον να συμπληρωθούν οι πίνακες των υποενοτήτων 4.2.1 και 4.2.2 που απαιτούνται με αποτέλεσμα στην συνέχεια να γίνουν οι γραφικές παραστάσεις, τα οποία και θα προσδιορίζουν την μεταβολή των θερμοδυναμικών μεγεθών βάση της παραμετρικής μελέτης των r_p και r .

Παρατίθενται και τα δεδομένα εισαγωγής που χρειάστηκαν για την παραμετρική μελέτη τόσο του r όσο και του r_p .

Πίνακας 4.11: Δεδομένα εισαγωγής για την παραμετρική μελέτη.

Παράμετρος	Μονάδες	Τιμή
n_m	—	0,99
n_G	—	0,98
\dot{m}_{s-CO_2}	$\frac{kg}{s}$	4,59
$h_2 - h_1$	$\frac{kJ}{kg}$	Βλ. πίνακα 4.7 και 4.8 ανάλογα την περίπτωση παραμετρικής μελέτης
$h_4 - h_{10}$		
$h_7 - h_8$		
h_6	$\frac{kJ}{kg}$	Βλ. πίνακα 4.9 και 4.10 ανάλογα την περίπτωση παραμετρικής μελέτης
h_9		

4.2.1 Παραμετρική μελέτη λόγου μάζας επανασυμπίεσης

Παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για όλα τα θερμικά φορτία των εξαρτημάτων του κύκλου για τρεις διαφορετικές αυθαίρετες τιμές λόγου μάζας επανασυμπίεσης σε συνδυασμό με διάφορες τιμές μέγιστης πίεσης p_{\max} και διατηρώντας παράλληλα σταθερή την ελάχιστη πίεση p_{\min} .

Πίνακας 4.12: Θερμοδυναμικοί παράμετροι και μεγέθη για διαφορετικές μέγιστες πιέσεις και $r=0,2$.

P_{\max} (MPa)	P_{\min} (MPa)	r_p	\dot{W}_c (kW)	\dot{W}_{rc} (kW)	\dot{W}_t (kW)	\dot{W}_{net} (kW)	\dot{Q}_{th} (kW)	\dot{Q}_{LTR} (kW)	\dot{Q}_{HTR} (kW)	\dot{Q}_{pc} (kW)	n_{th}	ε
10	7,8	1,28	-14,634	-11,472	158,926	128,862	706,001	604,434	1953,845	573,180	0,183	0,781
12	7,8	1,54	-27,412	-20,419	271,702	217,200	797,053	627,443	1810,721	573,180	0,273	0,775
14	7,8	1,79	-39,887	-28,405	364,210	287,099	869,098	646,912	1691,407	573,180	0,330	0,770
16	7,8	2,05	-52,061	-35,668	442,765	344,456	928,217	663,791	1589,093	573,180	0,371	0,766
18	7,8	2,31	-64,018	-42,391	510,505	392,053	977,276	678,727	1499,537	573,180	0,401	0,763
20	7,8	2,56	-75,760	-48,683	569,823	432,108	1018,561	692,152	1420,372	573,180	0,424	0,760

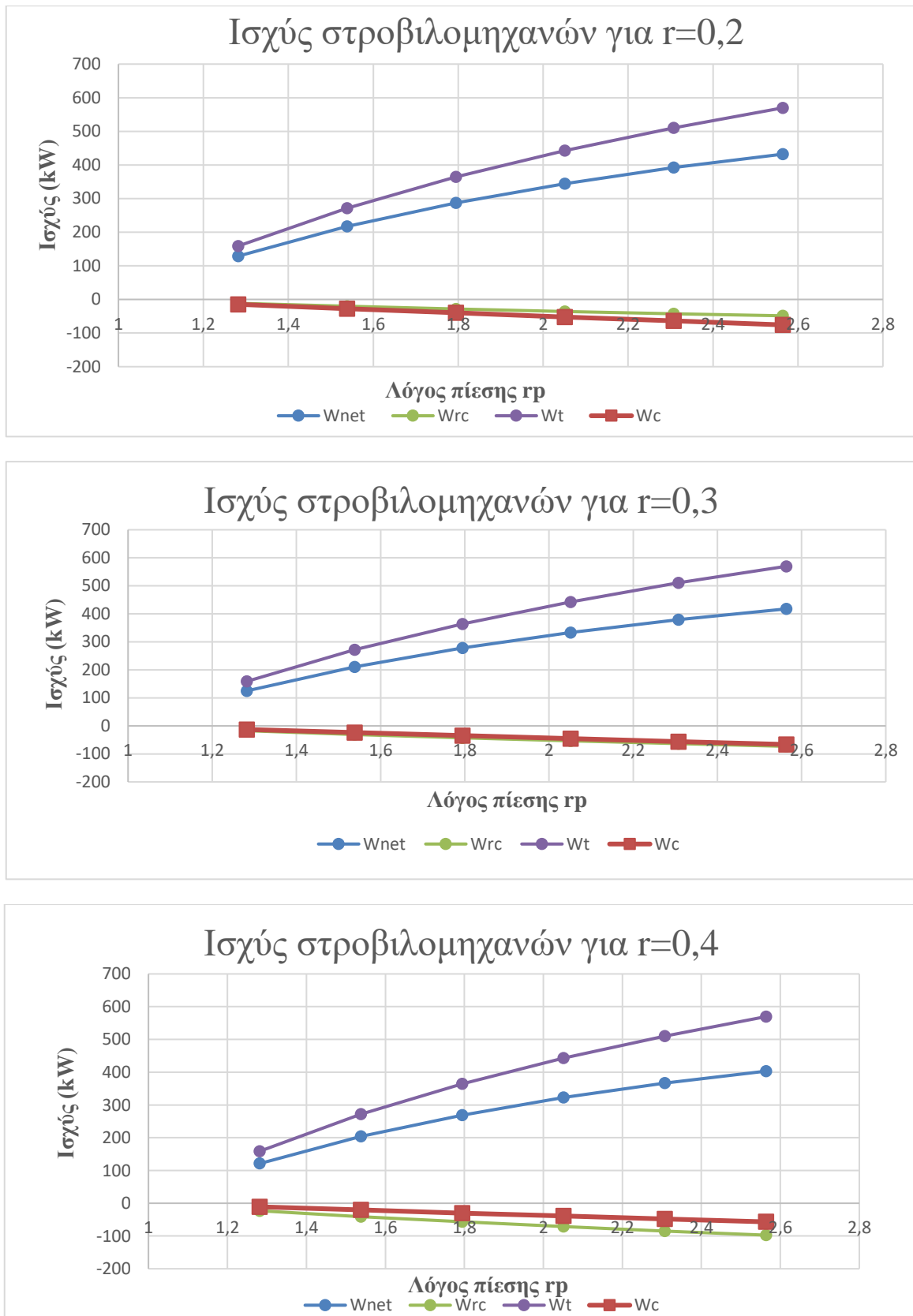
Πίνακας 4.13: Θερμοδυναμικοί παράμετροι και μεγέθη για διαφορετικές μέγιστες πιέσεις και $r=0,3$.

P_{\max} (MPa)	P_{\min} (MPa)	r_p	\dot{W}_c (kW)	\dot{W}_{rc} (kW)	\dot{W}_t (kW)	\dot{W}_{net} (kW)	\dot{Q}_{th} (kW)	\dot{Q}_{LTR} (kW)	\dot{Q}_{HTR} (kW)	\dot{Q}_{pc} (kW)	n_{th}	ε
10	7,8	1,28	-12,805	-17,208	158,926	125,072	630,447	528,880	2029,399	501,533	0,198	0,811
12	7,8	1,54	-23,985	-30,628	271,702	210,620	718,622	549,013	1889,152	501,533	0,293	0,809
14	7,8	1,79	-34,901	-42,607	364,210	278,158	788,234	566,048	1772,271	501,533	0,353	0,807
16	7,8	2,05	-45,553	-53,502	442,765	333,467	845,243	580,817	1672,067	501,533	0,395	0,806
18	7,8	2,31	-56,016	-63,587	510,505	379,253	892,435	593,886	1584,378	501,533	0,425	0,806
20	7,8	2,56	-66,290	-73,024	569,823	417,680	932,042	605,633	1506,891	501,533	0,448	0,806

Πίνακας 4.14: Θερμοδυναμικοί παράμετροι και μεγέθη για διαφορετικές μέγιστες πιέσεις και $r=0,4$.

P_{\max} (MPa)	P_{\min} (MPa)	r_p	\dot{W}_c (kW)	\dot{W}_{rc} (kW)	\dot{W}_t (kW)	\dot{W}_{net} (kW)	\dot{Q}_{th} (kW)	\dot{Q}_{LTR} (kW)	\dot{Q}_{HTR} (kW)	\dot{Q}_{pc} (kW)	n_{th}	ε
10	7,8	1,28	-10,976	-22,944	158,926	121,282	554,893	453,326	2104,953	429,886	0,219	0,842
12	7,8	1,54	-20,559	-40,837	271,702	204,039	640,192	470,582	1967,582	429,886	0,319	0,842
14	7,8	1,79	-29,916	-56,809	364,210	269,216	707,370	485,184	1853,135	429,886	0,381	0,844
16	7,8	2,05	-39,046	-71,335	442,765	322,479	762,269	497,843	1755,040	429,886	0,423	0,846
18	7,8	2,31	-48,014	-84,782	510,505	366,453	807,594	509,045	1669,219	429,886	0,454	0,849
20	7,8	2,56	-56,820	-97,366	569,823	403,251	845,523	519,114	1593,410	429,886	0,477	0,852

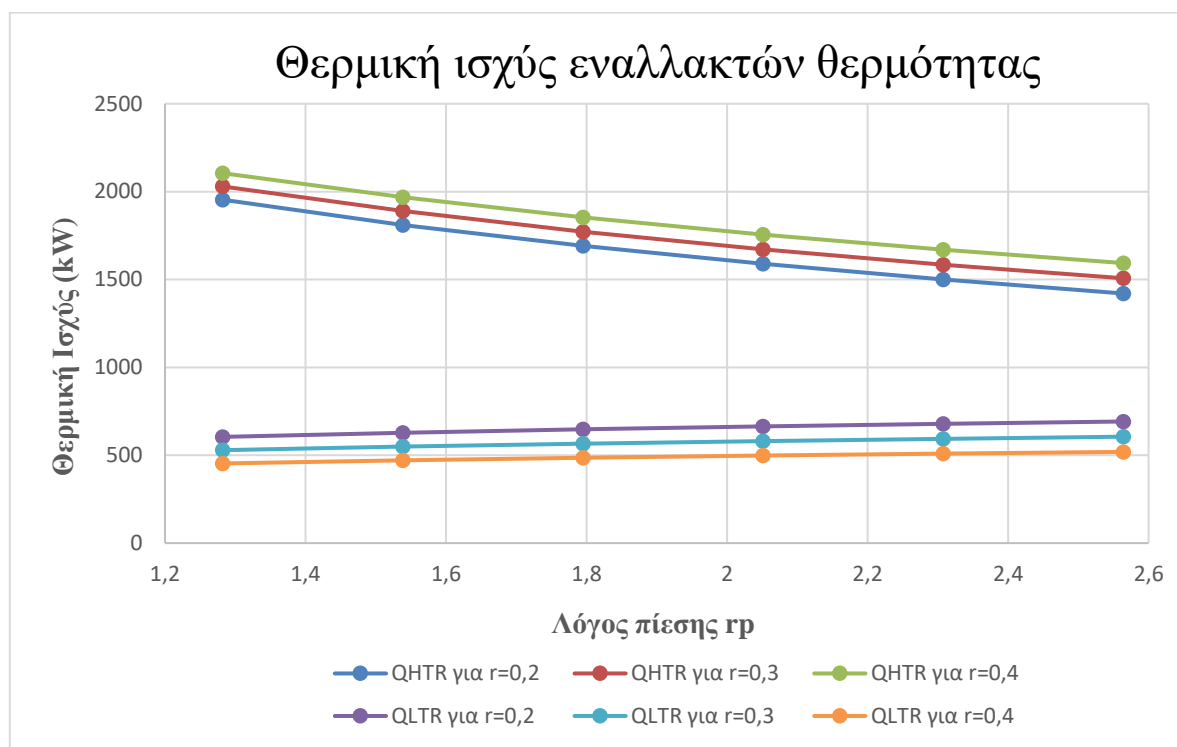
Αρχικά, έχουμε τα προκύπτον διαγράμματα για τις στροβιλομηχανές του κύκλου (συμπίεστής, επανασυμπίεστής, στρόβιλος) για κάθε λόγο μάζας επανασυμπίεσης.



Σχήμα 4.2: Διαγράμματα ισχύος στροβιλομηχανών συναρτήσει του λόγου πίεσης για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης.

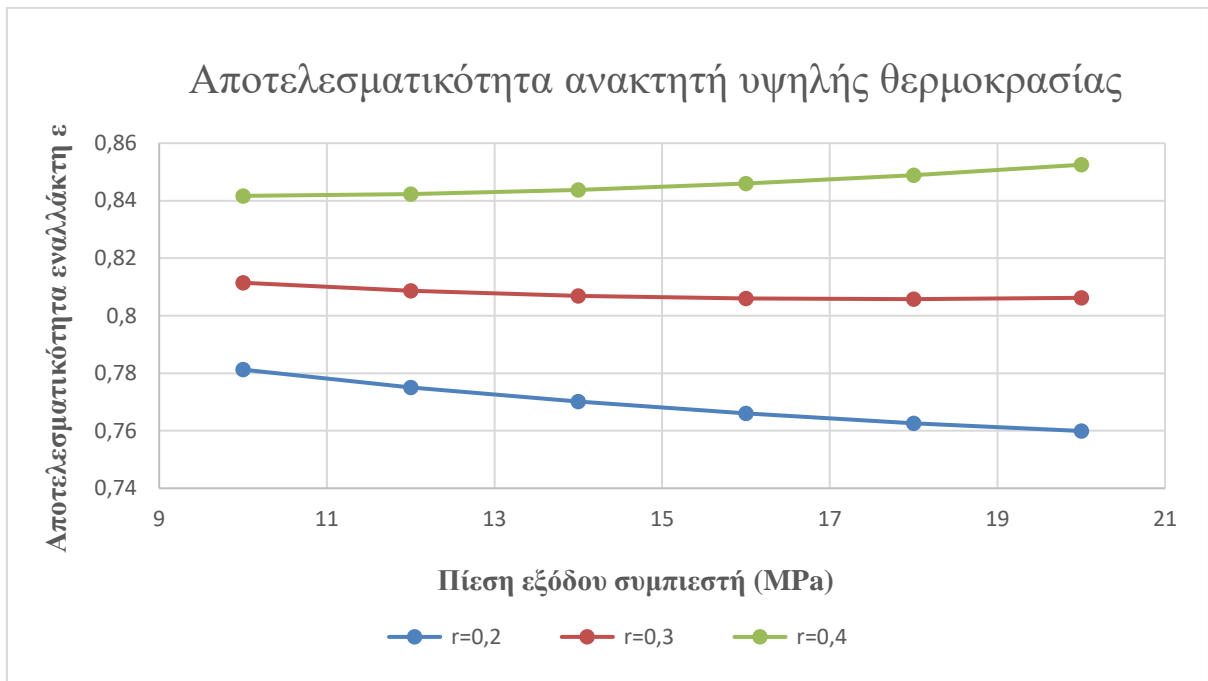
Σύμφωνα με τα παραπάνω γραφήματα, παρατηρούμε ότι και τα τρία έχουν ομοιόμορφη απεικόνιση και δηλαδή όσο αυξάνεται ο λόγος πίεσης του κύκλου αυξάνεται τόσο η ισχύς του στρόβιλου για την παραγωγή έργου όσο και η ισχύς των δύο συμπιεστών, καταναλώνοντας περισσότερη ενέργεια για την συμπίεση του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα και συνεπώς αυξάνεται και η καθαρή ισχύς εξόδου. Επίσης, η μεταβολή του έργου του στρόβιλου σε σχέση με τον λόγο πίεσης είναι ίδια και στις τρεις περιπτώσεις, αφού ο στρόβιλος δεν εξαρτάται καθόλου από τον λόγο μάζας επανασυμπίεσης και παρουσιάζει την μέγιστη τιμή των 569,823 kW που εμφανίζεται για λόγο πίεσης 2,56. Η μέγιστη τιμή των 432,108 kW εμφανίζεται στο καθαρό έργο εξόδου για λόγο πίεσης 2,56 και λόγο μάζας επανασυμπίεσης ίσο με 0,2, ενώ αντίστοιχα η ελάχιστη τιμή του 121,282 kW εμφανίζεται για λόγο μάζας επανασυμπίεσης 0,4 και στον μικρότερο λόγο πίεσης, 1,28. Σχετικά με τους συμπιεστές, για $r = 0,3$ παρουσιάζουν οριακά την ίδια γραμμική αύξηση στην ισχύ τους, ενώ για $r = 0,2$ ο κύριος συμπιεστής καταναλώνει μεγαλύτερη ενεργεία από τον επανασυμπιεστή, ενώ για $r = 0,4$ συμβαίνει το ανάποδο. Το αρνητικό πρόσημο (-) στους συμπιεστές είναι σύνηθες φαινόμενο υποδουλώνοντας την ενεργεία που μεταφέρεται στο υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα μέσω του συμπιεστών για την αύξηση της πίεσης.

Οι εναλλάκτες θερμότητας υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας και η αποτελεσματικότητά τους επηρεάζουν αρκετά τον κύκλο επανασυμπίεσης, κάτι το οποίο διακρίνεται στα παρακάτω σχήματα.



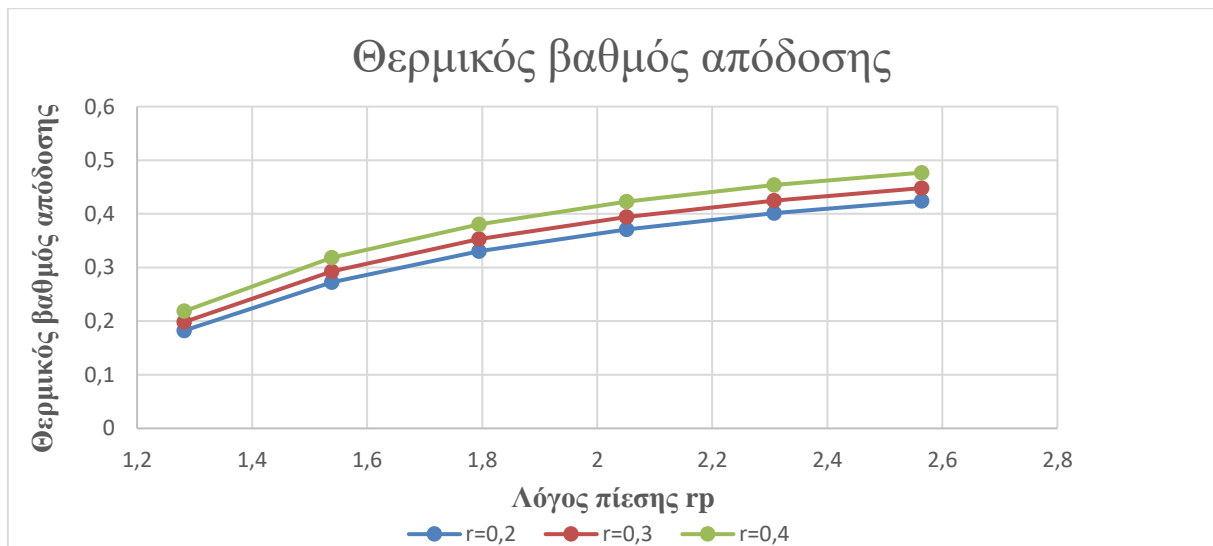
Σχήμα 4.3: Διάγραμμα θερμικής ισχύος εναλλακτών θερμότητας HTR και LTR συναρτήσει του λόγου πίεσης για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης.

Στο σχήμα 4.3, παρατηρείται ότι η γραφική αναπαράσταση της θερμικής ισχύος των εναλλακτών θερμότητας χαμηλής και υψηλής θερμοκρασίας ως προς τον λόγο πίεσης παρουσιάζει σχεδόν γραμμική μεταβολή. Δηλαδή, όσο αυξάνεται ο λόγος πίεσης η θερμική ισχύς του HTR μειώνεται έως και 500 kW, ενώ η θερμική ισχύς του LTR αυξάνεται έως και 88 kW. Έτσι, η θερμική ισχύς του HTR επηρεάζεται σε μεγαλύτερο βαθμό από τι στον LTR. Συγκεκριμένα, για λόγο μάζας επανασυμπίεσης $r = 0,4$ εμφανίζεται η μεγαλύτερη θερμική ισχύς του HTR 2104,953 kW, αλλά και η ελάχιστη θερμική ισχύς του LTR 453,326 kW για τον ίδιο λόγο πίεσης 1,28.



Σχήμα 4.4: Διάγραμμα αποτελεσματικότητας HTR συναρτήσει της πίεσης εξόδου συμπιεστή για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης.

Ελέγχθηκε και πώς επηρεάζεται η αποτελεσματικότητα του εναλλακτη θερμότητας υψηλής θερμοκρασίας, καθώς όπως φαίνεται στο σχήμα 4.4 μπορεί είτε να μειωθεί είτε να αυξηθεί αν τυχόν αλλάζει τιμή η πίεση εξόδου στον συμπιεστή. Για αυτό, η διαδικασία συμπίεσης έχει σημαντική επίδραση στην αποτελεσματικότητα του ανακτητή υψηλής θερμοκρασίας και κατ'επέκταση στην απόδοση του κύκλου, που βέβαια, σε αυτήν την περίπτωση ο εναλλάκτης θερμότητας επηρεάζεται ελάχιστα. Παρ' όλα αυτά, η βέλτιστη αποτελεσματικότητα παρουσιάζεται για 85,2% και για έναν λόγο μάζας επανασυμπίεσης $r = 0,4$ και με πίεση εξόδου στον συμπιεστή ίση με 20 MPa.



Σχήμα 4.5: Διάγραμμα θερμικού βαθμού απόδοσης κύκλου συναρτήσει του λόγου πίεσης για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης.

Το τελευταίο διάγραμμα της υποενότητας 4.2.1, αναφέρεται στο πως μεταβάλλεται ο βαθμός απόδοσης του κύκλου σχετικά με τον λόγο πίεσης για διαφορετικές τιμές λόγου μάζας επανασυμπίεσης σε ένα εύρος θερμοκρασιών (31,85 – 555 °C). Είναι αντιληπτό από την γραφική απεικόνιση ότι ο θερμοκός βαθμός απόδοσης παρουσιάζει εκθετική αύξηση, καθώς αυξάνεται αναλογικά με τον λόγο πίεσης και για τις τρεις περιπτώσεις του λόγου μάζας επανασυμπίεσης. Ειδικότερα, όσο μεγαλώνει ο λόγος πίεσης του κύκλου ισχύος, οι ισχύς εισόδου και εξόδου του κύκλου θα αυξάνονται. Στην προκείμενη μελέτη του κύκλου, η βέλτιστη απόδοση του κύκλου παρουσιάζεται για 47,7% για έναν λόγο μάζας επανασυμπίεσης $r = 0,4$ και λόγο πίεσης ίσο με 2,56.

Σημειώνεται ότι δεν ακολούθησε διάγραμμα απεικόνισης σχετικά με τον ψύκτη του κύκλου, καθώς η τιμή του παραμένει σταθερή για κάθε μεταβολή της πίεσης εξόδου του συμπιεστή.

4.2.2 Παραμετρική μελέτη λόγου πίεσης

Παρατίθενται τα αποτελέσματα για όλα τα θερμικά φορτία των εξαρτημάτων του κύκλου για τρεις διαφορετικές τιμές λόγου πίεσης με μεταβαλλόμενη τη υψηλή πίεση και σταθερή την χαμηλή πίεση σε συνδυασμό με διάφορες τιμές λόγους μάζας επανασυμπίεσης.

Πίνακας 4.15: Θερμοδυναμικοί παράμετροι και μεγέθη για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης και $r_p = 1,79$.

P_{max} (MPa)	P_{min} (MPa)	r	\dot{W}_c (kW)	\dot{W}_{rc} (kW)	\dot{W}_t (kW)	\dot{W}_{net} (kW)	\dot{Q}_{th} (kW)	\dot{Q}_{LTR} (kW)	\dot{Q}_{HTR} (kW)	\dot{Q}_{pc} (kW)	n_{th}	ϵ
14	7,8	0,1	-44,873	-14,202	364,210	296,041	949,962	727,776	1610,543	644,828	0,312	0,733
14	7,8	0,2	-39,887	-28,405	364,210	287,099	869,098	646,912	1691,407	573,181	0,330	0,770
14	7,8	0,3	-34,901	-42,607	364,210	278,158	788,234	566,048	1772,271	501,533	0,353	0,807
14	7,8	0,4	-29,916	-56,809	364,210	269,216	707,370	485,184	1853,135	429,886	0,381	0,844
14	7,8	0,5	-24,930	-71,012	364,210	260,274	626,506	404,320	1933,999	358,238	0,415	0,881
14	7,8	0,6	-19,944	-85,214	364,210	251,332	545,642	323,456	2014,863	286,590	0,461	0,917

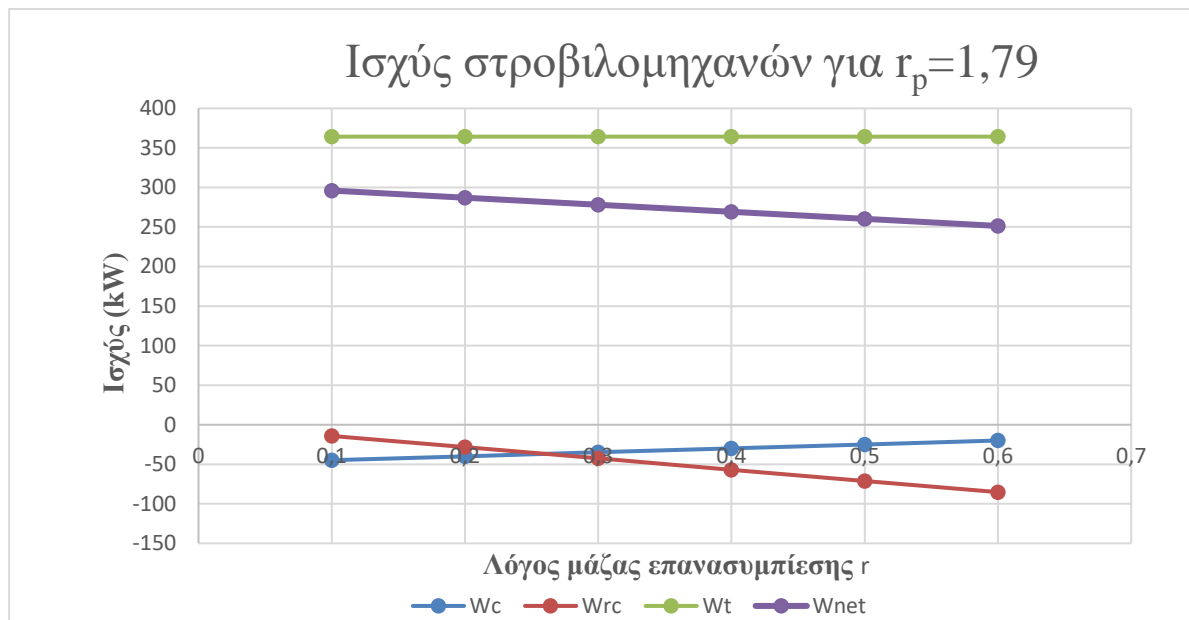
Πίνακας 4.16: Θερμοδυναμικοί παράμετροι και μεγέθη για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης και $r_p = 2,05$.

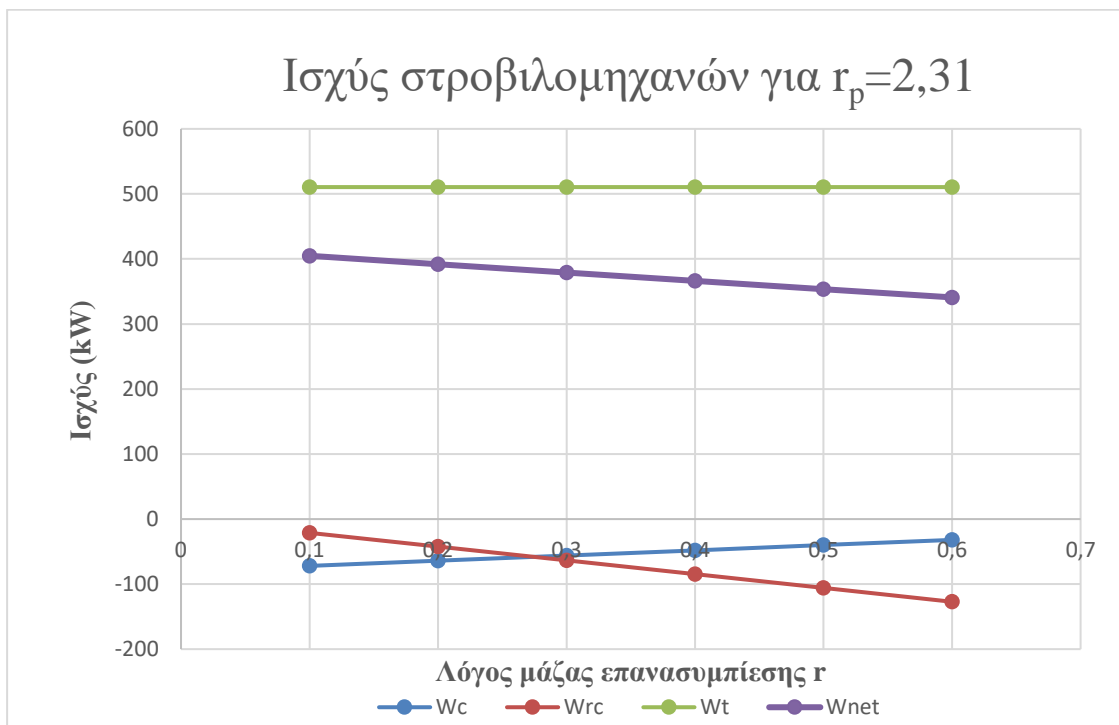
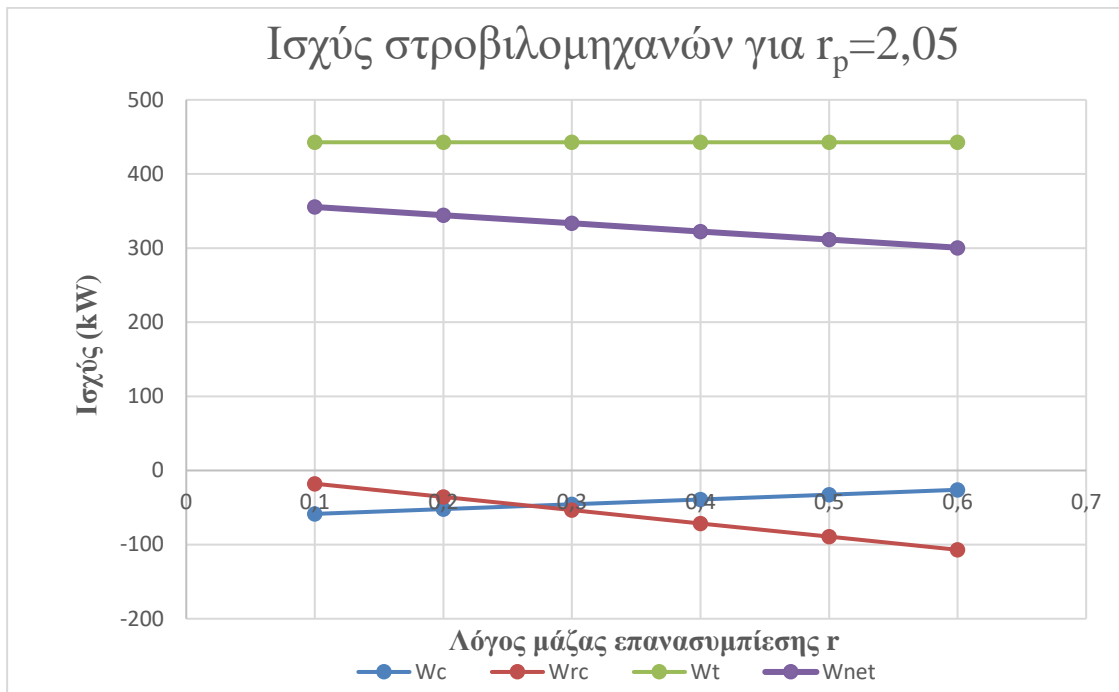
P_{max} (MPa)	P_{min} (MPa)	r	\dot{W}_c (kW)	\dot{W}_{rc} (kW)	\dot{W}_t (kW)	\dot{W}_{net} (kW)	\dot{Q}_{th} (kW)	\dot{Q}_{LTR} (kW)	\dot{Q}_{HTR} (kW)	\dot{Q}_{pc} (kW)	n_{th}	ϵ
16	7,8	0,1	-58,568	-17,834	442,765	355,445	1011,191	746,765	1506,119	644,828	0,352	0,726
16	7,8	0,2	-52,061	-35,668	442,765	344,456	928,217	663,791	1589,093	573,181	0,371	0,766
16	7,8	0,3	-45,553	-53,502	442,765	333,467	845,243	580,817	1672,067	501,533	0,395	0,806
16	7,8	0,4	-39,046	-71,335	442,765	322,479	762,269	497,843	1755,040	429,886	0,423	0,846
16	7,8	0,5	-32,538	-89,169	442,765	311,490	679,295	414,869	1838,014	358,238	0,459	0,886
16	7,8	0,6	-26,030	-107,003	442,765	300,501	596,322	331,895	1920,988	286,590	0,504	0,926

Πίνακας 4.17: Θερμοδυναμικοί παράμετροι και μεγέθη για διαφορετικούς λόγους μάζας επανασυμπίεσης και $r_p=2,31$.

P_{max} (MPa)	P_{min} (MPa)	r	\dot{W}_c (kW)	\dot{W}_{rc} (kW)	\dot{W}_t (kW)	\dot{W}_{net} (kW)	\dot{Q}_{th} (kW)	\dot{Q}_{LTR} (kW)	\dot{Q}_{HTR} (kW)	\dot{Q}_{pc} (kW)	n_{th}	ϵ
18	7,8	0,1	-72,021	-21,196	510,505	404,853	1062,117	763,568	1414,696	644,828	0,381	0,719
18	7,8	0,2	-64,018	-42,391	510,505	392,053	977,276	678,727	1499,537	573,181	0,401	0,763
18	7,8	0,3	-56,016	-63,587	510,505	379,253	892,435	593,886	1584,378	501,533	0,425	0,806
18	7,8	0,4	-48,014	-84,782	510,505	366,453	807,594	509,045	1669,219	429,886	0,454	0,849
18	7,8	0,5	-40,012	-105,978	510,505	353,653	722,753	424,204	1754,059	358,238	0,489	0,892
18	7,8	0,6	-32,009	-127,173	510,505	340,852	637,912	339,363	1838,900	286,590	0,534	0,935

Αρχικά, έχουμε τα προκύπτον διαγράμματα για τις στροβιλομηχανές του κύκλου (συμπίεστής, επανασυμπίεστής, στρόβιλος) για κάθε έναν από του λόγους πίεσης.

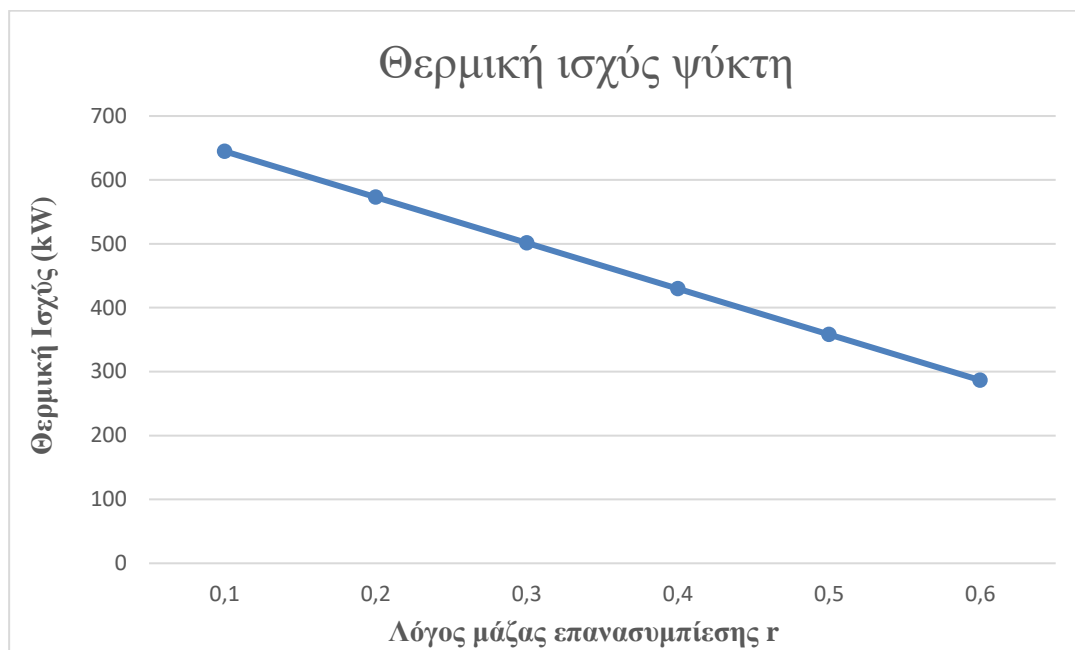




Σχήμα 4.6: Διαγράμματα ισχύος στροβιλομηχανών συναρτήσει του λόγου μάζας επανασυμπίεσης για διαφορετικούς λόγους πίεσης.

Στα παραπάνω διαγράμματα παρατηρούμε ότι και στις 3 διαφορετικές περιπτώσεις λόγων πίεσεων παρουσιάζεται παρόμοια διαμόρφωση κατανομής ισχύος των στροβιλομηχανών. Συγκεκριμένα, η κατανάλωση ισχύος από τους συμπιεστές εμφανίζεται, όπως και στα διαγράμματα συναρτήσει του λόγου πίεσης, στο τεταρτημόριο των αρνητικών τιμών όπου η μεταβολή τους είναι γραμμική, δηλαδή με την αύξηση του λόγου μάζας επανασυμπίεσης η ισχύς του κύριου συμπιεστή μειώνεται ενώ του επανασυμπιεστή αυξάνεται. Από το γεγονός αυτό, ο στρόβιλος παρουσιάζει μια

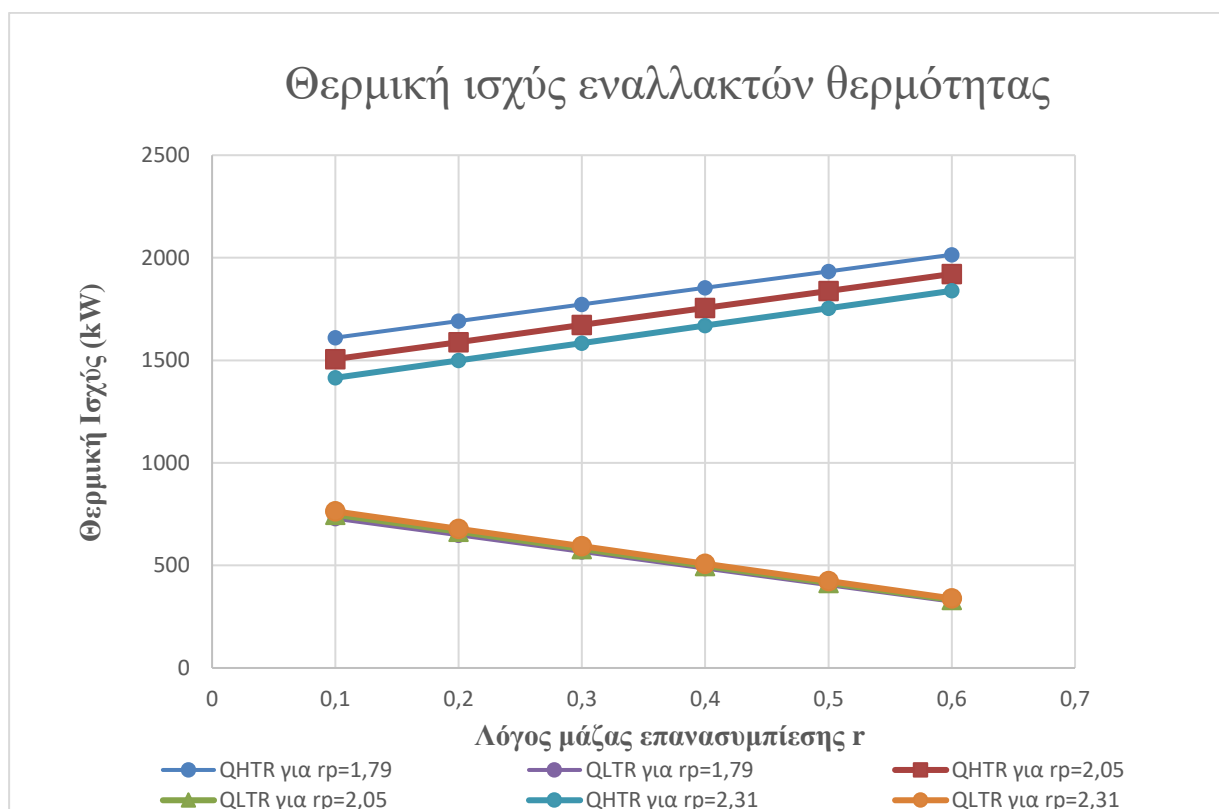
μέγιστη ισχύ εξόδου της τάξης του 510,505 kW έχοντας σταθερή τάση καθώς μεταβάλλετε ο λόγος μάζας επανασυμπίεσης για τον μεγαλύτερο λόγο πίεσης κύκλου (2,31). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα, το καθαρό έργο της γεννήτριας να παρουσιάζει μια πτωτική τάση με την αύξηση του λόγου μάζας επανασυμπίεσης.



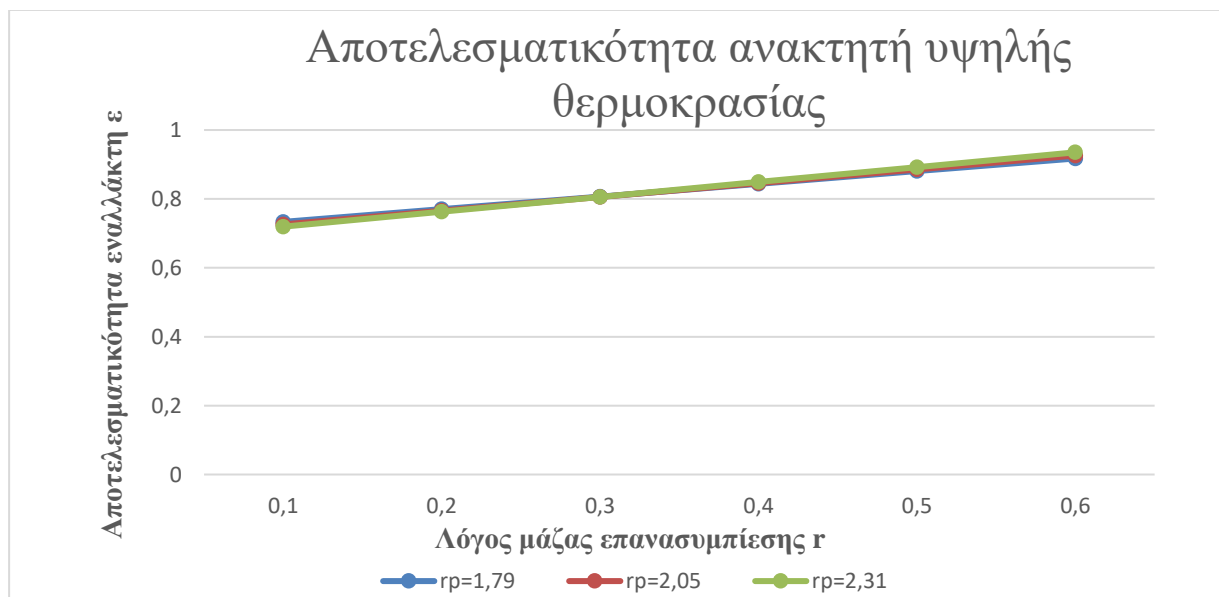
Σχήμα 4.7: Διαγράμμα θερμικής ισχύος ψύκτη συναρτήσει του λόγου μάζας επανασυμπίεσης για διαφορετικούς λόγους πίεσης.

Η θερμική ισχύς του ψύκτη μειώνεται γραμμικά με την αύξηση του λόγου μάζας επανασυμπίεσης, έχοντας την μέγιστη τιμή της για μάζα επανασυμπίεσης $r = 0,1$ και ίση με 644,828 kW και την ελάχιστη τιμή της για μάζα επανασυμπίεσης $r = 0,6$ και ίση με 286,580 kW, το οποίο βέβαια ισχύει για οποιονδήποτε λόγο πίεσης.

Στην συνέχεια, έχουμε την γραφική παράσταση σχετικά με τους δύο εναλλάκτες ανάκτησης θερμότητας. Όπως είχε σχολιασθεί στην παραμετρική μελέτη του λόγου μάζα επανασυμπίεσης για το αντίστοιχο διάγραμμα, έχουμε μια γραμμική μεταβολή τόσο για τον LTR όσο και για τον HTR, αλλά ισχύει το ανάποδο. Δηλαδή, όσο αυξάνεται ο λόγος μάζας επανασυμπίεσης η θερμική ισχύς του HTR αυξάνεται έως και 80 kW, ενώ η θερμική ισχύς του LTR, πέρα του ότι οι τιμές της οριακά συμπίπτουν με την αύξηση του r_p , μειώνεται επίσης έως και 80 kW. Έτσι, η θερμική ισχύς του HTR επηρεάζεται σε παρόμοιο βαθμό με τον LTR. Συγκεκριμένα, για λόγο μάζας επανασυμπίεσης $r = 0,6$ εμφανίζεται η μεγαλύτερη θερμική ισχύς του HTR 2014,863 kW, αλλά και η ελάχιστη θερμική ισχύς του LTR 323,456 kW για τον ίδιο λόγο πίεσης 1,79.

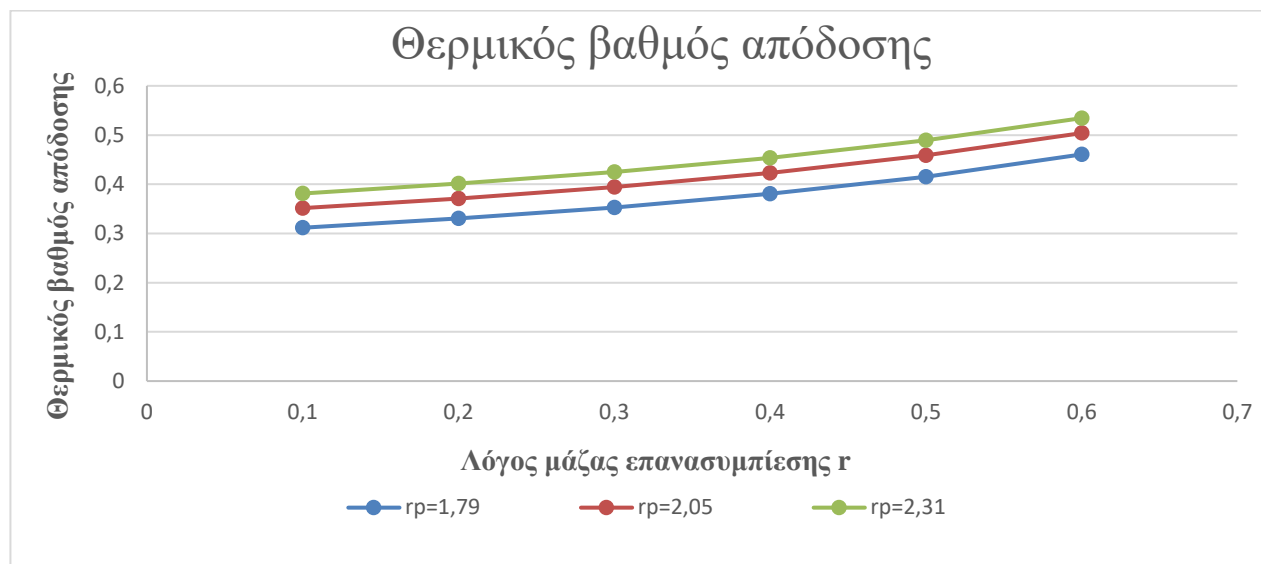


Σχήμα 4.8: Διάγραμμα θερμικής ισχύος εναλλακτών θερμότητας HTR και LTR συναρτήσει του λόγου μάζας επανασυμπίεσης για διαφορετικούς λόγους πίεσης.



Σχήμα 4.9: Διάγραμμα αποτελεσματικότητας HTR συναρτήσει του λόγου μάζας επανασυμπίεσης για διαφορετικούς λόγους πίεσης.

Η αποτελεσματικότητα του HTR παρουσιάζει περίπου τον ίδιο ρυθμό μεταβολής για τρεις διαφορετικούς λόγους πίεσης, καθώς αυξάνεται ο λόγος μάζας επανασυμπίεσης. Σε σύγκριση με την επιρροή της μέγιστης πίεσης εξόδου στην αποτελεσματικότητα του HTR που ήταν ελάχιστη (βλ. σχήμα 4.4), η μεταβολή στην προκειμένη περίπτωση μπορεί να είναι έως και 25% αυξανόμενη, παρουσιάζοντας έως και 93,5% αποτελεσματικότητα για έναν λόγο μάζας επανασυμπίεσης $r = 0,6$ και με τον μεγαλύτερο λόγο πίεσης 2,31.



Σχήμα 4.10: Διάγραμμα θερμικού βαθμού απόδοσης κύκλου συναρτήσει του λόγου πίεσης για διαφορετικούς λόγους πίεσης.

Η τελική γραφική παράσταση του κεφαλαίου, δείχνει πως μεταβάλλεται ο βαθμός απόδοσης του κύκλου σχετικά με τον λόγο μάζας επανασυμπίεσης για διαφορετικές τιμές λόγου πίεσης σε ένα εύρος θερμοκρασιών (31,85 – 555 °C). Πρόκειται για μια εκθετική αύξηση, καθώς αυξάνεται αναλογικά με τον λόγο μάζας επανασυμπίεσης και για τις τρεις περιπτώσεις του λόγου πίεσης. Επομένως, η απόδοση μπορεί να είναι $\geq 50\%$ τόσο για $r_p = 2,05$ όσο και $r_p = 2,31$ πράγμα που σημαίνει ότι μια παραμετρική μελέτη στον λόγο μάζας επανασυμπίεσης μπορεί να επιφέρει πιο επιθυμητά αποτελέσματα από τι μια παραμετρική μελέτη στον λόγο πίεσης του κύκλου.

5 Συμπεράσματα και προοπτικές

5.1 Συμπεράσματα

Η συνεχώς αυξανόμενη ενεργειακή ζήτηση σε συνδυασμό με τα πολλά περιβαλλοντικά προβλήματα που υφίστανται, αποτελούν μία από τις μεγαλύτερες προκλήσεις παγκοσμίως και χρήζουν αντιμετώπισης. Ήταν, επομένως, ανάγκη οι επιστήμονες και η κοινότητα να στραφούν, πέρα από την εκμετάλλευση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, και σε άλλες λύσεις που θα μπορούσαν να συμβάλλουν στην αντιμετώπιση των συχνών αυτών ζητημάτων. Έτσι, με την πάροδο των χρόνων αυξήθηκε η ζήτηση από πολιτικές οργανώσεις και ερευνητικά προγράμματα για τη διερεύνηση νέων κύκλων ισχύος αυξημένης απόδοσης με φιλικά προς το περιβάλλον εργαζόμενα ρευστά όπως το διοξείδιο του άνθρακα, που θα μπορούσαν να επιφέρουν περισσότερα οφέλη και δυνατότητες από τα παραδοσιακά συστήματα ισχύος. Ένας τέτοιος κύκλος είναι ο κλειστός κύκλος Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα, ο οποίος εξετάστηκε στην διπλωματική εργασία δίνοντας έμφαση στην αποδοτικότερη διάταξη του, την επανασυμπίεση. Εξαιτίας της καινοτομίας του κύκλου s-CO₂ και της συνεχόμενης εξέλιξης του τα τελευταία χρόνια, η διερεύνηση των δυνατών σημείων και πλεονεκτημάτων του κύκλου είχε ως σκοπό την πλήρη εξέταση του τόσο θεωρητικά όσο και

υπολογιστικά αποτελώντας σημαντικό στόχο της εργασίας προς επίτευξη, υιοθετώντας παράλληλα αρκετά ενδιαφέροντα ζητήματα προς συζήτηση.

Οι στόχοι τη διπλωματικής εργασίας που προσδιορίστηκαν ήταν σαφείς και πραγματοποιήθηκαν στο έπακρο, αφού με την επιτέλεση βασικών μεθοδολογικών βημάτων οδήγησαν σε αποτελέσματα και γραφικές παραστάσεις, πλήρως συμβατά με εμπειρικές μελέτες τρίτων. Ειδικότερα, αφού σχεδιάστηκε στο πρόγραμμα προσομοίωσης COCO ο κλειστός κύκλος Brayton s-CO₂ με επανασυμπίεση στη συνέχεια μοντελοποιήθηκε θερμοδυναμικά, όπου το υπολογιστικό μέρος διαιρέθηκε σε δύο μέρη με έμμεση συσχέτιση μεταξύ τους. Με την ολοκλήρωση της μελέτης και της εξαγωγής αποτελεσμάτων για κάθε μία από τις διεργασίες του κύκλου, στην συνέχεια έγινε υπολογισμός των θερμικών φορτίων για όλες τις συνιστώσες του κύκλου και εκτιμήθηκε η θερμική απόδοση του συστήματος. Εν τέλει, συγκρίθηκαν με πειραματικά αποτελέσματα που είχαν πραγματοποιηθεί σε ερευνητικά ινστιτούτα και αξιολογήθηκαν έτσι ώστε να εκτιμηθεί ο θερμικός βαθμός απόδοσης. Επακολούθησε παραμετρική μελέτη του κύκλου για τρεις διαφορετικές περιπτώσεις σχετικά με τον λόγο πίεσης και τον λόγο μάζας επανασυμπίεσης του κύκλου, διατηρώντας σταθερή την συνολική παροχή μάζας του υπερκρίσιμου διοξειδίου του άνθρακα. Με αυτόν τον τρόπο, με την αλλαγή δηλαδή της πίεσης εξόδου των δύο συμπίεστων και του λόγου μάζας επανασυμπίεσης, έγινε αντιληπτή η επίδραση των ρυθμών μεταφοράς θερμότητας και των έργων και τελικά, της επίδρασης του κύκλου σε ένα εύρος θερμοκρασιών (31,85 – 555 °C) χρησιμοποιώντας τα εργαλεία REFPROP και Microsoft Excel.

Τα αποτελέσματα μελέτης του κύκλου έδειξαν απόδοση 44,2% και λόγο μάζας επανασυμπίεσης 22% όπου σύμφωνα με την σύγκριση που έγινε αλλά και μέσω βιβλιογραφικής αναζήτησης με τον μέσο όρο βαθμού απόδοσης σε έναν τέτοιο κύκλο να είναι στο (45 - 50)% από ανάλογες μελέτες, ο κύκλος της προκειμένης μελέτης μπορεί να αποδώσει σε υψηλά επίπεδα για μια εφαρμογή σε ένα φάσμα υψηλών θερμοκρασιών, αλλά βέβαια υπάρχουν ακόμα περιθώρια εξέλιξης του κύκλου και βελτίωσης της απόδοσης. Ωστόσο, σχετικά με τα εργαλεία που χρησιμοποιήθηκαν για να μοντελοποιηθεί ο κύκλος, υπάρχουν σίγουρα πιο αναλυτικά και εξειδικευμένα μοντέλα τα όποια υπερτερούν του Microsoft Excel παρέχοντας περισσότερη ακρίβεια, όπως είναι το Engineering Equation Solvers (EES), MATLAB, Aspen HYSYS. Σχετικά με τις γραφικές απεικονίσεις που αναλύθηκαν πλήρως κάτω από το κάθε γράφημα μεμονωμένα, το κύριο συμπέρασμα που απορρέει είναι ότι και οι δύο αυτοί παράμετροι, λόγος πίεσης και λόγος μάζας επανασυμπίεσης, επιφέρουν επιρροές στο κύκλο και παίζουν σημαντικό ρόλο στην απόδοση του. Ωστόσο, κατά την παραμετρική ανάλυση κατά r , όσο αυξάνεται ο λόγος πίεσης τα έργα των στροβιλομηχανών αυξάνονται, προσφέροντας υψηλές τιμές ισχύς εξόδου γεννήτριας βελτιώνοντας την απόδοση του κύκλου και όσο αναφορά για τους εναλλάκτες θερμότητας, μονάχα ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας του ανακτητή χαμηλής θερμοκρασίας αυξάνεται. Κατά την παραμετρική ανάλυση κατά r_p , ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας στον ψύκτη παρουσιάζει πάλι πτωτική πορεία όπως στην παραμετρική ανάλυση κατά r . Αντίστοιχη πτωτική πορεία παρουσιάζεται στο θερμικό φορτίο του ανακτητή χαμηλής θερμοκρασίας και στο έργο του κύριου συμπίεστη, ενώ τα έργα επανασυμπίεστη, στροβίλου και το θερμικό φορτίο ανακτητή υψηλής θερμοκρασίας παρουσιάζουν ανοδική πορεία. Και οι δύο παραμετρικές μελέτες παρουσιάζουν ποσοτικά αποτελέσματα, όμως στη δεύτερη περίπτωση η βέλτιστη απόδοση φτάνει έως και 53,4% για τις μέγιστες τιμές των $r_p = 2,31$ και $r = 0,6$. Και στις δύο περιπτώσεις, εκλαμβάνονται μικρές τιμές έργων συμπίεστων που σημαίνει ότι το έργο στροβίλου μεγαλώνει όποτε και η απόδοση του συστήματος βελτιώνεται.

Τέλος, κατά την χρήση του REFPROP και στα δύο μέρη του υπολογιστικής μεθοδολογίας το υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα αντιμετωπίστηκε ως πραγματικό ρευστό για όλες τις διεργασίες του κύκλου επανασυμπίεσης και για αυτό τον λόγο μας ενδιέφερε παρά μόνο το γινόμενο:

$$\dot{m}_{s-CO_2} \cdot \Delta h$$

Επίσης, η γνωστή ισεντροπική σχέση που συνδέει τις θερμοκρασίες και τις πιέσεις πριν και μετά την συμπίεση ή την εκτόνωση δεν χρησιμοποιήθηκε:

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{1}{n_{is}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]$$

5.2 Προοπτικές

Ολοκληρώνοντας την διπλωματική εργασία, θα αποσαφηνιστούν κάποιες βελτιώσεις και προοπτικές που μπορούν να γίνουν. Ο κύκλος επανασυμπίεσης με s-CO₂ μελετήθηκε στην πιο απλή του μορφή, αφού:

- 1) Δεν ορίστηκε ένα δεύτερο ψυκτικό υγρό κυκλοφορίας που να διοχετεύετε μαζί με το υπερκρίσιμο του άνθρακα στους εναλλάκτες θερμότητας με αποτέλεσμα οι υπολογισμοί να είναι πιο απλοϊκοί.
- 2) Δεν λήφθηκαν δύο διαφορετικές τιμές αποτελεσματικότητας στους εναλλάκτες θερμότητας υψηλής και χαμηλής θερμοκρασίας, το οποίο ίσως θα βοηθούσε να προσεγγιστεί καλύτερα και με διαφορετικό τρόπο η διαδικασία υπολογισμού των ρυθμών μεταφοράς θερμότητας.
- 3) Δεν αξιοποιήθηκαν τα κριτήρια της πηγής θερμότητας που θεωρήθηκε στο σύστημα και δεν δόθηκε ιδιαίτερη βάση σε αυτό το δεδομένο, διότι για κάθε πηγή θερμότητας που συνδυάζεται με έναν τέτοιο κύκλο υπάρχουν πολλοί τρόποι επιλογής τους, άλλα και διαφορετικοί τρόποι διαχείρισης σημαντικών στοιχείων τους από τους ερευνητές.
- 4) Δεν χρησιμοποιήθηκαν θερμοδυναμικές εξισώσεις του δεύτερου θερμοδυναμικού νόμου με σκοπό την ανάλυση της εξέργειας και της μη αναστρεψιμότητας του κύκλου.

Παρόλα αυτά, τα αποτελέσματα που εξήχθησαν ήταν εξίσου καλά και ίσως σε μετέπειτα εργασίες, θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν ως εγχείρημα για πιο εξειδικευμένες μελέτες ή έστω με την βοήθεια αυτών να υπάρξει κάποια περαιτέρω ανάλυση στον σχεδιασμό ενός εκ των συνιστωσών του κύκλου (π.χ. συμπιεστής). Επίσης, θα μπορούσε να υλοποιηθεί μια προσομοίωση του κύκλου και να συγκριθούν με τις αντίστοιχα υπολογιστικές τιμές, έτσι ώστε να διερευνηθεί η διακύμανση των τιμών και να ελεγχθεί κατά πόσο έγκυρες και ακριβείς είναι. Τέλος, θα μπορούσε να γίνει και μια οικονομική αξιολόγηση του συστήματος. Ένας τέτοιος κύκλος ισχύος κερδίζει το ενδιαφέρον όλο και περισσότερων ερευνητικών ιδρυμάτων να ασχοληθούν με τον κύκλο ισχύος s-CO₂ και να βοηθήσουν σε διάφορες προκλήσεις που απασχολούν πολλούς επιστήμονες όπως η επιλογή συγκεκριμένων υλικών που να είναι συμβατά και ανθεκτικά όταν έρχονται σε επαφή με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα.

6 Βιβλιογραφία

- [1] A. Cavallini και C. Zilio, ‘Carbon dioxide as a natural refrigerant’, *Int. J. Low-Carbon Technol.*, τ. 2, τχ. 3, σσ. 225–249, Ιουλίου 2007, doi: 10.1093/ijlct/2.3.225.
- [2] P. Maina και Z. Huan, ‘A review of carbon dioxide as a refrigerant in refrigeration technology’, *South Afr. J. Sci.*, τ. 111, τχ. 9/10, σ. 10, Σεπτεμβρίου 2015, doi: 10.17159/sajs.2015/20140258.
- [3] ‘CO2 In Refrigeration Applications | ACHR News’. Ημερομηνία πρόσβασης: 3 Νοέμβριος 2023. [Εκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.achrnews.com/articles/91002-co2-in-refrigeration-applications>
- [4] K. Allen, ‘CO2: Pros, Cons, & Comparisons to Other Refrigerants | Super Radiator Coils’. Ημερομηνία πρόσβασης: 3 Νοέμβριος 2023. [Εκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.superradiatorcoils.com/blog/co2-pros-cons-comparisons>
- [5] J. Yu, ‘Why CO2 is the Most Promising Refrigerant in the Cooling Industry’. Ημερομηνία πρόσβασης: 3 Νοέμβριος 2023. [Εκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://blog.isa.org/why-co2-is-the-most-promising-refrigerant-in-the-cooling-industry>
- [6] P. Neksa, ‘CO2 heat pump systems’, *Int. J. Refrig.*, τ. 25, τχ. 4, σσ. 421–427, Ιουνίου 2002, doi: 10.1016/S0140-7007(01)00033-0.
- [7] H. Tian, Z. Yang, M. Li, και Y. Ma, ‘Research and application of CO2 refrigeration and heat pump cycle’, *Sci. China Ser. E Technol. Sci.*, τ. 52, τχ. 6, σσ. 1563–1575, Ιουνίου 2009, doi: 10.1007/s11431-009-0175-4.
- [8] ‘Search | Danfoss’. Ημερομηνία πρόσβασης: 17 Νοέμβριος 2023. [Εκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: https://www.danfoss.com/en/search/?query=Save%20energy%20and%20protect%20the%20environment%20with%20our%20CO2%20solutions&pageSize=10&filter=documentationLanguage%3Aen_en%2CdocumentationArchived%3Afalse&page=1
- [9] N. Abas, A. R. Kalair, N. Khan, A. Haider, Z. Saleem, και M. S. Saleem, ‘Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review’, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, τ. 90, σσ. 557–569, Ιουλίου 2018, doi: 10.1016/j.rser.2018.03.099.
- [10] C. a Sly και PE, ‘Industrial Refrigeration Basics: Synthetic vs. Natural Refrigerants’, Stellar Food for Thought. Ημερομηνία πρόσβασης: 3 Νοέμβριος 2023. [Εκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://stellarfoodforthought.net/industrial-refrigeration-basics-synthetic-vs-natural-refrigerants/>
- [11] ‘Module 47: Going transcritical with CO2’, CIBSE Journal. Ημερομηνία πρόσβασης: 3 Νοέμβριος 2023. [Εκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.cibsejournal.com/cpd/modules/2012-12/>
- [12] ‘World Guide to Transcritical CO2 Refrigeration by shecco - Issuu’. Ημερομηνία πρόσβασης: 17 Νοέμβριος 2023. [Εκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://issuu.com/shecco/docs/r744-guide>
- [13] S. Shape, ‘Εμπορική ψύξη με CO2’, Ο Ψυκτικός. Ημερομηνία πρόσβασης: 7 Νοέμβριος 2023. [Εκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://opsiktikos.gr/blog/εμπορική-ψύξη-με-co2/>
- [14] B. Yu, J. Yang, D. Wang, J. Shi, και J. Chen, ‘An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO2 refrigeration cycle’, *Energy*, τ. 189, σ. 116147, Δεκεμβρίου 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.116147.
- [15] INTARCON, ‘Transcritical CO2 refrigeration’, INTARCON. Ημερομηνία πρόσβασης: 7 Νοέμβριος 2023. [Εκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.intarcon.com/en/transcritical-co2-refrigeration/>
- [16] ‘CO2 capture technologies | Climate Technology Centre & Network | Tue, 11/08/2016’. Ημερομηνία πρόσβασης: 7 Νοέμβριος 2023. [Εκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.ctc-n.org/technologies/co2-capture-technologies>
- [17] ‘Global Carbon’. Ημερομηνία πρόσβασης: 17 Νοέμβριος 2023. [Εκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://status22.globalccsinstitute.com/>
- [18] ‘Net Zero Teesside’, Teesworks: The UK’s Largest Freeport. Ημερομηνία πρόσβασης: 7 Νοέμβριος 2023. [Εκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.teesworks.co.uk/the-development/zones/net-zero-teesside>

- [19] ‘Net Zero Teesside | About NZT Power’, Net Zero Teesside. Ημερομηνία πρόσβασης: 7 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.netzeroteesside.co.uk/project/>
- [20] B. T. Austin και K. Sumathy, ‘Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review’, *Renew. Sustain. Energy Rev.*, τ. 15, τχ. 8, σσ. 4013–4029, Οκτωβρίου 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.07.021.
- [21] G. Bianchi, G. Besagni, S. A. Tassou, και C. N. Markides, ‘Overview and outlook of research and innovation in energy systems with carbon dioxide as the working fluid’, *Appl. Therm. Eng.*, τ. 195, σ. 117180, Αυγούστου 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117180.
- [22] ‘A Heat Pump Using Carbon Dioxide as the Refrigerant’, BuildingGreen. Ημερομηνία πρόσβασης: 7 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.buildinggreen.com/blog/heat-pump-using-carbon-dioxide-refrigerant>
- [23] ‘About CO2 Heat Pumps - Technical information’. Ημερομηνία πρόσβασης: 7 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.hengdatech.net/about-co2-heat-pumps/>
- [24] *Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (SCO2) Based Power Cycles*. Ημερομηνία πρόσβασης: 7 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://books.apple.com/gb/book/fundamentals-and-applications-of-supercritical/id1149166363>
- [25] E. Wang, N. Peng, και M. Zhang, ‘System Design and Application of Supercritical and Transcritical CO2 Power Cycles: A Review’, *Front. Energy Res.*, τ. 9, σ. 723875, Νοεμβρίου 2021, doi: 10.3389/fenrg.2021.723875.
- [26] G. Liao κ.ά., ‘Effects of technical progress on performance and application of supercritical carbon dioxide power cycle: A review’, *Energy Convers. Manag.*, τ. 199, σ. 111986, Νοεμβρίου 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.111986.
- [27] M. T. White, G. Bianchi, L. Chai, S. A. Tassou, και A. I. Sayma, ‘Review of supercritical CO2 technologies and systems for power generation’, *Appl. Therm. Eng.*, τ. 185, σ. 116447, Φεβρουαρίου 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116447.
- [28] P. Wu κ.ά., ‘A review of research and development of supercritical carbon dioxide Brayton cycle technology in nuclear engineering applications’, *Nucl. Eng. Des.*, τ. 368, σ. 110767, Νοεμβρίου 2020, doi: 10.1016/j.nucengdes.2020.110767.
- [29] A. Yu, W. Su, X. Lin, και N. Zhou, ‘Recent trends of supercritical CO2 Brayton cycle: Bibliometric analysis and research review’, *Nucl. Eng. Technol.*, τ. 53, τχ. 3, σσ. 699–714, Μαρτίου 2021, doi: 10.1016/j.net.2020.08.005.
- [30] F. Crespi, G. Gavagnin, D. Sánchez, και G. S. Martínez, ‘Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: A review’, *Appl. Energy*, τ. 195, σσ. 152–183, Ιουνίου 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.02.048.
- [31] V. Dostal, ‘A supercritical carbon dioxide cycle for next generation nuclear reactors’, Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2004. Ημερομηνία πρόσβασης: 7 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://dspace.mit.edu/handle/1721.1/17746>
- [32] Y. Ahn κ.ά., ‘Review of supercritical CO2 power cycle technology and current status of research and development’, *Nucl. Eng. Technol.*, τ. 47, τχ. 6, σσ. 647–661, Οκτωβρίου 2015, doi: 10.1016/j.net.2015.06.009.
- [33] Y. Liu, Y. Wang, και D. Huang, ‘Supercritical CO2 Brayton cycle: A state-of-the-art review’, *Energy*, τ. 189, σ. 115900, Δεκεμβρίου 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.115900.
- [34] J. Xu κ.ά., ‘Perspective of S–CO2 power cycles’, *Energy*, τ. 186, σ. 115831, Νοεμβρίου 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.07.161.
- [35] ‘Types of Brayton Cycle - Open - Closed - Reverse Cycle’, Nuclear Power. Ημερομηνία πρόσβασης: 7 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.nuclear-power.com/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-cycles/brayton-cycle-gas-turbine-engine/types-of-brayton-cycle-open-closed-reverse-cycle/>
- [36] ‘Difference between Open Cycle Gas Turbine and Closed Cycle Gas Turbine’. Ημερομηνία πρόσβασης: 7 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.tutorialspoint.com/difference-between-open-cycle-gas-turbine-and-closed-cycle-gas-turbine>
- [37] ‘Γκούντας Απόστολος (2019 Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας) Σχεδιασμός και μοντελοποίηση εναλλακτών θερμότητας τύπου τυπωμένου κυκλώματος και φυγοκεντρικού συμπιεστή για κύκλους ισχύους με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα’. Ημερομηνία πρόσβασης: 12 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://freader.ekt.gr/eadd/index.php?doc=45657&lang=el>

- [38] Γ.-P. Κ. Αρετής, 'Σχεδιασμός και ανάλυση φυγοκεντρικού συμπιεστή για κλειστό κύκλο Brayton με υπερκρίσιμο διοξείδιο του άνθρακα', bachelorThesis, 2018. Ημερομηνία πρόσβασης: 16 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <http://ir.lib.uth.gr/xmlui/handle/11615/49088>
- [39] H. J. Yoon, Y. Ahn, J. I. Lee, και Y. Addad, 'Potential advantages of coupling supercritical CO₂ Brayton cycle to water cooled small and medium size reactor', *Nucl. Eng. Des.*, τ. 245, σσ. 223–232, Απριλίου 2012, doi: 10.1016/j.nucengdes.2012.01.014.
- [40] M.-J. Li, H.-H. Zhu, J.-Q. Guo, K. Wang, και W.-Q. Tao, 'The development technology and applications of supercritical CO₂ power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries', *Appl. Therm. Eng.*, τ. 126, σσ. 255–275, Νοεμβρίου 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.07.173.
- [41] 'Home | The European Conference on Supercritical CO₂'. Ημερομηνία πρόσβασης: 18 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.sco2.eu/>
- [42] L. Dawson, C. Mendez-Cruz, M. Carlson, D. Fleming, και G. Rochau, 'Integrated Cyber/Physical Impact Analysis to secure US Critical Infrastructure', SAND--2016-8203, 1761819, 671240, Αυγούστου 2016. doi: 10.2172/1761819.
- [43] Q. Zhu, 'Power generation from coal using supercritical CO₂ cycle'.
- [44] S. Spazzoli, 'Supercritical CO₂ Power Cycle for Solar Applications: Thermodynamic Analysis and 1D Turbomachinery Design', 2016, Ημερομηνία πρόσβασης: 16 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid%3A466260b5-24eb-4979-912d-5c2080370021>
- [45] 'Waste Heat Recovery Power Generation | Echogen Power Systems'. Ημερομηνία πρόσβασης: 12 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.echogen.com/>
- [46] S. Wright, R. Radel, M. Vernon, P. Pickard, και G. Rochau, 'Operation and analysis of a supercritical CO₂ Brayton cycle.', SAND2010-0171, 984129, Σεπτεμβρίου 2010. doi: 10.2172/984129.
- [47] 'Step Demo', GTI Energy. Ημερομηνία πρόσβασης: 19 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.gti.energy/step-demo/>
- [48] J.-Q. Guo κ.ά., 'A systematic review of supercritical carbon dioxide(S-CO₂) power cycle for energy industries: Technologies, key issues, and potential prospects', *Energy Convers. Manag.*, τ. 258, σ. 115437, Απριλίου 2022, doi: 10.1016/j.enconman.2022.115437.
- [49] R. Allam κ.ά., 'Demonstration of the Allam Cycle: An Update on the Development Status of a High Efficiency Supercritical Carbon Dioxide Power Process Employing Full Carbon Capture', *Energy Procedia*, τ. 114, σσ. 5948–5966, Ιουλίου 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.1731.
- [50] Y. H. Fan, G. H. Tang, X. L. Li, και D. L. Yang, 'General and unique issues at multiple scales for supercritical carbon dioxide power system: A review on recent advances', *Energy Convers. Manag.*, τ. 268, σ. 115993, Σεπτεμβρίου 2022, doi: 10.1016/j.enconman.2022.115993.
- [51] 'Home - Diffusion Bonded Heat Exchangers and Support', Heatric. Ημερομηνία πρόσβασης: 12 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.heatric.com/>
- [52] 'the CAPE-OPEN Laboratories Network | Expanding Process Modelling Capability through Software Interoperability Standards'. Ημερομηνία πρόσβασης: 12 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.colan.org/>
- [53] J. van Baten, 'Ross Taylor, Clarkson University'.
- [54] 'COCO - the CAPE-OPEN to CAPE-OPEN simulator'. Ημερομηνία πρόσβασης: 12 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.cocosimulator.org/index.html>
- [55] A. A. Gkountas, A. M. Stamatelos, και A. I. Kalfas, 'Recuperators investigation for high temperature supercritical carbon dioxide power generation cycles', *Appl. Therm. Eng.*, τ. 125, σσ. 1094–1102, Οκτωβρίου 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.07.092.
- [56] S. Banik, S. Ray, και S. De, 'Thermodynamic modelling of a recompression CO₂ power cycle for low temperature waste heat recovery', *Appl. Therm. Eng.*, τ. 107, σσ. 441–452, Αυγούστου 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.06.179.
- [57] M. P. Vittitow, 'Supercritical CO₂ Brayton Cycles'.
- [58] S. E. Zitney και E. Liese, 'Design and Operation of a 10 MWe Supercritical CO₂ Recompression Brayton Power Cycle', National Energy Technology Laboratory (NETL), Pittsburgh, PA, Morgantown, WV (United States), NETL-PUB-20474, Απριλίου 2016. Ημερομηνία πρόσβασης: 17 Νοέμβριος 2023. [Έκδοση σε ψηφιακή μορφή]. Διαθέσιμο στο: <https://www.osti.gov/biblio/1507773>