



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**«ΜΕΛΕΤΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑΣ
ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΜΕ
ΥΓΡΟΠΟΙΗΜΕΝΟ ΑΕΡΑ»**

Της Φοιτήτριας

Μαρίας-Αλίκης Ευστρατιάδη

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Ιούλιος 2015

ΠΡΟΛΟΓΟΣ-ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Η παρούσα εργασία έχει ως θέμα τη μελέτη συστημάτων αποθήκευσης ενέργειας με υγροποιημένο αέρα και κατατέθηκε ως Διπλωματική Εργασία κατά το θερινό εξάμηνο του 2015 στο τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον καθηγητή μου Δρ. Σωτήριο Καρέλλα για την καθοδήγησή του καθ' όλη τη διάρκεια της εκπόνησης της εργασίας καθώς και τους υποψήφιους διδάκτορες του εργαστηρίου Ατμοπαραγωγών και Λεβήτων για τις πολύτιμες συμβουλές τους όποτε αυτές ήταν απαραίτητες. Ευχαριστώ ακόμα θερμά την οικογένεια μου και τους φίλους μου για τη βοήθεια και την ψυχολογική υποστήριξη που μου παρείχαν όλο αυτό το διάστημα.

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η ολοένα αυξανόμενη διείσδυση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στα δίκτυα ηλεκτροπαραγωγής ανά τον κόσμο, έχει οδηγήσει στην ανάγκη δέσμευσης ενέργειας όταν η παραγωγή της ξεπερνάει τα επίπεδα ζήτησης, αποθήκευσής της και επαναπρόσδοσής της στο δίκτυο στην αντίστροφη περίπτωση. Μια ιδανική τεχνολογία αποθήκευσης ενέργειας πρέπει να έχει μεγάλη δυνατότητα αποθήκευσης, να είναι απαλλαγμένη από γεωγραφικούς περιορισμούς και να έχει χαμηλό κόστος και μεγάλη διάρκεια ζωής. Η τεχνολογία υγροποιημένου αέρα που βρίσκεται στα πρώτα στάδια μελέτης και ανάπτυξης, αναμένεται ότι πληρεί τις παραπάνω απαιτήσεις και επιλέγεται να μελετηθεί ως αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Μια εγκατάσταση αποθήκευσης ενέργειας με υγροποιημένο αέρα, αποτελείται κυρίως από τρία επιμέρους τμήματα, ένα σύστημα υγροποίησης αέρα όπου καταναλώνεται ενέργεια, μια διάταξη αποθήκευσης του υγρού αέρα και ένα σύστημα εκτόνωσής του σε στρόβιλο στον οποίον παράγεται τελικά ένα ποσοστό της ενέργειας που καταναλώνεται στο πρώτο σύστημα. Με τη χρήση του προγράμματος ASPEN plus, σχεδιάστηκε μοντέλο προσομοίωσης μιας τέτοιας διάταξης ώστε να μελετηθεί ως προς την απόδοσή της και την ικανότητα αποθήκευσης ενέργειας. Διατηρώντας τον κύκλο υγροποίησης αέρα, σχεδιάστηκαν διαφορετικά μοντέλα του κύκλου παραγωγής ενέργειας, με επιπλέον πρόσδοση ισχύος κατά την αποτόνωση και με συνδυασμένο κύκλο με αεριοστρόβιλο. Χρησιμοποιώντας ενδεικτικές τιμές για τα στοιχεία που απαρτίζουν τα παραπάνω συστήματα, έγινε και μια προσεγγιστική ανάλυση του κόστους τους ώστε να είναι πληρέστερη η τελική σύγκριση των διαφορετικών μοντέλων που σχεδιάστηκαν.

Σχεδιάστηκε αρχικά, κύκλος εγκατεστημένης ισχύος φόρτισης 1 MW περίπου, με δυνατότητα παραγωγής 7 MWh κατά την αποφόρτιση του συστήματος. Ο βαθμός απόδοσης του συστήματος αυτού, υπολογίστηκε περίπου 45 % με δυνατότητα ανάκτησης 11 % της ενέργειας που καταναλώνεται κατά τη φόρτιση. Τα ποσοστά αυτά αν και συμφωνούν με τη βιβλιογραφία θεωρήθηκαν αρκετά χαμηλά για ένα σύστημα αποθήκευσης ενέργειας. Με την επιπλέον πρόσδοση ισχύος κατά την αποτόνωση του αέρα ο βαθμός απόδοσης του συστήματος προσεγγίζει το 55 % ενώ το ποσοστό αποθήκευσης το 15 %. Εξετάζοντας τέλος το συνδυασμό του κύκλου υγροποίησης και αποτόνωσης αέρα με αεριοστρόβιλο και με την παράλληλη εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων αυτού, διαπιστώνεται ότι τα ποσοστά αυτά εκτοξεύονται. Χρησιμοποιώντας τυπικό αεριοστρόβιλο υψηλής ισχύος, ο βαθμός απόδοσης του συνδυασμένου κύκλου ξεπερνά ακόμα και το 90 % με δυνατότητα ανάκτησης ενέργειας σε ποσοστό κοντά στο 60 %. Το ύψος της απαιτούμενης επένδυσης για την κατασκευή των παραπάνω συστημάτων εκτιμήθηκε στα (650 – 900)€/kW για τους απλούς κύκλους ενώ το ποσό αυτό αγγίζει τα 1300 €/kW στους συνδυασμένους κύκλους με αεριοστρόβιλο. Αντίστοιχα, το κόστος ηλεκτροπαραγωγής από τα παραπάνω συστήματα κυμαίνεται στα (20 – 40)€/MWh ποσό που ανταγωνίζεται τις ήδη υπάρχουσες τεχνολογίες. Τα παραπάνω κόστη δίνουν μετά από ανάλυση ικανοποιητικές τιμές στους οικονομικούς δείκτες IRR και NPV καθιστώντας τα συστήματα ικανά να θεωρηθούν βιώσιμα.

Με την παρούσα εργασία παρουσιάζεται ολοκληρωμένα η τεχνολογία αποθήκευσης ενέργειας με υγροποιημένο αέρα, τόσο όσον αφορά την ενεργειακή της ανάλυση όσο και τη βιωσιμότητα μιας ανάλογης επένδυσης. Ωστόσο θεωρείται απαραίτητη μια πιο αναλυτική μελέτη κάθε στοιχείου ξεχωριστά ώστε να είναι εφικτή η πρακτική εφαρμογή των κύκλων που μελετήθηκαν.

ABSTRACT

As the intermittency of renewable energy sources in the energy supply grid continues to grow, there has been a growing demand for a way to capture energy when electricity production exceeds demand, store it, and reuse it when demand is higher than supply. An ideal energy storage technology would have no geographical constraints, a high storage potential and would be of low functional costs and long life cycle. Liquid Air Energy Storage (LAES) technology appears to meet those demands and thus it is studied in the present thesis.

A LAES system is mainly composed of three independent systems, an air liquefaction unit, a liquid air storage unit and an evaporation unit where liquid air expands in a cryogenic turbine and energy is produced. The storage efficiency of the system is the amount of energy produced in the expansion cycle, to the energy consumed in the liquefaction cycle. For the present study, a model of a LAES system was designed in the simulation environment of ASPEN plus, in order to acquire sufficient results about the round-trip efficiency and the storage capacity of such a system. In the model the liquefaction cycle that was designed remained unchanged and was combined with several expansion cycles. In the basic evaporation cycle only ambient heat is used whereas in the rest, additional heat is introduced in the evaporation system or else the system is combined with a typical gas turbine. In the latter scenario waste heat from the exhaust gas of the turbine is also used to enhance the efficiency of the expansion cycle.

As a basic model, an expansion cycle of 7 *MWh* approximately was designed, where only ambient heat is used. The round-trip efficiency of the system was 45 % approximately and the storage efficiency didn't exceed the level of 12 %. When additional heat is introduced in the evaporation cycle, the round-trip efficiency reaches 55 % but the storage efficiency of the system still remains in the level of 15 %. As a final step, a combined cycle of a LAES system with a gas turbine was examined, in order to achieve higher efficiencies. Three different types of gas turbines were introduced in the simulation model, increasing the round-trip efficiency of the combined system to 85 % and improving the storage efficiency which exceeds the percentage of 55 %. The capital cost of the above mentioned systems ranges between (650 – 900)€/kW for the stand-alone LAES cycles and nearly reaches 1300 €/kW for the combined cycles. Similarly, the electricity production cost was estimated at (20 – 40)€/MWh, depending on the cycle, making the system comparable to the technologies currently used for electricity production. The above mentioned costs, give high IRR and NPV values for the systems indicating that they also achieve the necessary economical sustainability.

In conclusion, the thesis consists of a general approach of Liquid Air Energy Storage Systems in terms of energy and economical analysis. However, a more detailed analysis of each one of the components of the cycles designed in the thesis is considered necessary for them to be practically introduced in the energy network.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΕΙΣΑΓΩΓΗ	10
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΤΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ	12
1.1 Αρχές και κατηγοριοποίηση	12
1.2 Σύγχρονες Τεχνολογίες και Εφαρμογές τους	14
1.2.1 Αντλησιοταμίευση (rumped hydro storage, PHS)	14
1.2.2 Αποθήκευση ενέργειας με Πεπιεσμένο Αέρα (Compressed Air Energy Storage, CAES) 15	
1.2.3 Υδρογόνο	16
1.2.4 Μπαταρίες	17
1.3 Αποθήκευση ενέργειας με χρήση κρυογενών μέσων (Cryogenic Energy Storage, CES) 20	
1.3.1 Πυκνότητα εξέργειας κρυογενών μέσων	20
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑΣ ΥΓΡΟΠΟΙΗΜΕΝΟΥ ΑΕΡΑ	22
2.1 Υγροποίηση αέρα	24
2.1.1 Ιδιότητες αέρα	24
2.1.2 Φαινόμενο Joule-Thomson	25
2.1.3 Αναγεννητική ψύξη	26
2.1.4 Ανάλυση κύκλου Linde	27
2.2 Αποθήκευση υγρού αέρα	28
2.3 Ανάκτηση ενέργειας	29
2.4 Αποθήκευση ψύχους (Cold Energy Storage)	30
2.5 Εφαρμογές	31
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΜΑΘΗΜΑΤΙΚΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΙΔΑΝΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΥΓΡΟΠΟΙΗΣΗΣ	34
3.1 Το λογισμικό REFPROP	34
3.2 Ανάπτυξη κώδικα	37
3.2.1 Κύκλος Υγροποίησης κατά Linde	37
3.2.2 Αποτελέσματα και σχόλια επί των αποτελεσμάτων	42
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΚΥΚΛΟΥ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ	44
4.1 Περιγραφή Βασικού Κύκλου	44
4.1.1 Διάταξη υγροποίησης	45
4.1.2 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά κύκλου υγροποίησης	49
4.1.3 Διάταξη παραγωγής ενέργειας	51

4.1.4	Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά βασικού κύκλου παραγωγής ενέργειας	52
4.2	Εναλλακτικοί Κύκλοι Παραγωγής Ενέργειας	54
4.2.1	Θέρμανση υγροποιημένου αέρα με πρόσδοση ισχύος.....	54
4.2.2	Εκμετάλλευση θερμότητας καυσαερίων	58
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΠΟΔΟΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ		64
5.1	Φόρτιση Συστήματος.....	65
5.2	Αποφόρτιση Συστήματος	65
5.2.1	Ιδιοκαταναλώσεις συστημάτων	65
5.2.2	Παραγωγή ενέργειας κατά την αποφόρτιση.....	66
5.3	Υπολογισμός αποδόσεων και σύγκριση συστημάτων.....	68
5.3.1	Βαθμός απόδοσης εγκατάστασης	68
5.3.2	Βαθμός απόδοσης αποθήκευσης ενέργειας.....	69
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6: ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΚΟΣΤΟΥΣ.....		70
6.1	Ύψος επένδυσης.....	70
6.2	Κόστος λειτουργίας και ηλεκτροπαραγωγής	73
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7: ΑΝΑΚΕΦΑΛΑΙΩΣΗ.....		78
7.1	Συμπεράσματα και σύγκριση με άλλα συστήματα	78
7.2	Σημεία περαιτέρω μελέτης	81
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....		82
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1		86
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2		94

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Οι σύγχρονοι ρυθμοί ανάπτυξης έχουν οδηγήσει σε συνεχώς αυξανόμενη ανάγκη για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Ταυτόχρονα, η ολοένα αυξανόμενη απειλή του φαινομένου του θερμοκηπίου και της κλιματικής αλλαγής έφερε στο προσκήνιο την ανάπτυξη των συστημάτων παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με χρήση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας, με στόχο την εξάλειψη των επιβλαβών ουσιών που ευθύνονται για πληθώρα περιβαλλοντικών προβλημάτων.

Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας

Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (ΑΠΕ) ή αλλιώς πράσινη ενέργεια, όπως ορίζεται συχνά, είναι μορφές εκμεταλλεύσιμης ενέργειας που προέρχονται από διάφορες φυσικές πηγές όπως ο άνεμος, η ηλιοφάνεια, το νερό και άλλες. Πιο συγκεκριμένα σύμφωνα με την οδηγία 2009/28/ΕΚ του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου, ως ενέργεια από ανανεώσιμες πηγές θεωρείται η ηλιακή, η αιολική, η γεωθερμική, η υδροθερμική και ενέργεια των ωκεανών, η υδροηλεκτρική καθώς και η ενέργεια που προέρχεται από βιομάζα από αέρια μονάδων επεξεργασίας λυμάτων και από βιοαέρια (European Commission, 2015).

Πρόκειται για ήπιες μορφές ενέργειας, όρος που αναφέρεται σε δύο χαρακτηριστικά τους. Πρώτον, ότι για την εκμετάλλευσή τους δεν απαιτείται κάποια ενεργητική παρέμβαση όπως εξόρυξη, άντληση ή καύση (εκτός των περιπτώσεων καύσης βιοκαυσίμων) όπως συμβαίνει με τις υπάρχουσες τεχνολογίες αλλά απλώς η εκμετάλλευση της υπάρχουσας ροής ενέργειας στη φύση. Δεύτερον, πρόκειται για καθαρές μορφές ενέργειας, φιλικές προς το περιβάλλον, με μηδενικό κύκλο διοξειδίου του άνθρακα που δεν αποδεσμεύουν τοξικά ή ραδιενεργά απόβλητα.

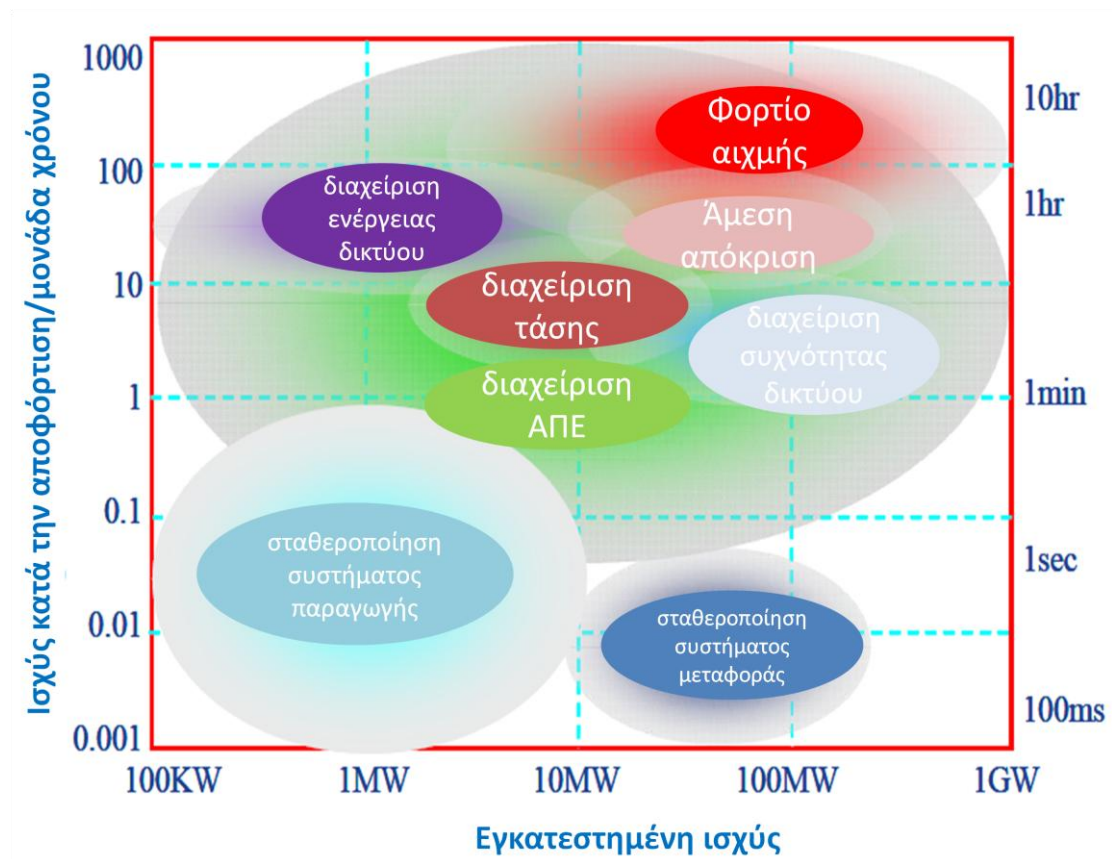
Τα τελευταία χρόνια έχουν αναπτυχθεί πολλές τεχνολογίες για την εκμετάλλευση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας όπως τα φωτοβολταϊκά συστήματα, οι ανεμογεννήτριες κ.ο.κ. που χρησιμοποιούνται σε αρκετά μεγάλη κλίμακα και μετατρέπουν τις ΑΠΕ σε άλλες μορφές ενέργειας κυρίως μηχανική και ηλεκτρική. Υπολογίζεται μάλιστα ότι το τεχνικά εκμεταλλεύσιμο ενεργειακό δυναμικό από τις ήπιες μορφές ενέργειας είναι πολλαπλάσιο της παγκόσμιας συνολικής κατανάλωσης. Τα τεχνικά όμως προβλήματα εφαρμογής αυτών των τεχνολογιών καθώς και το υψηλό κόστος της παραγόμενης ενέργειας τέτοιων συστημάτων, εμπόδισαν και συνεχίζουν να εμποδίζουν την εκμετάλλευση μεγάλου μέρους αυτών των τεχνολογιών.

Οι τεχνολογίες όμως εκμετάλλευσης των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας χαρακτηρίζονται από δύο βασικά μειονεκτήματα: Παραγωγή χαμηλής ποσότητας ενέργειας και έντονη στοχαστικότητα.

Συστήματα όπως τα φωτοβολταϊκά, τα αιολικά πάρκα, οι λέβητες βιομάζας και τα μικρά υδροηλεκτρικά έργα, είναι συστήματα χαμηλής δυναμικότητας σε σύγκριση με τις συμβατικές τεχνολογίες ηλεκτροπαραγωγής που χρησιμοποιούνται σήμερα, γεγονός που περιορίζει τη χρήση τους και τις καθιστά βοηθητικούς παράγοντες.

Ακόμα, ως στοχαστικότητα ορίζεται η μη συνεχής λειτουργία των συστημάτων παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, που καθιστά σχεδόν απαγορευτική την αποκλειστική χρήση τους στην ηλεκτροπαραγωγική διαδικασία. Η ποσότητα ισχύος που παράγεται χαρακτηρίζεται από έντονες διακυμάνσεις, συνδεδεμένες με μη ελεγχόμενους παράγοντες όπως π.χ. οι καιρικές συνθήκες που επικρατούν και επομένως δεν δύναται να απορροφηθεί εξ ολοκλήρου κάθε φορά από το ηλεκτρικό δίκτυο (Διαλυνάς, 2009).

Με τα παραπάνω λοιπόν, γίνεται αντιληπτή η ανάγκη ανάπτυξης συστημάτων αποθήκευσης ενέργειας για την περαιτέρω διείσδυση των ανανεώσιμων πηγών στην ηλεκτροπαραγωγική διαδικασία κάθε χώρας. Τα συστήματα αυτά βασίζονται σε πληθώρα τεχνολογιών τόσο παλαιών όσο και καινοτόμων και έχουν στόχο τη μετατροπή της περίσσειας ηλεκτρικής ενέργειας (π.χ. από αιολικό πάρκο) σε μορφή που μπορεί να αποθηκευτεί, και την επανάκτηση αυτής όταν χρειάζεται. Το Σχήμα 0-1 παρουσιάζει τις απαιτήσεις που καλούνται να καλύψουν οι τεχνολογίες αποθήκευσης ενέργειας στην παγκόσμια ενεργειακή διαχείριση ανάλογα με την ισχύ και τις δυνατότητες που μπορούν να προσφέρουν.



Σχήμα 0-1 Απαιτήσεις συστημάτων αποθήκευσης ενέργειας (Weber, 2012)

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΣΤΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

1.1 Αρχές και κατηγοριοποίηση

Με δεδομένο ότι η ηλεκτρική ενέργεια δεν μπορεί να αποθηκευτεί στη μορφή που βρίσκεται, πρέπει αρχικά να μετασχηματιστεί σε μια άλλη μορφή ενέργειας η οποία θα είναι ευκολότερο να αποθηκευτεί και στη συνέχεια όταν απαιτείται να μετασχηματιστεί πάλι σε ηλεκτρική με τις αντίστοιχες απώλειες μετατροπής. Οι τεχνολογίες αποθήκευσης ενέργειας στηρίζουν τη λειτουργία τους στο μετασχηματισμό της ηλεκτρικής ενέργειας στις ακόλουθες μορφές:

- **Ηλεκτρική και μαγνητική:** (i) Ηλεκτροστατική αποθήκευση ενέργειας (πυκνωτές και υπερπυκνωτές), (ii) Μαγνητική/επαγωγική αποθήκευση ενέργειας (Υπεραγώγιμα μαγνητικά πεδία)
- **Μηχανική:** (i) Αποθήκευση κινητικής ενέργειας (Σφόνδυλοι ισχύος), (ii) Αποθήκευση δυναμικής ενέργειας (Αντλησιοταμίευση, Σύστημα πεπιεσμένου αέρα (CAES))
- **Χημική:** (i) Ηλεκτροχημική αποθήκευση ενέργειας (συμβατικές μπαταρίες όπως ιόντων λιθίου και μπαταρίες flow-cell όπως ψευδαργύρου-βρωμίου), (ii) Χημική αποθήκευση ενέργειας (Υδρογόνο), (iii) Θερμοχημική-Βιοχημική αποθήκευση ενέργειας (Συνθετικό φυσικό αέριο (SNG))
- **Θερμική:** (i) Χαμηλής θερμοκρασίας αποθήκευσης ενέργειας (cryogenic energy storage), (ii) Υψηλής θερμοκρασίας αποθήκευση ενέργειας (Li, 2011)

Η πρόοδος των τεχνολογιών αυτών καθώς και οι προοπτικές ανάπτυξής τους για το μέλλον έχουν ερευνηθεί λεπτομερώς από ομάδες ερευνητών τόσο σε ακαδημαϊκό όσο και σε εμπορικό επίπεδο. Σε αυτό το πλαίσιο οι τεχνολογίες αυτές μπορούν να ενταχθούν στις δύο παρακάτω κατηγορίες οι οποίες συνοψίζονται και στο Σχήμα 1.1:

- Τεχνολογίες χαμηλού ενεργειακού περιεχομένου, κατάλληλες για παραγωγή υψηλής ισχύος σε μικρό χρονικό διάστημα
- Τεχνολογίες κατάλληλες για την ενεργειακή διαχείριση του δικτύου και την εξισορρόπηση των ενεργειακών του απαιτήσεων σε ηλεκτρικά ή θερμικά φορτία



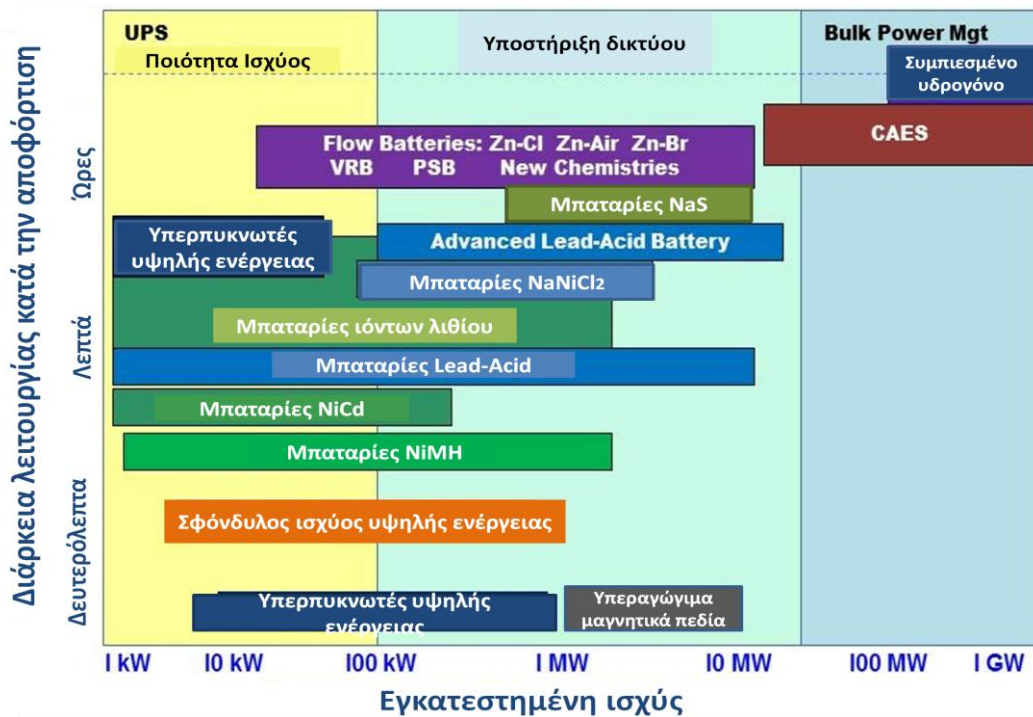
Σχήμα 1.1 Κατηγοριοποίηση συστημάτων αποθήκευσης ενέργειας ως προς τη χρήση τους (Li, 2011)

Ανάλογα με τον τρόπο αποθήκευσης της ηλεκτρικής ενέργειας, οι παραπάνω τεχνολογίες μπορούν να χωριστούν και στις παραπάνω σε δύο μεγάλες κατηγορίες:

- Σε τεχνολογίες άμεσης αποθήκευσης όπου η ηλεκτρική ενέργεια μετατρέπεται σε χημική, μαγνητική ή δυναμική ενέργεια και
- Σε τεχνολογίες έμμεσης αποθήκευσης όπου η ηλεκτρική ενέργεια μετατρέπεται σε κάποιο άλλο αγαθό το οποίο να είναι ευκολότερο και αποδοτικότερο να αποθηκευτεί σε σύγκριση με τις τεχνολογίες άμεσης αποθήκευσης

Οι τεχνολογίες έμμεσης αποθήκευσης ενέργειας αποτελούν έναν αποτελεσματικό τρόπο διαχείρισης ενέργειας γιατί μπορούν να αποθηκεύσουν ενέργεια όταν η παραγωγή των συμβατικών μονάδων παραγωγής ενέργειας ξεπερνά την κατανάλωση και να τη χρησιμοποιήσουν ξανά στην αντίθετη περίπτωση. Με αυτόν τον τρόπο, δεν είναι απαραίτητες πλέον οι συνεχείς αυξομειώσεις ισχύος της ηλεκτροπαραγωγής για να ακολουθείται η ζήτηση και έτσι αυτή διατηρείται σε σταθερό επίπεδο. Ως αποτέλεσμα, οι συμβατικές μονάδες ηλεκτροπαραγωγής που λειτουργούν με ορυκτά καύσιμα, μπορούν να λειτουργούν στα σημεία σχεδίασης παρουσιάζοντας τους υψηλότερους δυνατούς βαθμούς απόδοσης, ενώ διευκολύνεται και η απρόσκοπτη λειτουργία των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας όποτε αυτό είναι εφικτό.

Ωστόσο μέχρι στιγμής η αντλησιοταμίευση (pumped hydro storage, PHS) και η αποθήκευση ενέργειας με συμπιεσμένο αέρα (Compressed-Air Energy Storage, CAES) είναι οι μόνες εμπορικά διαθέσιμες τεχνολογίες με μεγάλη δυνατότητα αποθήκευσης ενέργειας (άνω των 100 MW με μια μονάδα), όπως απεικονίζεται στο Σχήμα 1.2.

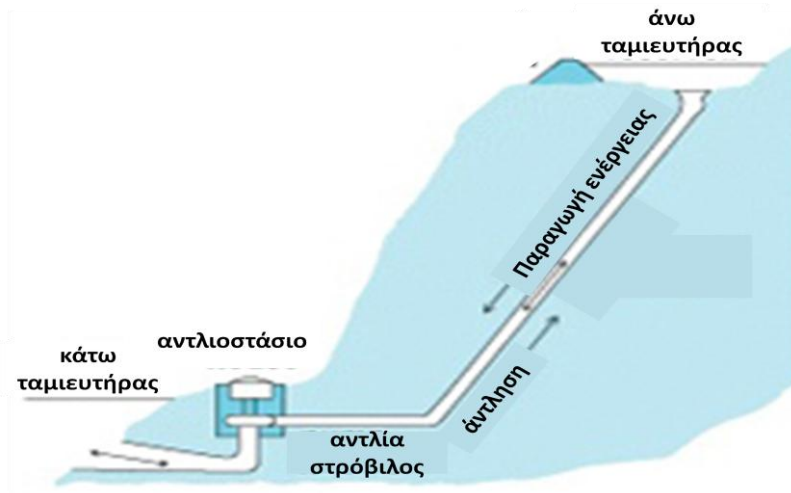


Σχήμα 1.2 Δυνατότητα αποθήκευσης ενέργειας επιμέρους τεχνολογιών (Akhil, et al., 2013)

1.2 Σύγχρονες Τεχνολογίες και Εφαρμογές τους

1.2.1 Αντλησιοταμίευση (pumped hydro storage, PHS)

Ως αντλησιοταμίευση ορίζεται η αποθήκευση νερού σε ικανό υψόμετρο με στόχο την εκμετάλλευση της δυναμικής του ενέργειας (Zervos, και συν., 2012). Βασική αρχή αυτής της τεχνολογίας είναι η χρήση αναστρέψιμων αντλιών οι οποίες χρησιμοποιούνται ως αντλίες κατά τη φάση αποθήκευσης ενέργειας στέλνοντας το νερό σε κάποιο υψόμετρο και ως υδροστρόβιλοι κατά τη φάση παραγωγής ενέργειας.



Σχήμα 1.3 Σχηματική απεικόνιση τυπικής διάταξης μονάδας αντλησιοταμίευσης (Zervos, et al., 2012)

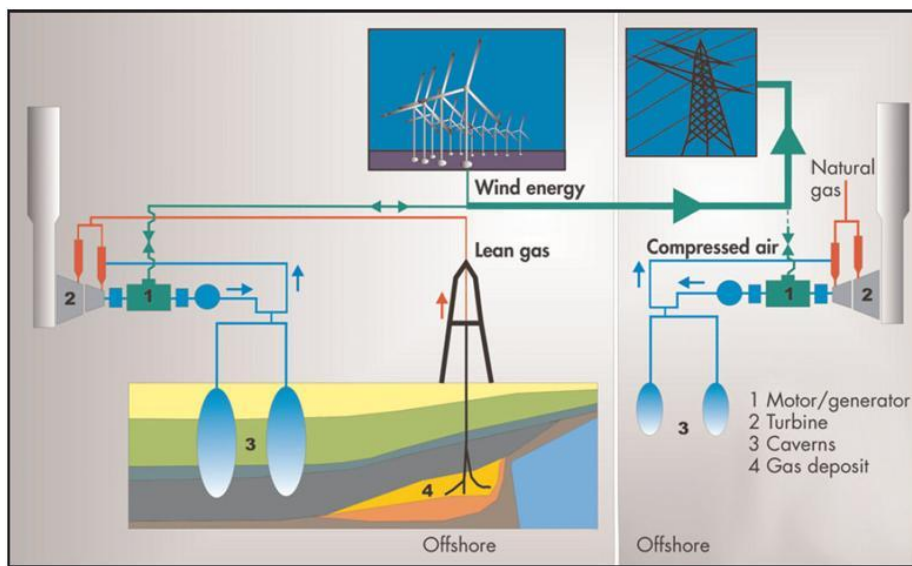
Αποτελεί ένα ευέλικτο σύστημα αποθήκευσης και επαναπόδοσης ενέργειας και προφανώς το βασικό σύστημα αποθήκευσης ενέργειας ενός υδροηλεκτρικού σταθμού. Η υψηλή της απόδοση και η άμεση και ευέλικτη απόκρισή της σε συνδυασμό με το ώριμο της τεχνολογίας της, την καθιστούν πρακτικά γενικότερα το κύριο σύστημα αποθήκευσης ενέργειας μεγάλης κλίμακας. Πιο συγκεκριμένα, με την αντλησιοταμίευση είναι εφικτή η αποθήκευση ενέργειας από μερικές ώρες έως αρκετές μέρες καμιά φορά και χρόνια ενώ ο βαθμός απόδοσης μιας μονάδας κυμαίνεται μεταξύ 60 % και 85 % (Λουκάτου, 2013), συνυπολογίζοντας απώλειες ατμοποίησης του νερού κατά την αποθήκευση και απώλειες μετατροπής κατά την ανάκτηση.

Ωστόσο για την ανάπτυξη ενός τέτοιου συστήματος και το συνδυασμό του με κάποιο σύστημα παραγωγής ενέργειας από ΑΠΕ όπως ένα αιολικό πάρκο απαιτούνται πολύ ειδικές γεωγραφικές συνθήκες. Επιπλέον, χαρακτηρίζεται από μεγάλα κόστη εγκατάστασης αλλά έχει σημαντικά μεγάλη διάρκεια ζωής, που πρακτικά περιορίζεται μόνο από τον ηλεκτρομηχανικό εξοπλισμό που πρέπει να αντικαθίσταται ανά κάποια χρονικά διαστήματα.

Σήμερα υπάρχουν περίπου 100 GW εγκατεστημένης ισχύος σε μονάδες αντλησιοταμίευσης παγκοσμίως, εκ των οποίων περίπου 32 GW στην Ευρώπη, 21 GW στην Ιαπωνία, 19,5 GW στις ΗΠΑ και άλλες στην Ασία και τη Λατινική Αμερική, αποτελώντας το 3% της παγκόσμιας ηλεκτροπαραγωγής και το 99 % της παγκόσμιας δυνατότητας αποθήκευσης ενέργειας (ESA, 2015), (Zakeri, et al., 2014).

1.2.2 Αποθήκευση ενέργειας με Πεπιεσμένο Αέρα (Compressed Air Energy Storage, CAES)

Η αποθήκευση ενέργειας με τη μορφή συμπιεσμένου αέρα αποτελεί μια τεχνολογία ήδη γνωστή από τον 19^ο αιώνα και χρησιμοποιείται σε πληθώρα βιομηχανικών εφαρμογών. Ως γενική αρχή ορίζεται: Ηλεκτρισμός χρησιμοποιείται για τη λειτουργία συμπιεστή που συμπιέζει ατμοσφαιρικό αέρα (σε ενδεικτική πίεση 60 bar) και τον αποθηκεύει υπό πίεση. Η αποθήκευση αυτή γίνεται είτε σε διαμορφωμένες φυσικές δομές υπογείως (σπηλιές, ορυχεία κλπ) και υποθαλάσσια όπου ευνοούν και οι μεγάλες πιέσεις, είτε σε τεχνητά δοχεία. Όταν η ενέργεια χρειαστεί ο αέρας αναμιγνύεται με φυσικό αέριο, καίγεται και εκτονώνεται σε τροποποιημένο αεριοστρόβιλο, όπως φαίνεται στο [Σχήμα 1.4](#).



Σχήμα 1.4 Σχηματική απεικόνιση τυπικής διάταξης μονάδας CAES (BINE Information Service, 2007)

Οι δυνατότητες αποθήκευσης των σταθμών πεπιεσμένου αέρα αναμένεται στα επόμενα χρόνια να καλύπτει εύρος ισχύος από 10 MW έως και 1 GW και εξαρτώνται άμεσα από το χώρο αποθήκευσης και την πίεση του αέρα που αναπτύσσεται. Οι συνήθεις βαθμοί απόδοσης είναι περίπου 40 με 50 %. Οι μονάδες έχουν χρόνο απόκρισης της τάξεως του ενός λεπτού και χρόνο ζωής μεγαλύτερο των 10.000 κύκλων λειτουργίας (ESA, 2015).

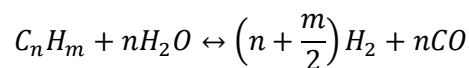
Σήμερα στην Ευρώπη σύμφωνα με τα τελευταία στοιχεία λειτουργεί μόνο μια τέτοια μονάδα μεγάλης κλίμακας στη Γερμανία. Πρόκειται για μονάδα ισχύος 320 MW στο Huntorf της Γερμανίας με βαθμό απόδοσης 42 %, που λειτουργεί από το 1978 (DOE, 2012). Άλλη μια τέτοια μονάδα ισχύος 110 MW λειτουργεί από το 1991 στην Αλαμπάμα των Ηνωμένων Πολιτειών, και έχει βαθμό απόδοσης 54 % (DOE, 2012).

Ομοίως με την αντλησιοταμίευση το κύριο εμπόδιο για την εγκατάσταση μονάδων CAES υψηλής ισχύος είναι ότι σαν τεχνολογία απαιτεί πολύ συγκεκριμένες γεωλογικές συνθήκες. Θεωρείται οικονομικά βιώσιμη για την αποθήκευση πλεονάζουσας ενέργειας μονάδων ηλεκτροπαραγωγής που βρίσκονται κοντά σε εγκαταλελειμμένα ορυχεία, υπόγειες και υποθαλάσσιες σπηλιές κλπ.

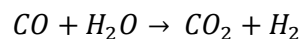
1.2.3 Υδρογόνο

Για περισσότερο από μια δεκαετία, το υδρογόνο βρίσκεται επίσης στο επίκεντρο της ερευνητικής και αναπτυξιακής προσπάθειας σε όλες τις τεχνολογικά προηγμένες χώρες του κόσμου, ως εναλλακτική λύση των παραδοσιακών πηγών ενέργειας. Είναι το ελαφρύτερο και αφθονότερο στοιχείο στη φύση αλλά δεν υπάρχει ελεύθερο σε αυτήν. Είναι δεσμευμένο υπό μορφή ενώσεων συνήθως οργανικών και υδατικών και η απελευθέρωσή του απαιτεί ενέργεια. Επιπλέον, είναι μη τοξικό και ιδιαίτερα φιλικό προς το περιβάλλον, καθότι μόνο προϊόν της μετατροπής του σε ηλεκτρική ενέργεια είναι το νερό.

Ο πιο απλός τρόπος παραγωγής του υδρογόνου είναι η ηλεκτρόλυση, όπου νερό διαρρέεται από ηλεκτρικό ρεύμα και διαχωρίζεται σε υδρογόνο και οξυγόνο. Σε βιομηχανικό επίπεδο το υδρογόνο παράγεται επίσης και από την αναμόρφωση υδρογονανθράκων και άλλων ορυκτών καυσίμων με ατμό (steam reforming), με αντιδράσεις του τύπου:



Υδρογόνο παράγεται επίσης και από την λεγόμενη water-gas shift reaction με αντίδραση:



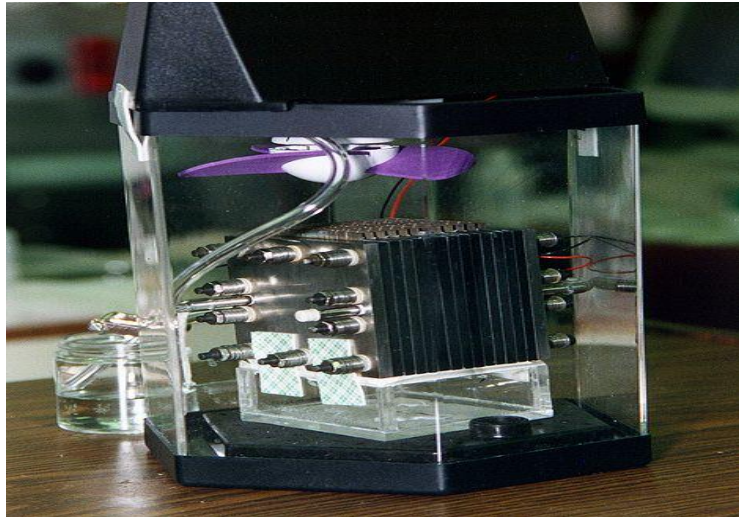
Ως μέσο αποθήκευσης ενέργειας το υδρογόνο πρέπει να χρησιμοποιηθεί σε σύστημα με τρία βασικά στοιχεία: Μία διάταξη ηλεκτρόλυσης που καταναλώνει ρεύμα στις περιπτώσεις που αυτό πλεονάζει, μια διάταξη μεταφοράς και αποθήκευσης και μια MEK ή μια κυψέλη καυσίμου όπου θα καταναλώνεται παράγοντας τελικά πάλι ηλεκτρική ενέργεια.

Κυψέλες καυσίμου

Οι κυψέλες καυσίμου είναι συσκευές ηλεκτροχημικής μετατροπής ενέργειας. Παράγουν ηλεκτρική ενέργεια με την εξωτερική παροχή καυσίμου (άνοδος) και οξειδωτικού (κάθοδος), τα οποία αντιδρούν παρουσία ηλεκτρολύτη. Μια αντιστρέψιμη κυψέλη καυσίμου διέπεται από μια γενική αρχή που μπορεί να περιγραφεί ως εξής: Χημικό Α καταναλώνεται παράγοντας ηλεκτρισμό και ένα χημικό Β και αντίστροφα, καταναλώνει ηλεκτρισμό και το χημικό Β παράγοντας το χημικό Α.

Η πιο κοινή μορφή κυψέλης καυσίμου χρησιμοποιεί υδρογόνο σαν καύσιμο και οξυγόνο σαν οξειδωτικό. Άλλοι τύποι κυψελών καυσίμου χρησιμοποιούν σαν καύσιμα υδρογονάνθρακες, αλκοόλες ή ακόμα και μέταλλα, ενώ σαν οξειδωτικό αέρα, χλώριο, ή διοξείδιο του χλωρίου. Υπάρχουν διάφορες τεχνολογίες κυψελών καυσίμου όπως:

- κυψέλες PEMFC (Proton Exchange Membrane Fuel Cells),
- αλκαλικές κυψέλες καυσίμου (AFC),
- κυψέλες καυσίμου φωσφορικού οξέως (PAFC) και
- Regenerative Fuel Cells (RFC)



Σχήμα 1.5 Συμβατική κυψέλη καυσίμου (California Institute of Technology)

Στα πλεονεκτήματά τους συγκαταλέγονται η υψηλή πυκνότητα ενέργειας (0,6-1,2 kWh/kg), η δυνατότητα εφαρμογής σε μεγάλο εύρος εγκατεστημένων ισχύων (από λίγα kW έως και πολλά MW), η ευέλικτη επέκταση του συστήματος αποθήκευσης και ο βαθμός απόδοσης συνεργασίας με άλλους ενεργειακούς τομείς, όπως οι μεταφορές. Σημαντικό μειονέκτημά τους όμως αποτελεί ο χαμηλός βαθμός απόδοσης που εν γένει κυμαίνεται μεταξύ 20-50 %. (Mert, et al., 2015)

1.2.4 Μπαταρίες

Οι μπαταρίες αποτελούν την παλαιότερη αναπτυγμένη τεχνολογία αποθήκευσης ενέργειας. Είναι χημικές πηγές ρεύματος, ικανές να αποθηκεύσουν ηλεκτρική ενέργεια (αφού πρώτα τη μετατρέψουν σε χημική) και όταν χρειαστεί να την αποδώσουν πάλι σε εξωτερικό κύκλωμα.

Οι ηλεκτρικοί συσσωρευτές, όπως αλλιώς ονομάζονται, αποτελούνται από δοχείο κατασκευασμένο από μονωτικό υλικό με ηλεκτρολύτη στο οποίο βυθίζονται τα καλώδια. Η σύνδεσή τους σε εξωτερικό κύκλωμα προκαλεί σε αυτό διέλευση ρεύματος (εκφόρτιση). Γίνονται έτσι οι απαραίτητες χημικές διεργασίες που έχουν σχέση με τη μετατροπή της χημικής ενέργειας σε ηλεκτρική. Εάν έχει σχεδιαστεί να είναι και επαναφορτιζόμενη, κατά τη σύνδεσή της σε μια εξωτερική πηγή τροφοδοσίας λαμβάνουν χώρα οι αντίστροφες ηλεκτροχημικές αντιδράσεις, με αποτέλεσμα να αποθηκεύεται σε αυτήν ενέργεια (Βρεττός, 2010).

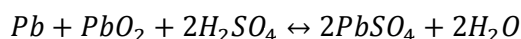
Ανάλογα με το υλικό του ηλεκτρολύτη οι μπαταρίες διαχωρίζονται σε επιμέρους τεχνολογικές κατηγορίες με διαφορετικά χαρακτηριστικά και επίπεδο ανάπτυξης η καθεμία, ορισμένες από τις οποίες αναλύονται παρακάτω:

Μπαταρίες Μολύβδου Οξέως

Αποτελούν την παλαιότερη και πιο διαδεδομένη μορφή επαναφορτιζόμενων ηλεκτροχημικών συσκευών και ως ώριμη πλέον τεχνολογία έχουν χρησιμοποιηθεί ευρέως σε αυτόνομα υβριδικά συστήματα (ESA, 2015). Στην κατάσταση πλήρους φόρτισης

αποτελούνται από ένα ηλεκτρόδιο μολύβδου (άνοδος) και ένα διοξειδίου του μολύβδου (κάθοδος) βυθισμένα σε έναν ηλεκτρολύτη με περιεκτικότητα περίπου 37 % σε θειικό οξύ. Σε κατάσταση πλήρους εκφόρτισης και τα δυο ηλεκτρόδια αποτελούνται από θειικό μολύβδο, η τάση στα άκρα του στοιχείου μηδενίζεται και ο ηλεκτρολύτης δεν περιέχει πλέον θειικό οξύ και ουσιαστικά μετατρέπεται σε νερό.

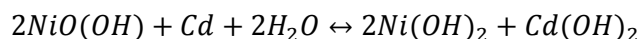
Οι χημικές αντιδράσεις που πραγματοποιούνται κατά την εκφόρτιση και τη φόρτιση είναι:



Μπαταρίες Νικελίου Καδμίου

Οι μπαταρίες νικελίου καδμίου (NiCd) κατατάσσονται μαζί με τις μολύβδου οξέως από άποψη δημοτικότητας και τεχνολογικής ωριμότητας, αφού χρησιμοποιούνται για περίπου εκατό χρόνια. Τα κελιά αποτελούνται από δύο ηλεκτρόδια, με ηλεκτρολύτη διοξείδιο του καλίου και ένα διαχωριστή, ενώ συνήθως περικλείονται σε μεταλλική θήκη που σφραγίζεται με μία πλάκα εφοδιασμένη με βαλβίδα ασφαλείας. Το θετικό και το αρνητικό ηλεκτρόδιο απομονωμένα το ένα από το άλλο μέσω διαχωριστή τυλίγονται σε σπιράλ σχήμα μέσα στη θήκη. Σε κατάσταση πλήρους φόρτισης το θετικό ηλεκτρόδιο περιέχει υδροξείδιο του νικελίου και το αρνητικό κάδμιο. Η ονομαστική τάση εκφόρτισης του καλίου είναι 1,2 Volt σε ρυθμό εκφόρτισης 0,2 C και ελαττώνεται με τη μείωση θερμοκρασίας (Βρεττός, 2010).

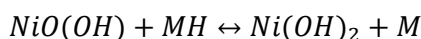
Η συνολική χημική αντίδραση που λαμβάνει χώρα είναι:



Μπαταρίες Νικελίου Υδριδίου Μετάλλου

Οι μπαταρίες υδριδίου μετάλλου (NiMH) αποτελούν επέκταση της τεχνολογίας που εφαρμοζόταν στις μπαταρίες νικελίου καδμίου με την κύρια διαφορά να εντοπίζεται στην πλάκα της ανόδου που κατασκευάζεται από υδρίδιο ενός μετάλλου M.

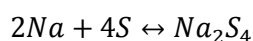
Οι συνολικές ηλεκτροχημικές αντιδράσεις που πραγματοποιούνται κατά την εκφόρτιση και κατά τη φόρτιση είναι:



Μπαταρίες Νατρίου Θείου

Οι μπαταρίες νατρίου-θείου (NaS) αποτελούν μια νέα τεχνολογία αποθήκευσης που προς το παρόν καταλαμβάνει ένα σχετικά μικρό μερίδιο της αγοράς, αλλά εκτιμάται ότι στο μέλλον θα γίνει εξαιρετικά δημοφιλής. Κατασκευαστικά περιλαμβάνουν με ενεργά στοιχεία τηγμένο θείο και τηγμένο νάτριο αντίστοιχα, τα οποία διαχωρίζονται από έναν στερεό κεραμικό ηλεκτρολύτη από β-οξειδίου του αργιλίου (solid beta alumina ceramic electrolyte), ο οποίος επιτρέπει μόνο στα θετικά ιόντα νατρίου να περάσουν διαμέσου αυτού.

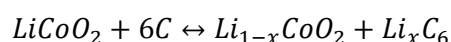
Η συνολική χημική αντίδραση που πραγματοποιείται είναι:



Μπαταρίες Τεχνολογίας Λιθίου

Οι μπαταρίες που βασίζονται στο λίθιο συνιστούν μια σχετικά νέα τεχνολογία, η οποία σήμερα εφαρμόζεται κυρίως σε φορητές συσκευές, αλλά στο σύντομο μέλλον αναμένεται η χρήση τους σε υβριδικά και ηλεκτρικά οχήματα. Η τεχνολογία περιλαμβάνει δύο κύριους τύπους μπαταριών: τις ιόντων λιθίου (Li-ion) και τις λιθίου πολυμερούς (Li-poly). Στις πρώτες, η κάθοδος κατασκευάζεται από μεταλλικό οξείδιο λιθίου που συνήθως είναι LiCoO_2 , LiMO_2 ή LiNiO_2 , η άνοδος από γραφιτικό άνθρακα με δομή στοιβάδας, ενώ ο ηλεκτρολύτης από τη διάλυση αλάτων λιθίου (όπως το LiPF_6) σε οργανικούς ανθρακικούς διαλύτες (Βρεττός, 2010).

Οι συνολικές ηλεκτροχημικές αντιδράσεις που λαμβάνουν χώρα στους δύο τύπους μπαταριών είναι:



Οι μπαταρίες βρίσκουν χρήση σε πληθώρα εφαρμογών. Για ένα τρίτο του πληθυσμού της Γης που δεν είναι συνδεδεμένο με ένα δίκτυο ηλεκτρικής ενέργειας, ο ηλεκτρικός συσσωρευτής παραμένει ο βασικός φορέας ενεργειακής αποθήκευσης. Χρησιμοποιούνται είτε σαν κύρια παροχή είτε σαν βοηθητική πηγή ενέργειας, ενώ με διάφορες συνδεσμολογίες, μπορούν να χρησιμοποιηθούν πολλές μαζί σε συστοιχίες προκειμένου να καλυφθεί η εκάστοτε ανάγκη.

Η τεχνολογία τους έχει σημειώσει μεγάλα βήματα προόδου τα τελευταία χρόνια αλλά συνεχίζει να έχει σημαντικά μειονεκτήματα όπως η χαμηλή σχετικά ικανότητα αποθήκευσης ενέργειας και ο περιορισμένος κύκλος ζωής τους, αν και καταβάλλονται σημαντικές ερευνητικές προσπάθειες για την κατανόηση των μηχανισμών γήρανσης τους και την ανάπτυξη τεχνικών αντιμετώπισής τους.

Συνήθης χρόνος ζωής που δίνουν οι κατασκευαστές είναι 5-10 χρόνια ανάλογα τον τύπο των μπαταριών που χρησιμοποιούνται και τις συνθήκες λειτουργίας τους. Ο βαθμός απόδοσής τους εκτιμάται σε 80 % ο DC-DC (συνεχές σε συνεχές ρεύμα) και σε 70 % ο AC-AC (εναλλασσόμενο σε εναλλασσόμενο ρεύμα), για τις μπαταρίες τελευταίας τεχνολογικής γενιάς (Βρεττός, 2010).

1.3 Αποθήκευση ενέργειας με χρήση κρυογενών μέσων (Cryogenic Energy Storage, CES)

Η αποθήκευση ενέργειας με τη μορφή θερμότητας ή ψύχους αποτελεί μια φυσική διαδικασία και επομένως είναι φιλική προς το περιβάλλον. Ο όρος θερμική αποθήκευση ενέργειας (Thermal Energy Storage, TES) αναφέρεται στις τεχνολογίες εκείνες που αποθηκεύουν ηλεκτρική ενέργεια αλλάζοντας τη φάση ενός μέσου (π.χ. υγροποίηση) με σκοπό την μετέπειτα κατάλληλη χρήση του στην παραγωγή ενέργειας, σε διαφορετική χρονική στιγμή ή/και τοποθεσία (Technology Roadmap, Energy Storage, 2014).

Οι εφαρμογές των τεχνολογιών αυτών στην διαχείριση της ενεργειακής επάρκειας του δικτύου συχνά περιλαμβάνουν τη χρήση αποθηκευτικών μέσων σε θερμοκρασία που αποκλίνει αρκετά από την ατμοσφαιρική. Για παράδειγμα, θερμική αποθήκευση υψηλής θερμοκρασίας είναι η παραγωγή θερμότητας υψηλού ενεργειακού περιεχομένου από ηλιακή ενέργεια, για την παραγωγή υπέρθερμου ατμού στους 250-300 °C (Li, 2011). Μια εφαρμογή της τεχνολογίας αυτής είναι και το πρόγραμμα Αρχιμήδης, όπου μίγμα αλάτων (40 % KNO₃ και 60 % NaNO₃), χρησιμοποιείται σαν μέσο αποθήκευσης αισθητής θερμότητας. Το πρόγραμμα αυτό είναι η πρώτη παγκόσμια εφαρμογή συνδυασμένου κύκλου ηλιακού συστήματος παραγωγής ενέργειας με συμβατική μονάδα φυσικού αερίου, όπου η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου κυμαίνεται μεταξύ 290 και 550 °C (Institution of Mechanical Engineers, 2007).

Σε αντιδιαστολή με την παραπάνω τεχνολογία, η ενέργεια στα συστήματα θερμικής αποθήκευσης χαμηλής θερμοκρασίας, αποθηκεύεται ψύχοντας αισθητά το εργαζόμενο μέσω, διαδικασία που μειώνει την εσωτερική του ενέργεια αλλά ταυτόχρονα αυξάνει την εξέργειά του. Η χρήση κρυογενούς μέσου για την αποθήκευση ενέργειας προτάθηκε αρχικά από τον E. M. Smith το 1977 και έχει απασχολήσει αρκετά την επιστημονική κοινότητα ως προς τις προοπτικές αυτής της τεχνολογίας στο μέλλον.

1.3.1 Πυκνότητα εξέργειας κρυογενών μέσων

Τα κρυογενή μέσα έχουν υψηλής πυκνότητα «κρύα ενέργεια» η οποία σύμφωνα με το δεύτερο θερμοδυναμικό νόμο είναι πολυτιμότερη πηγή ενέργειας από τη θερμότητα. Η εξέργεια ενός μέσου αποτελεί την καταλληλότερη παράμετρο μέτρησης της ενέργειας ενός συστήματος ή ενός μέσου και ορίζεται ως το μέγιστο δυνατό έργο που μπορεί να δώσει ένα ρευστό όταν έρθει σε κατάσταση ισορροπίας με το περιβάλλον (Li, 2011).

Αν θεωρηθεί ότι θερμότητα ή ψύχος βρίσκονται αποθηκευμένα σε ένα μέσο με σταθερή ειδική θερμοχωρητικότητα, C_p , τότε μια θετική ή αρνητική μεταβολή θερμοκρασίας του μέσου, ΔT , σε σχέση με την ατμοσφαιρική, T_a , προκαλεί έκλυση ή απορρόφηση θερμότητας ΔQ σε αυτό, σύμφωνα με τον τύπο:

$$\Delta Q = C_p * \Delta T$$

Αντιστρέφοντας την παραπάνω διαδικασία, η μεταφορά θερμότητας από ή προς ένα υλικό προκαλεί μεταβολή στην εξέργειά του που μπορεί να προσεγγιστεί ως εξής:

$$dE = dH - T_a * \frac{\delta Q}{T} = C_p * dT - T_a * \frac{C_p * dT}{T}$$

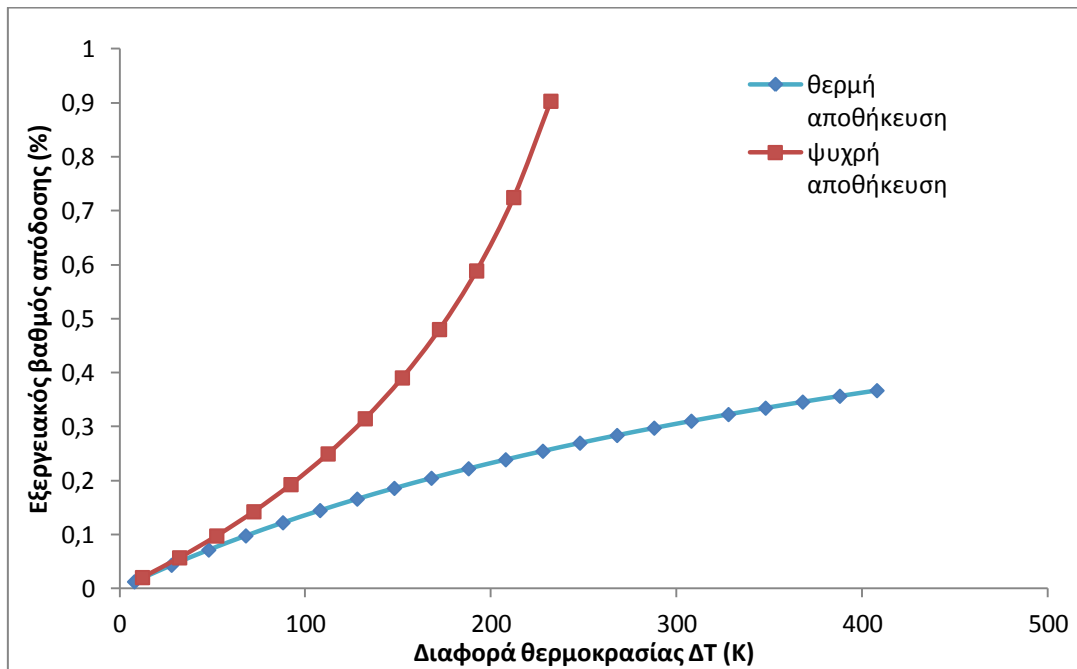
Ολοκληρώνοντας την παραπάνω εξίσωση ανάμεσα στις θερμοκρασίες T_a και $T_a + \Delta T$ μπορεί να υπολογιστεί η συνολική εξέργεια του υπό μελέτη ρευστού:

$$\Delta E = \int_{T_a}^{T_a + \Delta T} C_p * \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) dT = C_p \left(\Delta T - T_a \ln\left(\frac{T_a + \Delta T}{T_a}\right)\right)$$

Ο συνδυασμός των παραπάνω εξισώσεων δίνει το ποσοστό της διαθέσιμης ενέργειας που είναι αποθηκευμένη στο μέσο που εξετάζεται εισάγοντας τον παρακάτω συντελεστή:

$$\eta = \frac{\Delta E}{|\Delta Q|} = \frac{\Delta T - T_a \ln\left(\frac{T_a + \Delta T}{T_a}\right)}{|\Delta T|}$$

Αν θεωρηθεί ατμοσφαιρική θερμοκρασία 25 °C, η τελευταία εξίσωση απεικονίζεται στο διάγραμμα που ακολουθεί για ορισμένες τιμές ΔT .



Σχήμα 1.6 Ποσοστό διαθέσιμης ενέργειας σε συνάρτηση της απόλυτης θερμοκρασιακής διαφοράς ΔT για αποθήκευση “ψύχους” και “θερμότητας”

Από το παραπάνω διάγραμμα γίνεται σαφές ότι δεδομένης μιας διαφοράς θερμοκρασίας, η ψυχρή ενέργεια είναι πολυτιμότερη της θερμότητας ιδιαίτερα για μεγάλες διαφορές θερμοκρασίας (>100 K) με ποσοστό που θα μπορούσε να ξεπεράσει τη μονάδα, μειώνοντας τη θερμοκρασία του ρευστού σε ακραία χαμηλές θερμοκρασίες. Για μια συμβατική μονάδα υγροποίησης αέρα ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης μπορεί να ξεπεράσει το 100 % και να φτάσει ακόμα και σε ύψος 120 % (Li, et al., 2010). Η τεχνολογία αποθήκευσης ενέργειας με υγροποιημένο αέρα βασίζεται στις αρχές που αναφέρονται παραπάνω και ως αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής, θα αναλυθεί εκτενώς στα επόμενα κεφάλαια.

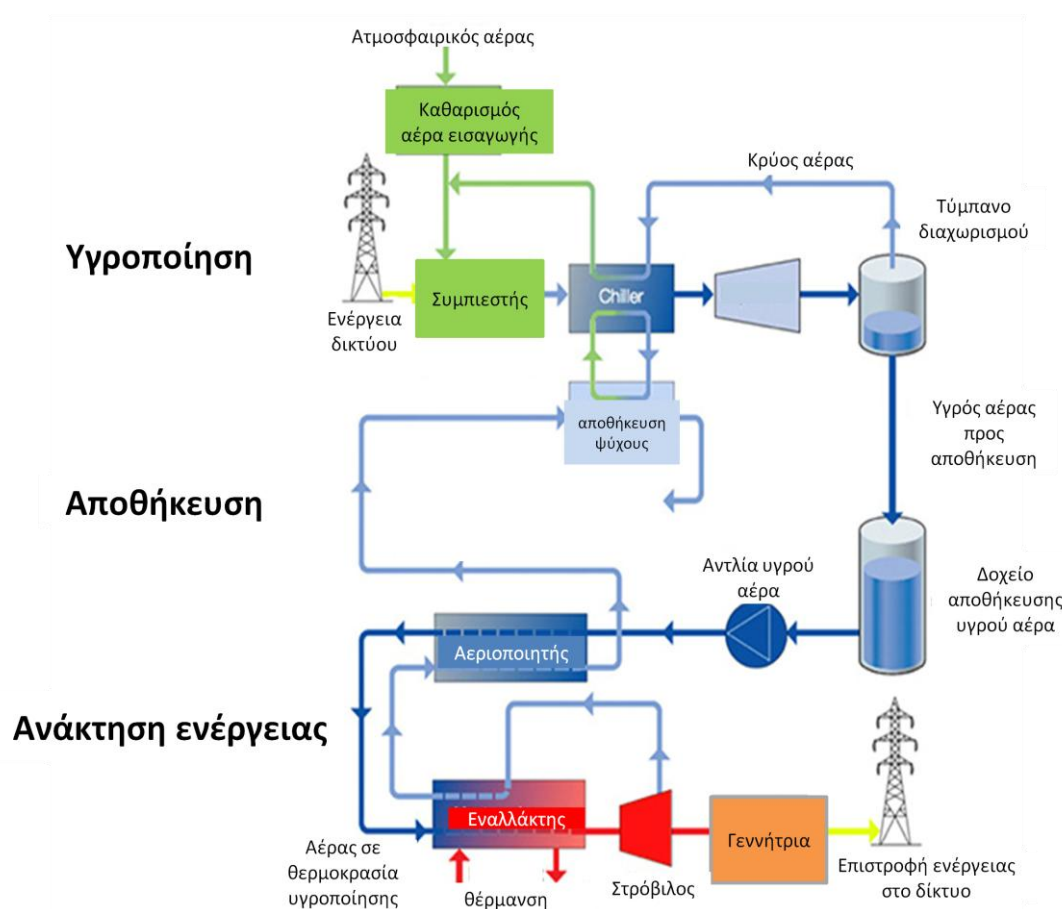
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΘΕΩΡΗΤΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΑΣ ΥΓΡΟΠΟΙΗΜΕΝΟΥ ΑΕΡΑ

Όπως φαίνεται και από την παραπάνω ανάλυση η εξέλιξη των τεχνολογιών αποθήκευσης ενέργειας έχει πλέον αρχίσει να περιστρέφεται γύρω από δύο κυρίως ζητήματα:

- Την αποθήκευση μεγάλων ποσών ενέργειας με όσο το δυνατόν καλύτερο βαθμό απόδοσης (large-scale energy storage plants) και
- Την εκμηδένιση του περιβαλλοντικού αποτυπώματος αυτών των τεχνολογιών ώστε να θεωρούνται ουσιαστικά αναπόσπαστο τμήμα της παραγωγής ενέργειας από ΑΠΕ.

Με τη συμβατική τεχνολογία CAES είναι δυνατή η αποθήκευση μεγάλων ποσών ενέργειας συγκριτικά με παλαιότερες τεχνολογίες, με σχετικά υψηλό βαθμό απόδοσης όπως διαφαίνεται μέχρι στιγμής. Ωστόσο δεν αποτελεί τεχνολογία πλήρως απαλλαγμένη από ρύπους, καθώς απαιτείται καύση επιπλέον καυσίμου (συνήθως φυσικού αερίου) για την εκμετάλλευση της αποθηκευμένης ενέργειας κατά την εκτόνωση του πεπιεσμένου αέρα.

Λύση στο παραπάνω πρόβλημα έρχεται να δώσει η τεχνολογία υγροποίησης αέρα για την αποθήκευση ενέργειας, οποία βασίζεται στην απορρόφηση ή την πρόσδοση ενέργειας κατά την αλλαγή φάσης ενός στοιχείου και αποτυπώνεται στο παρακάτω σχεδιάγραμμα



Σχήμα 2.1 Σχηματική απεικόνιση κύκλου αποθήκευσης ενέργειας με υγροποιημένο αέρα (LAEN, 2013)

Όπως φαίνεται και από το Σχήμα 2.1, η παραγωγική διαδικασία του υγροποιημένου αέρα εκτελείται σύμφωνα με τα εξής: Κατά τη λειτουργία των ΑΠΕ παρατηρείται συχνά ένα πλεόνασμα ενέργειας που δεν μπορεί να απορροφηθεί από το δίκτυο. Η ενέργεια αυτή μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη συμπίεση και ψύξη αέρα με τελικό στόχο την υγροποίησή του. Ο υγροποιημένος αέρα φυλάσσεται σε ειδικά διαμορφωμένα τύμπανα μέχρις ότου υπάρχει ζήτηση ενέργειας. Όταν ο υγρός αέρας έρθει σε επαφή με ατμοσφαιρικές συνθήκες αεριοποιείται αυξάνοντας τον όγκο του έως και 700 φορές (LAEN, 2013). Η εκτόνωση αυτή μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την κίνηση ειδικά διαμορφωμένων στροβίλων και την παραγωγή ενέργειας.

Μπορούμε λοιπόν να χωρίσουμε την τεχνολογία αποθήκευσης ενέργειας με χρήση υγροποιημένου αέρα σε τρεις επιμέρους διαδικασίες:

- Την υγροποίηση αέρα
- Την αποθήκευση του υγρού αέρα και
- Την ανάκτηση ενέργειας με αποτόνωση του αποθηκευμένου υγρού αέρα

Όπως θα αναλυθεί παρακάτω, η μελέτη της τρέχουσας τεχνολογίας υποδεικνύει ότι τα άνω όρια απόδοσης τόσο της διαδικασίας υγροποίησης αέρα όσο και της ανάκτησης ενέργειας κυμαίνονται στο 60 %. Αυτό σημαίνει ότι ο συνολικός βαθμός απόδοσης ενός συστήματος αποθήκευσης με υγροποιημένο αέρα (Liquid Air Energy Storage, LAES) είναι μικρότερος από 36 % εφόσον σε καμία από τις δύο διαδικασίες δεν γίνεται αξιοποίηση απορριπτόμενης θερμότητας χαμηλού ενεργειακού περιεχομένου από εξωτερική πηγή (Kooichi, et al., 2000).

Αναλυτικότερες μελέτες υποδεικνύουν ότι μεγάλο μέρος των απωλειών εξέργειας κατά τη διαδικασία υγροποίησης συμβαίνει λόγω της μη αποθήκευσης “ψυχρής ενέργειας” , (high grade cold). Από την άλλη πλευρά και η διαδικασία ανάκτησης ενέργειας μπορεί να βελτιωθεί με την επαρκή εκμετάλλευση της ψυχρής ενέργειας που απελευθερώνεται κατά την εκτόνωση του υγρού αέρα. Εισάγεται έτσι ένας επιπλέον σημαντικός παράγοντας στο σύστημα που σχετίζεται με την αποθήκευση “ψύχους” ως ενδιάμεσο στάδιο της διαδικασίας αποθήκευσης ενέργειας.

Σε γενικές γραμμές, η τεχνολογία αποθήκευσης ενέργειας με υγροποιημένο αέρα θα μπορεί να συνεισφέρει σε πολλούς τομείς της ηλεκτροπαραγωγικής διαδικασίας παρέχοντας δυνατότητες (Liquid Air Technologies - a guide to the potential, 2013) όπως:

- Αποθήκευσης ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας σε περιόδους χαμηλής ζήτησης από το δίκτυο (“wrong-time” electricity) αντικαθιστώντας την παραγωγή της από συμβατικές μονάδες ορυκτών καυσίμων μειώνοντας έτσι τις εκπομπές CO₂
- Σταθεροποίησης της παραγωγής ενέργειας από αιολικά πάρκα, αυξάνοντας έτσι την αποδοτικότητα, τόσο αυτών όσο και του ηλεκτρικού δικτύου γενικότερα
- Άμεσης απόκρισης στη ζήτηση του ηλεκτρικού δικτύου

2.1 Υγροποίηση αέρα

2.1.1 Ιδιότητες αέρα

Ο ατμοσφαιρικός αέρας αποτελεί ένα μίγμα αερίων με σύσταση περίπου 78 % N₂, 21 % O₂ και 1 % άλλων στοιχείων όπως υδρατμό, διοξείδιο του άνθρακα, αργό, θείο και άλλα (Hall, 2015).

Μοντελοποιείται συνήθως ως αέριο ομοιόμορφης σύστασης με ιδιότητες που προκύπτουν ως ο μέσος όρος των ιδιοτήτων των επιμέρους συστατικών του. Οι ιδιότητες αυτές ποικίλουν ανάλογα με την τοποθεσία και το υψόμετρο στο οποίο βρίσκεται ο παρατηρητής. Στον Πίνακα 2.1 δίνονται οι τιμές των ιδιοτήτων του αέρα στο επίπεδο της θάλασσας για μια τυπική μέρα.

Πίνακας 2.1 Ιδιότητες ατμοσφαιρικού αέρα σε τυπικές συνθήκες (Hall, 2015)

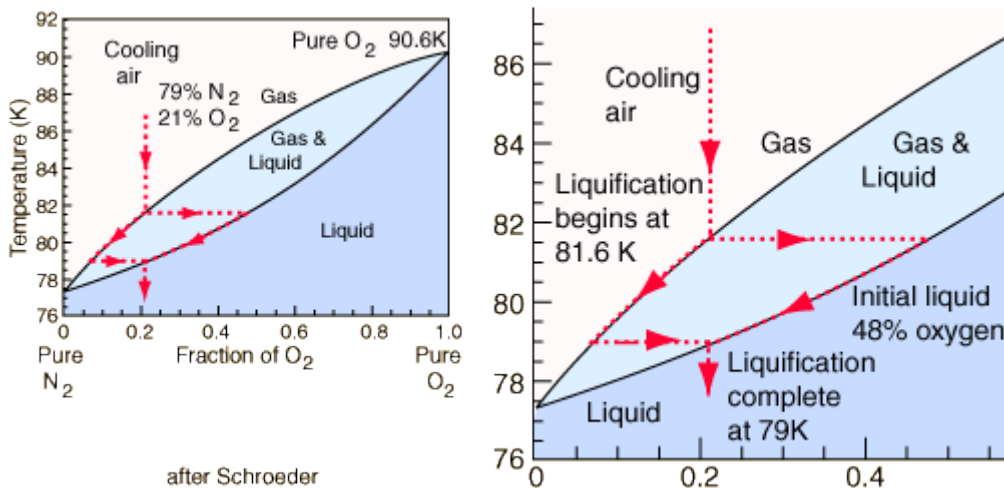
Ιδιότητες	Μονάδες μέτρησης	Τιμή
Πυκνότητα	kg/m ³	1,229
Ειδικός Όγκος	m ³ /kg	0,814
Πίεση	Bar	1,01325
Θερμοκρασία	°C	15
Ιξώδες	N x sec/m ²	1,73 x 10 ⁻⁵

Η υγροποίηση του αέρα αποτελεί μια ενδιαφέρουσα διαδικασία. Θεωρείται γενικά ότι το σημείο υγροποίησης ενός μίγματος αερίων, θα βρίσκεται ανάμεσα στα σημεία βρασμού των καθαρών αυτών αερίων. Ο ατμοσφαιρικός αέρας μπορεί να θεωρηθεί ότι αποτελεί βασικά ένα μίγμα 2 διατομικών αερίων του οξυγόνου και του αζώτου, το σημείο βρασμού των οποίων είναι 90,6 K για το οξυγόνο και 77 K για το άζωτο.

Το πείραμα του Schroeder

Ένα από τα πρώτα πειράματα για τον προσδιορισμό του σημείου υγροποίησης του αέρα έγινε από τον Daniel Schroeder και έδειξε ότι αν ο αέρας ψυχθεί σε ατμοσφαιρική πίεση παραμένει σε αέρια φάση μέχρι τους 81,6 K ενώ υγροποιείται πλήρως στους 79 K (Schroeder, 2000).

Τα θερμοδυναμικά αυτά μεγέθη αποτυπώνονται επαρκώς στο Σχήμα 2.2 που ακολουθεί ενώ γίνεται και μια σύντομη περιγραφή του πειράματος του Schroeder από τα οποία και προέκυψαν αυτά.



Σχήμα 2.2 Διαγραμματική αποτύπωση υγροποίησης αέρα (Schroeder, 2000)

Το πείραμα από το οποίο προέκυψαν τα παραπάνω στοιχεία συνίσταται στη βύθιση ενός μπαλονιού με αέρα σε υγρό άζωτο διαδικασία που οδηγεί άμεσα σε σχεδόν πλήρη υγροποίηση του αέρα μέσα στο μπαλόνι. Η διαδικασία αυτή ονομάζεται «συρρικνωμένου ασκού» («shrinking balloon» demonstration).

Σήμερα ο αέρας υγροποιείται σε μεγάλη βιομηχανική κλίμακα ξεκινώντας από ατμοσφαιρική κατάσταση. Υπάρχουν πολλοί κύκλοι υγροποίησης με τον απλούστερο να είναι γνωστός ως ο κύκλος του Linde. Οι Hampson-Linde, το 1896, υγροποίησαν για πρώτη φορά αέρα χρησιμοποιώντας το φαινόμενο Joule-Thomson και τη διαδικασία αναγεννητικής ψύξης όπως αναλύεται παρακάτω (Gavroglu, 2014).

2.1.2 Φαινόμενο Joule-Thomson

Πριν γίνει ανάλυση του κύκλου υγροποίησης του Linde απαραίτητο είναι να κατανοηθεί το φαινόμενο Joule-Thomson. Ονομάστηκε έτσι από τους Prescott Joule και William Thomson που το παρατήρησαν και το κατέγραψαν το 1852 ακολουθώντας προηγούμενη δουλειά του Joule σχετικά με την εκτόνωση αερίων και μπορεί να περιγραφεί απλά ως εξής:

Εάν σε ένα αέριο επιτραπεί να εκτονωθεί αδιαβατικά μέσω λεπτού ακροφυσίου από μια περιοχή υψηλής πίεσης σε μια περιοχή χαμηλής πίεσης, παρατηρείται σημαντική πτώση της θερμοκρασίας του υπό την προϋπόθεση ότι και η αρχική θερμοκρασία του αερίου είναι επαρκώς χαμηλή. Υπό κατάλληλες συνθήκες το αέριο μπορεί να οδηγηθεί μέχρι και σε υγροποίηση (Rowlinson, 2009).

Ο ρυθμός μεταβολής της θερμοκρασίας σε σχέση με την πίεση κατά το φαινόμενο Joule-Thomson, όπου η ενθαλπία παραμένει σταθερή, εκφράζεται με το συντελεστή Joule-Thomson (Kelvin) μ_{JT} . Ο συντελεστής αυτός μπορεί να εκφραστεί σε συνάρτηση του όγκου του αερίου, του συντελεστή θερμοχωρητικότητας C_p και του θερμικού συντελεστή α σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_H = \frac{V}{C_p}(\alpha T - 1)$$

Ο συντελεστής αυτός, εξαρτάται από τη θερμοκρασία και την πίεση του αερίου πριν την εκτόνωση και εκφράζεται σε °C/bar (μονάδες SI: K/Pa).

Κάθε πραγματικό ρευστό έχει ένα σημείο καμψής (inversion point) στο οποίο ο συντελεστής μ_{JT} αλλάζει πρόσημο. Η θερμοκρασία του σημείου αυτού, (Joule-Thomson inversion temperature) εξαρτάται από την πίεση του ρευστού πριν την εκτόνωση. Για να επιτευχθεί ψύξη του ρευστού, πρέπει θερμοδυναμικά αυτό να βρίσκεται εντός της περιοχής που περιβάλλεται από την καμπύλη, επί της οποίας ισχύει:

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_H = 0$$

Ο υπολογισμός των καμπυλών αυτών για κάθε ρευστό απαιτεί την εκτέλεση δύσκολων πειραμάτων με σκοπό την κατάστρωση των εμπειρικών εξισώσεων που τις χαρακτηρίζουν. (Colina, et al., 1998)

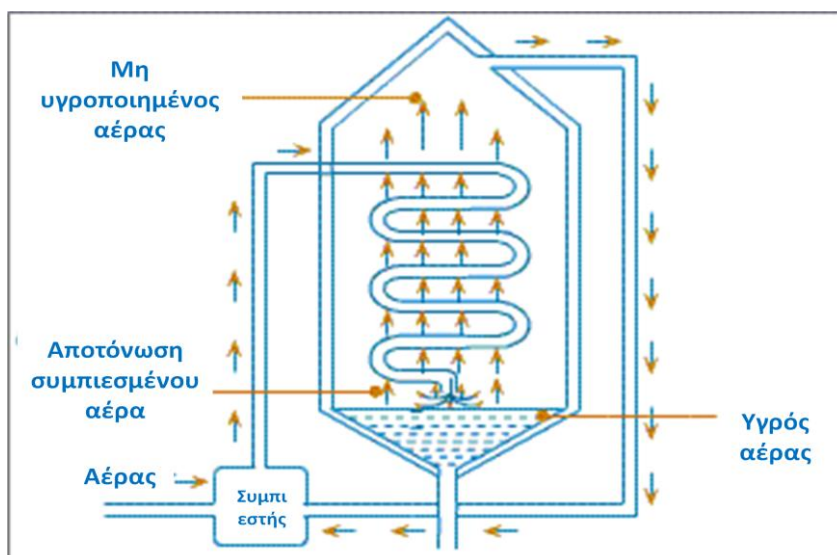
2.1.3 Αναγεννητική ψύξη

Για τα περισσότερα αέρια το ποσοστό που ψύχεται λόγω του φαινομένου Joule-Thomson είναι αρκετά μικρό.

Συγκεκριμένα, για αέρα θερμοκρασίας 20 °C όταν η πίεση στις 2 πλευρές του ακροφυσίου είναι 50 και 1 bar αντίστοιχα έχει βρεθεί ότι η θερμοκρασία πέφτει κατά 11,7 °C (Chandra, 2012). Αλλά ακόμα και αν επιτευχθεί πτώση πίεσης 210 bar, η πτώση της θερμοκρασίας περιορίζεται στους 42 °C (Chandra, 2012). Για να μπορέσει να γίνει πιο αποτελεσματικό το φαινόμενο Joule-Thomson χρησιμοποιείται η διαδικασία αναγεννητικής ψύξης (regenerative cooling).

Πιο αναλυτικά, ένα ποσοστό του αερίου που υφίσταται το φαινόμενο Joule-Thomson και ψύχεται χρησιμοποιείται για την ψύξη του εισερχόμενου ρεύματος αέρα στο ακροφύσιο. Με τον τρόπο αυτό το φαινόμενο ψύξης πολλαπλασιάζεται. Εάν η διαδικασία αυτή γίνεται επαναλαμβανόμενα, ονομάζεται αναγεννητική ψύξη.

Στην πράξη για να γίνει αυτό χρησιμοποιούνται δοχεία με ομόκεντρους σωλήνες (concentric tubes). Πρόκειται για δύο οι περισσότερους ομόκεντρους σωλήνες σε σπειροειδή διάταξη όπου στον εσωτερικό ρέει το αέριο υψηλής πίεσης που εισέρχεται στο ακροφύσιο, ενώ στον εξωτερικό το αέριο χαμηλής πίεσης που εξέρχεται από αυτό. Κατά τη διαδικασία αναγέννησης, όσο χαμηλότερη είναι η αρχική θερμοκρασία του ρευστού τόσο πιο αποτελεσματική είναι η ψύξη με το φαινόμενο Joule-Thomson (Chandra, 2012). Η παραπάνω διαδικασία μπορεί να απεικονιστεί όπως στο Σχήμα 2.3 που ακολουθεί:



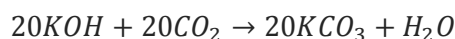
Σχήμα 2.3 Ενδεικτική απεικόνιση κύκλου αναγεννητικής ψύξης (AIR LIQUIDE)

2.1.4 Ανάλυση κύκλου Linde

Ο κύκλος υγροποίησης των Hampson-Linde ως ο πιο απλός αποτελεί την βάση πάνω στην οποία σχεδιάζονται όλες οι σύγχρονες πειραματικές μονάδες με ορισμένες τροποποιήσεις κάθε φορά, και μπορεί να αναλυθεί στα επιμέρους βήματα που ακολουθούν: (SRM University)

- Αέρας αναρροφάται από το περιβάλλον
- Μια πρώτη αντλία ανεβάζει την πίεσή του στις 25 atm
- Εισέρχεται σε εναλλάκτη με εργαζόμενο μέσο κρύο νερό όπου πέφτει η θερμοκρασία του
- Σε κατάλληλο δοχείο αναμιγνύεται με διάλυμα υδροξειδίου του καλίου (KOH)

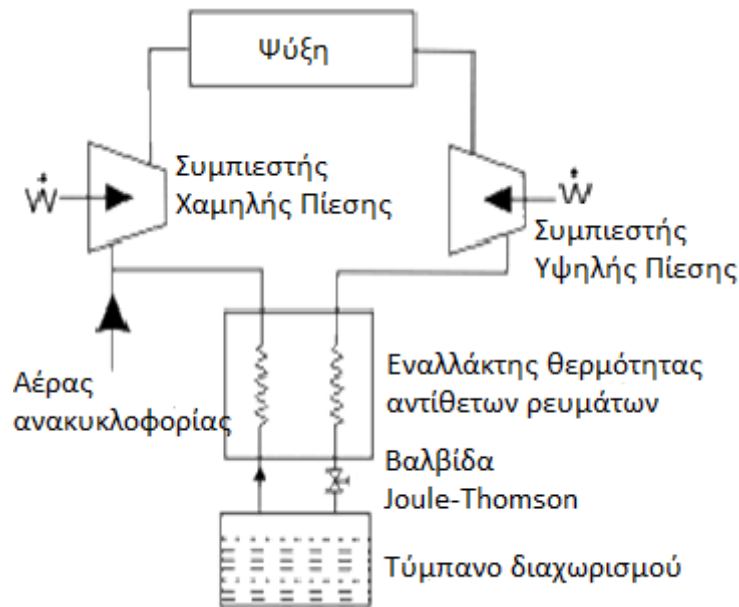
Η ανάμειξη του αέρα με KOH έχει ως σκοπό την απομάκρυνση του διοξειδίου του άνθρακα που έχει υψηλότερο σημείο υγροποίησης από τον αέρα και θα αποτελούσε πρόβλημα στην μετέπειτα διαδικασία. Ακολουθείται η χημική αντίδραση:



- Μια δεύτερη αντλία στη συνέχεια ανεβάζει περαιτέρω την πίεση του αέρα στις 200 atm
- Περνάει από δεύτερο εναλλάκτη με εργαζόμενο μέσο κρύο μίγμα που προκαλεί πτώση θερμοκρασίας και στους $-20\text{ }^\circ\text{C}$.
- Στη συνέχεια ο αέρας περνάει από λεπτό ακροφύσιο στο οποίο, λόγω του φαινομένου Joule-Thomson, οδηγείται σε πτώση θερμοκρασίας. Με ανακυκλοφορία στην αντλία στη δεύτερη αντλία, φτάνει τελικά στη θερμοκρασία των $-70\text{ }^\circ\text{C}$.
- Η ίδια διαδικασία ακολουθείται και με δεύτερο ζεύγος ακροφυσίου-συμπιεστή μέχρις ότου η θερμοκρασία του αέρα φτάσει τους $-192\text{ }^\circ\text{C}$ όπου και ξεκινά η υγροποίησή του.

- Το προκύπτον διφασικό μίγμα οδηγείται σε δοχείο διαχωρισμού όπου ο υγροποιημένος αέρας διοχετεύεται στο δοχείο αποθήκευσής του ενώ το αέριο στοιχείο οδηγείται πίσω στην πρώτη αντλία και αναμειγνύεται με το εισερχόμενο ρεύμα αέρα από το περιβάλλον

Ο παραπάνω κύκλος απεικονίζεται ενδεικτικά στο Σχήμα 2.4 που ακολουθεί.



Σχήμα 2.4 Ενδεικτική απεικόνιση κύκλου υγροποίησης αέρα κατά Linde (Alam, 2008)

Η υγροποίηση σήμερα γίνεται με πιο πολύπλοκους κύκλους που απαιτούν περίπου 1080 kJ ενέργειας για κάθε κιλό υγρού αέρα (Ameel, et al., 2012).

2.2 Αποθήκευση υγρού αέρα

Αμέσως μετά την τελευταία εκτόνωση στο ακροφύσιο Joule-Thomson, ο αέρας μπαίνει στη διφασική περιοχή (vapor fraction $\neq 1$). Το διφασικό μίγμα οδηγείται σε κατάλληλο τύμπανο όπου διαχωρίζεται σε υγρό και αέριο στοιχείο. Το αέριο οδηγείται πάλι στην αρχή του κύκλου όπως αναλύθηκε και παραπάνω ενώ ο υγροποιημένος αέρας φυλάσσεται σε ειδικά διαμορφωμένα δοχεία μέχρι να χρειαστεί για την παραγωγή ενέργειας.

Τα δοχεία στα οποία αποθηκεύεται ο υγροποιημένος αέρας (διεθνώς γνωστά ως cryogenic tanks) είναι συνήθως κυλινδρικά δοχεία με διπλό τοίχωμα. Στο χώρο ανάμεσα στα δύο τοιχώματα υπάρχει μονωτικό υλικό και συνθήκες κενού υψηλής κλάσης, προκειμένου να ελαχιστοποιούνται η απώλειες λόγω ατμοποίησης του υγροποιημένου αέρα. Τα δοχεία αυτά σχεδιάζονται να είναι ανθεκτικά και εύκολα στη λειτουργία τους. Έχουν συνήθως βαλβίδες γεμίματος τόσο στην κορυφή όσο και στη βάση του δοχείου κατά τη λειτουργία των οποίων η πίεση στο εσωτερικό του δοχείου πέφτει όταν χρησιμοποιείται η πρώτη και ανεβαίνει όταν λειτουργεί η δεύτερη. Ένα ειδικά διαμορφωμένο σύστημα επιτρέπει την αύξηση της πίεσης στο δοχείο κατά την μεταφορά του υγροποιημένου αέρα σε άλλο δοχείο ή στον στρόβιλο εκτόνωσης. Με την κατάλληλη λειτουργία των βαλβίδων στην κορυφή και

τη βάση του δοχείου διατηρείται σταθερή η πίεση μέσα σε αυτό διασφαλίζοντας έτσι τη συνεχή εκροή του υγροποιημένου αέρα προς τον ατμοποιητή (ING. L&A. Boschi, 2008).

Η αποθήκευση υγροποιημένου αέρα εγείρει κάποια θέματα ασφαλείας τα οποία όμως είναι γνωστά, αντιμετωπίζονται σχετικά εύκολα και συνδέονται με δύο κυρίως παράγοντες:

- Υπερβολικά χαμηλή θερμοκρασία

Ο υγροποιημένος αέρας βρίσκεται σε τόσο χαμηλή θερμοκρασία που μπορεί να προκαλέσει σοβαρά εγκαύματα και κρυοπαγήματα αν έρθει σε επαφή με τα δέρμα, ενώ επικίνδυνη είναι και η επαφή με το δοχείο αποθήκευσης λόγω του ψύχους της, κάτι το οποίο όμως αντιμετωπίζεται εύκολα με την κατάλληλη ενδυμασία του προσωπικού που απασχολείται στις εγκαταστάσεις

- Εμπλουτισμός του αέρα σε οξυγόνο

Στον υγροποιημένο αέρα η αναλογία αζώτου οξυγόνου είναι περίπου 79:21 όπως και στην ατμόσφαιρα. Ωστόσο λόγω του ότι το σημείο ατμοποίησης του αζώτου ($-196\text{ }^{\circ}\text{C}$) είναι χαμηλότερο από αυτό του οξυγόνου ($-183\text{ }^{\circ}\text{C}$) με το χρόνο ατμοποιείται περισσότερο άζωτο σε σχέση με το οξυγόνο κάτι το οποίο μπορεί να οδηγήσει σε αύξηση της περιεκτικότητας του μίγματος σε οξυγόνο. Λόγω της υψηλής αντιδραστικότητας του οξυγόνου και ιδιαίτερα αν αυτό έρθει σε επαφή με υδρογονάνθρακες, οποιαδήποτε περιεκτικότητα μεγαλύτερη του 23 % θεωρείται επικίνδυνη (LAEN, 2013).

2.3 Ανάκτηση ενέργειας

Η ανάκτηση ενέργειας από ένα κρυογενές μέσο όπως ο υγροποιημένος αέρας έχει διερευνηθεί θεωρητικά με χρήση του 2^{ου} Θερμοδυναμικού Νόμου. Για την χρήση της ενέργειας αυτής, με σκοπό την παραγωγή αξιοποιήσιμης ισχύος, έχουν προταθεί στη βιβλιογραφία 4 μέθοδοι που αναλύονται επιγραμματικά παρακάτω.

Η πρώτη είναι η μέθοδος άμεσης εκτόνωσης κατά την οποία το κρυογενές μέσο αφού συμπιεστεί θερμαίνεται σε ατμοσφαιρική θερμοκρασία είτε με απευθείας επαφή με περιβαλλοντικές συνθήκες είτε με τη χρήση απορριπτόμενης θερμότητας χαμηλής ισχύος από εξωτερική πηγή. Στη συνέχεια εκτονώνεται σε στρόβιλο ισχύος από τον οποίον παράγεται τελικά ηλεκτρική ισχύς. Στη δεύτερη μέθοδο χρησιμοποιείται οργανικό εργαζόμενο μέσο σαν μια έμμεση πηγή θερμότητας σε έναν ανοιχτό κύκλο Rankine στον οποίο το κρυογενές μέσο λειτουργεί σαν υγρό συμπύκνωμα και μεταφέρει την ενέργειά του στο οργανικό μέσο, μέσω του συμπυκνωτή. Η θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στην ατμόσφαιρα και το κρυογενές μέσο, οδηγεί το οργανικό μέσο του κύκλου Rankine σε παραγωγή ισχύος με τους γνωστούς κανόνες. Στην τρίτη μέθοδο χρησιμοποιείται κύκλος Brayton στον οποίον το κρυογενές μέσο ψύχει το εισερχόμενο στο συμπιεστή αέριο. Το αέριο θερμαίνεται στη συνέχεια σε συνθήκες περιβάλλοντος ή/και υψηλότερες θερμοκρασίες και εκτονώνεται σε στρόβιλο ισχύος. Προφανώς όσο χαμηλότερη είναι η θερμοκρασία εισόδου του αερίου στο συμπιεστή τόσο λιγότερο έργο καταναλώνεται, και έτσι βελτιώνεται ο συνολικός βαθμός απόδοσης του κύκλου Brayton με την αξιοποίηση της ψυχρής ενέργειας του κρυογενούς. Τέλος ο συνδυασμός των τριών παραπάνω μεθόδων

μπορεί να θεωρηθεί σαν μια τέταρτη μέθοδος ανάκτησης ενέργειας του κρυογενούς μέσου (Li, 2011).

Από τις παραπάνω μεθόδους, η απλούστερη αλλά και συνάμα λιγότερο αποδοτική, είναι η μέθοδος άμεσης εκτόνωσης, καθώς μεγάλο μέρος της ψυχρής ενέργειας του κρυογενούς μέσου απορρίπτεται στο περιβάλλον μετά την εκτόνωση οδηγώντας σε σημαντικές απώλειες ισχύος.

Στη μοντελοποίηση η οποία αναλύεται στο Κεφάλαιο 4 της παρούσας διπλωματικής εργασίας, έγινε προσπάθεια συνδυασμού των παραπάνω μεθόδων ανάκτησης της αποθηκευμένης ενέργειας από τον υγροποιημένο αέρα, και κυρίως των κύκλων άμεσης εκτόνωσης και Brayton με σημαντικό ρόλο σε αυτό να παίζει η ενδιάμεση αποθήκευση ψύχους που αναφέρθηκε παραπάνω.

2.4 Αποθήκευση ψύχους (Cold Energy Storage)

Στόχος της αποθήκευσης ψύχους είναι η ανάκτηση της ψυχρής ενέργειας που απελευθερώνεται από το στρόβιλο με τη μορφή κρύου αέρα μετά την εκτόνωση του υγροποιημένου αέρα και την παραγωγή ενέργειας. Κατά την εκτόνωση αυτή από το στρόβιλο εξέρχεται αέρας σε ατμοσφαιρική πίεση, θερμοκρασίας πολύ χαμηλής και ως εκ τούτου με μεγάλη πυκνότητα εξέργειας.

Η μέθοδος που προτείνεται από τη βιβλιογραφία για την εκμετάλλευση της ενέργειας αυτής είναι η χρήση ενδιάμεσου οργανικού μέσου για την ανάκτηση της “ψυχρής” ενέργειας του αέρα. Πιο συγκεκριμένα, οι εναλλάκτες του κύκλου υγροποίησης χρησιμοποιούν σαν εργαζόμενο μέσο κάποιο οργανικό ρευστό το οποίο ψύχεται από τον κρύο αέρα και λειτουργεί έτσι όχι μόνο σαν εργαζόμενο μέσο αλλά και σαν μέσο αποθήκευσης ψύχους (Li, 2011).

Για να είναι εφικτό αυτό, απαραίτητο είναι να πληρούνται ορισμένες προδιαγραφές τόσο στη διαδικασία όσο και στις ιδιότητες του οργανικού ρευστού που θα χρησιμοποιηθεί και συμπεκνώνονται επαρκώς στα παρακάτω:

- Για λόγους ασφάλειας αλλά και για τη μείωση του κόστους του απαραίτητου εξοπλισμού, η επιθυμητή πίεση είναι ίση με την ατμοσφαιρική
- Για τη μείωση του όγκου του ρευστού επιθυμητό είναι να βρίσκεται σε υγρή κατάσταση
- Υψηλή ειδική θερμοχωρητικότητα
- Πρέπει να είναι ευσταθές και να παρουσιάζει ασφαλή λειτουργία κάτω από τις εργαζόμενες συνθήκες (τοξικότητα, χαμηλή αναφλεξιμότητα κλπ)
- Υψηλός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας για τη μείωση των επιφανειών συναλλαγής θερμότητας των εναλλακτών
- Πρέπει να είναι οικονομικό και εύκολο να βρεθεί

Βάσει των παραπάνω προδιαγραφών εξετάζονται μόνο τα κοινά ψυκτικά μέσα, των οποίων οι ιδιότητες παρουσιάζονται στον Πίνακα 2.2:

Πίνακας 2.2 Χαρακτηριστικά κοινών ψυκτικών μέσων (The Engineering Toolbox, 1996)

	Σημείο Τήξεως (Κ)	Σημείο Βρασμού (Κ)	Επιβλαβή Χαρακτηριστικά
Προπάνιο	85	231	Υψηλή αναφλεξιμότητα
R218	90	235	Μη εύφλεκτο, Μη τοξικό
Προπυλένιο	88	225	Υψηλή αναφλεξιμότητα
Αιθάνιο	90	184	Εύφλεκτο
R12	116	243	Μη εύφλεκτο
Βουτάνιο	136	273	Υψηλή αναφλεξιμότητα
R11	163	297	Μη εύφλεκτο
Μεθανόλη	176	338	Εύφλεκτο, Τοξικό

Από τα παραπάνω, το προπάνιο και το αιθάνιο έχουν καλύτερη θερμοχωρητικότητα και υψηλότερο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας συγκριτικά με τα υπόλοιπα αλλά όπως φαίνεται και από τον πίνακα είναι αρκετά επικίνδυνα και ασταθή υλικά. Για το λόγο αυτό καθώς και για τις εργαζόμενες συνθήκες που έχουμε στη μοντελοποίηση που θα ακολουθήσει ως καταλληλότερο ψυκτικό επιλέγεται το R218.

2.5 Εφαρμογές

Σήμερα στην Ευρώπη λειτουργεί μόνο μια μονάδα αποθήκευσης ενέργειας με υγροποιημένο αέρα στην πόλη Slough της Μεγάλης Βρετανίας. Πρόκειται για μια πιλοτική μονάδα 350 kW/2.5 MWh της εταιρίας Highview Power Storage που λειτουργεί για περισσότερα από 2 χρόνια και έχει αποδειχτεί ικανή να ανταπεξέλθει στις τεχνολογικές απαιτήσεις του εθνικού δικτύου παραγωγής και κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας της χώρας (Highview Power Storage, 2013).



Εικόνα 2.1 Πιλοτική μονάδα LAES της εταιρίας Highview Power Storage (Liquid Air Technologies - a guide to the potential, 2013)

Με την τεχνολογία υγροποιημένου αέρα η εταιρία Highview προωθεί μια λύση για αποθήκευση ενέργειας, χαμηλότερου κόστους κατασκευής από το αντίστοιχο μιας μονάδας αντλησιοταμίευσης και με δυνατότητες ονομαστικής ισχύος που δεν μπορούν να επιτευχθούν από μπαταρίες. Το σύστημα δεν περιέχει μονάδες καύσης και χρησιμοποιεί συνήθη υλικά γεγονός που το καθιστά πλήρως ανακυκλώσιμο μετά την ολοκλήρωση της λειτουργίας του (40+ χρόνια).

Σύμφωνα με την ανφορά της εταιρίας το καλοκαίρι του 2013, η τεχνολογία είναι χαμηλού τεχνολογικού ρίσκου, φιλική προς το περιβάλλον και χωρίς γεωγραφικούς και γεωλογικούς περιορισμούς για την εγκατάστασή της μονάδας. Επιπλέον, έχει τη δυνατότητα αξιοποίησης απορριπτόμενης θερμότητας χαμηλού ενεργειακού επιπέδου από γειτονικές μονάδες παραγωγής ενέργειας σε ποσοστό 50-60 %, σημαντικά υψηλότερο αυτού ενός συστήματος οργανικού κύκλου Rankine (Highview Power Storage, 2013).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΜΑΘΗΜΑΤΙΚΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΙΔΑΝΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΥΓΡΟΠΟΙΗΣΗΣ

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής έγινε προσπάθεια προσέγγισης της τεχνολογίας αποθήκευσης ενέργειας αρχικά με χρήση του προγράμματος MATLAB. Για τον κύκλο υγροποίησης του Linde που αναλύθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, κατασκευάστηκε μαθηματικό μοντέλο που υπολογίζει τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του αέρα σε κάθε θέση του κύκλου καθώς και την ενέργεια που καταναλώνεται κατά την υγροποίησή του και κατ' επέκταση το βαθμό απόδοσης της μεθόδου αυτής ως προς την αποθήκευση ενέργειας.

Στο παρόν κεφάλαιο αναλύεται ιδανικά ο κύκλος υγροποίησης για διευκόλυνση των υπολογισμών, με στόχο μια ικανοποιητική προσέγγιση των μεγεθών που περιγράφονται παρακάτω.

Για το πρώτο σκέλος του προβλήματος έγινε χρήση του λογισμικού REFPROP.

3.1 Το λογισμικό REFPROP

Το REFPROP είναι μια βάση δεδομένων που υπολογίζει θερμοδυναμικά στοιχεία καθαρών ρευστών, μιγμάτων ορισμένης σύστασης όπως ο αέρας και κάποιων οργανικών ρευστών. Για να γίνει ο παραπάνω υπολογισμός χρειάζεται να οριστεί ζεύγος τιμών (π.χ. πίεση P και θερμοκρασία T) του ρευστού σε κάποια κατάσταση. Τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά μεγέθη (ενθαλπία H , εντροπία S , πυκνότητα ρ κλπ) επιστρέφονται από το πρόγραμμα υπό μορφή πίνακα μόλις ο χρήστης ορίσει το απαιτούμενο ζεύγος τιμών.

Αν το ρευστό είναι σε κατάσταση κορεσμού, απαιτείται μόνο ένα θερμοδυναμικό του χαρακτηριστικό (π.χ. θερμοκρασία T) για την εύρεση όλων των υπολοίπων. Κύριο χαρακτηριστικό του λογισμικού είναι ότι λειτουργεί ως βιβλιοθήκη. Αυτό δίνει τη δυνατότητα στο χρήστη να το καλέσει και μέσω άλλων προγραμμάτων, όπως έγινε και για την παρούσα εργασία με τη MATLAB.

Ένα πρόβλημα που παρατηρήθηκε κατά την ανάπτυξη του κώδικα ήταν ότι το λογισμικό δεν μπορεί να υπολογίσει τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά διφασικού μίγματος. Στην εγκατάσταση που μελετάται ο αέρας μπαίνει στη διφασική περιοχή κατά την υγροποίησή του και γίνεται πλέον αδύνατο να προσδιορισθούν τα χαρακτηριστικά του με χρήση του REFPROP. Έτσι, απαραίτητη είναι μια προσέγγιση των τιμών που απαιτούνται για τους υπολογισμούς, η οποία γίνεται λαμβάνοντας υπόψη θεωρητικά και πειραματικά στοιχεία της βιβλιογραφίας.

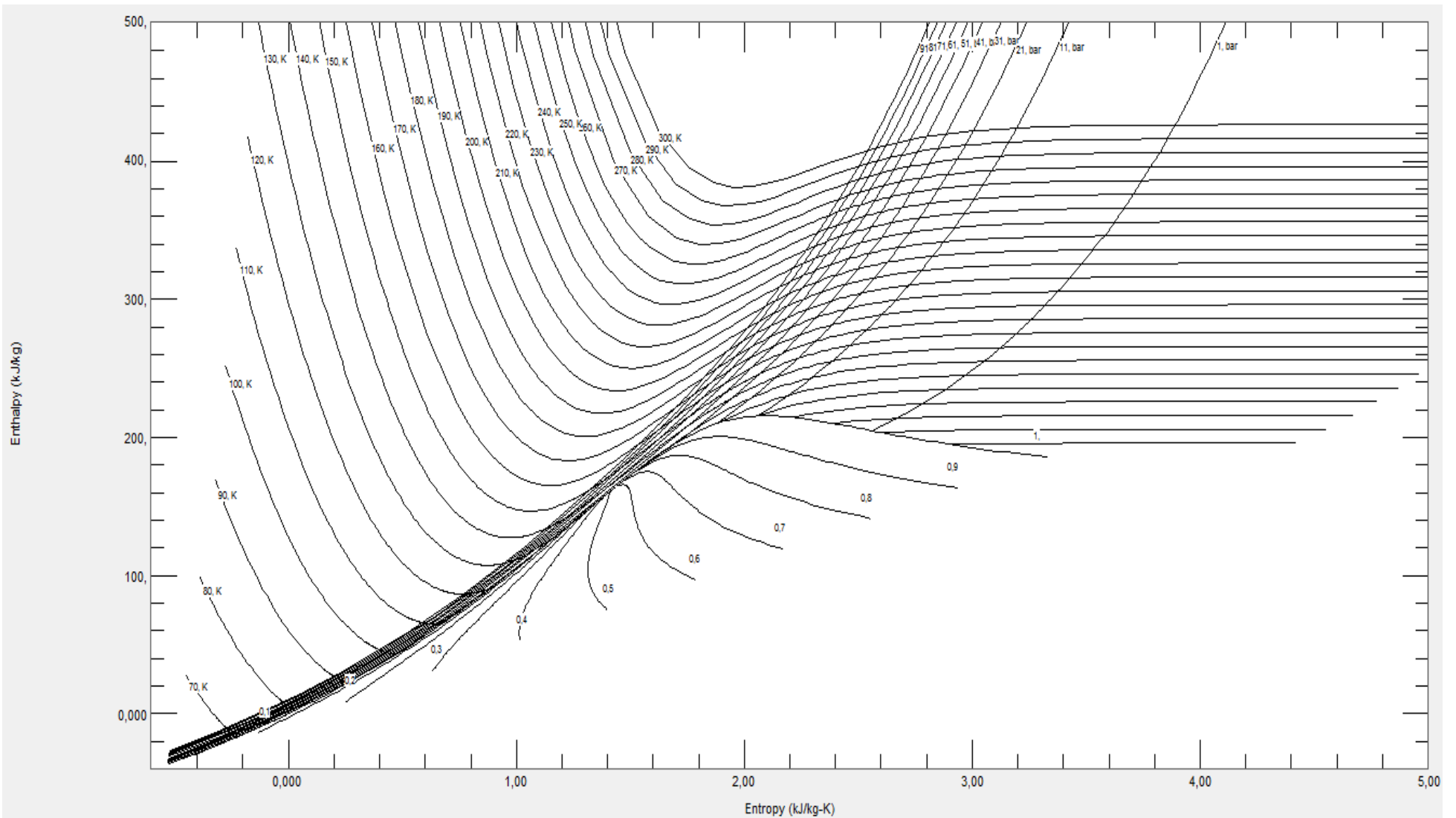
Για την ανάλυση που ακολουθεί επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθεί το ήδη ορισμένο μίγμα αέρα που υπάρχει στη βιβλιοθήκη του προγράμματος με σύσταση:

- 78,12 % N_2 (Αζωτο)
- 20,96 % O_2 (Οξυγόνο)
- 0,92 % A_2 (Αργό)

Στο Σχήμα 3.2 απεικονίζεται το διάγραμμα Ενθαλπίας-Εντροπίας όπως προκύπτει από το REFPROP για ένα μεγάλο εύρος τιμών πίεσης και θερμοκρασίας.

Αξίζει να σημειωθεί ότι με την παραπάνω σύσταση αγνοείται η υγρασία του ατμοσφαιρικού αέρα καθώς και το διοξείδιο του άνθρακα που περιέχει. Η κατάσταση αυτή θεωρείται ιδανική και πιθανώς να οδηγεί σε αποκλίσεις στις τιμές που υπολογίζονται σε σχέση με την πραγματική κατάσταση αλλά στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής, αυτές θεωρούνται αμελητέες.

Ο κώδικας αναλύεται στην επόμενη ενότητα και παρατίθεται στο Παράρτημα 1 της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

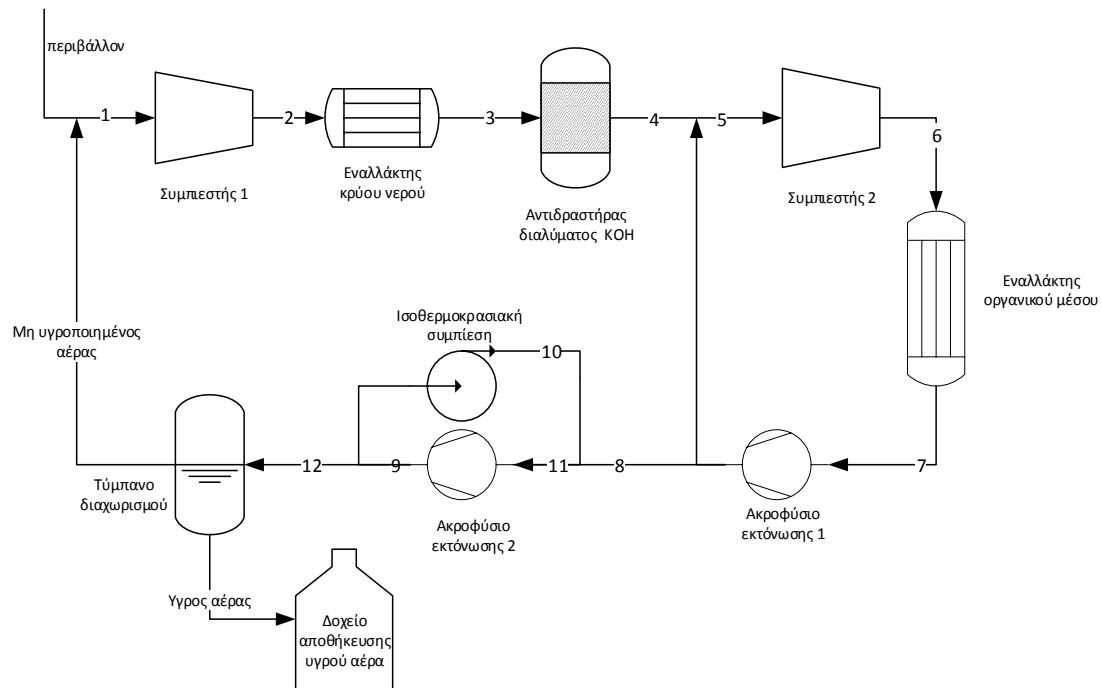


Διάγραμμα 3.1 Θερμοδυναμικό διάγραμμα h-s αέρα

3.2 Ανάπτυξη κώδικα

3.2.1. Κύκλος Υγροποίησης κατά Linde

Ο κώδικας που αναπτύχθηκε, έχει ως στόχο την προσέγγιση του ιδανικού κύκλου υγροποίησης αέρα κατά Linde. Μελετάται η εγκατάσταση που έχει αναλυθεί στο ανάλογο κεφάλαιο και μπορεί να προσεγγιστεί σχεδιαστικά όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.2.



Σχήμα 3.2 Σχεδιαγραμματική απεικόνιση ιδανικού κύκλου υγροποίησης αέρα

Στον παραπάνω κύκλο αριθμούνται τα σημεία αλλαγής συνθηκών του ρευστού. Από τη θεωρητική μελέτη του κύκλου Linde είναι γνωστές οι συνθήκες σε ορισμένα σημεία του κύκλου ενώ για τα υπόλοιπα γίνονται υπολογισμοί και παραδοχές ως ακολούθως:

Ατμοσφαιρικός αέρας εισάγεται στον κύκλο. Θεωρούνται συνθήκες αναφοράς για πίεση και θερμοκρασία ($T=293,15\text{ K}$ και $P=1,01325\text{ bar}$) και υπολογίζονται με το REFPROP η ενθαλπία, η εντροπία, η ειδική θερμοχωρητικότητα και η πυκνότητα του αέρα.

Κατάσταση 1

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3.2 ο ατμοσφαιρικός αέρας αναμιγνύεται με τον αέρα που δεν υγροποιήθηκε κατά την ολοκλήρωση του κύκλου. Όπως αναλύεται παρακάτω κατασκευάζεται επαναληπτικός βρόγχος για την εύρεση των χαρακτηριστικών του ρευστού σε αυτή τη θέση, με αρχική θεώρηση ότι δεν υπάρχει μεταβολή των χαρακτηριστικών του ρευστού σε σχέση με τις ατμοσφαιρικές συνθήκες.

Κατάσταση 2

Μετά τον πρώτο συμπιεστή ο αέρας εξέρχεται με πίεση 30 bar. Η συμπίεση θεωρείται ισεντροπική και έτσι με το REFPROP υπολογίζονται και τα υπόλοιπα χαρακτηριστικά του ρευστού στη θέση αυτή.

Κατάσταση 3

Μετά την πρώτη συμπίεση ο αέρας εισέρχεται σε εναλλάκτη με εργαζόμενο μέσο κρύο νερό. Για τον εναλλάκτη θεωρούνται τα παρακάτω:

- Βαθμός απόδοσης: $\eta_{EN} = 85 \%$
- Θερμοκρασία εργαζόμενου μέσου (νερό): $T_{water} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$
- Μηδενικές απώλειες πίεσης

Με τα παραπάνω μπορεί να υπολογιστεί η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον εναλλάκτη ως εξής:

$$\eta_{EN} = \frac{T_3 - T_2}{T_{water} - T_2} \rightarrow T_3 = \eta_{EN} \times (T_{water} - T_2) + T_2$$

Ορίζεται πάλι έτσι το απαιτούμενο ζεύγος μεγεθών και το REFPROP δίνει τα υπόλοιπα στοιχεία του ρευστού.

Κατάσταση 4

Μετά την αντίδραση του αέρα με το υδροξείδιο του καλίου ιδανικά θεωρείται μηδενική μεταβολή συνθηκών (στην πράξη υπάρχουν απώλειες πίεσης και θερμοκρασίας αλλά αυτές δεν εξετάζονται στην παρούσα προσέγγιση)

Κατάσταση 5

Ως 5 ορίστηκε η κατάσταση του αέρα μετά τον πρώτο κόμβο ανακυκλοφορίας του συστήματος. Αρχικά θεωρείται στο σημείο αυτό αέρας κατάστασης 4 ο οποίος και εισέρχεται στη δεύτερη αντλία του συστήματος (βλ. [Σχήμα 3.2](#)). Εκτελώντας τα βήματα που αναλύονται και παρακάτω προκύπτει μετά το πρώτο ακροφύσιο αέρας κατάστασης 8.

Από τη θεωρία πρέπει ο αέρας σε αυτό το σημείο του κύκλου να έχει θερμοκρασία που να προσεγγίζει τους $-70 \text{ }^\circ\text{C}$. Εάν δεν έχουμε ανακυκλοφορία όπως αυτή που εικονίζεται στο σκαρίφημα κάτι τέτοιο δεν γίνεται εφικτό. Κατασκευάζεται λοιπόν μέσα στον κώδικα επαναληπτικός βρόγχος που προσομοιώνει την απαιτούμενη ανακυκλοφορία μέχρις ότου επιτευχθούν τα μεγέθη που αναγράφονται στη βιβλιογραφία.

Από τον κώδικα προέκυψε ότι απαιτούνται 5 ανακυκλοφορίες, με τη θερμοκρασία του αέρα στο σημείο 5 να προκύπτει ως αποτέλεσμα ανάμειξης υπό σταθερή πίεση σύμφωνα με τον παρακάτω τύπο: (Lecture Notes ETH courses, 2014)

$$T_5 = \frac{T_8 + T_4}{2}$$

Για να είναι αποδεκτό το αποτέλεσμα που προκύπτει γίνονται οι παρακάτω παραδοχές:

- Όλος ο αέρας ανακυκλοφορεί μέχρι να επιτευχθεί η απαιτούμενη ψύξη του
- Η πρώτη εκτόνωση γίνεται στην πίεση του συστήματος πριν τον κόμβο ανακυκλοφορίας ώστε τα προς ανάμειξη στοιχεία να βρίσκονται στην ίδια πίεση

Έχοντας ως δεδομένα την πίεση και τη θερμοκρασία το REFPROP υπολογίζει όπως και στα παραπάνω τα επιπλέον θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του ρευστού.

Κατάσταση 6

Ο αέρας στη συνέχεια διέρχεται από δεύτερο συμπιεστή που ανεβάζει την πίεση στα 200 bar σύμφωνα με τη βιβλιογραφία. Και εδώ θεωρείται ισεντροπική συμπίεση και υπολογίζονται τα απαιτούμενα μεγέθη ομοίως με παραπάνω

Κατάσταση 7

Μετά το δεύτερο εναλλάκτη απαιτείται η θερμοκρασία του αέρα να προσεγγίζει τελικά τους $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. Θεωρώντας μηδενικές τις απώλειες προκύπτει το απαιτούμενο ζεύγος τιμών για τον προσδιορισμό των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του ρευστού στο σημείο αυτό.

Λόγω όμως των ανακυκλοφοριών η τιμή αυτή προσδιορίζεται μετά από κάποιους κύκλους. Για το λόγο αυτό είναι απαραίτητο ένα επιπλέον στοιχείο του εναλλάκτη ώστε να προσδιοριστεί πλήρως ο κύκλος. Χρησιμοποιώντας την θεωρητική τελική τιμή της θερμοκρασίας του αέρα καθώς και την παραδοχή ότι ο βαθμός απόδοσης του εναλλάκτη είναι όπως και πριν 85 % υπολογίζεται η θερμοκρασία του δεύτερου ρεύματος ρευστού στον εναλλάκτη ως εξής:

$$T_{freezing_mixture} = \frac{T_7 - T_6}{n_{EN}} + T_6 = 192,7\text{ K}$$

Η τιμή που προκύπτει χρησιμοποιείται ως σταθερά στον κόμβο επανάληψης του κώδικα και προσδιορίζεται έτσι σε κάθε ανακυκλοφορία η τιμή του αέρα μετά τη συναλλαγή θερμότητας.

Κατάσταση 8

Μετά το πρώτο ακροφύσιο και θεωρώντας το φαινόμενο Joule-Thomson ισενθαλπικό, είναι εφικτός ο προσδιορισμός των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του αέρα στη θέση αυτή έχοντας ως ζεύγος τιμών την πίεση και την ενθαλπία. Η πίεση ορίζεται ίδια με την πίεση στο σημείο 4 του κύκλου για να είναι εφικτή η ανακυκλοφορία του αέρα ανάμεσα στα δύο αυτά σημεία. Ο πρώτος επαναληπτικός βρόγχος του προγράμματος κλείνει όταν μετά από κάποιες επαναλήψεις, η θερμοκρασία στην κατάσταση αυτή προσεγγίσει τους $-70\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Κατάσταση 9

Όπως απεικονίζεται και στο σκαρίφημα, η κατάσταση αυτή δηλώνει τα χαρακτηριστικά του αέρα μετά την εκτόνωση του και από το δεύτερο ακροφύσιο σε ατμοσφαιρική πλέον πίεση. Το σημείο αυτό είναι που ορίζεται ως τελικό στάδιο της διεργασίας υγροποίησης και πρέπει να πληρεί τις προϋποθέσεις που αναφέρονται στη θεωρία. Το ζεύγος τιμών που εισάγεται στο Refprop είναι πίεση και ενθαλπία (αφού πάλι το φαινόμενο Joule-Thomson θεωρείται ισενθαλπικό) και επιστρέφονται από αυτό τα υπόλοιπα χαρακτηριστικά του αέρα.

Η υγροποίηση του αέρα όμως δεν είναι εφικτή με μια μόνο εκτόνωση του στο ακροφύσιο όπως έχει αναλυθεί και από τη θεωρία του Κεφαλαίου 2. Κατασκευάζεται για το λόγο αυτό επιπλέον επαναληπτικός βρόγχος που προσομοιώνει ανακυκλοφορία του αέρα γύρω από το δεύτερο ακροφύσιο όπως φαίνεται και από το Σχήμα 3.2. Για να είναι εφικτή η ανακυκλοφορία τοποθετείται αντλία ανάμεσα στους δύο κόμβους για να ανεβάσει την πίεση του αέρα ξανά στα 30 bar της κατάστασης 8.

Κατάσταση 10

Η κατάσταση 10 δίνει τα χαρακτηριστικά του αέρα μετά την αντλία ανακυκλοφορίας του δεύτερου επαναληπτικού βρόγχου του προγράμματος. Η αντλία αυτή στον ιδανικό κύκλο που εξετάζεται στο παρόν κεφάλαιο θεωρείται ότι δουλεύει ισοθερμοκρασιακά και αυξάνει την πίεση του αέρα στα επίπεδα της κατάστασης 8. Με δεδομένα λοιπόν τη θερμοκρασία και την πίεση το REFPROP επιστρέφει μέσω του κώδικα τα χαρακτηριστικά του ρευστού στο σημείο αυτό.

Κατάσταση 11

Η ανάμειξη του αέρα ανακυκλοφορίας γύρω από το πρώτο ακροφύσιο με αυτόν που εξέρχεται από το πρώτο δίνει αέρα κατάστασης 11. Θεωρείται όπως και στον πρώτο βρόγχο ότι ανακυκλοφορεί όλος ο αέρας γύρω από το δεύτερο ακροφύσιο και επομένως η θερμοκρασία του σημείου 11 προκύπτει σαν ανάμειξη μιγμάτων ίσης μάζας υπό σταθερή πίεση σύμφωνα με τον απλό τύπο:

$$T_{11} = \frac{T_8 + T_{10}}{2}$$

Το μίγμα αυτό διέρχεται ξανά από το δεύτερο ακροφύσιο και δίνει νέες τιμές στον αέρα κατάστασης 9. Τα υπόλοιπα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά στη θέση αυτή προκύπτουν ως άνω με τη χρήση του REFPROP και ζεύγος μεταβλητών την πίεση και τη θερμοκρασία.

Κατάσταση 12

Μετά από 3 μόνο ανακυκλοφορίες γύρω από το ακροφύσιο προκύπτει διφασικό μίγμα κατάστασης 12 το οποίο οδηγείται στο τύμπανο διαχωρισμού. Με δεδομένα την πίεση και τη θερμοκρασία στο σημείο αυτό μπορούν να υπολογιστούν τα υπόλοιπα μεγέθη αλλά όχι η ειδική θερμοχωρητικότητα του μίγματος ούτε το κλάσμα υγρής-αέριας φάσης αυτού, καθώς όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, η βιβλιοθήκη του λογισμικού του REFPROP αδυνατεί να προσδιορίσει πλήρως τα διφασικά μίγματα.

Αναγεννητική ψύξη

Εν συνεχεία των παραπάνω, κατασκευάζεται ένας επιπλέον βρόγχος ανακυκλοφορίας που στόχο έχει να προσομοιώσει τη διαδικασία αναγεννητικής ψύξης. Για τον πλήρη ορισμό του βρόχου απαραίτητο θεωρείται να γνωρίζουμε το κλάσμα υγρής-αέριας φάσης του αέρα κατάστασης 12 ώστε να είναι εφικτός ο προσδιορισμός του ποσοστού μάζας που εξέρχεται σε αέρια φάση από το τύμπανο διαχωρισμού και οδηγείται ξανά στην αρχή του κύκλου.

Με τη χρήση του συγκεκριμένου λογισμικού κάτι τέτοιο δεν είναι εφικτό και επομένως για την κατασκευή του βρόχου χρησιμοποιούνται στοιχεία που προτείνονται από τη βιβλιογραφία. Σύμφωνα με τις πηγές που έχουν αναφερθεί στη θεωρία του Κεφαλαίου 2, το ποσοστό μάζας αέρα που υγροποιείται σε κάθε κύκλο λειτουργίας των περισσότερων συστημάτων κυμαίνεται μεταξύ (5 – 30) %. Επιλέγεται στην παρούσα προσομοίωση να χρησιμοποιηθεί μια μέση τιμή του 20 %.

Κατασκευάζεται λοιπόν σύμφωνα με τα παραπάνω επαναληπτικός βρόγχος στον οποίον ορίζεται νέα τιμή θερμοκρασίας του αέρα εισόδου στον πρώτο συμπιεστή (κατάσταση 1) σύμφωνα με τον τύπο ανάμειξης ίδιας σύστασης μιγμάτων υπό σταθερή πίεση διαφορετικών μαζών, ισχύει δηλαδή:

$$T_{1_{new}} = \frac{m_1 T_1 + m_2 T_{10}}{m_1 + m_2} \rightarrow T_{1_{new}} = \frac{m T_1 + 0,8m \times T_{10}}{1,8m} \rightarrow$$
$$\rightarrow T_{1_{new}} = \frac{T_1 + 0,8 \times T_{10}}{1,8}$$

Με τη νέα θερμοκρασία του αέρα στην κατάσταση 1 επαναλαμβάνεται όλη η παραπάνω διαδικασία μέσα στον επαναληπτικό βρόγχο. Τα αποτελέσματα του κώδικα συγκλίνουν μετά από 1 μόνο επανάληψη και αποτυπώνονται στον Πίνακα 3.1 της ενότητας που ακολουθεί.

3.2.2. Αποτελέσματα και σχόλια επί των αποτελεσμάτων

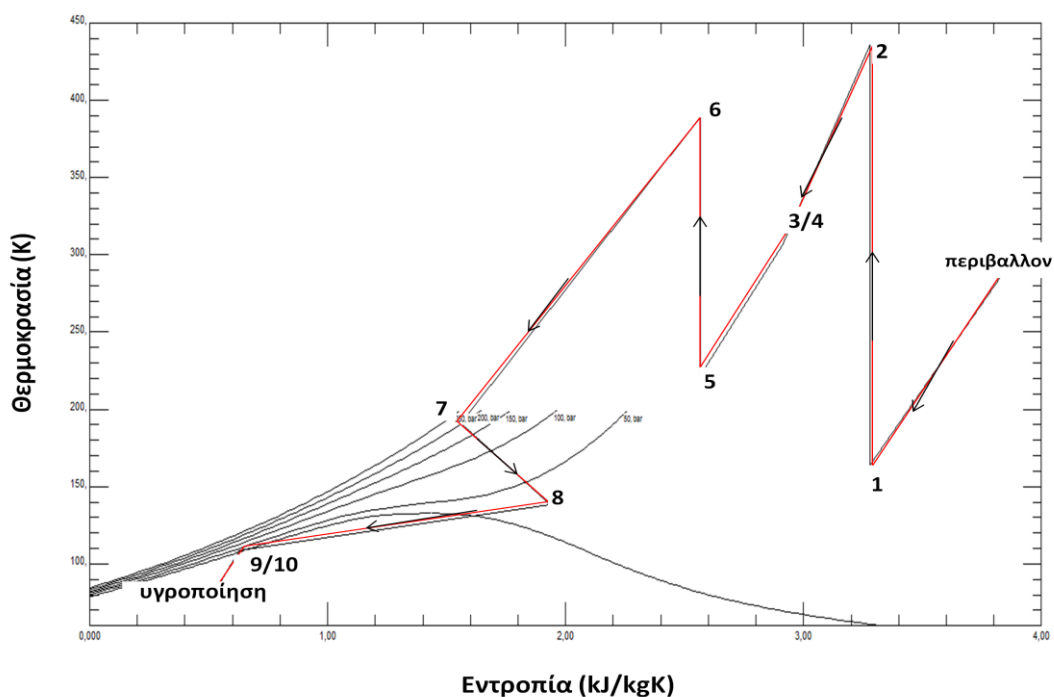
Από τον κώδικα που κατασκευάστηκε προκύπτει ο Πίνακας 3.1 για τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του αέρα σε κάθε θέση του ιδανικού κύκλου υγροποίησης.

Πίνακας 3.1 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά αέρα ιδανικού κύκλου υγροποίησης

Κατάσταση	T (°C/K)		P (bar)	H (kJ/kg)	S (kJ/kgK)	Cp (kJ/kgK)	D (kg/m ³)
περιβάλλον	20,00	293,15	1,01	419,41	3,86	1,01	1,20
1	-108,96	164,19	1,01	289,61	3,28	1,01	2,12
2	162,66	435,81	30,40	561,23	3,28	1,04	23,46
3	32,90	306,05	30,40	426,20	2,91	1,05	34,22
4	32,90	306,05	30,40	426,20	2,91	1,05	34,22
5	-50,98	222,17	30,40	336,03	2,57	1,11	49,12
6	115,83	388,98	202,65	498,83	2,57	1,15	166,23
7	-82,18	190,97	202,65	226,54	1,56	1,88	439,85
8	-134,86	138,29	30,40	226,34	1,93	1,96	106,85
9	-170,87	102,28	1,01	226,55	2,80	1,03	14,59
10	-170,87	102,28	30,40	48,18	0,49	2,10	766,30
11	-164,30	108,85	30,40	62,29	0,63	2,22	729,21
12	-193,74	79,41	1,01	42,36	0,55		

Οι παραπάνω μεταβολές απεικονίζονται στο Διάγραμμα 3.2 όπου απεικονίζεται ο κύκλος υγροποίησης του αέρα πάνω στην καμπύλη κορεσμού του.

Διάγραμμα 3.2 T-S διάγραμμα ιδανικού κύκλου υγροποίησης αέρα (REFPROP)



Μέσω του κώδικα, υπολογίζεται επιπλέον η θερμοκρασία του μίγματος ψύξης του αέρα κατά τη μεταβολή 6 → 7 με τη διαδικασία αναγεννητικής ψύξης και προκύπτει:

$$T_{freezing_mixture} = 156 \text{ K}$$

Το εμβαδόν του Διαγράμματος 3.1 δίνει το έργο του ιδανικού κύκλου υγροποίησης το οποίο προκύπτει:

$$W_{id_liquefaction} = 604,13 \text{ kJ/kg}_{αέρα}$$

Από τον πίνακα αποτελεσμάτων αλλά και από τη γραφική απεικόνιση αυτού, παρατηρείται ότι η διαδικασία υγροποίησης ακολουθεί μια μη ομαλή πορεία. Οι σταδιακές συμπίεσεις και ψύξεις προκειμένου να γίνει εφικτή η υγροποίηση του αέρα, είναι ο λόγος που αυξάνεται σημαντικά το απαιτούμενο έργο της διαδικασίας και εμφανίζονται οι κορυφές του παραπάνω διαγράμματος. Οι πιέσεις που προτείνονται από τη βιβλιογραφία είναι αρκετά μεγάλες και για το λόγο αυτό, στο σχεδιασμό που ακολουθεί, έγινε διερεύνηση του κατά πόσο είναι εφικτό να επιτευχθεί η διαδικασία υγροποίησης σε συνθήκες χαμηλότερης πίεσης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΚΥΚΛΟΥ ΑΠΟΘΗΚΕΥΣΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Σε συνέχεια της ανάπτυξης του κώδικα του παραπάνω κεφαλαίου, παρουσιάζεται το μοντέλο ενός συστήματος LAES όπως αυτό κατασκευάστηκε στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής με τη χρήση του λογισμικού ASPEN plus. Ο κύκλος που σχεδιάστηκε στηρίχθηκε στη θεωρία του μοντέλου υγροποίησης αέρα κατά Linde με ορισμένες τροποποιήσεις όπου αυτό ήταν απαραίτητο.

Με βάση το κεντρικό μοντέλο, αναπτύχθηκαν ακόμα ορισμένες παραλλαγές του κύκλου αποτόνωσης του αέρα προκειμένου να εξεταστούν και σενάρια εκμετάλλευσης απορριπτόμενης θερμότητας από γειτονικά συστήματα παραγωγής ενέργειας, αλλά και η δυνατότητα παράλληλης λειτουργίας με αυτά.

Για το βασικό κύκλο επιλέχθηκε να εξεταστεί η περίπτωση αποκεντρωμένου συστήματος εγκατεστημένης ισχύος περίπου 1,5 MW.

4.1 Περιγραφή Βασικού Κύκλου

Η διάταξη που σχεδιάστηκε στο περιβάλλον προσομοίωσης του ASPEN plus περιλαμβάνει τόσο τον κύκλο υγροποίησης του αέρα, όσο και αυτόν της εκτόνωσής του για την παραγωγή ηλεκτρικής ισχύος.

Η βασική διάταξη υγροποίησης περιλαμβάνει τα κάτωθι τα οποία απεικονίζονται στο Σχήμα 4.1:

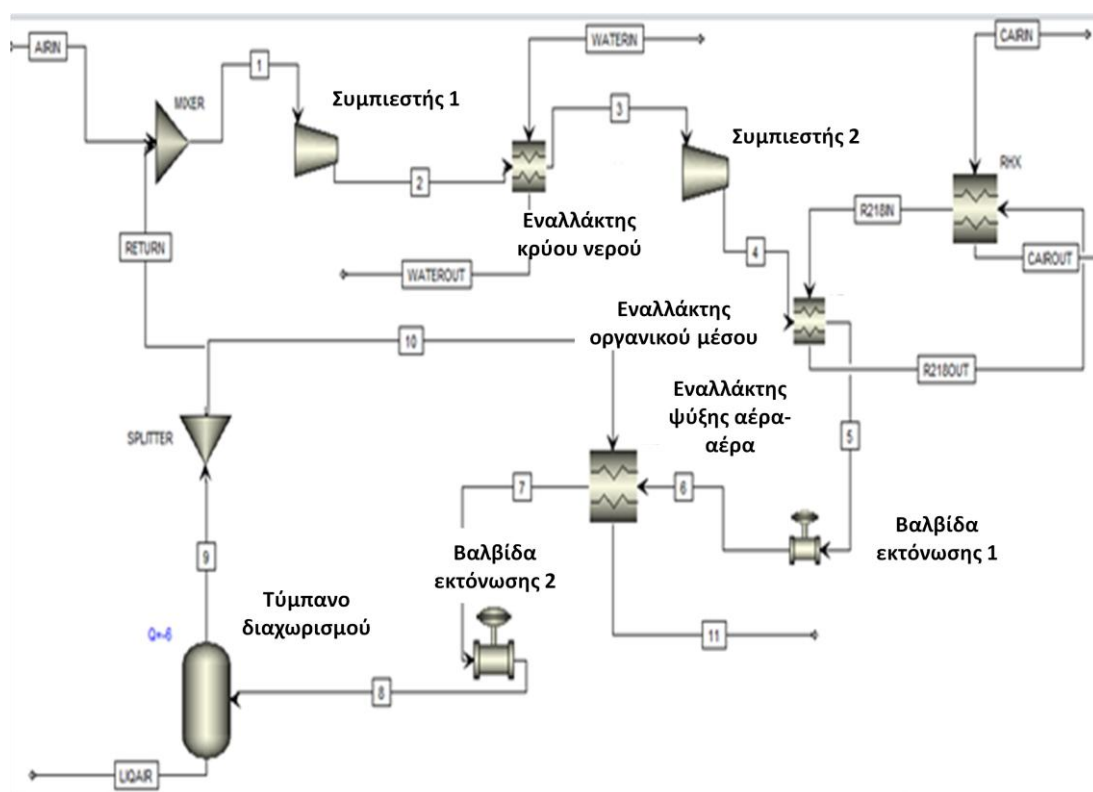
1. Δύο συμπιεστές συνολικής ισχύος περίπου 1,5 MW που αποτελούν και τη βασική κατανάλωση ισχύος του συστήματος
2. Ορισμένους εναλλάκτες για την ψύξη του εισερχόμενου αέρα
3. Δύο βαλβίδες Joule-Thomson στις οποίες γίνεται η ισεντροπική εκτόνωση του αέρα και η τελική υγροποίησή του
4. Ένα τύμπανο διαχωρισμού όπου εισέρχεται διφασικό μίγμα αέρα και διαχωρίζεται σε υγρό και αέριο στοιχείο
5. Ένα στοιχείο ανάμιξης (mixer)
6. Δύο στοιχεία διαχωρισμού (splitters)

Η βασική διάταξη αποτόνωσης περιλαμβάνει τα κάτωθι τα οποία επίσης απεικονίζονται γραφικά στο Σχήμα 4.2.

1. Μια αντλία ανύψωσης πίεσης του υγροποιημένου αέρα
2. Μια διάταξη προσομοίωσης της θέρμανσης του αέρα σε ατμοσφαιρικές συνθήκες
3. Έναν στρόβιλο εκτόνωσης του αέρα

Στην διάταξη αυτή προστίθενται ορισμένα στοιχεία για να εξεταστούν οι παραλλαγές του κύκλου που αναφέρθηκαν παραπάνω και εξετάζονται σε επόμενη ενότητα.

4.1.1 Διάταξη υγροποίησης



Σχήμα 4.1 Κύκλος υγροποίησης αέρα

Ως προς την ανάλυση του παραπάνω κύκλου, παρατίθενται τα χαρακτηριστικά των στοιχείων που χρησιμοποιήθηκαν στη μοντελοποίηση στους πίνακες που ακολουθούν. Τα χαρακτηριστικά αυτά επιλέχθηκαν βάσει κάποιων παραδοχών και βάσει των επιθυμητών στοιχείων της συγκεκριμένης μοντελοποίησης, όπως αυτά προέκυψαν από τη θεωρία που αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 2 αλλά και από τα αποτελέσματα της μαθηματικής μοντελοποίησης που πραγματοποιήθηκε με Matlab, του Κεφαλαίου 3.

Συμπιεστές

Μετά από αρκετές δοκιμές στο μοντέλο που κατασκευάστηκε, διαπιστώθηκε ότι για την υγροποίηση του αέρα επαρκεί η αύξηση της πίεσης του εισερχόμενου αέρα μέχρι τα 50 bar και όχι τα 200 bar που προτάθηκαν από τους Linde-Hampson. Η διαπίστωση αυτή προκύπτει από το γεγονός ότι ο σχεδιασμός του συστήματος υγροποίησης βασίστηκε στα αποτελέσματα της μαθηματικής μοντελοποίησης και επομένως τα επιθυμητά χαρακτηριστικά μετά την πρώτη αποτόνωση του αέρα ορίζονται σαν είσοδοι στο σύστημα. Τα χαρακτηριστικά αυτά παραμένουν αμετάβλητα ανεξαρτήτως της πίεσης του δεύτερου συμπιεστή και το μοντέλο προσομοίωσης λειτουργεί ικανοποιητικά μέχρι την πίεση των 50 bar. Επιλέγεται επομένως αυτή η πίεση εξόδου για το δεύτερο συμπιεστή αφού έτσι ελαχιστοποιείται η προσδιδόμενη ενέργεια στο σύστημα. Ορίζονται έτσι για τους δύο συμπιεστές τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

Πίνακας 4.1 Χαρακτηριστικά συμπιεστών

	Συμπιεστής 1	Συμπιεστής 2
Ισχύς (kW)	1182,8	418,66
Πίεση εξόδου	20	50
Παροχή μάζας (kg/sec)	2	2
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης (%)	0,89	0,89
Μηχανικός βαθμός απόδοσης (%)	0,92	0,92

Συνολική ισχύς συμπιεστών: 1600 kW περίπου

Στην παραπάνω διάταξη σημαντικό ρόλο παίζουν οι εναλλάκτες που χρησιμοποιούνται στη διαδικασία, για την ενδιάμεση ψύξη του εισερχόμενου αέρα.

Με δεδομένες τις επιθυμητές θερμοκρασίες σε ορισμένα σημεία του κύκλου μοντελοποιούνται οι ακόλουθοι εναλλάκτες:

Πρώτος εναλλάκτης (HX1)

Χρησιμοποιείται εναλλάκτης με εργαζόμενο μέσο κρύο νερό μετά τον πρώτο συμπιεστή για ψύξη του αέρα στους 300 K περίπου, θερμοκρασία που προέκυψε από την ανάλυση του Κεφαλαίου 3. Ακολουθώντας τις γενικές αρχές των συστημάτων παραγωγής ενέργειας η επιθυμητή διαφορά θερμοκρασίας του νερού σε έναν εναλλάκτη ψύξης με κρύο νερό κυμαίνεται στους (5 – 10) K. Ορίζοντας τη θερμοκρασία εισόδου του κρύου νερού στους 10 °C (283 K), πραγματοποιούνται δοκιμές για να οριστεί η παροχή μάζας του κρύου νερού. Η μικρότερη τιμή που προσεγγίζει την παραπάνω υπόθεση και χρησιμοποιείται τελικά είναι:

- Παροχή μάζας κρύου νερού: 18 kg/sec

Ορίζεται επίσης βάσει των τυπικών παραδοχών που ακολουθούνται για τους εναλλάκτες:

- Απώλειες πίεσης: 5 %

Προκύπτει από το πρόγραμμα η θερμοκρασία εξόδου του νερού στους 294 K και η ισχύς του εναλλάκτη στα 741 kW.

Δεύτερος εναλλάκτης (HX2)

Μετά και τη δεύτερη συμπίεση του αέρα στα 50 bar και βάσει του κύκλου του Linde, απαιτείται ψύξη του περίπου στους –20 °C. Χρησιμοποιείται εναλλάκτης με εργαζόμενο μέσο το R218 για τους λόγους που αναλύθηκαν στο Κεφάλαιο 3 της παρούσας εργασίας. Με δεδομένα τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του οργανικού μέσου αλλά και τα αποτελέσματα που θέλαμε να προσεγγίσουμε ορίζονται στο μοντέλο τα εξής:

- Παροχή μάζας οργανικού μέσου
- Απώλειες πίεσης: 5 %

Η παροχή μάζας καθώς και τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του οργανικού μέσου, διαφοροποιούνται κάθε φορά ανάλογα με τον κύκλο παραγωγής ενέργειας που χρησιμοποιείται και θα οριστούν αναλυτικότερα παρακάτω.

Τρίτος εναλλάκτης (HX3)

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.1 ανάμεσα στις 2 βαλβίδες αποτόνωσης εισάγεται εναλλάκτης ψύξης του αέρα. Ο εναλλάκτης αυτός χρησιμοποιεί σαν κρύο μέσο, μέρος του αέρα που δεν υγροποιείται στο τέλος του κύκλου, η μάζα του οποίου βρέθηκε μετά από δοκιμές στο μοντέλο. Ο εναλλάκτης προσομοιώνεται βάσει της επιθυμητής θερμοκρασίας εξόδου του αέρα από αυτόν, που πρέπει να προσεγγίζει τους $-140\text{ }^{\circ}\text{C}$ για να είναι εφικτή η υγροποίηση μετά τη δεύτερη βαλβίδα αποτόνωσης. Η παροχή μάζας του κρύου αέρα συναρτάται άμεσα από το κλάσμα διαχωρισμού του στοιχείου διαχωρισμού που εμφανίζεται στο Σχήμα 4.1, και του οποίου ο καθορισμός γίνεται παρακάτω. Τα τελικά στοιχεία του εναλλάκτη προκύπτουν επομένως:

- Παροχή μάζας κρύου αέρα: $1,571\text{ kg/sec}$
- Μηδενικές απώλειες πίεσης

Υπολογίζονται επίσης η κατανάλωση ισχύος του εναλλάκτη στα 602 kW και η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου στους 425 K .

Μια εναλλακτική λύση για να αποφευχθεί στο στάδιο αυτό η χρήση εναλλάκτη αέρα-αέρα που όπως γνωρίζουμε είναι αρκετά ασύμφοροι κυρίως λόγω του μεγάλου μεγέθους τους θα ήταν η χρήση ενδιάμεσου εναλλάκτη με εργαζόμενο μέσο κάποιο οργανικό στοιχείο. Στη συγκεκριμένη περίπτωση θα είχαμε αναπόφευκτα κάποιες απώλειες αλλά θα μειωνόταν αισθητά το μέγεθος της εγκατάστασης. Η λύση αυτή θα εξεταστεί περαιτέρω σε επόμενο κεφάλαιο ως πιθανή βελτιστοποίηση της μοντελοποίησης που προτείνεται στην παρούσα διπλωματική.

Εναλλάκτης RHX

Στη διάταξη που σχεδιάστηκε, εφαρμόζεται και η θεωρία αποθήκευσης ψυχρής ενέργειας που αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 2. Ποιο συγκεκριμένα, το οργανικό μέσο που χρησιμοποιεί ο εναλλάκτης HX2 ψύχεται με τον αέρα που εκτονώνεται από το στρόβιλο κατά τη διαδικασία παραγωγής ενέργειας και αποθηκεύεται μέχρι να χρειαστεί στον κύκλο υγροποίησης. Η διαδικασία ψύξης λαμβάνει χώρα στον εναλλάκτη RHX.

Για τη σχεδίαση του μοντέλου λαμβάνεται σαν απαραίτητη προϋπόθεση το οργανικό μέσο να βρίσκεται σε υγρή κατάσταση καθ' όλη τη λειτουργία του για την ευκολότερη αποθήκευσή του, καθώς και την καλύτερη μετάδοση θερμότητας. Με δεδομένα λοιπόν τα θερμοκρασιακά όρια που δίνονται από τη βιβλιογραφία ορίζεται η παροχή μάζας του R218 που δίνεται παραπάνω. Η παροχή μάζας του κρύου αέρα που χρησιμοποιείται για την ψύξη του οργανικού μέσου είναι εκείνη του στρόβιλου εκτόνωσης στον κύκλο παραγωγής ενέργειας και ορίζει ουσιαστικά το μέγεθος και την ισχύ του εναλλάκτη.

Τα στοιχεία δίνονται παρακάτω ανάλογα με τον κύκλο εκτόνωσης που χρησιμοποιείται κάθε φορά.

Βαλβίδες εκτόνωσης

Για την υγροποίηση του αέρα, απαιτείται βάσει του κύκλου Linde η εκτόνωση του σε λεπτό ακροφύσιο ώστε να λάβει χώρα το φαινόμενο Joule-Thomson. Για τη μοντελοποίηση της αποτόνωσης αυτής, επιλέγεται η χρήση βαλβίδων αδιαβατικής εκτόνωσης στο ASPEN plus που προσεγγίζουν όσο το δυνατόν καλύτερα την επιθυμητή λειτουργία του συστήματος. Η αποτόνωση γίνεται σε δύο στάδια με ενδιάμεση ψύξη σε πιέσεις που βρέθηκαν μετά από δοκιμές. Ορίζονται έτσι τα χαρακτηριστικά των δύο βαλβίδων ως εξής:

Πίνακας 4.2 Χαρακτηριστικά βαλβίδων εκτόνωσης

	Βαλβίδα 1	Βαλβίδα 2
Πίεση αποτόνωσης (bar)	36	1
Παροχή μάζας (kg/sec)	3,571	3,571

Στοιχεία διαχωρισμού και ανάμειξης

Στον κύκλο του Σχήματος 4.1 έχουν μοντελοποιηθεί ένα στοιχείο διαχωρισμού και ένα ανάμειξης.

Το στοιχείο διαχωρισμού τοποθετείται μετά το τύμπανο διαχωρισμού στο ρεύμα του αέρα που βρίσκεται σε θερμοκρασία υγροποίησης αλλά σε αέρια φάση. Γίνονται δοκιμές για να οριστεί το κλάσμα διαχωρισμού (split fraction) του στοιχείου σύμφωνα με το οποίο, το ρεύμα αέρα χωρίζεται σε δυο επιμέρους ρεύματα. Το ένα ρεύμα χρησιμοποιείται ως εργαζόμενο μέσο του εναλλάκτη ΗΧ3 και προκύπτει ως το γινόμενο του κλάσματος διαχωρισμού με τη μάζα του ρεύματος του μη υγροποιημένου αέρα, και το άλλο επιστρέφει στην αρχή του κύκλου και αναμειγνύεται με τον εισερχόμενο ατμοσφαιρικό αέρα στον συμπιεστή 1 για την αρχική μείωση της θερμοκρασίας και την ελαχιστοποίηση του έργου των συμπιεστών. Τα κριτήρια που χρησιμοποιούνται για τον καθορισμό της τιμής του κλάσματος διαχωρισμού σχετίζονται με τις τιμές που προκύπτουν στα ακόλουθα:

- Τη θερμοκρασία εξόδου κρούς ρεύματος αέρα από τον εναλλάκτη ΗΧ3
- Τη μάζα του αέρα που υγροποιείται και επομένως το ποσοστό υγροποίησης που επιτυγχάνεται

Γίνεται ανάλυση ευαισθησίας και προκύπτει ο παρακάτω πίνακας τιμών.

Πίνακας 4.3 Ανάλυση ευαισθησίας για το κλάσμα διαχωρισμού του στοιχείου διαχωρισμού

Κλάσμα διαχωρισμού	Θερμοκρασία εξόδου αέρα από εναλλάκτη ΗΧ3 (K)	Μάζα υγροποιημένου αέρα (kg/sec)	Ποσοστό υγροποίησης (%)
0,10	291,27	0,26	13,16
0,20	317,82	0,29	14,56
0,30	351,91	0,33	16,30

0,40	397,24	0,37	18,52
0,50	460,31	0,43	21,43
0,60	553,68	0,51	25,42
0,70	705,29	0,63	31,25
0,80	994,54	0,81	40,54
0,90	1798,75	1,15	57,69

Όπως ήταν αναμενόμενο όσο αυξάνεται το ποσοστό επιστροφής αέρα στην αρχή του κύκλου τόσο αυξάνεται και το ποσοστό υγροποίησης που επιτυγχάνεται από τον κύκλο. Ταυτόχρονα όμως αυξάνεται σε μη επιτρεπτά επίπεδα η θερμοκρασία εξόδου του ρεύματος αέρα που χρησιμοποιείται ως εργαζόμενο μέσο του εναλλάκτη. Λαμβάνοντας αυτά υπόψη, επιλέγεται τελικά ως κλάσμα διαχωρισμού η τιμή 0,50 που ορίζει στην ουσία ότι το ρεύμα μη υγροποιημένου αέρα χωρίζεται σε δύο ρεύματα ίσης μάζας.

Το στοιχείο ανάμειξης τοποθετείται πριν τον πρώτο συμπιεστή. Για τη μοντελοποίησή του, ορίζεται η επιθυμητή πίεση του εξερχόμενου ρεύματος ως η ατμοσφαιρική, και μια θερμοκρασία στόχος που αναμένεται να έχει το ρεύμα μετά την ανάμειξη περίπου -100 °C. Η θερμοκρασία του τελικού ρεύματος υπολογίζεται τελικά με τη χρήση των εξισώσεων που χρησιμοποιούνται για αδιαβατική ανάμειξη ρευμάτων.

Τύμπανο διαχωρισμού

Ως τύμπανο διαχωρισμού εισάγεται από τη βιβλιοθήκη του προγράμματος δοχείο που χρησιμοποιεί εξισώσεις ισορροπίας. Σε αυτό, εισάγονται ως δεδομένα η θερμοκρασία και το ποσοστό αέριας φάσης του ρεύματος που εξέρχεται από τη δεύτερη βαλβίδα αποτόνωσης και εισέρχεται στο τύμπανο. Από το τύμπανο εξέρχονται 2 ρεύματα αέρα το ένα αμιγώς αέριας και το άλλο υγρής φάσης.

4.1.2 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά κύκλου υγροποίησης

Εισάγοντας τα παραπάνω μεγέθη στο μοντέλο που κατασκευάστηκε, προκύπτουν τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του αέρα σε κάθε θέση του κύκλου ως εξής:

Πίνακας 4.4 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά αέρα στον κύκλο υγροποίησης

Θέσεις		Θερμοκρασία (°C/K)		Πίεση (bar)	Ενθαλπία (kJ/kg)	Εντροπία (kJ/kgK)	Vapor fraction
Είσοδος αέρα	1	20	293	1,01	417,26	3,20	1,00
Ανάμειξη με αέρα ανακυκλοφορίας	2	-74,15	199	1,01	320,16	2,80	1,00
Μετά την πρώτη συμπίεση	3	228,85	502	20,27	626,09	2,86	1,00
Ψύξη	4	26,85	300	19,00	392,99	2,28	1,00
Μετά τη δεύτερη συμπίεση	5	134,85	408	50,00	519,48	2,32	1,00
Ψύξη	6	-33,15	240	47,00	296,92	1,63	1,00

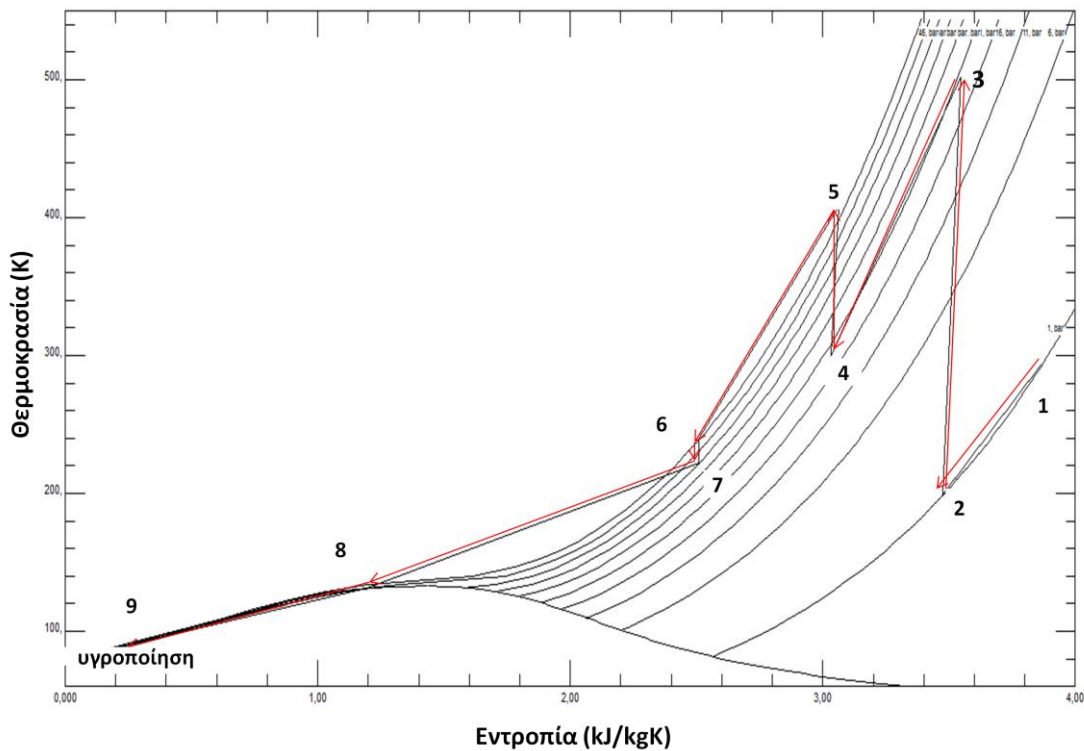
Πρώτη αποτόνωση	7	-51,15	222	36,00	269,14	1,61	1,00
Ψύξη	8	-142,15	131	36,00	117,48	0,72	1,00
Δεύτερη αποτόνωση	9	-192,15	81	1,31	4,86	0,04	0,88

Με την παραπάνω διεργασία παράγονται τελικά **0,429 kg/sec υγρού αέρα** ποσό που προκύπτει από το κλάσμα νερού-ατμού (vapor fraction) στο τελευταίο σημείο του κύκλου. Υπολογίζεται έτσι το ποσοστό υγροποίησης ως: $(0,429/2) \times 100 \% = 21,45 \%$

Η παραπάνω τιμή είναι μέσα στα όρια που προτείνονται από τη βιβλιογραφία επομένως το μοντέλο που κατασκευάστηκε χαρακτηρίζεται ως ικανοποιητικό.

Οι παραπάνω μεταβολές αποτυπώνονται στο διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας που ακολουθεί. Για την καλύτερη απεικόνιση της διεργασίας, δεν περιλαμβάνονται στο διάγραμμα ορισμένες ενδιάμεσες αυξομειώσεις της θερμοκρασίας, που δυσκολεύουν στην κατανόηση του κύκλου.

Διάγραμμα 4.1 T-S Διάγραμμα κύκλου υγροποίησης

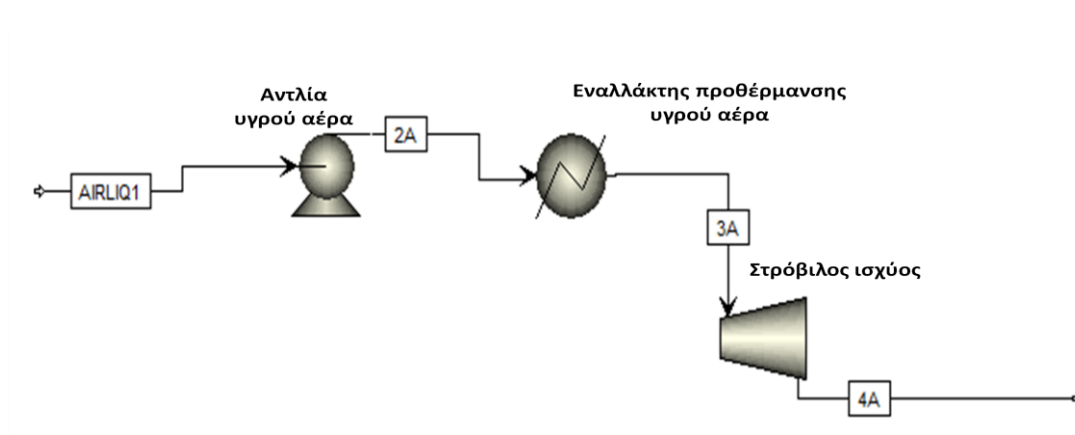


Το εμβαδό της παραπάνω καμπύλης δίνει το έργο που απαιτείται για την υγροποίηση του αέρα στο συγκεκριμένο κύκλο. Το έργο αυτό, υπολογίζεται προσεγγιστικά με τη μέθοδο τραπέζιου και προκύπτει:

$$W_{liq} = 753,59 \frac{kJ}{kg \text{ αέρα}}$$

Το παραπάνω έργο προκύπτει αρκετά υψηλότερο από το αντίστοιχο έργο υγροποίησης στον ιδανικό κύκλο, όπως άλλωστε ήταν αναμενόμενο, καθώς έγινε προσπάθεια οι παραδοχές που χρησιμοποιήθηκαν στην προσομοίωση να ακολουθούν όσο είναι δυνατόν τις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας των επιμέρους στοιχείων.

4.1.3 Διάταξη παραγωγής ενέργειας



Σχήμα 4.2 Κύκλος εκτόνωσης αέρα και παραγωγής ενέργειας

Στο Σχήμα 4.2 απεικονίζεται το βασικό τμήμα του κύκλου εκτόνωσης του αέρα για την παραγωγή ενέργειας. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα απαραίτητα εξαρτήματα για την αξιοποίηση της εσωτερικής ενέργειας του υγροποιημένου αέρα, και η μοντελοποίηση αυτών στο πρόγραμμα ASPEN plus.

Αντλία ανύψωσης πίεσης

Για την αύξηση του βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης χρησιμοποιείται αντλία στην οποία ορίζονται μετά από δοκιμές τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- Παροχή μάζας υγρού αέρα: 2 kg/sec
- Αύξηση πίεσης: 40 bar
- Μηχανικός βαθμός απόδοσης: 90%

Προκύπτει έτσι από τους υπολογισμούς του προγράμματος η κατανάλωση ισχύος της αντλίας στα $9,97 \text{ kW}$

Υπερθερμαντής (Heater)

Ο βασικός κύκλος εκτόνωσης περιλαμβάνει τη θέρμανση του υγρού αέρα σε ατμοσφαιρικές συνθήκες που οδηγεί στην ακαριαία αύξηση του όγκου του, την οποία και εκμεταλλεύεται ο στρόβιλος ισχύος προκειμένου να παραχθεί ηλεκτρική ενέργεια. Η προσομοίωση της διεργασίας αυτής στο πρόγραμμα γίνεται με τη χρήση ενός δοχείου θέρμανσης στο οποίο έχει οριστεί σαν θερμοκρασία λειτουργίας η τυπική θερμοκρασία περιβάλλοντος ($15 \text{ }^\circ\text{C}$), ενώ οι απώλειες πίεσης λαμβάνονται ίσες με 5% όπως αυτές ορίζονται για τους κοινούς εναλλάκτες.

Προκύπτει μια κατανάλωση έργου της τάξεως των 819 kW η οποία όμως αγνοείται στους υπολογισμούς βαθμών απόδοσης του συστήματος καθώς η διαδικασία αυτή ουσιαστικά είναι φυσική και δεν απαιτεί πρόσδοση ισχύος.

Στρόβιλος

Η εκτόνωση του υγροποιημένου αέρα σε πίεση περιβάλλοντος, είναι τελικά αυτή που οδηγεί στην παραγωγή ενέργειας. Για την επίτευξη αυτής, χρησιμοποιείται τυπικός στρόβιλος ισχύος με τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- Παροχή μάζας υγρού αέρα: 2 kg/sec
- Λόγος πίεσης: $P_T = 38$
- Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης: 82 %
- Μηχανικός βαθμός απόδοσης: 92 %

4.1.4 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά βασικού κύκλου παραγωγής ενέργειας

Εισάγοντας τα παραπάνω μεγέθη στο μοντέλο που κατασκευάστηκε, προκύπτουν τα πλήρως ορισμένα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του αέρα σε κάθε θέση του κύκλου ως εξής:

Πίνακας 4.5 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά αέρα στον κύκλο παραγωγής ενέργειας

Θέσεις		Θερμοκρασία (K)	Πίεση (bar)	Ενθαλπία (kJ/kg)	Εντροπία (kJ/kgK)	Vapour fraction
Είσοδος υγρού αέρα	1	81	1,31	4,86	0,04	0
Μετά την αντλία	2	82	40,00	35,00	-0,11	0
Θέρμανση σε ατμοσφαιρικές συνθήκες	3	297	38,00	377,52	1,99	1
Έξοδος στροβίλου	4	125	1,30	234,04	2,18	1

Όπως ήταν αναμενόμενο, το εργαζόμενο μέσο του στροβίλου εξέρχεται σε πολύ χαμηλή θερμοκρασία καθιστώντας έτσι σχεδόν απαραίτητη την εκμετάλλευσή του στον κύκλο υγροποίησης που αναλύθηκε παραπάνω. Βάσει των αποτελεσμάτων του κύκλου παραγωγής ενέργειας, μπορούν πλέον να οριστούν πλήρως και οι εναλλάκτες RHX και HX2.

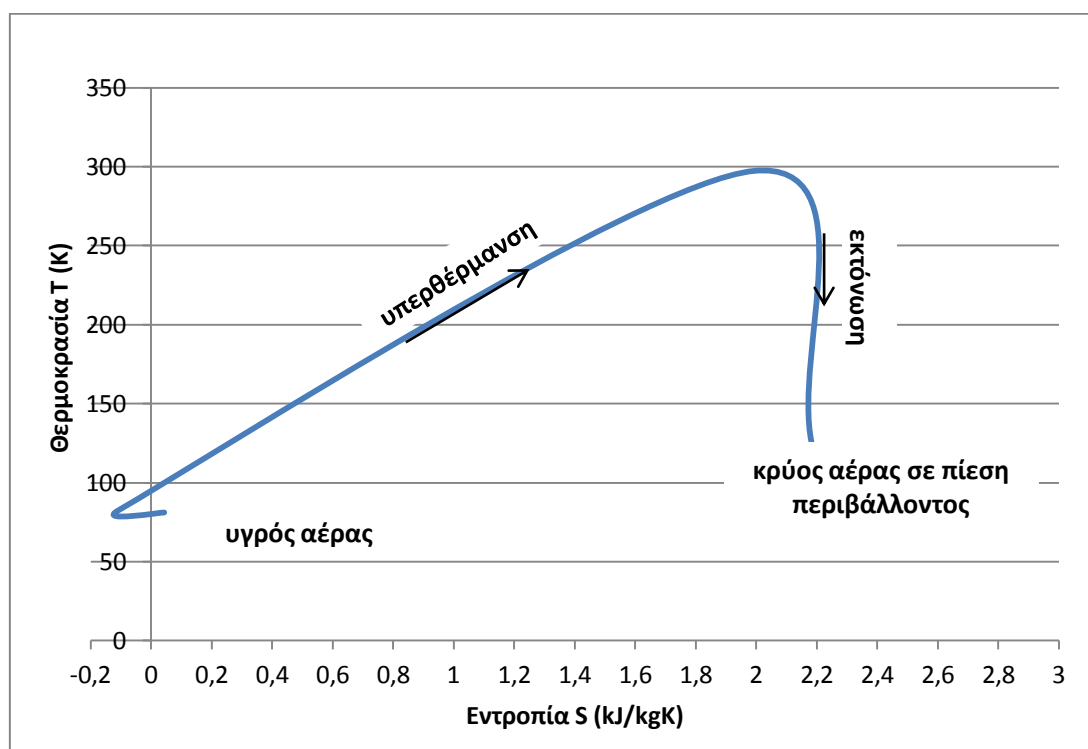
Δίνονται λοιπόν για τον συγκεκριμένο κύκλο τα στοιχεία του Πίνακα 4.6. Σε αυτόν έχουν οριστεί οι παροχές μάζας των εργαζόμενων μέσων καθώς και οι θερμοκρασίες εισόδου αυτών στους εναλλάκτες. Το πρόγραμμα επιστρέφει τις θερμοκρασίες εξόδου των εργαζόμενων μέσων καθώς και την κατανάλωση ισχύος των εναλλακτών.

Πίνακας 4.6 Στοιχεία εναλλακτών RHX και HX2

	RHX	HX2
Εργαζόμενο μέσο	αέρας	R218
Παροχή μάζας μέσου (kg/sec)	2	9
Θερμοκρασία εισόδου εργαζόμενου μέσου (K)	125	140
Θερμοκρασία εξόδου εργαζόμενου μέσου (K)	329	229
Ισχύς (kW)	616	616

Η εκτόνωση του υγρού αέρα για παραγωγή ενέργειας βάσει του Πίνακα 4.5 απεικονίζεται στο διάγραμμα που ακολουθεί:

Διάγραμμα 4.2 T-S Διάγραμμα κύκλου εκτόνωσης αέρα για παραγωγή ενέργειας



Το εμβαδό της παραπάνω καμπύλης δίνει το έργο που παράγεται κατά την αποτόνωση του υγρού αέρα στη συγκεκριμένη διαδικασία, και υπολογίζεται προσεγγιστικά με τη μέθοδο τραπεζίου ως:

$$W_{out,15\text{ }^{\circ}\text{C}} = 425,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{αέρα}}}$$

4.2 Εναλλακτικοί Κύκλοι Παραγωγής Ενέργειας

Για την αύξηση του βαθμού απόδοσης του μοντέλου που περιγράφηκε παραπάνω σχεδιάστηκαν ορισμένες παραλλαγές του κύκλου παραγωγής ενέργειας που περιλαμβάνουν κυρίως την εκμετάλλευση απορριπτόμενης θερμότητας χαμηλής ισχύος από γειτονικά συστήματα παραγωγής ενέργειας.

4.2.1 Θέρμανση υγραποιημένου αέρα με πρόσδοση ισχύος

Στο βασικό μοντέλο που αναλύθηκε παραπάνω ο υγραποιημένος αέρας εκτονώνεται σε ατμοσφαιρική θερμοκρασία σε στρόβιλο ισχύος. Μια πρώτη σκέψη για βελτίωση της απόδοσης του κύκλου είναι η υπερθέρμανση του υγρού αέρα σε θερμοκρασία υψηλότερη της ατμοσφαιρικής.

Θέρμανση στους 100 °C

Γίνεται έτσι μια προσαρμογή των στοιχείων της προσομοίωσης που περιγράφεται παραπάνω ορίζοντας σαν θερμοκρασία του δοχείου θέρμανσης (heater) τους 100 °C. Ο αέρας βρίσκεται έτσι κατά την εκτόνωση στην ίδια πίεση αλλά σε υψηλότερη θερμοκρασία σε σχέση με το βασικό μοντέλο, παράγοντας έτσι περισσότερο έργο. Για την υπερθέρμανση του αέρα στις συνθήκες που αναφέρονται, απαιτείται πρόσδοση ισχύος της τάξης των αρκετών kW.

Με την προσαρμογή των μεγεθών στον κύκλο παραγωγής ενέργειας προκύπτουν εκ νέου τα θερμοδυναμικά μεγέθη του κύκλου παραγωγής ισχύος όπως αποτυπώνονται στον Πίνακα 4.7:

Πίνακας 4.7 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά αέρα στον κύκλο παραγωγής ενέργειας με επιπλέον πρόσδοση ισχύος (100 °C)

Θέσεις		Θερμοκρασία (K)	Πίεση (bar)	Ενθαλπία (kJ/kg)	Εντροπία (kJ/kgK)	Vapor fraction
Είσοδος υγρού αέρα	1	81	1,31	4,86	0,04	0
Μετά την αντλία	2	82	40,00	35,00	-0,11	0
Θέρμανση στους 100 °C	3	373	38,00	475,17	2,30	1
Έξοδος στρόβιλου	4	158	1,30	273,98	2,47	1

Με τα νέα δεδομένα μεταβάλλονται σημαντικά και τα χαρακτηριστικά των επιμέρους στοιχείων του κύκλου παραγωγής ενέργειας των οποίων οι μεταβολές αναλύονται παρακάτω:

Υπερθερμαντής (Heater)

Στη μοντελοποίηση του στοιχείου πρόσδοσης θερμότητας στον υγρό αέρα ορίζεται πλέον ως θερμοκρασία εξόδου οι 100 °C (373 K) και η κατανάλωση ισχύος του προκύπτει περίπου 987 kW. Από την ισχύ αυτή όμως σκόπιμο θεωρείται να αφαιρεθεί το ποσό που υπολογίστηκε στον προηγούμενο κύκλο και δίνεται από το περιβάλλον χωρίς επιβάρυνση του συστήματος.

Ως εκ τούτου, προκύπτει επιπλέον κατανάλωση ισχύος στο σύστημα, η οποία προκύπτει από τη διαφορά της ισχύος του υπερθερμαντή του βασικού κύκλου με το ποσό που αναφέρεται παραπάνω, δηλαδή (978 – 818) = 160 kW.

Στρόβιλος

Τα χαρακτηριστικά του στρόβιλου εκτόνωσης του υγροποιημένου αέρα παραμένουν ίδια με το βασικό κύκλο στη δεύτερη μοντελοποίηση αλλά λόγω της υπερθέρμανσης του αέρα σε υψηλότερη θερμοκρασία, αυξάνεται σημαντικά η ισχύς που παράγεται τελικά σε αυτόν.

Λόγω της μεταβολής της θερμοκρασίας εισόδου στο στρόβιλο ισχύος μεταβάλλεται σημαντικά και η θερμοκρασία εξόδου από αυτόν, η οποία επηρεάζει άμεσα τα χαρακτηριστικά των δύο εναλλακτών RHX και HX2 στον κύκλο υγροποίησης

Ορίζονται έτσι εκ νέου οι εναλλάκτες αυτοί ώστε να πληρούνται οι απαιτούμενες προδιαγραφές του κύκλου ως εξής:

Πίνακας 4.8 Στοιχεία εναλλακτών RHX και HX2 (θέρμανση στους 100 °C)

	RHX	HX2
Εργαζόμενο μέσο	αέρας	R218
Παροχή μάζας μέσου (kg/sec)	2	11
Θερμοκρασία εισόδου εργαζόμενου μέσου (K)	158	165
Θερμοκρασία εξόδου εργαζόμενου μέσου (K)	363	235
Ισχύς (kW)	616	616

Θέρμανση στους 150 °C

Το παραπάνω σύστημα εξετάζεται και για την περίπτωση που ο υγρός αέρας θερμαίνεται στους 150 °C. Με τις υπόλοιπες μεταβλητές του συστήματος να παραμένουν σταθερές, προκύπτουν οι ακόλουθες μεταβολές:

- Ισχύς Υπερθερμαντή: 1082 kW

Λαμβάνοντας υπόψη τη θεώρηση που αναλύθηκε και παραπάνω, από την ισχύ αυτή συνυπολογίζεται στην κατανάλωση του συστήματος μόνο το ποσό του έργου που αυξάνει τη θερμοκρασία από την περιβαλλοντική στους 150 °C δηλαδή: (1092 – 819) = 263 kW.

Ορίζονται εκ νέου και οι εναλλάκτες RHX και HX2 τα στοιχεία των οποίων απεικονίζονται στον Πίνακα 4.9.

Πίνακας 4.9 Στοιχεία εναλλακτών RHX και HX2 (θέρμανση στους 150 °C)

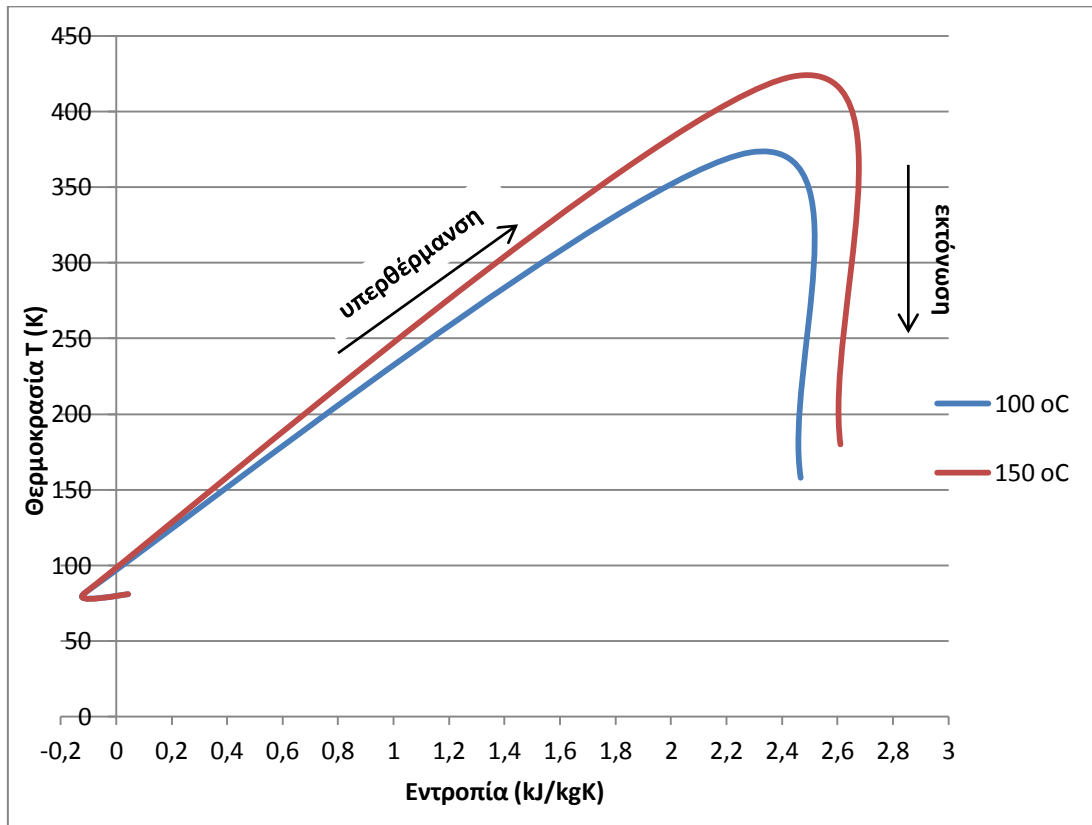
	RHX	HX2
Εργαζόμενο μέσο	αέρας	R218
Παροχή μάζας μέσου (kg/sec)	2	15
Θερμοκρασία εισόδου εργαζόμενου μέσου (K)	180	190
Θερμοκρασία εξόδου εργαζόμενου μέσου (K)	385	236
Ισχύς (kW)	616	616

Τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του κύκλου αποτόνωσης σε αυτή την περίπτωση φαίνονται στον Πίνακα 4.10 και προκύπτει και το αντίστοιχο Διάγραμμα 4.3 Θερμοκρασίας-Εντροπίας όπου φαίνεται ο κύκλος σε σύγκριση με τον προηγούμενο.

Πίνακας 4.10 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά αέρα στον κύκλο παραγωγής ενέργειας με επιπλέον πρόσδοση ισχύος (150 °C)

Θέσεις		Θερμοκρασία (K)	Πίεση (bar)	Ενθαλπία (kJ/kg)	Εντροπία (kJ/kgK)	Vapor fraction
Είσοδος υγρού αέρα	1	81	1,31	4,86	0,04	0
Μετά την αντλία	2	82	40,00	35,00	-0,11	0
Θέρμανση στους 100 °C	3	423	38,00	535,53	2,45	1
Έξοδος στροβίλου	4	180	1,30	298,31	2,61	1

Διάγραμμα 4.3 Συγκριτικό Διάγραμμα T-S κύκλου εκτόνωσης αέρα για παραγωγή ενέργειας με θέρμανση υγρού αέρα σε διαφορετικές θερμοκρασίες



Το εμβαδό καθεμίας από τις παραπάνω καμπύλες, δίνει όπως και παραπάνω, το έργο που παράγεται κατά την αποτόνωση του υγρού αέρα και υπολογίζεται για κάθε περίπτωση ως εξής:

$$W_{out,100\text{ }^{\circ}\text{C}} = 580,32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg αέρα}}$$

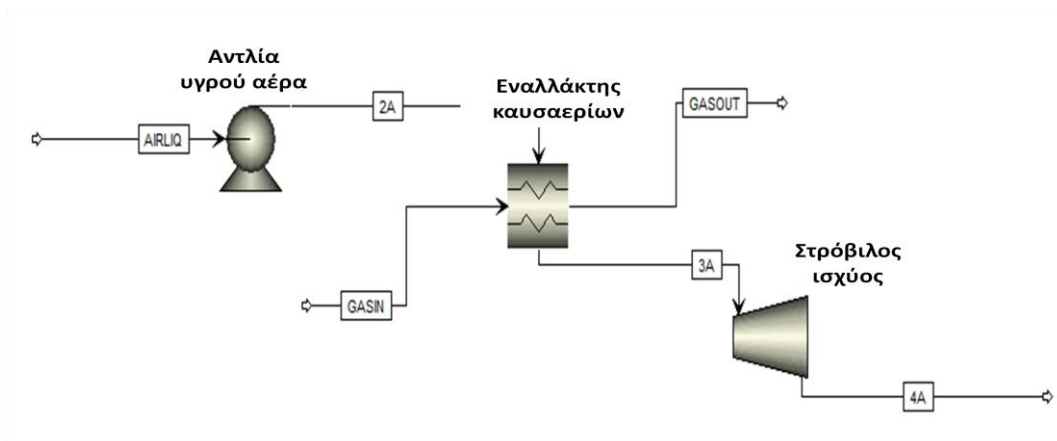
$$W_{out,150\text{ }^{\circ}\text{C}} = 682,63 \frac{\text{kJ}}{\text{kg αέρα}}$$

Για να είναι εφικτή η σωστή εκμετάλλευση του επιπλέον έργου που παράγεται στο στρόβιλο με την υπερθέρμανση του αέρα πρέπει αυτή να μη συνυπολογίζεται στην κατανάλωση ενέργειας του συστήματος δηλαδή να προέρχεται από κάποια εξωτερική πηγή που υφίσταται ανεξάρτητη του συστήματος που μελετάται.

Μια τέτοια πηγή θα μπορούσαν να είναι θερμά καυσαέρια από γειτονική μονάδα, και αναλύεται παρακάτω.

4.2.2 Εκμετάλλευση θερμότητας καυσαερίων

Όπως αναλύθηκε στη θεωρία, το σύστημα υγροποιημένου αέρα έχει το πλεονέκτημα ότι μπορεί να εκμεταλλευτεί λανθάνουσα θερμότητα χαμηλής ισχύος, βελτιώνοντας σημαντικά το βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης. Στο [Σχήμα 4.3](#) απεικονίζεται η παραλλαγή του κύκλου παραγωγής ενέργειας με εκμετάλλευση θερμότητας καυσαερίων.



Σχήμα 4.3 Κύκλος παραγωγής ενέργειας με εκμετάλλευση καυσαερίων

Πιο συγκεκριμένα, στο παραπάνω σχήμα, το “δοχείο θέρμανσης” του υγροποιημένου αέρα που υπάρχει στο βασικό μοντέλο έχει αντικατασταθεί από έναν εναλλάκτη (HX4) με εργαζόμενο μέσο θερμά καυσαέρια από αεριοστρόβιλο. Η σύσταση των καυσαερίων αυτών λαμβάνεται ως η τυπική σύσταση προϊόντων καύσης φυσικού αερίου με αέρα, και δίνεται ποσοστιαία κατά μάζα:

Άζωτο (N ₂)	Διοξείδιο του άνθρακα (CO ₂)	Νερό (H ₂ O)	Οξυγόνο (O ₂)
73 %	10 %	11 %	6 %

Λοιπά συστατικά που περιέχονται στα καυσαέρια σε ποσοστό μικρότερο του 1% επιλέγεται να αγνοηθούν στην παρούσα προσομοίωση. Για να οριστεί πλήρως το μοντέλο και να μπορέσει να γίνει η προσομοίωση, χρησιμοποιούνται στοιχεία από τυποποιημένους αεριοστρόβιλους της εταιρίας Siemens, των οποίων τα καυσαέρια είναι πλήρως ορισμένα από τον κατασκευαστή. Εξετάστηκαν τρία μοντέλα διαφορετικής ισχύος ενός κοινού τύπου αεριοστρόβιλου, με χαρακτηριστικά που αναγράφονται στον [Πίνακα 4.11](#).

Πίνακας 4.11 Χαρακτηριστικά αεριοστρόβιλων που εξετάστηκαν

	SGT-100	SGT-200	SGT-300
Ισχύς (kWe)	5050	6750	7900
Heat Rate (kJ/KWh)	11914	11418	11773
Παροχή μάζας καυσαερίων (kg/sec)	19,5	29,3	30,2
Θερμοκρασία καυσαερίων (°C)	545	466	542

Ανάλογα με τον αεριοστρόβιλο που χρησιμοποιήθηκε σε κάθε προσομοίωση ορίζονται τα χαρακτηριστικά του εναλλάκτη ΗΧ4 που απεικονίζεται στο μοντέλο του Σχήματος 4.3 και είναι υπεύθυνος για την εκμετάλλευση της θερμότητας των καυσαερίων. Σε αυτόν ορίζονται τα στοιχεία των καυσαερίων για το θερμό ρεύμα εισόδου, τα στοιχεία του υγρού αέρα για το ψυχρό ρεύμα εισόδου, η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων στην οποία τίθεται ως κατώτατο όριο η θερμοκρασία υγροποίησης των καυσαερίων, καθώς και απώλειες πίεσης του ρεύματος αέρα 5 %.

Λόγω της μεγάλης διαφοράς στις τιμές παροχών μάζας του υγρού αέρα και των καυσαερίων η εκμετάλλευση της λανθάνουσας θερμότητας των τελευταίων είναι εφικτή αλλά οδηγεί σε μεγάλη υπερθέρμανση του υγρού αέρα. Για να αποφευχθεί αυτό, επιλέγεται να χρησιμοποιηθεί εναλλάκτης με χαμηλό βαθμό απόδοσης που διαμορφώνει τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του αέρα με τον επιθυμητό τρόπο. Μια εναλλακτική σκέψη θα μπορούσε να είναι η χρήση μέρους του ρεύματος καυσαερίων στο ρεύμα εισόδου του εναλλάκτη με εισαγωγή ρυθμιστικής βαλβίδας πριν την είσοδο του εναλλάκτη.

Αξίζει να σημειωθεί εδώ, ότι πραγματοποιήθηκαν ορισμένες δοκιμές εκμετάλλευσης της συνολικής ποσότητας των καυσαερίων, όπου ο αέρας εξέρχεται από το στρόβιλο σε θερμοκρασία που δεν επιτρέπει τη χρήση του ως μέσο ψύξης του R218 στον εναλλάκτη ΗΧ2 του κύκλου υγροποίησης. Εύκολα διαπιστώθηκε ότι η αυξημένη ισχύς του στροβίλου στην περίπτωση αυτή δεν φτάνει για να υπερκαλύψει την ισχύ του εναλλάκτη ΗΧ2, που πρέπει πλέον να δοθεί στο σύστημα από εξωτερική πηγή.

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης προκύπτει έτσι αρκετά μειωμένος σε σημείο που δεν αξίζει καν να εξεταστεί αναλυτικότερα αυτή η εναλλακτική.

Σύμφωνα με τα παραπάνω λοιπόν, ορίζονται τα στοιχεία του εναλλάκτη ΗΧ4 σε κάθε προσομοίωση ξεχωριστά σύμφωνα με τον Πίνακα 4.12. Το μοντέλο επιστρέφει την ισχύ του εναλλάκτη κάθε φορά ενώ υπολογίζεται και ο βαθμός απόδοσης αυτού.

Πίνακας 4.12 Στοιχεία εναλλάκτη ΗΧ4 για κάθε τύπο αεριοστρόβιλου

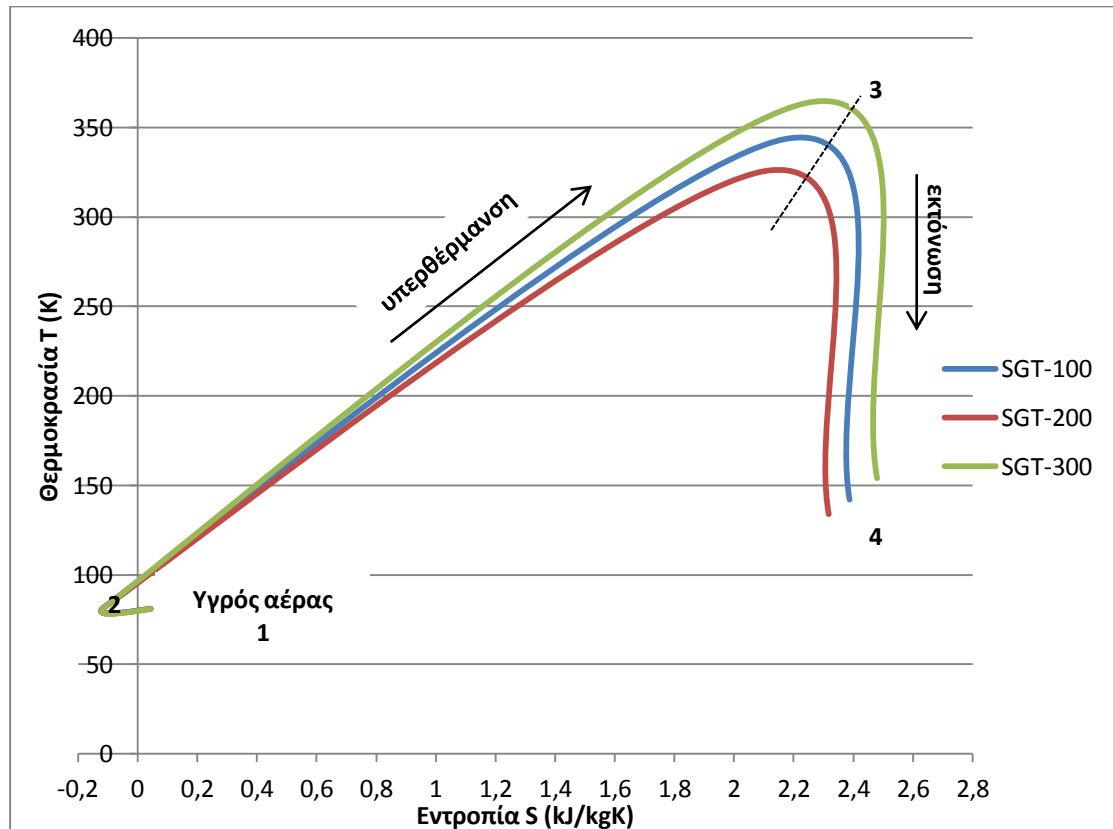
Αεριοστρόβιλοι	SGT-100	SGT-200	SGT-300
Εναλλάκτης	ΗΧ4		
Εργαζόμενο μέσο	Καυσαέρια		
Παροχή μάζας μέσου (kg/sec)	19,5	29,3	30,2
Θερμοκρασία εισόδου καυσαερίων (Κ)	505	466	542
Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων (Κ)	490	440	515
Ισχύς (kW)	916	880	959

Με τα παραπάνω χαρακτηριστικά και διατηρώντας σταθερά τα υπόλοιπα στοιχεία του μοντέλου, προκύπτουν τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά του κύκλου όπως δίνονται στον Πίνακα 4.13 και απεικονίζονται στο Διάγραμμα 4.4.

Πίνακας 4.13 Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά αέρα στον κύκλο παραγωγής ενέργειας με εκμετάλλευση καυσαερίων αεριστροβίλου

SGT-100						
Θέσεις		Θερμοκρασία (Κ)	Πίεση (bar)	Ενθαλπία (kJ/kg)	Εντροπία (kJ/kgK)	Vapor fraction
Είσοδος υγρού αέρα	1	81	1,31	4,86	0,04	0
Μετά την αντλία	2	82	40,00	35,00	-0,11	0
Θέρμανση στους 100 °C	3	344	38,00	438,97	2,20	1
Έξοδος στροβίλου	4	142	1,15	257,01	2,39	1
SGT-200						
Θέσεις		Θερμοκρασία (Κ)	Πίεση (bar)	Ενθαλπία (kJ/kg)	Εντροπία (kJ/kgK)	Vapor fraction
Είσοδος υγρού αέρα	1	81	1,31	4,86	0,04	0
Μετά την αντλία	2	82	40,00	35,00	-0,11	0
Θέρμανση στους 100 °C	3	326	38,00	415,91	2,13	1
Έξοδος στροβίλου	4	134	1,15	247,52	2,32	1
SGT-300						
Θέσεις		Θερμοκρασία (Κ)	Πίεση (bar)	Ενθαλπία (kJ/kg)	Εντροπία (kJ/kgK)	Vapor fraction
Είσοδος υγρού αέρα	1	81	1,31	4,86	0,04	0
Μετά την αντλία	2	82	40,00	35,00	-0,11	0
Θέρμανση στους 100 °C	3	364	38,00	464,05	2,27	1
Έξοδος στροβίλου	4	154	1,15	270,73	2,48	1

Διάγραμμα 4.4 T-S διάγραμμα κύκλου εκτόνωσης αέρα για παραγωγή ενέργειας με εκμετάλλευση καυσαερίων αεριοστροβίλων



Το εμβαδό καθεμιάς από τις παραπάνω καμπύλες, δίνει όπως και παραπάνω, το έργο που παράγεται κατά την αποτόνωση του υγρού αέρα και υπολογίζεται για κάθε περίπτωση ως εξής:

$$W_{out,SGT-100} = 525,90 \frac{kJ}{kg \text{ αέρα}}$$

$$W_{out,SGT-200} = 487,75 \frac{kJ}{kg \text{ αέρα}}$$

$$W_{out,SGT-300} = 572,58 \frac{kJ}{kg \text{ αέρα}}$$

Το παραγόμενο έργο σε καθέναν από τους παραπάνω κύκλους εκτόνωσης, όπως ήταν αναμενόμενο κυμαίνεται στα ίδια επίπεδα με αυτό των κύκλων πρόσδοσης ισχύος που παρουσιάζονται παραπάνω. Στην προκειμένη όμως περίπτωση η επιπλέον ενέργεια που χρειάζεται για να παραχθεί αυτό το έργο δίνεται από λανθάνουσα πηγή θερμότητας (καυσαέρια αεριοστροβίλων), οπότε και αναμένεται συνολικά αύξηση του βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης.

Από τα παραπάνω θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά, διαμορφώνονται όπως και στις προηγούμενες μοντελοποιήσεις και τα χαρακτηριστικά των εναλλακτών ΗΧ2 και ΡΗΧ του κύκλου υγροποίησης σύμφωνα με τον Πίνακα 4.14.

Πίνακας 4.14 Χαρακτηριστικά εναλλακτών RHX και HX2 για κάθε τύπο αεριοστρόβιλου

Αεριοστρόβιλοι	SGT-100		SGT-200		SGT-300	
	RHX	HX2	RHX	HX2	RHX	HX2
Εναλλάκτες	RHX	HX2	RHX	HX2	RHX	HX2
Εργαζόμενο μέσο	αέρας	R218	αέρας	R218	αέρας	R218
Παροχή μάζας μέσου (kg/sec)	2	10	2	9	2	12
Θερμοκρασία εισόδου εργαζόμενου μέσου (K)	142	150	134	140	154	170
Θερμοκρασία εξόδου εργαζόμενου μέσου (K)	448	230	338	229	460	234
Ισχύς (kW)	616					

Αξιοποιώντας τα αποτελέσματα της μοντελοποίησης που παρουσιάστηκαν στο παρόν κεφάλαιο, είναι εφικτή πλέον η ενεργειακή ανάλυση κάθε κύκλου και ο προσδιορισμός της απόδοσης του συστήματος ανάλογα με τις συνιστώσες που χρησιμοποιούνται κάθε φορά.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΑΠΟΔΟΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ

Για τη σύγκριση των κύκλων που αναλύθηκαν στο Κεφάλαιο 4 υπολογίζονται οι επιμέρους βαθμοί απόδοσης των συστημάτων. Κύρια στοιχεία που πρέπει να οριστούν είναι ο βαθμός απόδοσης κάθε κύκλου (Round-Trip Efficiency) και ο βαθμός στον οποίον κάθε σύστημα αποθηκεύει και επαναπροσδίδει ενέργεια (Storage Efficiency).

Για να γίνει η παραπάνω ανάλυση απαραίτητος είναι ο προσδιορισμός κάποιων στοιχείων της εγκατάστασης που μοντελοποιείται. Το κυριότερο από αυτά είναι το μέγεθος της δεξαμενής αποθήκευσης υγρού αέρα το οποίο δίνει άμεσα τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης. Με γνώμονα την ισχύουσα νομοθεσία για αποκεντρωμένα συστήματα παραγωγής ενέργειας, τίθεται σαν ελάχιστη προδιαγραφή η ικανότητα συνεχόμενης λειτουργίας της εγκατάστασης για 8 ώρες οι οποίες ορίζονται και ως **χρόνος αποφόρτισης του συστήματος**.

Στο μοντέλο προσομοίωσης που κατασκευάστηκε έχει ήδη καθοριστεί ότι η κατανάλωση ανέρχεται σε 2 kg/sec υγρού αέρα και επομένως υπολογίζεται ότι για 8ωρη λειτουργία απαιτούνται:

$$2 \frac{\text{kg}}{\text{sec}} \times 3600 \times 8 = 57600 \text{ kg υγρού αέρα}$$

Από την προσομοίωση που έγινε, στις δεδομένες συνθήκες αποθήκευσης, λαμβάνεται πυκνότητα υγρού αέρα $D = 862,57 \text{ kg/m}^3$ και υπολογίζεται επομένως ελάχιστος απαιτούμενος όγκος δεξαμενής: $V = 57600 / 862,57 = 66,8 \text{ m}^3$

Ως εκ τούτου, ο απαιτούμενος όγκος της δεξαμενής αποθήκευσης επιλέγεται να είναι 70 m^3 η οποία έχει δυνατότητα αποθήκευσης μάζας υγρού αέρα που ανέρχεται στα 60380 kg .

Με το δεδομένο κύκλο υγροποίησης που μοντελοποιήθηκε στο Κεφάλαιο 4 υπολογίζεται ο απαιτούμενος χρόνος πλήρωσης της δεξαμενής αυτής: $60380 \text{ kg} / 0,43 \text{ kg/sec} = 39,1 \text{ h}$,

χρόνος ο οποίος ορίζεται έτσι και ως **χρόνος φόρτισης του συστήματος**.

Με τη χωρητικότητα αυτή υπολογίζεται επίσης με ακρίβεια ο **χρόνος αποφόρτισης του συστήματος στις 8,39 h**.

Υπολογίζεται έτσι σύμφωνα με τα παραπάνω ότι η εγκατάσταση έχει ετήσια διάρκεια λειτουργίας περίπου **1500 ώρες**.

5.1 Φόρτιση Συστήματος

Κατά τη φόρτιση της εγκατάστασης, στον κύκλο υγροποίησης που περιγράφηκε στο Κεφάλαιο 4 η ενέργεια που απαιτείται για την υγροποίηση του αέρα ανέρχεται στα:

$$W_{liq} = 753,59 \frac{kJ}{kg \text{ αέρα}} = 209,33 \frac{Wh}{kg \text{ αέρα}}$$

Πολλαπλασιάζοντας το παραπάνω ποσό με τη χωρητικότητα της δεξαμενής προκύπτει συνολική απαιτούμενη ενέργεια υγροποίησης του συστήματος :

$$E_{υγροποίησης} = 209,33 \frac{Wh}{kg \text{ αέρα}} * 60380 kg = 12,64 MWh$$

Κατά η λειτουργία όμως της εγκατάστασης όπως αυτή μοντελοποιήθηκε, η ενέργεια που καταναλώνεται στη διαδικασία υγροποίησης είναι η ισχύς των συμπιεστών πολλαπλασιασμένη με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης. Συνεπώς η κατανάλωση των συμπιεστών κατά τη φόρτιση του συστήματος είναι:

$$E_{φόρτισης} = 1,60 MW * 39,1 h = 62,61 MWh$$

Από τα παραπάνω, υπολογίζεται άμεσα ο βαθμός απόδοσης της διαδικασίας υγροποίησης ως εξής:

$$n_{liquefaction} = \frac{12,64}{62,61} \times 100 \% = 20,2 \%$$

5.2 Αποφόρτιση Συστήματος

Για την αποφόρτιση του συστήματος και την ανάκτηση της αποθηκευμένης ενέργειας, σε καθένα από τα συστήματα που αναλύθηκαν στο Κεφάλαιο 4 προκύπτει η ενέργεια που καταναλώνεται και αυτή που παράγεται τελικά από το στρόβιλο ισχύος της εγκατάστασης.

5.2.1 Ιδιοκαταναλώσεις συστημάτων

Κατά τη διαδικασία αποτόνωσης του υγρού αέρα σε κάθε κύκλο προσδίδεται κάποιο επιπλέον ποσό ενέργειας το οποίο και μπορεί να οριστεί ως **βοηθητικό ποσό ενέργειας κατά την αποφόρτιση (discharging auxiliary)**. Σε αυτές τις ιδιοκαταναλώσεις εντάσσεται η ενέργεια που καταναλώνει η αντλία ανύψωσης πίεσης του υγρού αέρα, καθώς και η επιπλέον πρόσδοση ισχύος για την προθέρμανση του υγρού αέρα, είτε αυτή προέρχεται από πηγή λανθάνουσας θερμότητας (καυσαέρια αεριοστροβίλων) είτε όχι.

Η βοηθητική ποσότητα ενέργειας υπολογίζεται ως γινόμενο της απαιτούμενης ισχύος των επιμέρους συνιστωσών με το χρόνο αποφόρτισης του συστήματος. Υπολογίζεται έτσι η κατανάλωση της αντλίας υγρού αέρα: $E_{pump} = 9,97 \times 8,39 = 0,08 MWh$

Ομοίως, υπολογίζεται και η καταναλισκόμενη ενέργεια από την επιπλέον πρόσδοση ισχύος πριν την αποτόνωση του αέρα, η οποία και διαφοροποιείται ανάλογα με τον κύκλο

παραγωγής ενέργειας που ακολουθείται. Στους κύκλους που δεν υπάρχει εκμετάλλευση καυσαερίων αεριοστροβίλου η πρόσδοση ισχύος γίνεται στον υπερθερμαντή (heater) όπου και λαμβάνονται τα ποσά που δίνει το μοντέλο προσομοίωσης που κατασκευάστηκε. Αντίστοιχα, στους κύκλους όπου γίνεται εκμετάλλευση της θερμότητας καυσαερίων ως προσδιδόμενη ισχύς στο σύστημα λαμβάνεται η ισχύς του εναλλάκτη θερμότητας που χρησιμοποιείται κάθε φορά.

Σύμφωνα με τα παραπάνω κατασκευάζεται ο Πίνακας 5.1.

Πίνακας 5.1 Καταναλισκόμενη ενέργεια για την υπερθέρμανση του υγρού αέρα

	Προσδιδόμενη ισχύς στο σύστημα (kW)	Προσδιδόμενη ενέργεια heater στο σύστημα (MWh)
Απλός κύκλος	0	0,00
Πρόσδοση ισχύος (100 °C)	159	1,33
Πρόσδοση ισχύος (150 °C)	263	2,21
Συνδυασμός με SGT-100	916	7,68
Συνδυασμός με SGT-200	880	7,38
Συνδυασμός με SGT-300	959	8,04

5.2.2 Παραγωγή ενέργειας κατά την αποφόρτιση

Κατά την αποφόρτιση του συστήματος από τα θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά των κύκλων που αναλύθηκαν, βρέθηκε το παραγόμενο έργο καθενός από αυτούς ως εμβαδό της καμπύλης T-S της αποτόνωσης του υγρού αέρα. Ομοίως με τη φόρτιση του συστήματος, πολλαπλασιάζοντας το έργο αυτό με τη μάζα της δεξαμενής του υγρού αέρα προκύπτει η συνολική παραγόμενη ενέργεια του συστήματος κατά την αποφόρτισή του.

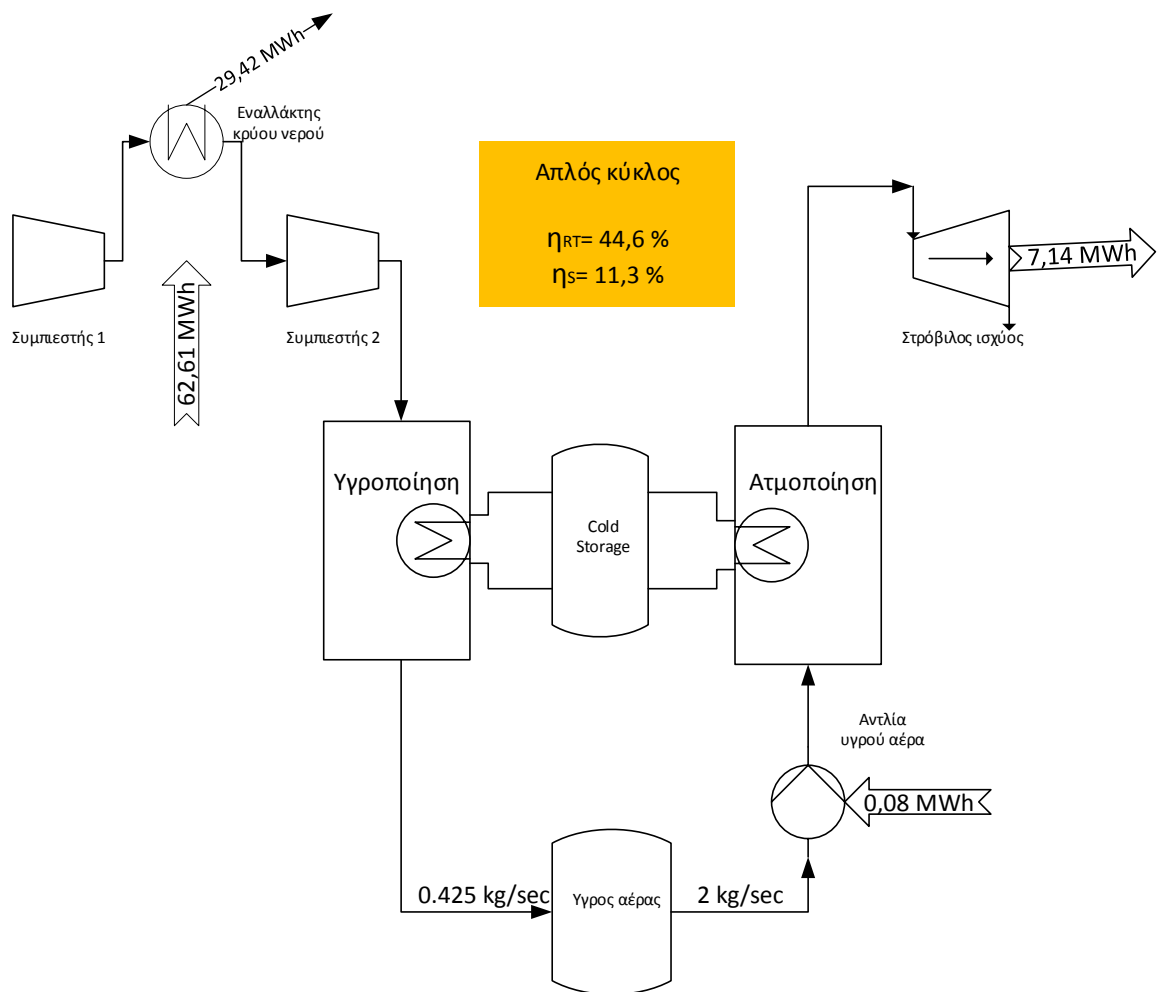
Διαιρώντας το παραπάνω ποσό ενέργειας με τις ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης προκύπτει η απαιτούμενη εγκατεστημένη ισχύς που πρέπει να έχει ο στρόβιλος εκτόνωσης. Για τον τελευταίο υπολογισμό λαμβάνεται βαθμός απόδοσης στροβίλου $n_m = 90 \%$. Τα παραπάνω παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.2 που ακολουθεί.

Πίνακας 5.2 Παραγόμενη ενέργεια κατά την αποτόνωση

	Παραγόμενο έργο κατά την αποτόνωση (kJ/kg)	Παραγόμενο έργο κατά την αποτόνωση (Wh/kg)	Παραγόμενη ενέργεια κατά τη φόρτιση (MWh)	Εγκατεστημένη ισχύς στροβίλου (kW)
Απλός κύκλος	425,86	118,29	7,14	723,95
Πρόσδοση ισχύος (100 °C)	580,32	161,20	9,73	986,54

Πρόσδοση ισχύος (150 °C)	682,63	189,62	11,45	1160,47
Συνδυασμός με SGT-100	524,90	145,80	8,80	892,33
Συνδυασμός με SGT-200	487,75	135,49	8,18	829,17
Συνδυασμός με SGT-300	572,58	159,05	9,60	973,38

Η παραπάνω ενεργειακή ανάλυση για τον απλό κύκλο αποθήκευσης ενέργειας μπορεί να απεικονιστεί σε μορφή διαγράμματος όπως στο Σχήμα 5.1.



Σχήμα 5.1 Ροή ενέργειας στον απλό κύκλο LAES (Shanke diagram)

Παρόμοια διαγράμματα κατασκευάστηκαν και για τους υπόλοιπους κύκλους που σχεδιάστηκαν και αναλύθηκαν παραπάνω, και απεικονίζονται στο Παράρτημα 2 της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

5.3 Υπολογισμός αποδόσεων και σύγκριση συστημάτων

Με τα παραπάνω δεδομένα είναι πλέον εφικτό να αξιολογηθεί ο κάθε κύκλος που μοντελοποιήθηκε ως προς την απόδοσή του. Η αξιολόγηση κινήθηκε γύρω από δύο κυρίως άξονες, την απόδοση της εγκατάστασης ως προς την παραγωγή ενέργειας και τη δυνατότητα αποθήκευσης ενέργειας αυτής ανάλογα με τον κύκλο που χρησιμοποιείται.

5.3.1 Βαθμός απόδοσης εγκατάστασης

Για τον υπολογισμό του συνολικού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης (Round-Trip Efficiency) πρέπει να γίνει συνολικός ισολογισμός ισχύος που εισάγεται στο σύστημα και παράγεται από αυτό. Χρησιμοποιείται ο παρακάτω τύπος:

$$\eta_{RT} = \frac{\text{Παραγόμενη Ισχύς} - \text{Ιδιοκαταναλώσεις κατά την αποφόρτιση}}{\text{Καταναλισκόμενη ισχύς κατά τη φόρτιση} + \text{Ισχύς καυσίμου}}$$

Στην περίπτωση που χρησιμοποιούνται τα καυσαέρια αεριοστροβίλου η παραγόμενη ισχύς λαμβάνεται ως άθροισμα της ισχύος του αεριοστροβίλου και της ισχύος που παράγεται από το στρόβιλο εκτόνωσης του υγρού αέρα. Αντίστοιχα αυξάνεται και ο παρονομαστής του παραπάνω κλάσματος κατά την ισχύ του καυσίμου (fuel input) που καταναλώνει ο αεριοστροβίλος η οποία υπολογίζεται ως εξής:

$$\text{Ισχύς καυσίμου} = \frac{\eta_{SGT} \times \text{Heat Rate} \times 0,28 \times \text{Ισχύς αέριοστροβίλου}}{1000} \text{ kW}$$

Προκύπτει έτσι ο Πίνακας 5.3 που αποτυπώνει συγκεντρωτικά τον ισολογισμό ισχύος κάθε κύκλου που περιγράφηκε στα προηγούμενα κεφάλαια και το βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης για κάθε περίπτωση.

Πίνακας 5.3 Βαθμοί απόδοσης εγκατάστασης κάθε μοντέλου

	Παραγόμενη Ισχύς (kW)	Ιδιοκαταναλώσεις κατά την αποφόρτιση (kW)	Καταναλισκόμενη Ισχύς κατά τη φόρτιση (kW)	Ισχύς καυσίμου (kW)	η_{RT} (%)
Απλός κύκλος	723,95	9,97	1601,46	0	44,58
Πρόσδοση ισχύος (100 °C)	986,54	168,97	1601,46	0	51,05
Πρόσδοση ισχύος (150 °C)	1160,47	272,97	1601,46	0	55,42
Συνδυασμός με SGT-100	892,33	925,97	1601,46	5114,08	74,70
Συνδυασμός με SGT-200	829,17	889,97	1601,46	6743,76	80,16
Συνδυασμός με SGT-300	973,38	968,97	1601,46	7905,57	83,14

5.3.2 Βαθμός απόδοσης αποθήκευσης ενέργειας

Ακόμα σημαντικότερο χαρακτηριστικό από το βαθμό απόδοσης για μια εγκατάσταση LAES είναι η δυνατότητά της να αποθηκεύσει ενέργεια και να την επαναπροσδώσει στο δίκτυο. Αυτό μπορεί να οριστεί ως βαθμός απόδοσης αποθήκευσης ενέργειας (storage efficiency) και υπολογίζεται βάσει του παρακάτω τύπου:

$$\eta_s = \frac{\text{Παραγόμενη Ενέργεια} - \text{Ιδιοκαταναλώσεις κατά την αποφόρτιση}}{\text{Καταναλισκόμενη ενέργεια κατά τη φόρτιση} + \text{Ενέργεια καυσίμου}}$$

Όπως είναι προφανές ο παραπάνω τύπος εισάγει ουσιαστικά τον παράγοντα του χρόνου στην απόδοση του συστήματος. Με τον τρόπο αυτό μπορεί να υπολογιστεί το ποσοστό της ενέργειας που επαναπροσδίδεται στο σύστημα και επομένως η ικανότητα αυτού να αποθηκεύει ενέργεια.

Στον Πίνακα 5.4 που ακολουθεί αποτυπώνονται τα ποσοστά αποθήκευσης ενέργειας ανάλογα με τον κύκλο που χρησιμοποιείται. Σημειώνεται, ότι σε πραγματικές συνθήκες τα ποσοστά αυτά θα ήταν σίγουρα χαμηλότερα από τα αναγραφόμενα καθώς κάποιο ποσοστό ενέργειας χάνεται με την πάροδο του χρόνου λόγω απωλειών του δοχείου αποθήκευσης του υγρού αέρα. Στην παρούσα διπλωματική ωστόσο εξετάστηκε η ιδανική περίπτωση άμεσης επαναπροσδοσης της αποθηκευμένης ενέργειας στο σύστημα και άρα εκμηδένισης των ενδιάμεσων απωλειών.

Πίνακας 5.4 Ποσοστό αποθήκευσης ενέργειας για κάθε μοντέλο

	Παραγόμενη Ενέργεια (MWh)	Ιδιοκαταναλώσεις κατά την αποφόρτιση (MWh)	Καταναλισκόμενη Ενέργεια κατά τη φόρτιση (MWh)	Ενέργεια καυσίμου (MWh)	η_s (%)
Απλός κύκλος	7,14	0,58	62,61	0	10,48
Πρόσδοση ισχύος (100 °C)	9,73	1,42	62,61	0	13,28
Πρόσδοση ισχύος (150 °C)	11,45	2,29	62,61	0	14,63
Συνδυασμός με SGT-100	51,15	0,58	62,61	42,89	47,93
Συνδυασμός με SGT-200	64,79	1,42	62,61	56,55	53,18
Συνδυασμός με SGT-300	75,85	2,29	62,61	66,30	57,07

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6: ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΚΟΣΤΟΥΣ

Για να γίνει μια εκτίμηση κόστους της εγκατάστασης αποθήκευσης ενέργειας με υγροποιημένο αέρα βάσει των μοντέλων παραγωγής που αναλύονται παραπάνω λαμβάνονται υπόψη δύο βασικοί παράγοντες (Silveira, et al., 2003):

- Το ύψος της επένδυσης (Capital Cost)
- Το κόστος λειτουργίας του συστήματος (Production Cost)

6.1 Ύψος επένδυσης

Για να υπολογιστεί το ύψος της επένδυσης μια τέτοιας εγκατάστασης, αθροίζονται τα επιμέρους κόστη των στοιχείων που την αποτελούν και το ποσό αυτό διαιρείται με τη συνολικά εγκατεστημένη ισχύ. Υπολογίζεται έτσι το αρχικό κόστος για την κατασκευή της εγκατάστασης σε €/kW.

Τα κόστη των κυρίων συνιστωσών λαμβάνονται ως τυπικά τέτοιων εγκαταστάσεων όπως βρέθηκαν μετά από έρευνες στην ανάλογη βιβλιογραφία και σε εταιρίες που προμηθεύουν ανάλογο εξοπλισμό. Πιο συγκεκριμένα:

- Το κόστος συμπιεστή λαμβάνεται ίδιο με αυτό μιας εγκατάστασης CAES (Τζουγανάτος, 2010).
- Για την αντλία και τον στρόβιλο εκτόνωσης του υγρού αέρα, ελήφθη ενδεικτική προσφορά από την εταιρεία CRYOSTAR μετά από επικοινωνία με τους συνεργάτες της.
- Για το κόστος των εναλλακτών λαμβάνεται προσεγγιστική τιμή βάσει κοστολογημένων μοντέλων παρόμοιων ιδιοτήτων άλλων εγκαταστάσεων.

Πίνακας 6.1 Ενδεικτικά κόστη εξοπλισμού

Συμπιεστής	140 €/kW
Αποθηκευτική διάταξη (δεξαμενή 70 m ³)	150.000 €
Εναλλάκτες	10 €/kW
Αντλία υγρού αέρα	155.550 €
Στρόβιλος εκτόνωσης υγρού αέρα	250 €/kW

Τα παραπάνω κόστη δίνουν προσεγγιστικά το ύψος της επένδυσης για την εγκατάσταση ενός απλού συστήματος αποθήκευσης ενέργειας με υγροποιημένο αέρα. Διαιρώντας το ποσό που προκύπτει με τη συνολική ισχύ που παράγεται από το σύστημα προκύπτει το αρχικό κόστος κατασκευής της μονάδας σε €/kW. Οποιαδήποτε βελτιστοποίηση γίνει στον κύκλο για την αύξηση των βαθμών απόδοσης του συστήματος όπως αυτές που σχεδιάστηκαν και αναλύθηκαν στα Κεφάλαια 4 και 5 έχει όπως είναι αναμενόμενο άμεσο αντίκτυπο στο ύψος του αρχικού ποσού που δαπανάται.

Η εγκατάσταση π.χ. αεριοστροβίλου φυσικού αερίου για την αύξηση της παραγόμενης ενέργειας αυξάνει το παραπάνω σταθερό κόστος της εγκατάστασης κατά περίπου

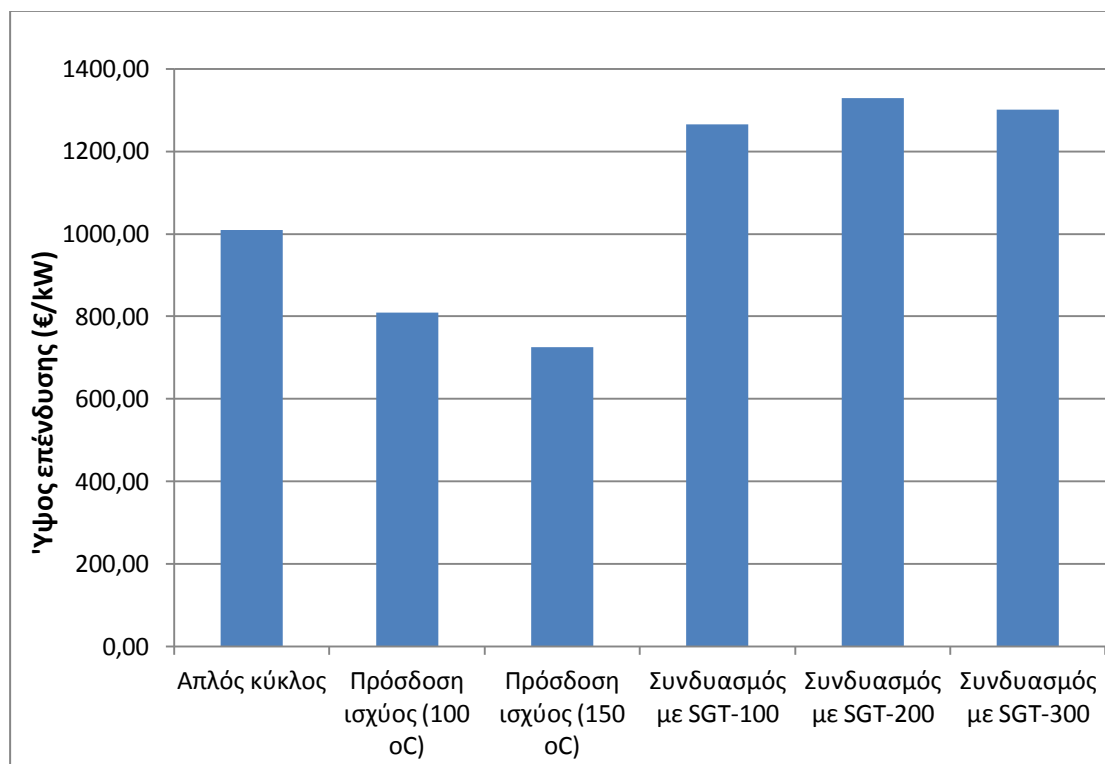
(400 – 500) €/kW (DGEMP, 2003). Για την κοστολόγηση των συστημάτων συνδυασμένου κύκλου λαμβάνεται ως μέση τιμή για τους αεριοστρόβιλους 450 €/kW.

Προκύπτει ο προσεγγιστικός Πίνακας 6.1 κοστολόγησης της εγκατάστασης ανάλογα με τον κύκλο υγροποίησης και αποτόνωσης, ο οποίος απεικονίζεται γραφικά στο Διάγραμμα 6.1.

Πίνακας 6.1 Πίνακας ενδεικτικής κοστολόγησης της απαιτούμενης επένδυσης

	Συνολική επένδυση (€)	Επένδυση I_p (€/kW)
Απλός κύκλος	730333,03	1008,81
Πρόσδοση ισχύος (100 °C)	797569,34	808,45
Πρόσδοση ισχύος (150 °C)	842092,92	725,65
Συνδυασμός με SGT-100	3045526,01	1265,11
Συνδυασμός με SGT-200	3794737,64	1329,54
Συνδυασμός με SGT-300	4348290,39	1300,57

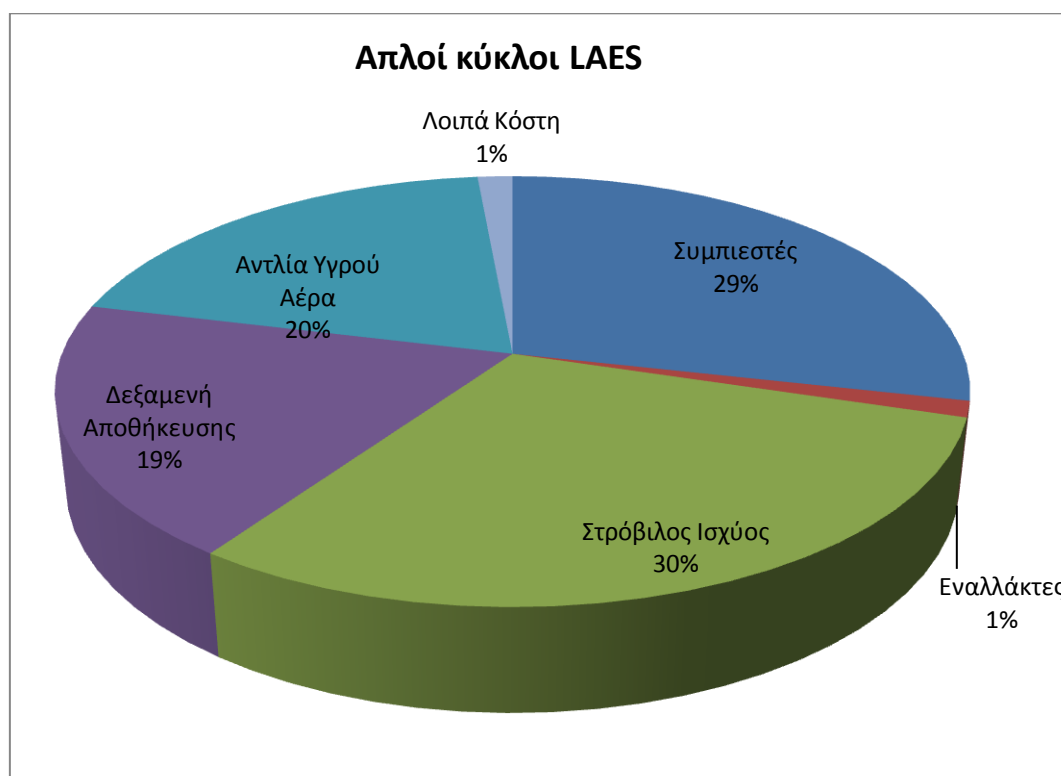
Διάγραμμα 6.1 Κόστος κατασκευής και εγκατάστασης συστημάτων LAES



Για την περίπτωση απλού συστήματος αποθήκευσης ενέργειας με υγροποιημένο αέρα, όπως είναι οι τρεις πρώτες το κόστος κατασκευής υπολογίστηκε στα (600 – 900) €/kW το οποίο βαίνει μειούμενο όσο αυξάνεται η εγκατεστημένη ισχύς του συστήματος, και συγκρινόμενο με άλλα συστήματα αποθήκευσης ενέργειας φαίνεται αρκετά συμφέρον. Με την παράλληλη εγκατάσταση μονάδας αεριοστροβίλου το κόστος αυτό αυξάνεται σημαντικά όπως ήταν αναμενόμενο, καθώς στο αρχικό κόστος προστίθεται ένα σημαντικό ποσό προκειμένου να αυξηθούν οι βαθμοί απόδοσης της εγκατάστασης, καθώς και η αποδιδόμενη ενέργεια στο δίκτυο. Ωστόσο φαίνεται σχεδόν ανεξάρτητο της εγκατεστημένης ισχύος του αεριοστροβίλου, γεγονός το οποίο έχει το πλεονέκτημα αύξησης της παραγωγής ενέργειας, χωρίς την εκτόξευση του κόστους.

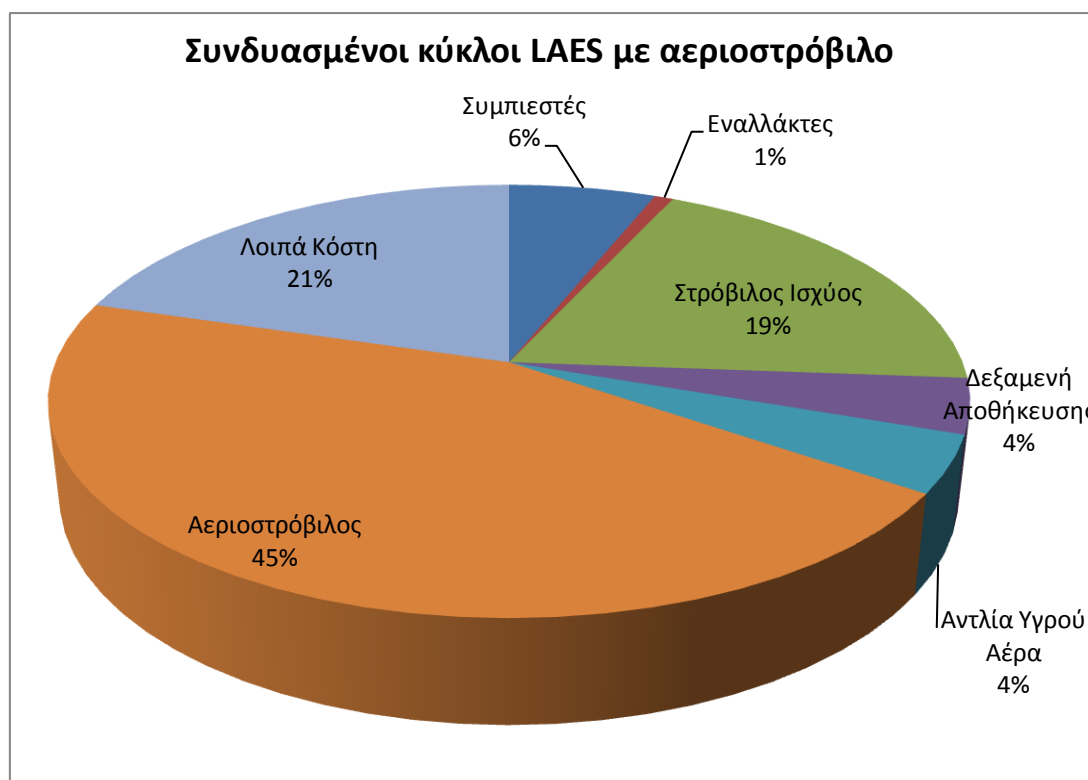
Επιμερίζοντας τα παραπάνω κόστη, προκύπτει το ποσοστό κόστους που καταλαμβάνει κάθε συνιστώσα των παραπάνω συστημάτων. Στα Διαγράμματα 6.2 και 6.3 παρατίθεται γραφικά αυτός ο καταμερισμός για απλό κύκλο LAES και για συνδυασμένο κύκλο LAES με αεριοστροβίλο, όπου λαμβάνεται η μέση τιμή των τριών συστημάτων που αναλύθηκαν για κάθε μια από τις 2 κατηγορίες.

Διάγραμμα 6.2 Επιμερισμός κόστους απλών συστημάτων LAES



Από την παραπάνω κατανομή φαίνεται ότι το κόστος του συστήματος είναι σχεδόν ισοκατανομημένο στις επιμέρους συνιστώσες του εκτός από τους εναλλάκτες που αποτελούν παρά το μεγάλο τους μέγεθος αμελητέο σχεδόν τμήμα αυτού. Το ακριβότερο τμήμα του συστήματος είναι ο στρόβιλος ισχύος καταλαμβάνοντας το 30 % του συνολικού κόστους, γεγονός που οφείλεται στην προηγμένη τεχνολογία κατασκευής του.

Διάγραμμα 6.3 Επιμερισμός κόστους συνδυασμένου κύκλου LAES με αεριοστρόβιλο



Όπως ήταν αναμενόμενο, σε έναν συνδυασμένο κύκλο αεριοστρόβιλου και συστήματος LAES, η κατανομή κόστους μεταβάλλεται σημαντικά σε σχέση με το απλό σύστημα LAES. Ο αεριοστρόβιλος καταλαμβάνει σχεδόν το 50 % του κόστους ενώ το υπόλοιπο μοιράζεται ανάμεσα στις συνιστώσες του συστήματος υδροποιημένου αέρα. Σε αυτό μειώνεται σημαντικά η ποσοστιαία συμβολή του κόστους της δεξαμενής αποθήκευσης και της αντλίας υγρού αέρα στο συνολικό κόστος ενώ το κόστος του στροβίλου αποτόνωσης παραμένει κοντά στο 20 % του συνολικού όπως και παραπάνω.

6.2 Κόστος λειτουργίας και ηλεκτροπαραγωγής

Με την παρακάτω εξίσωση (Li, 2011) υπολογίζεται προσεγγιστικά το μεταβλητό κόστος λειτουργίας και συντήρησης του συστήματος σε €/MWh. Οι συνιστώσες που χρησιμοποιούνται ορίζονται βάσει παραδοχών και υπολογισμών που έγιναν στα προηγούμενα κεφάλαια.

$$C_{production} (\text{€/MWh}) = \frac{1}{W_p} \left[(CE_{opk} \times W_c \times \gamma) + \left(\frac{W_f \times I_p}{365 \times O_p} \right) \right]$$

όπου

- W_p (MWh) η παραγόμενη ενέργεια κατά την αποφόρτιση
- $CE_{opk} = 51,40$ (€/MWh) η τιμή αγοράς του ρεύματος σε ώρες εκτός αιχμής (off peak electricity price) (ΔΕΗ, 2015)
- W_c (MWh) η καταναλισκόμενη ενέργεια κατά τη λειτουργία

- $\gamma = \frac{\text{χρόνος φόρτισης συστήματος}}{\text{χρόνος αποφόρτισης συστήματος}} = 4,66$
- $W_f (kW)$ η ισχύς του καυσίμου σε περίπτωση συνδυασμένου κύκλου με αεριοστρόβιλο
- $I_p (\text{€/kW})$ το ύψος της επένδυσης που υπολογίστηκε παραπάνω
- $O_p = 8,39 h$ ο χρόνος αποφόρτισης

Προκύπτει ο Πίνακας 6.3 με τα στοιχεία καθενός από συστήματα που εξετάστηκαν,

Πίνακας 6.3 Μεταβλητό κόστος λειτουργίας και συντήρησης κάθε συστήματος

	Κόστος λειτουργίας $C_{production}$ (€/kWh)
Απλός κύκλος	3,18
Πρόσδοση ισχύος (100 °C)	2,36
Πρόσδοση ισχύος (150 °C)	2,04
Συνδυασμός με SGT-100	0,51
Συνδυασμός με SGT-200	0,42
Συνδυασμός με SGT-300	0,37

Αξίζει να παρατεθεί εδώ ενδεικτικά, το κόστος συντήρησης και λειτουργίας συμβατικών μονάδων παραγωγής ενέργειας σε αποκεντρωμένα συστήματα σύμφωνα με την υπάρχουσα βιβλιογραφία (Παπαευθυμίου, 2012).

Πίνακας 6.4 Κόστος συντήρησης και λειτουργίας συμβατικών μονάδων παραγωγής και λειτουργίας

Τύπος μονάδων	Ντιζελογεννήτριες	Ατμοηλεκτρικός σταθμός	Αεριοστρόβιλος
Κόστος συντήρησης και λειτουργίας (€/kWh)	5	5	3,0

Συνοπλογίζοντας το παραπάνω κόστος, μπορεί πλέον να υπολογιστεί και το κόστος ηλεκτροπαραγωγής της μονάδας για τις 1500 ώρες λειτουργίας το οποίο παρατίθεται στον Πίνακα 6.5.

Πίνακας 6.5 Κόστος ηλεκτροπαραγωγής κάθε συστήματος

	Κόστος ηλεκτροπαραγωγής (€/MWh)
Απλός κύκλος	19,57
Πρόσδοση ισχύος (100 °C)	34,87
Πρόσδοση ισχύος (150 °C)	47,89
Συνδυασμός με SGT-100	44,03
Συνδυασμός με SGT-200	50,43
Συνδυασμός με SGT-300	51,49

Για την αξιολόγηση της βιωσιμότητας των συστημάτων που αναλύθηκαν παραπάνω, εξετάζεται η λειτουργία της εγκατάστασης σε βάθος εικοσαετίας, λαμβάνοντας την παραδοχή σταθερής λειτουργίας του συστήματος για 1500 ώρες ετησίως. Με τα δεδομένα της ενεργειακής ανάλυσης του κεφαλαίου 5 υπολογίζονται οι ταμειακές ροές μιας τέτοιας εγκατάστασης και εν συνεχεία ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης της επένδυσης (IRR) και η καθαρή παρούσα αξία αυτής (NPV). Για τους υπολογισμούς αυτούς λαμβάνονται ως έξοδα η το κόστος αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας, το κόστος καυσίμου και το κόστος εκπομπών CO₂ (στην περίπτωση συνδυασμένου κύκλου) καθώς και η παραδοχή αντικατάστασης της αντλίας υγρού αέρα μετά από 10 χρόνια λειτουργίας. Τα έσοδα προκύπτουν από την παραγόμενη ενέργεια στο δίκτυο σε ετήσια βάση. Η αφαίρεση των εξόδων από τα έσοδα δίνει τα ετήσια κέρδη τα οποία θεωρούνται αμετάβλητα για 20 χρόνια.

Χρησιμοποιούνται οι οικονομικοί δείκτες και τα επιμέρους κόστη που παρατίθενται στον Πίνακα 6.6 όπως αυτά προκύπτουν από τη βιβλιογραφία και τα τρέχοντα οικονομικά δεδομένα.

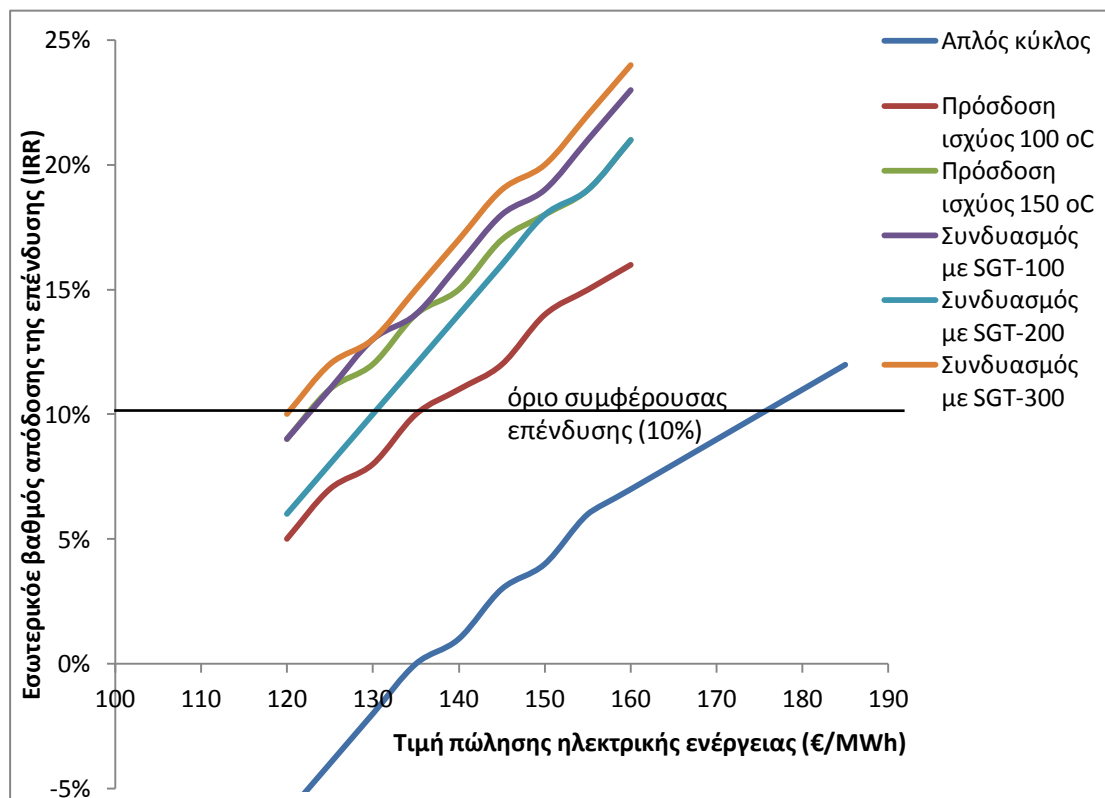
Πίνακας 6.6 Οικονομικοί δείκτες και παραδοχές κοστολόγησης

Κόστος εκπομπών CO ₂ (€/tn)	Τιμή αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας (€/MWh)	Τιμή φυσικού αερίου (€/MWh _{th})	Επιτόκιο δανεισμού r (%)
25,00	51,40	28,00	5,00

Σημαντικό στοιχείο που πρέπει να προσδιοριστεί για να γίνει η εκτίμηση των ετήσιων εσόδων των συστημάτων που μελετήθηκαν είναι η τιμή πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας. Η τιμή αυτή έχει μεγάλο εύρος και εξαρτάται από την τοποθεσία της εγκατάστασης, την ποσότητα εγγυημένης ισχύος που παρέχεται στο δίκτυο, καθώς και την αξιοποίηση η όχι ανανεώσιμων πηγών ενέργειας για την αποθήκευση. Στην παρούσα διπλωματική εργασία έγινε διερεύνηση της τιμής πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας ώστε κάθε σύστημα από αυτά που αναλύθηκαν παραπάνω να μπορεί να θεωρηθεί συμφέρουσα επένδυση.

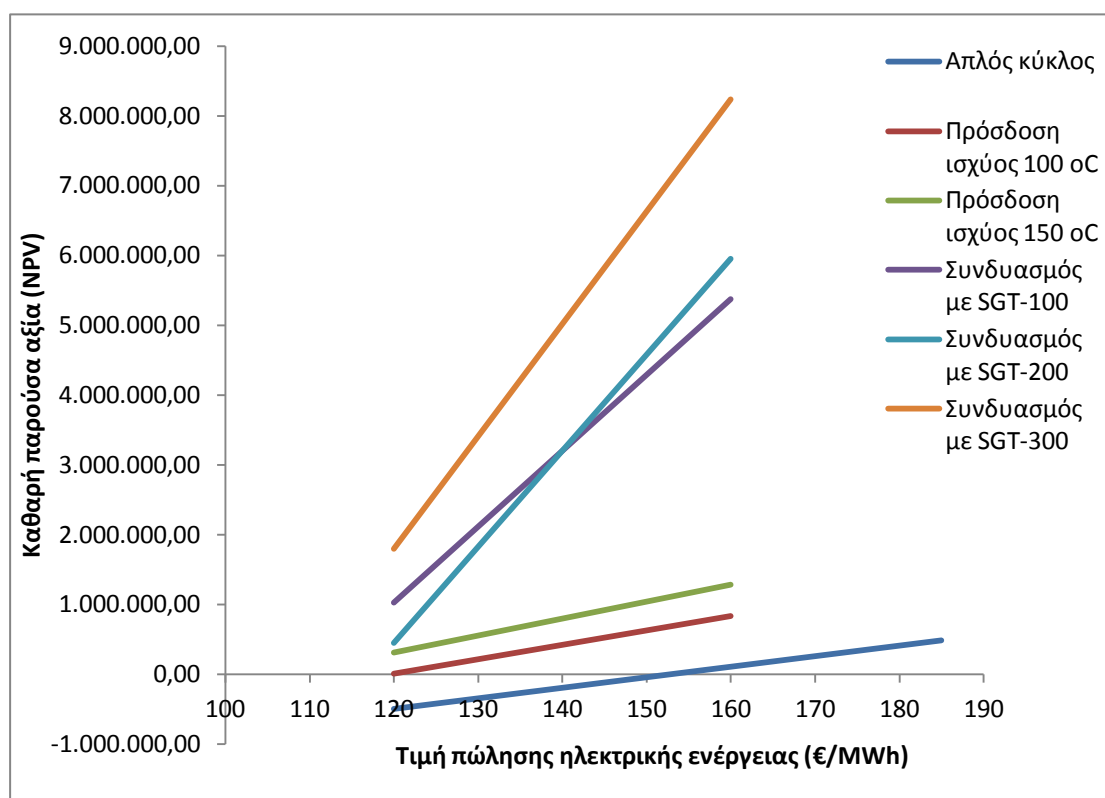
Κατασκευάστηκαν πίνακες με τις ταμειακές ροές που προκύπτουν σε ένα εύρος τιμών 120 – 160 (€/MWh) και υπολογίστηκαν οι αντίστοιχοι συντελεστές IRR και NPV. Τα αποτελέσματα παρατίθενται στα διαγράμματα που ακολουθούν

Διάγραμμα 6.3 Εσωτερικός βαθμός απόδοσης της επένδυσης (IRR)



Το θεωρητικό όριο του δείκτη IRR για τον οποίο η επένδυση μπορεί να χαρακτηριστεί συμφέρουσα ορίζεται ως επιτόκιο αναγωγής και είναι το ποσοστό εκείνο που μηδενίζει την καθαρή παρούσα αξία. Στην πράξη το όριο αυτό λαμβάνεται επαυξημένο και καθορίζεται συνήθως κοντά στο επιτόκιο δανεισμού των τραπεζών δηλαδή το 10 %. Αξίζει να σημειωθεί εδώ ότι το επιτόκιο αυτό με την παρούσα οικονομική κατάσταση στην Ελλάδα έχει μειωθεί σημαντικά με αποτέλεσμα να αξίζει πιθανώς να εξεταστεί και μια επένδυση με κάπως χαμηλότερο εσωτερικό βαθμό απόδοσης από το ποσοστό που ορίζεται ως όριο στο παραπάνω διάγραμμα.

Διάγραμμα 6.4 Καθαρή παρούσα αξία (NPV) μετά από 20 χρόνια



Από τα Διαγράμματα 6.3 και 6.4 γίνεται σαφής η σημαντικά αποδοτικότερη επένδυση ενός συνδυασμένου κύκλου LAES με αεριοστρόβιλο παρά το αυξημένο αρχικό κόστος επένδυσης. Και για τις τρεις περιπτώσεις που εξετάστηκαν, ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης ξεπερνά το 11 % για τιμή πώλησης της ενέργειας 130 €/MWh και αγγίζει το 25 % όταν η τιμή αυτή φτάσει τα 160 €/MWh. Παρόμοια αποτελέσματα προκύπτουν και για τους κύκλους με επιπλέον πρόσδοση ισχύος κατά την αποτόνωση του υγρού αέρα. Αντιθέτως, ο απλός κύκλος LAES φαίνεται να έχει τους χαμηλότερους δείκτες, και μπορεί να χαρακτηριστεί ανταγωνιστικός μόνο εφόσον η τιμή πώλησης ξεπεράσει τα 175 €/MWh.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7: ΑΝΑΚΕΦΑΛΑΙΩΣΗ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία έγινε σχεδιασμός και ανάλυση ενός συστήματος αποθήκευσης ενέργειας με υγροποιημένο αέρα σε ενεργειακό επίπεδο, καθώς και μια προσεγγιστική οικονομοτεχνική ανάλυση αυτού.

7.1 Συμπεράσματα και σύγκριση με άλλα συστήματα

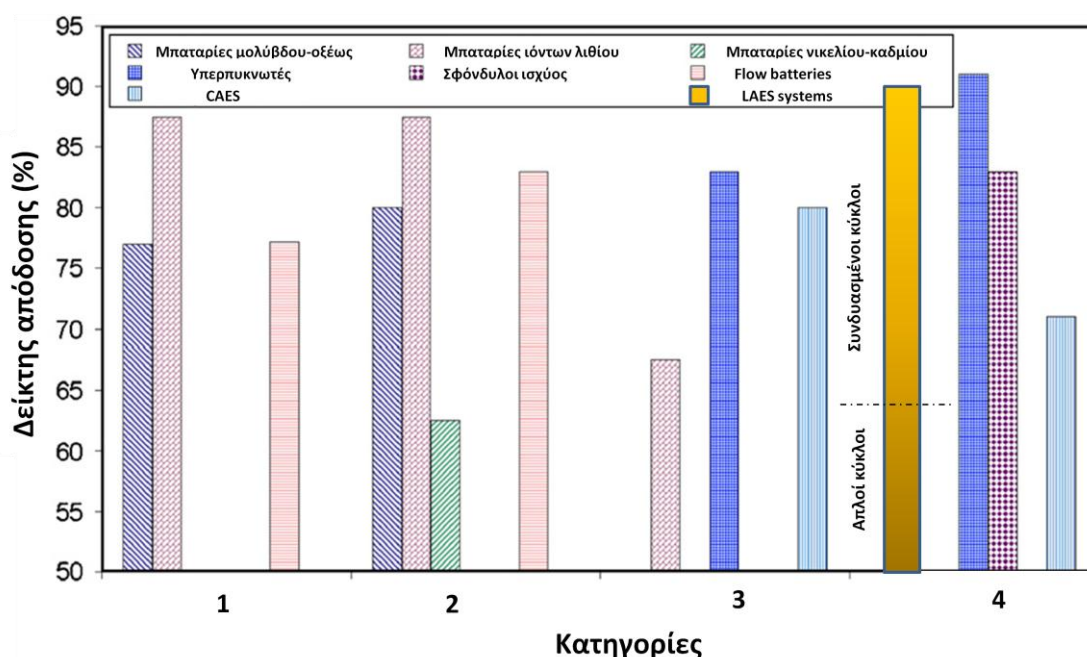
Για το σχεδιασμό του μοντέλου ελήφθη σαν βάση ο θεωρητικός κύκλος υγροποίησης των Linde και Hampson, ο οποίος όμως στη συνέχεια βελτιώθηκε προκειμένου να είναι εφαρμόσιμος στην πράξη. Ο απλούστερος κύκλος που σχεδιάστηκε και προσομοιώθηκε στο περιβάλλον του προγράμματος ASPEN plus, επιτυγχάνει ποσοστό υγροποίησης αέρα που δεν ξεπερνάει το 20 % και επομένως επιτυγχάνει ποσοστό αποθήκευσης της τάξης του 10 %. Με πρόσδοση επιπλέον ισχύος στην εγκατάσταση, το ποσοστό αυτό μόλις που αγγίζει το 15 %, καθιστώντας έτσι επιτακτική την ανάγκη εύρεσης λύσεων για τη βελτιστοποίηση της λειτουργίας του συστήματος. Εξετάστηκε έτσι ο συνδυασμένος κύκλος με αεριοστρόβιλο φυσικού αερίου, ενός εκτεταμένου εύρους παραγόμενης ισχύος. Βρέθηκε ότι η αποδοτικότητα του συστήματος αυξάνει εκθετικά με την αύξηση της ισχύος του αεριοστροβίλου και φτάνει στις περιπτώσεις που εξετάστηκαν ποσοστά της τάξης του 90 % για το βαθμό απόδοσης και περισσότερο από 55 % για την αποθήκευση ενέργειας.

Για τη σύγκριση του βαθμού απόδοσης των παραπάνω συστημάτων με άλλες τεχνολογίες αποθήκευσης ενέργειας, χρησιμοποιείται το Διάγραμμα 7.1 το οποίο λαμβάνεται από βιβλιογραφία. Οι κατηγορίες που αναγράφονται, σχηματίστηκαν βάσει κάποιων κριτηρίων όπως το κόστος, η πυκνότητα ενέργειας, οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις, η διάρκεια ζωής και άλλα ανάλογα χαρακτηριστικά των συστημάτων και συμπυκνώνονται στα εξής (Ibrahim, et al., 2007):

1. Εφαρμογές χαμηλής ισχύος σε μη διασυνδεδεμένες περιοχές, απαραίτητες για την τροφοδότηση μετασηματιστών και εγκαταστάσεων έκτακτου ανάγκης
2. Εφαρμογές μέσης ισχύος σε μη διασυνδεδεμένες περιοχές
3. Εφαρμογές για τη διαχείριση της ζήτησης αιχμής, συνδεδεμένες στο δίκτυο ηλεκτρικής ενέργειας
4. Εφαρμογές για τη διαχείριση της ποιότητας ισχύος

Η εγκατάσταση αποθήκευσης ενέργειας με υγροποιημένο αέρα με τα συστήματα που προτείνονται παραπάνω θεωρούμε ότι μπορεί να ενταχθεί στις κατηγορίες 3 και 4 και τοποθετείται στο ανάλογο σημείο του διαγράμματος.

Διάγραμμα 7.1 Σύγκριση απόδοσης συστημάτων LAES με άλλα συστήματα αποθήκευσης ενέργειας (Ibrahim, et al., 2007)

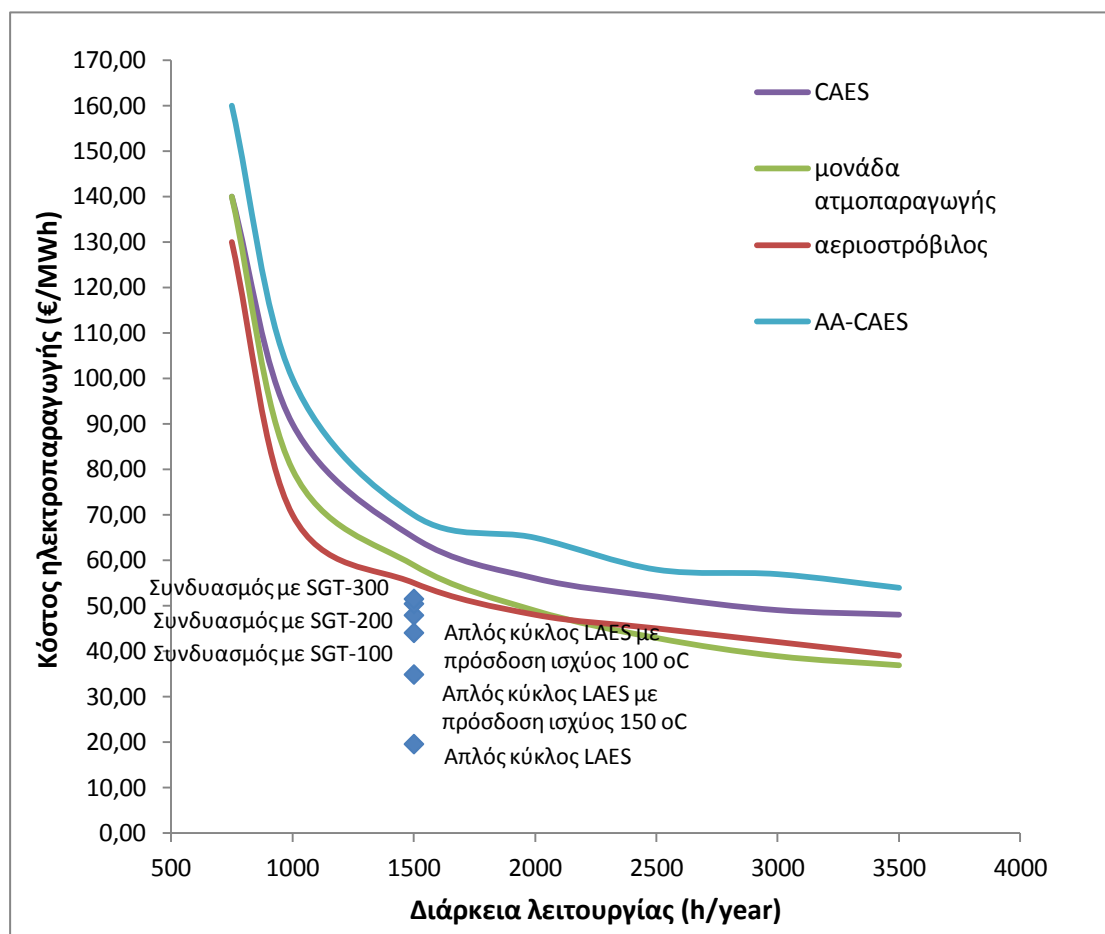


Μπορούμε επομένως να χαρακτηρίσουμε τις παραπάνω αποδόσεις κυρίως αυτές των συνδυασμένων κύκλων ιδιαίτερα υψηλές, αποδεικνύοντας τη θεώρηση ότι η τεχνολογία υγροποιημένου αέρα αποτελεί μια εφαρμόσιμη και αποδοτική λύση στο πρόβλημα αποθήκευσης ενέργειας.

Τα οικονομικά στοιχεία που παρατέθηκαν στο Κεφάλαιο 6 συνηγορούν επίσης προς αυτήν την κατεύθυνση, καθώς κυμαίνονται στα πλαίσια μιας βιώσιμης επένδυσης, σχεδόν για όλους τους κύκλους που εξετάστηκαν με την τιμή πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας να μην ξεπερνά τα άνω όρια των ελληνικών δεδομένων.

Για την καλύτερη κατανόηση των οικονομικών μεγεθών που υπολογίστηκαν, παρατίθεται και μια συγκριτική εκτίμηση του κόστους παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας άλλων μονάδων στο Διάγραμμα 7.2 πάνω στο οποίο τοποθετούνται και τα κόστη των συστημάτων που μοντελοποιήθηκαν στην παρούσα διπλωματική εργασία. Τα κόστη των υπόλοιπων μονάδων του διαγράμματος λαμβάνονται από ανάλογη βιβλιογραφία (Silveira, και συν., 2003), (Τζουγανάτος, 2010).

Διάγραμμα 7.2 Συγκριτικό διάγραμμα κόστους ηλεκτροπαραγωγής



Τα συστήματα που μελετήθηκαν έχουν διάρκεια λειτουργίας περίπου 1500 ώρες το χρόνο. Η παραπάνω σύγκριση μας δίνει μια σαφή εικόνα του χαμηλού κόστους ηλεκτροπαραγωγής από τις μονάδες αυτές σε σύγκριση με κάποια άλλα συμβατικά συστήματα. Ωστόσο, δε θα ήταν ασφαλές να εξάγουμε συμπεράσματα για τη λειτουργία των συστημάτων αυτών με μεγαλύτερη ή μικρότερη διάρκεια λειτουργίας από αυτήν που προέκυψε από τη θερμοδυναμική και ενεργειακή ανάλυση των κεφαλαίων 4 και 5 της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Τέλος, σημαντικό είναι να αναφερθεί, ότι ο συνδυασμένος κύκλος LAES και αεριοστρόβιλου δεν μπορεί να θεωρηθεί τεχνολογία απαλλαγμένη από ρύπους καθώς απαιτεί την επιπλέον καύση ορυκτού καυσίμου (φυσικού αερίου στην προκειμένη περίπτωση). Μια πρόταση για να θεωρηθεί πλήρως “πράσινη” τεχνολογία θα ήταν η αντικατάσταση του αεριοστρόβιλου με λέβητες καύσης βιομάζας και η εκμετάλλευση των καυσαερίων που παράγονται από αυτές, όπως ακριβώς εξετάζεται σήμερα για τις μονάδες αποθήκευσης ενέργειας με συμπιεσμένο αέρα (CAES).

7.2 Σημεία περαιτέρω μελέτης

Η παρούσα εργασία, θεωρείται ότι αποτελεί μια πρώτη προσπάθεια προσέγγισης της τεχνολογίας καθώς για την επαρκή αξιολόγησή της, απαραίτητη είναι μια λεπτομερέστερη ανάλυση ορισμένων συνιστωσών της. Πιο συγκεκριμένα, ένα επόμενο στάδιο μελέτης θα μπορούσε να είναι η διαστασιολόγηση των εναλλακτών που απαρτίζουν το σύστημα, καθώς αποτελούν βασικό τμήμα αυτού και απαιτούν λεπτομερείς υπολογισμούς προκειμένου να ελαχιστοποιηθούν τα επιμέρους σφάλματα του σχεδιασμού και της προσομοίωσης.

Επιπλέον, τα ποσοστά που αναφέρονται παραπάνω έχουν άμεση σχέση με την τεχνολογία αποτόνωσης που χρησιμοποιείται. Η απόδοση της διαδικασίας υγροποίησης αλλά και του συστήματος ανάκτησης ενέργειας αναμένεται να αυξηθεί αρκετά με τη βελτίωση των τεχνολογιών των συνιστωσών που την απαρτίζουν, όπως είναι οι εναλλάκτες ψύξης, οι βαλβίδες εκτόνωσης αλλά και οι στρόβιλοι ισχύος που χρησιμοποιούνται. Διαφορετικοί σχεδιασμοί του κύκλου υγροποίησης θα μπορούσαν ακόμα να μελετηθούν ώστε να διαπιστωθεί η ορθότητα του κύκλου που σχεδιάστηκε και μελετήθηκε.

Τέλος, για μια αρτιότερη οικονομική μελέτη απαραίτητη θεωρείται η τοποθέτηση ενός συστήματος LAES σε συγκεκριμένο περιβάλλον καθώς αυτό καθορίζει σε μεγάλο βαθμό την απορρόφηση της παραγόμενης ενέργειας από το δίκτυο και κατ' επέκταση τις τιμές αγοράς και πώλησης της ηλεκτρικής ενέργειας. Μια πρόταση που θεωρούμε ότι αξίζει αναλυτικότερη μελέτη, θα ήταν η τοποθέτηση ενός τέτοιου συστήματος σε μη διασυνδεδεμένο νησί, με παράλληλη αποθήκευση πλεονάζουσας ενέργειας από κάποιο αιολικό πάρκο. Με τον τρόπο αυτό ενισχύεται η περιβαλλοντικά φιλική διάσταση της τεχνολογίας υγροποιημένου αέρα ενώ παράλληλα επιτυγχάνεται μια πιο συμφέρουσα για τον επενδυτή οικονομική συμφωνία.

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

AIR LIQUIDE. AIR LIQUIDE. [Ηλεκτρονικό] <http://www.airliquide.com/>.

Akhil, Abbas A., και συν. 2013. *Electricity Storage Handbook in Collaboration with NRECA.* s.l. : Sandia National Laboratories, 2013.

Alam, Aftab. 2008. IIT Kanpur, homepage. *Lectures, Thermodynamics.* [Ηλεκτρονικό] 2008. http://home.iitk.ac.in/~gtm/thermodynamics/lecture14/14_4.htm.

Ameel, Bernd, και συν. 2012. *Thermodynamic analysis of energy storage with a liquid air Rankine cycle.* s.l. : Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, University of Ghent, 2012.

BINE Information Service. 2007. BINE Information Service. <http://www.bine.info/>. [Ηλεκτρονικό] 2007. <http://www.bine.info/en/publications/publikation/druckluftspeicher-kraftwerke/>.

California Institute of Technology. Jet Propulsion Laboratory. <http://www.jpl.nasa.gov>. [Ηλεκτρονικό] California Institute of Technology.

Chandra, Satish. 2012. *Lecture Notes.* Kanpur : Department of Physics, P. P. N. College, 2012.

Colina, Coray και Olivera-Fuentes, Claudio. 1998. *Prediction of the Joule–Thomson inversion curve of air from cubic equations of state.* Venezuela : TADiP Group, Thermodynamics and Transport Phenomena Department, Simon, Bolivar University, 1998.

DGEMP. 2003. Direction Generale des Intreprises. *Reference cost for Power Generation.* [Ηλεκτρονικό] 2003. <http://www.entreprises.gouv.fr/secteurs-professionnels/industrie>.

DOE. 2012. DOE Global Energy Storage Database. [Ηλεκτρονικό] Sandia National Laboratories, 2012. <http://www.energystorageexchange.org/>.

ESA. 2015. Energy Storage Association. [Ηλεκτρονικό] 2015. <http://energystorage.org/>.

European Commision. 2015. Green Public Procurement. *Environment.* [Ηλεκτρονικό] 2015. http://ec.europa.eu/environment/gpp/pdf/criteria/electricity_el.pdf.

Gavroglu, Kostas. 2014. *History of Artificial Cold, Scientific, Technological and Cultural Issues.* Athens : Department of History and Philosophy of Science, University of Athens, 2014.

Hall, Nancy. 2015. National Aeronautics and Space Administration. [Ηλεκτρονικό] 2015. <http://www.grc.nasa.gov/WWW/k-12/airplane/airprop.html>.

Highview Power Storage. 2013. *Overview of the LAES pilot plant at Slough.* s.l. : Highview, 2013.

- Ibrahim, H., Ilinca, A. και Perron, J. 2007.** *Energy storage systems-Characteristics and comparisons*. Universite du Quebec, Canada : Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2007.
- ING. L&A. Boschi. 2008.** ING. L&A. Boschi (India). *Cryogenic Tanks*. [Ηλεκτρονικό] 2008. <http://www.air-separation-plants.com/cryogenic-tanks.html>.
- Institution of Mechanical Engineers. 2007.** *Proceedings of the High Efficiency integration of thermodynamic solar plant with natural gas combined cycle*. 2007.
- Kooichi, C και Hidefumi, A. 2000.** *Evaluation of energy storage method using liquid air*. s.l. : Heat Transfer-Asian Research, 2000.
- LAEN. 2013.** LAEN. [Ηλεκτρονικό] Liquid Air Energy Network, 2013. <http://liquidair.org.uk/>.
- Lecture Notes ETH courses. 2014.** Institute for Atmospheric and Climate Science. [Ηλεκτρονικό] 2014. http://www.iac.ethz.ch/edu/courses/bachelor/vertiefung/atmospheric_physics/Script-2014/Script-mixing-revised.pdf.
- Li, Yongliang. 2011.** *Cryogen Based Energy Storage: Modelling and Optimisation*. s.l. : The University of Leeds Institute of Particle Science and Engineering School of Process, Environmental & Materials Engineering, 2011.
- Li, Yongliang, και συν. 2010.** *Renewable energy carriers: Hydrogen or liquid air/nitrogen?* s.l. : Applied Thermal Engineering, 2010.
- Liquid Air Technologies - a guide to the potential.* **Radcliffe, Jonathan και Williams, Richard. 2013.** Centre for Cryogenic Energy Storage, University of Birmingham : Centre for Low Carbon Futures and Liquid Air Energy Network, 2013.
- Mert, Suha Orcun, Ozcelik, Zehra και Dincer, Ibrahim. 2015.** *Comparative assessment and optimization of fuel cells*. s.l. : International Journal of Hydrogen Energy, 2015.
- Rowlinson, J.S. 2009.** James Joule, William Thomson and the concept of a perfect gas. *Notes and Records of the Royal Society*. 2009, Τόμ. 64, 1.
- Schroeder, Daniel. 2000.** *Liquifying Air. An Introduction to Thermal Physics*. [Ηλεκτρονικό] 2000. <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/thermo/liqair.html>.
- Silveira, J. L. και Tuna, C. E. 2003.** *Thermoeconomic analysis method for optimization of combined heat and power systems. Part I*. Sao Paulo : Energy Department, Unesp-Sao Paulo State University, 2003.
- SRM University.** Chrystal Physics. *Lecture Notes*. s.l. : SRM University.
- Technology Roadmap, Energy Storage.* **Hoeven, Maria van der. 2014.** Paris : International Energy Agency, 2014.

The Engineering Toolbox. 1996. The Engineering Toolbox. *Refrigerants-Physical Properties*. [Ηλεκτρονικό] 1996. http://www.engineeringtoolbox.com/refrigerants-d_902.html.

Weber, Adam. 2012. *Flow Cells for Energy Storage*. Washington, DC : Lawrence Berkley National Laboratory, 2012. σ. 40.

Zakeri, Behnam και Syri, Sanna. 2014. *Electrical energy storage systems: A comparative life cost analysis*. Department of Energy Technology, Aalto University, Aalto, Finland : Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014.

Zervos, Athanasios, Papantonis, Dimitrios και Karalis, Georgios. 2012. *The role of pumped storage systems towards the large scale wind integration in the Greek power supply system*. 2012.

Βρεττός, Ευάγγελος. 2010. *Ενεργειακή Προσομοίωση και Βέλτιστη Διαστασιολόγηση Υβριδικού Συστήματος ΑΠΕ-Συσσωρευτών-Υδρογόνου, Διπλωματική Εργασία*. Αθήνα : Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Ηλεκτρολόγων Μηχανικών και Μηχανικών Υπολογιστών, 2010.

ΔΕΗ. 2015. Δημόσια Επιχείρηση Ηλεκτρισμού. [Ηλεκτρονικό] 2015. <http://www.dei.gr/>.

Διαλυνάς, Ευάγγελος. 2009. *Λειτουργική απόδοση και αξιοπιστία λειτουργίας των νησιώτικων συστημάτων παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας με χρήση ανανεώσιμων πηγών ενέργειας*. Αθήνα : Εργαστήριο Συστημάτων Ηλεκτρικής Ενέργειας, Σχολή Ηλεκτρολόγων Μηχανικών και Μηχανικών Υπολογιστών, ΕΜΠ, 2009.

Λουκάτου, Αγγελική. 2013. *Διπλωματική Εργασία, Τεχνολογίες αποθήκευσης Αιολικής Ενέργειας με Αντλησιοταμίευση*. Αθήνα : Τομέας Ηλεκτρικής Ισχύος, Σχολή Ηλεκτρολόγων Μηχανικών και Μηχανικών Υπολογιστών, ΕΜΠ, 2013.

Παπαευθυμίου, Στέφανος. 2012. *Συμβολή στην Ανάλυση Υβριδικών-Αντλησιοταμειωτικών Σταθμών Παραγωγής Ηλεκτρικής Ενέργειας, Διδακτορική Διατριβή*. Αθήνα : Τομέας Ηλεκτρικής Ισχύος, Σχολή Ηλεκτρολόγων Μηχανικών και Μηχανικών Υπολογιστών, ΕΜΠ, 2012.

Τζουγανάτος, Νικόλαος. 2010. *Σύγκριση συστημάτων αποθήκευσης ενέργειας με Πεπιεσμένο Αέρα και Υδρογόνο, Διπλωματική Εργασία*. Αθήνα : Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, 2010.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1

Κώδικας Ιδανικού Κύκλου Υγροποίησης Αέρα

```
clear
clc
% Χωρίς απώλειες πίεσης
% Σταθερές
% Μονάδες T (K), P (kPa), H (J/kg), S (J/kgK), Cp (J/kgK), D (kg/m^3), Q (g/kg)
R=287;

% Εισάγω γνωστές τιμές
temp(1)=293.15;
pressure(1)=101.325;
pressure(2)=3000;
pressure(6)=20000;
temp(7)=253.15;

% Με refprop
enthalpy(1)=refpropm('H','T',temp(1),'P',pressure(1),'air.mix');
entropy(1)=refpropm('S','T',temp(1),'P',pressure(1),'air.mix');
cp(1)=refpropm('C','T',temp(1),'P',pressure(1),'air.mix');
density(1)=refpropm('D','T',temp(1),'P',pressure(1),'air.mix');
quality(1)=refpropm('Q','T',temp(1),'P',pressure(1),'air.mix');

% Θεωρώ ισεντροπική μεταβολή στην αντλία 1
entropy(2)=entropy(1);

% Με refprop
temp(2)=refpropm('T','P',pressure(2),'S',entropy(2),'air.mix');
enthalpy(2)=refpropm('H','P',pressure(2),'S',entropy(2),'air.mix');
cp(2)=refpropm('C','P',pressure(2),'S',entropy(2),'air.mix');
density(2)=refpropm('D','P',pressure(2),'S',entropy(2),'air.mix');
quality(2)=refpropm('Q','P',pressure(2),'S',entropy(2),'air.mix');

% Μετά τον πρώτο εναλλάκτη
pressure(3)=pressure(2);
Twater1=273.15+10; % η θερμοκρασία του νερού στον 1ο εναλλάκτη
nen=0.85; % υποθέτω βαθμό απόδοσης εναλλακτών
temp(3)=nen*(Twater1-temp(2))+temp(2);

% Με refprop
enthalpy(3)=refpropm('H','T',temp(3),'P',pressure(3),'air.mix');
entropy(3)=refpropm('S','T',temp(3),'P',pressure(3),'air.mix');
cp(3)=refpropm('C','T',temp(3),'P',pressure(3),'air.mix');
density(3)=refpropm('D','T',temp(3),'P',pressure(3),'air.mix');
quality(3)=refpropm('Q','T',temp(3),'P',pressure(3),'air.mix');

% Αν δεν έχω πτώση πίεσης με την αφαίρεση CO2 και H2O
pressure(4)=pressure(3);
enthalpy(4)=enthalpy(3); % ισενθαλπική μεταβολή

% Με refprop
temp(4)=refpropm('T','P',pressure(4),'H',enthalpy(4),'air.mix');
entropy(4)=refpropm('S','P',pressure(4),'H',enthalpy(4),'air.mix');
cp(4)=refpropm('C','P',pressure(4),'H',enthalpy(4),'air.mix');
density(4)=refpropm('D','P',pressure(4),'H',enthalpy(4),'air.mix');
quality(4)=refpropm('Q','P',pressure(4),'H',enthalpy(4),'air.mix');
```

```

pressure(5)=pressure(4);

% Θεωρώ ισεντροπική μεταβολή στην αντλία 2
entropy(6)=entropy(4);

% Με refprop
temp(6)=refpropm('T','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');
enthalpy(6)=refpropm('H','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');
cp(6)=refpropm('C','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');
density(6)=refpropm('D','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');
quality(6)=refpropm('Q','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');

% Μετά το δεύτερο εναλλάκτη
pressure(7)=pressure(6);
% Με refprop
enthalpy(7)=refpropm('H','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
entropy(7)=refpropm('S','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
cp(7)=refpropm('C','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
density(7)=refpropm('D','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
quality(7)=refpropm('Q','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
T_freezing_mixture=(temp(7)-temp(6))/nen+temp(6);

% Μετά το πρώτο ακροφύσιο
pressure(8)=pressure(4);
enthalpy(8)=enthalpy(7); % αν θεωρήσω το Joule-Thomson ισενθαλπικό
% Με refprop
temp(8)=refpropm('T','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');
entropy(8)=refpropm('S','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');
cp(8)=refpropm('C','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');
density(8)=refpropm('D','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');
quality(8)=refpropm('Q','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');

A(1)=temp(8);
for i=2:7
    temp(5)=(temp(4)+A(i-1))/2;
    % Με refprop
    enthalpy(5)=refpropm('H','T',temp(5),'P',pressure(5),'air.mix');
    entropy(5)=refpropm('S','T',temp(5),'P',pressure(5),'air.mix');
    cp(5)=refpropm('C','T',temp(5),'P',pressure(5),'air.mix');
    density(5)=refpropm('D','T',temp(5),'P',pressure(5),'air.mix');
    quality(5)=refpropm('Q','T',temp(5),'P',pressure(5),'air.mix');
    % Θεωρώ ισεντροπική μεταβολή στην αντλία 2
    entropy(6)=entropy(5);
    % Με refprop
    temp(6)=refpropm('T','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');

    enthalpy(6)=refpropm('H','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');
    cp(6)=refpropm('C','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');

    density(6)=refpropm('D','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');

    quality(6)=refpropm('Q','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');
    % Μετά τον εναλλάκτη
    pressure(7)=pressure(6);
    temp(7)=(T_freezing_mixture-temp(6))*nen+temp(6);
    % Με refprop
    enthalpy(7)=refpropm('H','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
    entropy(7)=refpropm('S','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
    cp(7)=refpropm('C','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');

```



```

density(7)=refpropm('D','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
quality(7)=refpropm('Q','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
% Μετά το πρώτο ακροφύσιο
pressure(8)=pressure(4);
enthalpy(8)=enthalpy(7); % αν θεωρήσω το Joule-Thomson
ισενθαλπικό
% Με refprop
A(i)=refpropm('T','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');

entropy(8)=refpropm('S','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');
cp(8)=refpropm('C','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');

density(8)=refpropm('D','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');
quality(8)=refpropm('Q','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');

end

temp(8)=A(i);

% Μετά το δεύτερο ακροφύσιο
enthalpy(9)=enthalpy(8); % αν θεωρήσω το Joule-Thomson ισενθαλπικό
pressure(9)=101.325;

% Με refprop
temp(9)=refpropm('T','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
entropy(9)=refpropm('S','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
cp(9)=refpropm('C','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
density(9)=refpropm('D','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
quality(9)=refpropm('Q','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');

% Αν μπει τρίτη αντλία για ανακυκλοφορία γύρω από το ακροφύσιο 2
pressure(10)=pressure(8);
temp(10)=temp(9);

% Με refprop
enthalpy(10)=refpropm('H','T',temp(10),'P',pressure(10),'air.mix');
entropy(10)=refpropm('S','T',temp(10),'P',pressure(10),'air.mix');
cp(10)=refpropm('C','T',temp(10),'P',pressure(10),'air.mix');
density(10)=refpropm('D','T',temp(10),'P',pressure(10),'air.mix');
quality(10)=refpropm('Q','T',temp(10),'P',pressure(10),'air.mix');

B(1)=temp(10);
pressure(11)=pressure(8);

for j=2:5

temp(11)=(temp(8)+B(j-1))/2;

% Με refprop
enthalpy(11)=refpropm('H','T',temp(11),'P',pressure(11),'air.mix');
entropy(11)=refpropm('S','T',temp(11),'P',pressure(11),'air.mix');
cp(11)=refpropm('C','T',temp(11),'P',pressure(11),'air.mix');
density(11)=refpropm('D','T',temp(11),'P',pressure(11),'air.mix');
quality(11)=refpropm('Q','T',temp(11),'P',pressure(11),'air.mix');

% Μετά το δεύτερο ακροφύσιο
enthalpy(9)=enthalpy(11); % αν θεωρήσω το Joule-Thomson ισενθαλπικό

```

```

% Με refprop
B(j)=refpropm('T','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');

entropy(9)=refpropm('S','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
%cp(9)=refpropm('C','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
density(9)=refpropm('D','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
quality(9)=refpropm('Q','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');

end
temp(12)=B(j);
quality(12)=quality(9);
pressure(12)=pressure(1);

entropy(12)=refpropm('S','T',temp(12),'P',pressure(12),'air.mix');
%cp(12)=refpropm('C','T',temp(12),'P',pressure(12),'air.mix');
density(12)=refpropm('D','T',temp(12),'P',pressure(12),'air.mix');
enthalpy(12)=refpropm('H','T',temp(12),'P',pressure(12),'air.mix');

% Regenerative cooling

K(1)=temp(12);
M(1)=temp(1);

for k=2:3

    M(k)=(M(k-1)+0.8*K(k-1))/1.8;
    temp(1)=M(k);

    % Με refprop
enthalpy(1)=refpropm('H','T',temp(1),'P',pressure(1),'air.mix');
entropy(1)=refpropm('S','T',temp(1),'P',pressure(1),'air.mix');
cp(1)=refpropm('C','T',temp(1),'P',pressure(1),'air.mix');
density(1)=refpropm('D','T',temp(1),'P',pressure(1),'air.mix');
quality(1)=refpropm('Q','T',temp(1),'P',pressure(1),'air.mix');

% Θεωρώ ισεντροπική μεταβολή στην αντλία 1
entropy(2)=entropy(1);

% Με refprop
temp(2)=refpropm('T','P',pressure(2),'S',entropy(2),'air.mix');
enthalpy(2)=refpropm('H','P',pressure(2),'S',entropy(2),'air.mix');
cp(2)=refpropm('C','P',pressure(2),'S',entropy(2),'air.mix');
density(2)=refpropm('D','P',pressure(2),'S',entropy(2),'air.mix');
quality(2)=refpropm('Q','P',pressure(2),'S',entropy(2),'air.mix');

% Μετά τον πρώτο εναλλάκτη
pressure(3)=pressure(2);
Twater1=273.15+10; % η θερμοκρασία του νερού στον 1ο εναλλάκτη
nen=0.85; % υποθέτω βαθμό απόδοσης εναλλακτών
temp(3)=nen*(Twater1-temp(2))+temp(2);

% Με refprop
enthalpy(3)=refpropm('H','T',temp(3),'P',pressure(3),'air.mix');
entropy(3)=refpropm('S','T',temp(3),'P',pressure(3),'air.mix');
cp(3)=refpropm('C','T',temp(3),'P',pressure(3),'air.mix');

```

```

density(3)=refpropm('D','T',temp(3),'P',pressure(3),'air.mix');
quality(3)=refpropm('Q','T',temp(3),'P',pressure(3),'air.mix');

% Αν δεν έχω πτώση πίεσης με την αφαίρεση CO2 και H2O
pressure(4)=pressure(3);
enthalpy(4)=enthalpy(3); % ισενθαλπική μεταβολή

% Με refprop
temp(4)=refpropm('T','P',pressure(4),'H',enthalpy(4),'air.mix');
entropy(4)=refpropm('S','P',pressure(4),'H',enthalpy(4),'air.mix');
cp(4)=refpropm('C','P',pressure(4),'H',enthalpy(4),'air.mix');
density(4)=refpropm('D','P',pressure(4),'H',enthalpy(4),'air.mix');
quality(4)=refpropm('Q','P',pressure(4),'H',enthalpy(4),'air.mix');

pressure(5)=pressure(4);

% Θεωρώ ισεντροπική μεταβολή στην αντλία 2
entropy(6)=entropy(4);

% Με refprop
temp(6)=refpropm('T','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');
enthalpy(6)=refpropm('H','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');
cp(6)=refpropm('C','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');
density(6)=refpropm('D','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');
quality(6)=refpropm('Q','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');

% Μετά το δεύτερο εναλλάκτη
pressure(7)=pressure(6);
% Με refprop
enthalpy(7)=refpropm('H','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
entropy(7)=refpropm('S','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
cp(7)=refpropm('C','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
density(7)=refpropm('D','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
quality(7)=refpropm('Q','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
T_freezing_mixture=(temp(7)-temp(6))/nen+temp(6);

% Μετά το πρώτο ακροφύσιο
pressure(8)=pressure(4);
enthalpy(8)=enthalpy(7); % αν θεωρήσω το Joule-Thomson ισενθαλπικό
% Με refprop
temp(8)=refpropm('T','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');
entropy(8)=refpropm('S','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');
cp(8)=refpropm('C','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');
density(8)=refpropm('D','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');
quality(8)=refpropm('Q','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');

A(1)=temp(8);
for i=2:7
    temp(5)=(temp(4)+A(i-1))/2;
    % Με refprop
    enthalpy(5)=refpropm('H','T',temp(5),'P',pressure(5),'air.mix');
    entropy(5)=refpropm('S','T',temp(5),'P',pressure(5),'air.mix');
    cp(5)=refpropm('C','T',temp(5),'P',pressure(5),'air.mix');
    density(5)=refpropm('D','T',temp(5),'P',pressure(5),'air.mix');
    quality(5)=refpropm('Q','T',temp(5),'P',pressure(5),'air.mix');
    % Θεωρώ ισεντροπική μεταβολή στην αντλία 2
    entropy(6)=entropy(5);
    % Με refprop
    temp(6)=refpropm('T','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');

```

```

enthalpy(6)=refpropm('H','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');
cp(6)=refpropm('C','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');

density(6)=refpropm('D','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');

quality(6)=refpropm('Q','P',pressure(6),'S',entropy(6),'air.mix');
% Μετά τον εναλλάκτη
pressure(7)=pressure(6);
temp(7)=(T_freezing_mixture-temp(6))*nen+temp(6);
% Με refprop
enthalpy(7)=refpropm('H','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
entropy(7)=refpropm('S','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
cp(7)=refpropm('C','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
density(7)=refpropm('D','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
quality(7)=refpropm('Q','T',temp(7),'P',pressure(7),'air.mix');
% Μετά το πρώτο ακροφύσιο
pressure(8)=pressure(4);
enthalpy(8)=enthalpy(7); % αν θεωρήσω το Joule-Thomson
ισενθαλπικό
% Με refprop
A(i)=refpropm('T','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');

entropy(8)=refpropm('S','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');
cp(8)=refpropm('C','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');

density(8)=refpropm('D','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');

quality(8)=refpropm('Q','P',pressure(8),'H',enthalpy(8),'air.mix');

end

temp(8)=A(i);

% Μετά το δεύτερο ακροφύσιο
enthalpy(9)=enthalpy(8); % αν θεωρήσω το Joule-Thomson
pressure(9)=101.325;

% Με refprop
temp(9)=refpropm('T','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
entropy(9)=refpropm('S','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
cp(9)=refpropm('C','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
density(9)=refpropm('D','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
quality(9)=refpropm('Q','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');

% Αν μπει τρίτη αντλία για ανακυκλοφορία γύρω από το ακροφύσιο 2
pressure(10)=pressure(8);
temp(10)=temp(9);

% Με refprop
enthalpy(10)=refpropm('H','T',temp(10),'P',pressure(10),'air.mix');
entropy(10)=refpropm('S','T',temp(10),'P',pressure(10),'air.mix');
cp(10)=refpropm('C','T',temp(10),'P',pressure(10),'air.mix');
density(10)=refpropm('D','T',temp(10),'P',pressure(10),'air.mix');
quality(10)=refpropm('Q','T',temp(10),'P',pressure(10),'air.mix');

B(1)=temp(10);
pressure(11)=pressure(8);

```

```

for j=2:5

temp(11)=(temp(8)+B(j-1))/2;

% Με refprop
enthalpy(11)=refpropm('H','T',temp(11),'P',pressure(11),'air.mix');
entropy(11)=refpropm('S','T',temp(11),'P',pressure(11),'air.mix');
cp(11)=refpropm('C','T',temp(11),'P',pressure(11),'air.mix');
density(11)=refpropm('D','T',temp(11),'P',pressure(11),'air.mix');
quality(11)=refpropm('Q','T',temp(11),'P',pressure(11),'air.mix');

% Μετά το δεύτερο ακροφύσιο
enthalpy(9)=enthalpy(11);% αν θεωρήσω το Joule-Thomson ισενθαλπικό

% Με refprop
B(j)=refpropm('T','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');

entropy(9)=refpropm('S','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
%cp(9)=refpropm('C','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
density(9)=refpropm('D','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');
quality(9)=refpropm('Q','P',pressure(9),'H',enthalpy(9),'air.mix');

end
temp(12)=B(j);
quality(12)=quality(9);
pressure(12)=pressure(1);

entropy(12)=refpropm('S','T',temp(12),'P',pressure(12),'air.mix');
%cp(12)=refpropm('C','T',temp(12),'P',pressure(12),'air.mix');
density(12)=refpropm('D','T',temp(12),'P',pressure(12),'air.mix');
enthalpy(12)=refpropm('H','T',temp(12),'P',pressure(12),'air.mix');

K(k)=temp(12);
end

% Διάγραμμα T-S ιδανικού κύκλου υγροποίησης
plot(entropy,temp);

% Έργο υγροποίησης ως εμβαδόν της παραπάνω καμπύλης (kJ/kg)

Wliq=(trapz(entropy,temp))/1000;

```


ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2

Παρακάτω απεικονίζονται τα διαγράμματα ροής ενέργειας για τους κύκλους LAES που σχεδιάστηκαν και αναλύθηκαν στα Κεφάλαια 4 και 5 της παρούσας διπλωματικής.

