ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ
&
ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΕΞΑΤΜΙΣΤΙΚΗΣ ΨΥΞΗΣ

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

ΔΗΜΗΤΡΙΟΥ ΝΙΚ. ΤΕΡΤΙΠΗ
Διπλ. Μηχανολόγου Μηχανικού Ε.Μ.Π., M.Eng.

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ:
ΕΜΜΑΝΟΥΗΛ Δ. ΡΟΓΔΑΚΗΣ
Καθηγητής Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ, Ιούλιος 2014

Αυτή η σελίδα είναι σκοπίμως κενή.

This page is intentionally left blank.

ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ & ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΕΞΑΤΜΙΣΤΙΚΗΣ ΨΥΞΗΣ

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

ΔΗΜΗΤΡΙΟΥ ΝΙΚ. ΤΕΡΤΙΠΗ

Διπλ. Μηχανολόγου Μηχανικού Ε.Μ.Π.

ΤΡΙΜΕΛΗΣ ΣΥΜΒΟΥΛΕΥΤΙΚΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗ:

1. Ε. ΡΟΓΔΑΚΗΣ, Καθ. Ε.Μ.Π. (Επιβλέπων)
2. Κ. ΡΑΚΟΠΟΥΛΟΣ, Καθ. Ε.Μ.Π.
3. Ε. ΚΟΡΩΝΑΚΗ, Επίκ. Καθ. Ε.Μ.Π.

ΕΠΤΑΜΕΛΗΣ ΕΞΕΤΑΣΤΙΚΗ ΕΠΙΤΡΟΠΗ

1. Ε. ΡΟΓΔΑΚΗΣ, Καθ. Ε.Μ.Π.
2. Κ. ΡΑΚΟΠΟΥΛΟΣ, Καθ. Ε.Μ.Π.
3. Ε. ΚΟΡΩΝΑΚΗ, Επίκ. Καθ. Ε.Μ.Π.
4. Κ. ΑΝΤΩΝΟΠΟΥΛΟΣ, Καθ. Ε.Μ.Π.
5. Α. ΣΑΓΙΑ, Καθ. Ε.Μ.Π.
6. Δ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ, Καθ. Ε.Μ.Π.
7. Χ. ΤΖΙΒΑΝΙΔΗΣ, Επίκ. Καθ. Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ, Ιούλιος 2014

Η παρούσα Διδακτορική Διατριβή εκπονήθηκε με την οικονομική υποστήριξη του Ειδικού Λογαριασμού Διαχείρισης Κονδυλίων Έρευνας Ε.Μ.Π. για την περίοδο 2009 – 2013.

Βάσει του Άρθρου 202 του Νόμου 5343/32 (ΦΕΚ Α86/23.03.1932), η έγκριση της παρούσας Διδακτορικής Διατριβής από τη Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών δεν υποδηλοί αποδοχή των θέσεων του συγγραφέα.

Αυτή η σελίδα είναι σκοπίμως κενή.

This page is intentionally left blank.

Περιεχόμενα

Πρόλογος
Σύνοψη
Abstract

1ο Κεφάλαιο: **Επισκόπηση Συστημάτων Εξατμιστικής Ψύξης**
§ 1.0. Εισαγωγή 1
§ 1.1. Αρχή λειτουργίας των Συστημάτων Εξατμιστικής Ψύξης 1
§ 1.2. Συστήματα άμεσης εξάτμισης 2
§ 1.3. Συστήματα έμμεσης εξάτμισης 4
§ 1.4. Διβάθμιοι εξατμιστικοί ψύκτες 6
§ 1.5. Κριτήρια αξιολόγησης συστημάτων εξατμιστικής ψύξης 7
§ 1.6. Μελετητική και ερευνητική εξέλιξη των τεχνολογιών εξατμιστικής ψύξης 10
Ονοματολογία 1ου Κεφαλαίου 17

2ο Κεφάλαιο: **Φαινόμενα Εξατμιστικής Ψύξης & Βασικά Υπολογιστικά Εργαλεία**
§ 2.0. Εισαγωγή 19
§ 2.1. Χαρακτηριστικά της Εξατμιστικής Ψύξης 19
§ 2.2. Συντελεστής μεταφοράς μάζας 22
§ 2.3. Ταυτόχρονη μετάδοση θερμότητας & μεταφορά μάζας 23
§ 2.4. Το θερμοδυναμικό κάτω όριο της ψύξης 25
§ 2.5. Ψυχρομετρία – Ιδιότητες του ατμοσφαιρικού αέρα 28
Ονοματολογία 2ου Κεφαλαίου 35

3ο Κεφάλαιο: **Άμεση εξατμιστική ψύξη – Η επίδραση της θερμοκρασίας του νερού**
§ 3.0. Εισαγωγή 37
§ 3.1. Ειδικά χαρακτηριστικά των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών 39
§ 3.2. Φαινόμενα μεταφοράς στους άμεσους εξατμιστικούς ψύκτες 41
§ 3.3. Συμπεριφορά, απόδοση και απαιτήσεις λειτουργίας των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών 45
Ονοματολογία 3ου Κεφαλαίου 52

4ο Κεφάλαιο: **Έμμεση εξατμιστική ψύξη – Διαμόρφωση & υλοποίηση του κύκλου Maisotsenko**
§ 4.0. Εισαγωγή 53
§ 4.1. Μειονεκτήματα των απλών έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών 55
§ 4.2. Προσέγγιση του κύκλου Maisotsenko 56
§ 4.3. Ειδικά χαρακτηριστικά υλοποίησης του κύκλου Maisotsenko 61
Ονοματολογία 4ου Κεφαλαίου 72

5ο Κεφάλαιο: **Υπολογιστική μοντελοποίηση της Βασικής Διαμόρφωσης του κύκλου Maisotsenko**
§ 5.0. Εισαγωγή 73
§ 5.1. Ανάλυση ροών αέρα 74
§ 5.2. Αναλυτική επίλυση γεωμετρικού κελιού & επιπέδου ψύκτη 83
Ονοματολογία 5ου Κεφαλαίου 97

6ο Κεφάλαιο: **Πειραματική αξιολόγηση της Βασικής Διαμόρφωσης του κύκλου Maisotsenko**
§ 6.0. Εισαγωγή 99
§ 6.1. Στόχοι πειραματικής αξιολόγησης 101
§ 6.2. Κατασκευή πειραματικής διάταξης 103
§ 6.3. Παρουσίαση μετρήσεων 112
§ 6.4. Σύγκριση με αποτελέσματα υπολογιστικής προσομοίωσης 128
Ονοματολογία 6ου Κεφαλαίου 130

7ο Κεφάλαιο: **Συγκριτική ανάλυση αποτελεσμάτων λειτουργίας του κύκλου Maisotsenko**
§ 7.0. Εισαγωγή 131
§ 7.1. Στόχοι πειραματικής αξιολόγησης 131
§ 7.2. Κατασκευή πειραματικής διάταξης 135
§ 7.3. Καθορισμός ρευστομηχανικών συντελεστών 137
Ονοματολογία 7ου Κεφαλαίου 140

8ο Κεφάλαιο: **Γεωμετρική & λειτουργική παραμετροποίηση της Βασικής Διαμόρφωσης του κύκλου Maisotsenko**
§ 8.0. Εισαγωγή 141
§ 8.1. Αξιολόγηση επίδρασης κλιματικών συνθηκών 141
§ 8.2. Αξιολόγηση επίδρασης βρεχόμενης επιφάνειας 143
§ 8.3. Αξιολόγηση επίδρασης λόγου παροχών 145
Ονοματολογία 8ου Κεφαλαίου 148

9ο Κεφάλαιο: **Ανάπτυξη & ανάλυση εναλλακτικών γεωμετριών εξατμιστικής ψύξης**
§ 9.0. Εισαγωγή 149
§ 9.1. Στόχοι και παραδοχές εναλλακτικών γεωμετριών 149
§ 9.2. Ανάπτυξη έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη κυλινδρικής μορφής 150
§ 9.3. Ανάπτυξη έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη κυλινδρικής μορφής κατά Maisotsenko 161
Ονοματολογία 9ου Κεφαλαίου 175

10ο Κεφάλαιο: **Εφαρμογή της εξατμιστικής ψύξης στην Ελλάδα**
§ 10.0. Εισαγωγή 177
§ 10.1. Εφαρμογή της εξατμιστικής ψύξης σε ελληνικές πόλεις 177
§ 10.2. Αξιοποίηση ομβρίων υδάτων 182
Ονοματολογία 10ου Κεφαλαίου 185

11ο Κεφάλαιο: **Συμπεράσματα – Σχόλια**
§ 11.1. Συμπεράσματα & σχόλια 187
§ 11.2. Στοιχεία καινοτομίας & πρωτοτυπίας 189
§ 11.3. Προτάσεις μελλοντικής εργασίας 190
§ 11.4. Δημοσιευμένες εργασίες, παράλληλες εργασίες 191

Βιβλιογραφικές αναφορές 193

Παρ. 1. Κατασκευή ψυχρομετρικού χάρτη 1
Παρ. 2. Μοντέλο προσομοίωσης άμεσου εξατμιστικού ψύκτη 5
Παρ. 3. Παροχές μάζας βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης του κύκλου Maisotsenko 10
Παρ. 4. Μοντέλο προσομοίωσης βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης του κύκλου Maisotsenko 17
Παρ. 5. Ανάλυση σφάλματος πειραματικών μετρήσεων 33
Παρ. 6. Μοντέλο προσομοίωσης κυλινδρικής διαμόρφωσης του κύκλου Maisotsenko 46

Βιογραφικό Σημείωμα

Αυτή η σελίδα είναι σκοπίμως κενή.

This page is intentionally left blank.

Πρόλογος

Habe nun, ach! Philosophie,
Juristerei und Medizin,
und leider auch Theologie
durchaus studiert, mit heißem Bemühn.
Da steh ich nun, ich armer Tor!
Und bin so klug als wie zuvor…

[Johann Wolfgang von Goethe, **Faust** *(1ο μέρος)*]

Αντικείμενο της παρούσας διδακτορικής διατριβής είναι η εξέταση των χαρακτηριστικών των συστημάτων εξατμιστικής ψύξης, η εμβάθυνση στα φαινόμενα μεταφοράς που τα διέπουν, η πειραματική αξιολόγηση των χαρακτηριστικών τους, η κατασκευή υπολογιστικών μοντέλων για την πρόβλεψη των χαρακτηριστικών τους υπό διάφορες λειτουργικές συνθήκες, η κατασκευή νέων γεωμετριών και η σύζευξή τους με άλλα ενεργειακά συστήματα. Το ακριβές θέμα της διατριβής ανατέθηκε από τη Γ.Σ.Ε.Σ. της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π. της 10ης Νοεμβρίου 2008.

Οφείλω να απευθύνω τις ειλικρινείς ευχαριστίες μου προς τον επιβλέποντά μου, Καθηγητή Εμμανουήλ Ρογδάκη. Η εμπιστοσύνη που επέδειξε προς το πρόσωπό μου, η δική του καθοδήγηση και ενθάρρυνση, οι πολύτιμες συμβουλές του και η από μεριάς του δημιουργία ευχάριστου κλίματος συνεργασίας αποτέλεσαν καίρια στοιχεία για την εκπόνηση της διατριβής.

Ομοίως καίρια και άξια θερμών ευχαριστιών υπήρξε η συνεισφορά των λοιπών μελών της Τριμελούς Σ.Ε., του Καθηγητή Κ. Ρακόπουλου και της Επίκουρου Καθηγήτριας Ε. Κορωνάκη· αξιοποιώντας τα δικά τους εύστοχα σχόλια, κατέστη δυνατή η πρόοδος και η ολοκλήρωση της διατριβής. Ευχαριστώ, επίσης, τους συναδέλφους Δρ. Γ. Αντωνάκο και Π. Λώλο για τη θετική υποδοχή μου στο Εργαστήριο, τους συναδέλφους Υ.Δ. Ν. Σακελλαρίδη και Ά. Νικολόπουλο για την ουσιαστική συνδρομή τους στην εξοικείωσή μου με προχωρημένα εργαλεία υπολογιστικής ρευστομηχανικής, τους τεχνίτες του Μηχανουργείου του Τομέα Θερμότητας, το προσωπικό του Εργαστηρίου Προσωπικών Υπολογιστών της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών, την κα. Αλεξάνδρα Νασοπούλου, τους Διπλ. Μηχανικούς Γ. Μωραΐτη, Π. Αναγνώστου, Δ. Διαμαντή, Σ. Μαντά, τον MSc Γεωλόγο Ν. Τσουκαλά και τον προπτυχιακό φοιτητή Α. Μουσταφά για την παροχή τεχνικής βοήθειας σε τεχνικό και εργαστηριακό επίπεδο.

Βαθιά, τέλος, ευγνωμοσύνη εκφράζω προς τους γονείς μου για την αγόγγυστη και αδιάλειπτη υποστήριξή τους, όχι μόνο κατά τη διάρκεια εκπόνησης της διατριβής, αλλά και των εν γένει σπουδών μου.

Δημήτριος Νίκ. Τερτίππης

Αυτή η σελίδα είναι σκοπίμως κενή.

This page is intentionally left blank.

Σύνοψη

Ως πλέον καινοτόμος μεταξύ των μονάδων που υλοποιούν το φαινόμενο της εξατμιστικής ψύξης, επιλέχθηκε προς διερεύνηση και μελέτη ο κύκλος Maisotsenko. Ο εν λόγω κύκλος έχει παρουσιαστεί εδώ και περίπου μια δεκαετία, οι δε ευρεσιτεχνίες που σχετίζονται με την κατασκευή του κατατέθηκαν μόλις το 2005. Η μελέτη, λοιπόν, αυτού του κύκλου αποτέλεσε αντικείμενο ιδιαίτερου ενδιαφέροντος, μιας και η υπάρχουσα βιβλιογραφία ήταν (και παραμένει) πολύ περιορισμένη και η τεχνολογία αυτή δεν είχε αποτελέσει στο παρελθόν αντικείμενο συστηματικής έρευνας για το Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής, υπό την αιγίδα του οποίου εκπονήθηκε η διατριβή.

Το 1ο Κεφάλαιο της διατριβής έχει ως αντικείμενο την τεχνολογία της εξατμιστικής ψύξης. Όντας αυτή μη διάσημη στην Ελλάδα, κρίνεται αναγκαία η επισκόπηση των θεμελιωδών αρχών που διέπουν τη λειτουργία τους και των δύο βασικών υλοποιήσεών της. Ταυτόχρονα, περιγράφονται εποπτικά τα αποτελέσματα της λειτουργίας των εξατμιστικών ψυκτών, αναλύονται τα φαινόμενα συναλλαγής αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας. Τέλος, επεξηγούνται οι σημαντικές παράμετροι αξιολόγησης των επιδόσεων των εξατμιστικών ψυκτών και (όταν τέτοιες δεν υπάρχουν) εισάγονται νέες παράμετροι εκτίμησης της συμπεριφοράς αυτών των συσκευών (π.χ. το μέγεθος της ειδικής κατανάλωσης νερού).

Στο 2ο Κεφάλαιο εξετάζεται το φυσικό και τεχνικό υπόβαθρο των φαινομένων που διέπουν την εξατμιστική ψύξη. Εκκινώντας από απλές έννοιες, αναπτύσσονται τα φαινόμενα μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας, καθίστανται κατανοητοί οι ποσοτικοί συντελεστές που διέπουν τα φαινόμενα αυτά και εξετάζεται η αλληλεπίδρασή τους. Έτσι, συνάγονται χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με τα φυσικά όρια της εξατμιστικής ψύξης και τα μέσα ενίσχυσής της. Κρίθηκε, επίσης, σκόπιμο να αναπτυχθεί ένα ψυχρομετρικό εργαλείο υπολογισμού ψυχρομετρικών μεγεθών συναρτήσει της θερμοκρασίας ξηρού βολβού και του λόγου υγρασίας, με γνώμονα την επίτευξη της μέγιστης δυνατής ακρίβειας, παραβλέποντας τις απλουστευτικές (και εν γένει αποδεκτές) θερμοδυναμικές συσχετίσεις που χρησιμοποιούνται στην πράξη (από τις οποίες διαπιστώθηκαν, σε κάποιες περιπτώσεις, αποκλίσεις).

Η τεχνολογία της άμεσης εξατμιστικής ψύξης είναι η πλέον εύκολα υλοποιούμενη και αναμφίβολα η πιο προσιτή ως προς την κατανόηση της λειτουργίας της, μιας και διέπεται από τα ίδια φαινόμενα με τους ψυκτικούς πύργους. Για τους ψύκτες αυτούς, στο 3ο Κεφάλαιο αναπτύσσεται ένα υπολογιστικό εργαλείο, βασισμένο σε σύνθετες ενεργειακές σχέσεις, το οποίο προβλέπει, όχι μόνο τις συνθήκες εξόδου του αέρα από έναν εξατμιστικό ψύκτη, αλλά και τις τοπικές τιμές της θερμοκρασίας και του λόγου υγρασίας. Το στοιχείο πρωτοτυπίας της εδώ παρουσιασθείσας εργασίας είναι πως, σε αντίθεση με τη ευρέως αποδεκτή θεώρηση πως το νερό παρέχεται στον ψύκτη υπό μια σταθερή και συγκεκριμένη θερμοκρασία (συγκεκριμένα, τη θερμοκρασία υγρού βολβού του περιβάλλοντος), εδώ η θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας αποτελεί μια ανεξάρτητη μεταβλητή εισόδου, ικανή να προκαλέσει μεταβολές στην εν γένει συμπεριφορά του ψύκτη.

Στο 4ο Κεφάλαιο μελετάται κατασκευαστικά ο κύκλος Maisotsenko. Έχοντας την εμπειρία της συμπεριφοράς των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών (οι οποίοι, κατ' ουσία, αποτελούν τη μια συνιστώσα των έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών), αναπτύσσεται σταδιακά ο τρόπος υλοποίησης του κύκλου Maisotsenko, αρχικά σε θεωρητικό επίπεδο και ακολούθως σε πρακτικό. Χρησιμοποιώντας απλά ψυχρομετρικά εργαλεία περιγράφεται ο τρόπος με τον οποίο τα δύο ρεύματα αέρα του κύκλου Maisotsenko συναλλάσσουν θερμότητα και το πώς τελικά επιτυγχάνεται η παραγωγή αέρα

θερμοκρασίας παραπλήσιας της αντίστοιχης σημείου δρόσου του περιβάλλοντος. Στη συνέχεια, με μια ακολουθία σχημάτων, δομείται μια συσκευή εναλλαγής θερμότητας και μάζας, η οποία με τρόπο αποδοτικό υλοποιεί τον κύκλο Maisotsenko, εμβαθύνοντας στις λεπτομέρειες των επιμέρους λειτουργικών συνιστωσών της (π.χ. διανομή νερού, επιμερισμός ρευμάτων κ.λπ.).

Καθώς οι δομικές και λειτουργικές λεπτομέρειες του κύκλου Maisotsenko είχαν καθοριστεί, επόμενο βήμα της μελέτης του και αντικείμενο του 5ου Κεφαλαίου ήταν η συγκρότηση ενός υπολογιστικού εργαλείου προσομοίωσης της συμπεριφοράς της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης του κύκλου. Αντιμετωπίζοντας ένα τόσο σύνθετο υπολογιστικό πρόβλημα, αποφασίστηκε η ανεξάρτητη μελέτη των δύο συνιστωσών του, της θερμοδυναμικής και της ρευστομηχανικής. Η δεύτερη, μολονότι το καθ' αυτό ρευστομηχανικό πρόβλημα δεν είναι αντικείμενο της παρούσης διατριβής, επιλύθηκε με κώδικα Υπολογιστικής Ρευστομηχανικής, ώστε να είναι γνωστή η διανομή των ρευμάτων διαμέσου του ψύκτη για ένα ικανό εύρος παροχών· τα αποτελέσματα ήταν κατατοπιστικά και ενδεικτικά των ιδιομορφιών της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης. Ακολούθως, τα φαινόμενα μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας συνεζεύχθησαν σε ένα ισχυρό υπολογιστικό εργαλείο, ικανό να προσομοιώσει εξατμιστικό ψύκτη κατά Maisotsenko οποιωνδήποτε διαστάσεων.

Η υπολογιστική προσομοίωση του κύκλου Maisotsenko θα ήταν ατελής, εάν δεν υποστηριζόταν από ένα ικανό πλήθος πειραματικών μετρήσεων προς επιβεβαίωση της ισχύος της. Αφ' ενός η ανυπαρξία τέτοιων μετρήσεων στη βιβλιογραφία, αφ' ετέρου η προοπτική παραμετροποίησης των χαρακτηριστικών του κύκλου, οδήγησαν στην αναγκαιότητα συγκρότησης μιας πλήρους πειραματικής εγκατάστασης, εξοπλισμένης με τα απαραίτητα μετρητικά όργανα, ώστε να επιβεβαιωθεί στην πράξη η ισχύς του μοντέλου, αλλά και η εφαρμοσιμότητα του κύκλου Maisotsenko στο κλίμα της Αθήνας. Το 6ο Κεφάλαιο της διατριβής πραγματεύεται τη διαδικασία λήψης μετρήσεων και την επεξεργασία αυτών, ώστε να καταστεί αξιολογήσιμο το υπολογιστικό εργαλείο και να πραγματοποιηθεί η αναγκαία εμβάθυνση στα φαινόμενα που διέπουν μια πραγματική ψυκτική συσκευή, με δεδομένες ιδιαιτερότητες και καινοτομίες. Τα αποτελέσματα κατέδειξαν την ισχύ και το εύρος των δυνατοτήτων του υπολογιστικού εργαλείου.

Η ελλιπής βιβλιογραφική τεκμηρίωση του κύκλου Maisotsenko κατέστησε αναγκαία τη συγκριτική ανάλυση δύο εργασιών, οι οποίες εκπονήθηκαν με συνεργασία της εταιρείας Coolerado, η οποία εκμεταλλεύεται εμπορικά τον κύκλο Maisotsenko. Οι μελέτες αυτές πραγματεύονται την ανάλυση των ρευστομηχανικών και θερμορρευστομηχανικών χαρακτηριστικών του κύκλου, παράλληλα με μια βασική υπολογιστική παραμετροποίηση, αξιολογήθηκε συνεπώς ως χρήσιμη η μελέτη των συμπερασμάτων τους και αποτελεί το αντικείμενο του 7ου Κεφαλαίου. Εδώ μελετώνται τα συμπεράσματα των δύο αυτών εργασιών, ώστε να διαπιστωθεί η συνάφειά τους με τα συμπεράσματα των 5ου και 6ου Κεφαλαίων της παρούσας Διατριβής. Συμπληρωματικά, εντάσσεται στο παρόν Κεφάλαιο μια ανάλυση ροών αέρα κατά μήκος των καναλιών του εναλλάκτη θερμότητας και μάζας, ώστε να ποσοτικοποιηθούν οι συντελεστές γραμμικών και εντοπισμένων απωλειών πίεσης, μιας και είναι η πτώση πίεσης το μέγεθος που σχετίζεται απόλυτα με την κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος από τον ψύκτη.

Έχοντας πια ένα συμπαγές μοντέλο προσομοίωσης της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης του κύκλου Maisotsenko, του οποίου η ακρίβεια επιβεβαιώθηκε από τη σύγκριση με τα αποτελέσματα της πειραματικής διαδικασίας, το επόμενο βήμα θα είναι η αξιοποίησή του με σκοπό την παραμετρική μελέτη της συμπεριφοράς του ψύκτη και την επιλογή κάποιων καλύτερων συνθηκών λειτουργίας του (κατασκευαστικής φύσεως). Στο 8ο Κεφάλαιο εξετάζεται πρώτα η επίδραση του περιβάλλοντος στην απόδοση του ψύκτη, όχι μόνο σε όρους βαθμού απόδοσης, αλλά κυρίως σε όρους θερμοκρασίας παραγόμενου ψυχρού αέρα. Ακολούθως μελετάται το πώς το μέγεθος της βρεχόμενης επιφάνειας επηρεάζει την εξέλιξη των φαινομένων εξάτμισης και το πώς η μεταβολή των ρευστομηχανικών

συνθηκών εντός του ψύκτη μπορεί να οδηγήσει σε αύξηση ή μείωση της απόδοσής του. Τέλος, σε συνέχεια της προσπάθειας κι άλλων μελετητών της εν λόγω τεχνολογίας, παραμετροποιείται το κλάσμα των παροχών μάζας των δύο διακριτών ρευμάτων του ψύκτη και διερευνάται το πώς και γιατί η μείωση αυτού του κλάσματος οδηγεί σε σαφή αύξηση της απόδοσης και σε αλματώδη αύξηση της κατανάλωσης νερού.

Ωστόσο, η βασική γεωμετρική διαμόρφωση δε μπορούσε να αποτελέσει τη μόνη δυνατή γεωμετρία υλοποίησης του κύκλου Maisotsenko. Θέτοντας ως κριτήριο τη μεγιστοποίηση της ποσότητας του αέρα σε επαφή με τη βρεχόμενη επιφάνεια, προκρίθηκε ο σχεδιασμός και η αξιολόγηση μιας γεωμετρίας κυλινδρικής μορφής. Αυτή ακριβώς η διαμόρφωση δομείται σταδιακά στο 9ο Κεφάλαιο: ανάγοντας τις βασικές αρχές μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας που έχουν ήδη μελετηθεί σε μια ροή εντός αγωγού κυκλικής διατομής, περιγράφονται τα βήματα κατασκευής της διαμόρφωσης αυτής, αρχικά ως απλή ομορροή, ακολούθως ως αντιρροή, αντιρροή με ανανεωνόμενα ρεύματα, αντιρροή με ανάμειξη ρευμάτων, αντιρροή με πρόψυξη και τελικά ως αντιρροή με πρόψυξη και ανακυκλοφορία, όπως προνοεί ο κύκλος Maisotsenko. Η διαμόρφωση αυτή θα επιλυθεί αριθμητικά και θα διαπιστωθεί το κατά πόσο υπερτερεί (ή όχι) σε σχέση με τη βασική γεωμετρική διαμόρφωση, παράλληλα δε, μέσω της παρουσίασης των τοπικών τιμών θερμοκρασίας και λόγου υγρασίας, θα μπορούν να εξαχθούν χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με την εξέλιξη των φυσικών φαινομένων εντός των ψυκτικών συσκευών.

Το 10ο Κεφάλαιο της διατριβής επικεντρώνεται στη δυνατότητα εφαρμογής της εξατμιστικής ψύξης στην Ελλάδα. Αξιοποιώντας τα κλιματικά δεδομένα της χώρας, εξετάζεται το κατά πόσο ένας εξατμιστικός ψύκτης θα λειτουργεί αποδοτικά, παρέχοντας την απαιτούμενη ποσότητα και ποιότητα αέρα· το κλίμα της Αθήνας αξιολογείται όχι μόνο ως κατάλληλο, αλλά και ως συμφέρον για την εφαρμογή της εξατμιστικής ψύξης. Επίσης, εξετάζεται η δυνατότητα αξιοποίησης του νερού της βροχής για την τροφοδοσία εξατμιστικών ψυκτών, σε συνάρτηση με τον υετό κάθε περιοχής και την απαιτούμενη αποθηκευτική ικανότητα.

Τα συμπεράσματα της διατριβής συνοψίζονται στο 11ο Κεφάλαιο. Εκεί τα αποτελέσματα της διατριβής ενοποιούνται και συγκεντρώνονται εποπτικά και με σαφήνεια. Στο ίδιο Κεφάλαιο προτείνονται κάποιες κατευθύνσεις για μελλοντική εργασία, σχετική με το αντικείμενο της διατριβής και καταγράφονται οι δημοσιεύσεις σε επιστημονικά περιοδικά που υποβλήθηκαν στα πλαίσιά της. Τέλος, παρατίθενται 6 Παραρτήματα, στα οποία παρουσιάζονται εποπτικά οι υπολογιστικοί κώδικες της διατριβής σε περιβάλλον MathCAD.

Αυτή η σελίδα είναι σκοπίμως κενή.

This page is intentionally left blank.

Abstract

As most innovative among the devices that utilize the mechanism of evaporative cooling Maisotsenko cycle was chosen to be studied. This cycle has been presented since 2003, while the patents related to the manufacture of it were published in 2005. The study, therefore, of this cycle has been the subject of particular interest, as the existing literature was (and remains) very limited and the technology had not been the subject of systematic research for the Laboratory of Applied Thermodynamics, under the aegis of which elaborated the present dissertation.

The 1st Chapter of the dissertation reviews the technology of evaporative cooling. As it is not famous in Greece, it is necessary to discuss about the fundamental principles governing the operation of both basic implementations (direct and indirect evaporative cooling). Additionally, the results of evaporative coolers operation are described and the transfer phenomena among sensible and latent heat are preliminarily analyzed. Finally, the important performance evaluation parameters of evaporative coolers are explained new parameters are introduced for assessing the behavior of these devices (e.g., the specific water consumption).

In the 2nd Chapter, the physical and technical background of the phenomena governing evaporative cooling are examined. Starting from simple concepts, heat transfer and mass transfer phenomena are described, the coefficients governing these phenomena become understandable and their interaction is examined. Thus, useful conclusions can be drawn about the physical limits of evaporative cooling. It has also developed a psychrometric calculation tool to estimate all the psychrometric parameters as a function of dry bulb temperature and humidity ratio, in pursuit of the highest possible accuracy, ignoring the simplistic (and generally accepted) thermodynamic correlations used in practice (from which significant, in some cases, deviations were found).

The technology of direct evaporative cooling is the most easily implemented and undoubtedly the most affordable in understanding its operation and is ruled by the same phenomena in the cooling towers. For those coolers, the 3rd Chapter describes the development of a computational tool, based on advanced energy relations, which provides not only conditions the air outlet of an evaporative cooler, but also the local values of temperature and humidity ratio. This model, in contrast to the widely accepted approach that water is supplied to the cooler in a constant temperature (specifically, the wet-bulb temperature of the ambient air), manages the temperature of the supply water as an independent input, able to cause changes in the overall behavior of the cooler.

In the 4th Chapter the construction of Maisotsenko cycle is studied. Having the experience of the behavior of direct evaporative coolers, the Maisotsenko cycle is gradually developed, initially in theory and then in practice. Using simple psychrometic tools, it is described how two streams of air of Maisotsenko cycle exchange heat and how finally the production of air of low temperature is achieved, as cool as about the ambient dew-point temperature. Then, with a sequence of sketches, a heat and mass exchanger is structured, which, in an efficient way, implements Maisotsenko cycle, deepening in the details of the individual functional components (e.g., water distribution, air flow etc.).

As structural and functional details of Maisotsenko cycle have been determined, the next step of the study and the subject of the 5th Chapter was the development of a computational tool for simulation of behavior of the basic configuration of Maisotsenko cycle. Facing such a complex computational problem,

it was decided to study the two independent components of thermodynamics and fluid mechanics. The second one, although throughout this fluid mechanics problem is not the subject of this dissertation, using CFD code in order to know the distribution of flows through the cooler for a sufficient range of mass flows; the results were informative and indicative of the special characteristics of basic geometric configuration. Subsequently, the effects of heat and mass transfer were coupled to a powerful computational tool, able to simulate an evaporative cooler based on Maisotsenko cycle of any volume and surface.

The computational simulation of Maisotsenko cycle would be incomplete, if it was not supported by a sufficient amount of experimental measurement to confirm its validity. Not only the lack of such measurements in the literature, but also the future customization of cycle characteristics, led to the need for building an experimental rig, equipped with the necessary measuring instruments to confirm in practice the validity of the model and the applicability of Maisotsenko cycle at the climate conditions of Athens. The 6th Chapter of the dissertation deals with the process of taking measurements and the usage of them for the computational tool to be appreciable and for the necessary deepening phenomena governing a real cooling device, of given specificities and innovation. The results demonstrated the strength and range of capabilities of the computational tool.

The lack of literature about Maisotsenko cycle necessitated comparative analysis of two studies, which were prepared by company Coolerado, which produces commercial Maisotsenko cycle based coolers. These studies deal with the analysis of fluid mechanics and thermo-fluid cycle characteristics, along with a basic computational parameterizing, therefore the study of the findings is evaluated as useful and is the subject of the 7th Chapter. Here the conclusions of these two works are studied, to determine their relevance to the conclusions of the 5th and 6th Chapters of the present dissertation. Additionally, an analysis of air flows along the channels of the heat exchanger and mass to estimate the rates of linear and local pressure losses is included in this Chapter, since the pressure drop is associated entirely with the electric power consumption of the cooler.

Having now a compact model simulation of basic geometric configuration of Maisotsenko cycle, the accuracy of which was confirmed by comparing the results of the experimental processes, the next step will be the usage of it for the parametric study of the behavior of the cooler. At the 8th Chapter the effect of the ambient conditions on the performance of the cooler is examined, not only in terms of efficiency, but mainly in terms of temperature of the produced cold air. Subsequently the effect of the size of the wetted surface at the evolution of the phenomena of evaporation is examined and how the variance of air flow conditions within the chiller could lead to an increase or decrease its performance. Finally, as other scientists focus on this technology, the ratio of mass flow rates of the two distinct air streams of the cooler is adjusted, for the decrease of this fraction to lead to a clear increase in performance and rapid increase in water consumption.

However, the basic geometric configuration cannot be the only possible geometry implementation of Maisotsenko cycle. Posing as a criterion of maximizing the amount of air in contact with the wetted surface, the design and evaluate a cylindrical geometry were examined. This is the configuration gradually built in the 9th Chapter: by normalizing the already studied basic principles of heat transfer and mass transfer to a flow in cylindrical channels, the design steps of this configuration are described, initially as a simple parallel flow, then as counter flow, counter flow by mixing streams, counter flow with chilling and finally counter flow with a chilling and recirculation, as provided by the Maisotsenko cycle. This configuration will be solved numerically to determine whether superior (or not) in relation to the basic geometric configuration, while through the knowledge of local values of temperature and humidity ratio along the cooling devices, useful conclusions about the evolution of phenomena within refrigeration appliances are to be drawn.

The 10th Chapter of the dissertation focuses on the potential application of evaporative cooling in Greece. Knowing the climatic conditions of this country, the efficient operation of an evaporative cooler is considered, providing the building users with the required quantity and quality of air; climate of Athens is evaluated as appropriate for the application of evaporative cooling. The possibility of using rainwater to supply evaporative coolers is also evaluated, depending on the rainfall in each region and required storage capacity.

The conclusions of the thesis are summarized in the 11th Chapter. There, the results of this study are consolidated and concentrated supervisory and clearly. In the same Chapter some proposals for future work are noticed, related to the subject of the thesis, and the publications in scientific journals received thereunder are listed. Finally, the computational codes, built under MathCAD software, are presented on the 6 attached annexes.

Αυτή η σελίδα είναι σκοπίμως κενή.

This page is intentionally left blank.

1ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ
ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΕΞΑΤΜΙΣΤΙΚΗΣ ΨΥΞΗΣ

§ 1.0. Εισαγωγή

Στο παρόν Κεφάλαιο επισκοπούνται τα χαρακτηριστικά των συστημάτων εξατμιστικής ψύξης, περιγράφονται τα βασικά λειτουργικά τους στοιχεία και εξετάζεται εν τέλει ο βαθμός στον οποίο μπορούν αυτά να αντι- ή υποκαταστήσουν τα υφιστάμενα ενεργοβόρα συστήματα κλιματισμού. Χρησιμοποιώντας απλά ψυχρομετρικά εργαλεία, περιγράφονται οι δύο κύριες κατηγορίες μονάδων εξατμιστικής ψύξης και αναλύονται οι τεχνικές παραγωγής ψύξης και τα συνεπακόλουθα λειτουργικά πλεονεκτήματα και μειονεκτήματά τους.

Το παρόν Κεφάλαιο διαρθρώνεται στα παρακάτω εδάφια:

1. *Αρχή λειτουργίας των Συστημάτων Εξατμιστικής Ψύξης*
2. *Συστήματα Άμεσης Εξάτμισης*
3. *Συστήματα Έμμεσης Εξάτμισης*
4. *Διβάθμιοι εξατμιστικοί ψύκτες*
5. *Κριτήρια αξιολόγησης συστημάτων εξατμιστικής ψύξης*
6. *Μελετητική και ερευνητική εξέλιξη των τεχνολογιών εξατμιστικής ψύξης*

§ 1.1. Αρχή λειτουργίας των Συστημάτων Εξατμιστικής Ψύξης

Τα Συστήματα Εξατμιστικής Ψύξης (Evaporative Cooling Systems) αποτελούν μια ιδιαίτερα ελκυστική και ενδιαφέρουσα μέθοδο παραγωγής ψύξης για εφαρμογές κλιματισμού χώρων κατοικίας και εργασίας και ικανοποιητικά αποδοτική σε κατάλληλα κλίματα (θερμά και ξηρά). Απαιτώντας ως πηγή ενέργειας μόνο το νερό και ελάχιστες ποσότητες ηλεκτρικής ενέργειας, διαπιστώνει κανείς ότι πρόκειται για μια τεχνολογία ψύξης που εγγενώς (δύναται να) υποστηρίζεται από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας [1].

Για την κατανόηση του τρόπου λειτουργίας ενός συστήματος εξατμιστικής ψύξης, θα πρέπει να θυμηθεί κανείς τη μέθοδο λειτουργίας ενός πύργου ψύξης. Σε έναν πύργο ψύξης, νερό ψεκάζεται από την κορυφή του πύργου και επικάθεται στο πληρωτικό υλικό, σχηματίζοντας ένα λεπτό επιφανειακό φιλμ. Τροφοδοτώντας τον πύργο με ρεύμα αέρα από τον πυθμένα, καθώς αυτό ανέρχεται προκαλεί εξάτμιση του νερού και τελικά εξέρχεται κορεσμένο ή και υπέρκορο από την οροφή του πύργου. Η απαραίτητη θερμότητα εξάτμισης λαμβάνεται από το θερμό ρεύμα νερού, το οποίο διαμέσου σωληνώσεων διαρρέει το πληρωτικό υλικό και λόγω αυτής ακριβώς της αφαίρεσης θερμότητας ψύχεται [2].

Η εφαρμογή αυτής της τεχνικής (που, όπως θα αναλυθεί παρακάτω, συνιστά άμεση εξάτμιση) σε μικρότερη κλίμακα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον κλιματισμό χώρων, με ρύθμιση της σχετικής υγρασίας εντός αυτού. Ζητούμενο από κάθε εξατμιστικό σύστημα είναι ο κατάλληλος σχεδιασμός των υποσυστημάτων μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας, ώστε να βελτιστοποιείται η διαχείριση του νερού και τελικώς να παράγεται το μέγιστο δυνατό ψυκτικό αποτέλεσμα με την ελάχιστη δυνατή κατανάλωση νερού.

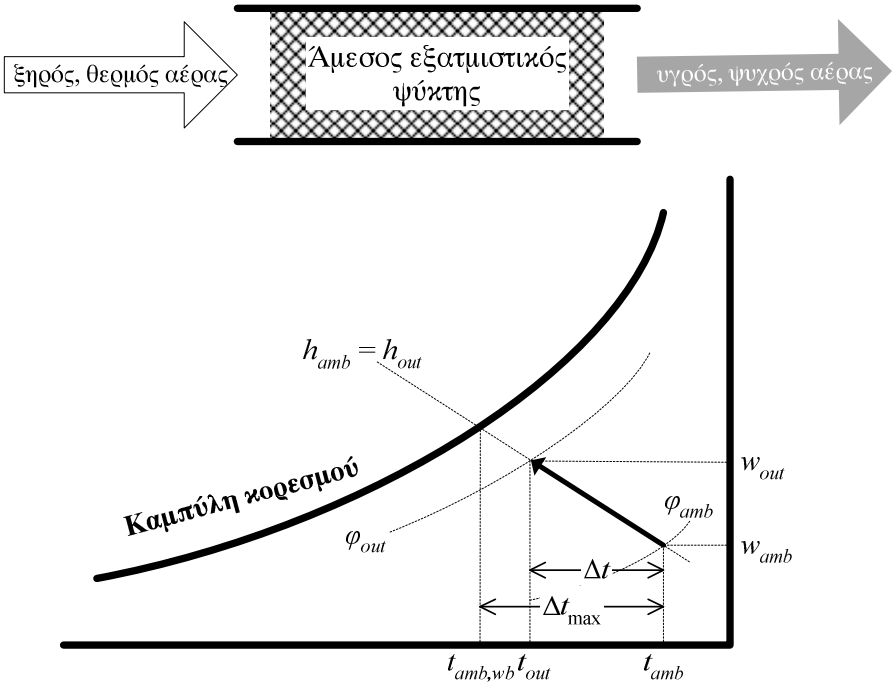
Η εξατμιστική ψύξη μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε όλα τα κλίματα, με διαφοροποιήσεις ως προς την αποτελεσματικότητά της ανάλογα προς το κλίμα κάθε περιοχής και υπό την προϋπόθεση ότι το περιβάλλον είναι αρκούντως ξηρό, ώστε να υπάρχει ένα ικανό δυναμικό εξάτμισης· κάτω όριο της θερμοκρασίας του εξερχόμενου αέρα είναι θεωρητικά σε κάθε περίπτωση η θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα περιβάλλοντος, μιας και η θερμοκρασία αυτή αντιστοιχεί στην κατάσταση κορεσμού, κατά την οποία ο αέρας φέρει τη μέγιστη δυνατή ποσότητα υγρασίας. Σε ξηρά κλίματα, η εφαρμογή της εξατμιστικής ψύξης μπορεί να επιφέρει τη μείωση της κατανάλωσης ηλεκτρισμού ως και 6 φορές, ενώ σε κλίματα με μέτρια υγρασία, η εξοικονόμηση προσεγγίζει το 50%· οι επιδόσεις αυτές κρίνονται ως ελκυστικές για τις θερμές και κατά κανόνα ξηρές μεσογειακές περιοχές [3].

Η ειδοποιός διαφορά μεταξύ της εξατμιστικής και της συμβατικής ψύξης έγκειται στο γεγονός ότι κατά τη δεύτερη δεν τίθεται υπό αίρεση η *ποιότητα* της ψύξης, δηλαδή η θερμοκρασία του ψυχρού αέρα, ώστε μια μη αποδοτική συσκευή να χαρακτηρίζεται από υψηλή απορρόφηση ισχύος για την παραγωγή δεδομένου ψυκτικού αποτελέσματος. Αντίθετα, στην εξατμιστική ψύξη η παροχή αρκούντως ψυχρού αέρα (σε όρους θερμοκρασίας) δεν είναι επ' ουδενί δεδομένη, αλλά σχετίζεται άμεσα με τις κλιματικές συνθήκες λειτουργίας της εξατμιστικής συσκευής και δευτερευόντως με τη διαμόρφωσή της.

Στις παρακάτω ενότητες θα περιγραφούν οι βασικές υλοποιήσεις εξατμιστικής ψύξης και τα λειτουργικά χαρακτηριστικά αυτών.

§ 1.2. Συστήματα Άμεσης Εξάτμισης

Διαφοροποιούμενα από την τεχνική των πύργων ψύξης, τα συστήματα ***άμεσης εξάτμισης*** (direct evaporative cooling – DEC) προσφέρουν χαμηλές θερμοκρασίες σε συνδυασμό με υψηλές σχετικές υγρασίες. Στην Εικόνα 1.2. απεικονίζεται μια απλή διάταξη μονοδιάστατης άμεσης εξάτμισης, η δε ψυχρομετρική μεταβολή παρίσταται στον οικείο χάρτη.



Εικόνα 1.1: *Βασικό σύστημα άμεσης εξάτμισης*

Για την κατανόηση της διεργασίας άμεσης εξάτμισης, μπορεί να βοηθήσει το παραπάνω απλό σκαρίφημα. Θερμός και ξηρός αέρας κατάστασης «*amb*» διοχετεύεται σε θερμικά μονωμένο σωλήνα, το εσωτερικό του οποίου διατηρείται υγρό (όπως το προαναφερθέν πληρωτικό υλικό σε έναν πύργο ψύξης). Ο αέρας αλληλεπιδρά με την υγρασία του καναλιού, εξατμίζοντάς την και τελικά εξέρχεται υγρότερος και ψυχρότερος, υπό κατάσταση «*out*». Είναι σαφές ότι η διεργασία αυτή δεν περιλαμβάνει καμιά συναλλαγή θερμότητας (προσθήκη ή αφαίρεση), ως εκ τούτου δύναται να παρασταθεί στον ψυχρομετρικό χάρτη κατά μήκος μιας ισενθαλπικής ευθείας (έναρξη της οποίας θα είναι, προφανώς, η ενθαλπία του εισερχομένου ρεύματος), όπως φαίνεται και στο παραπάνω απόσπασμα ψυχρομετρικού χάρτη. Το χαρακτηριστικό στοιχείο της διεργασίας άμεσης εξάτμισης είναι το ότι ο αέρας, ο οποίος πρόκειται να οδηγηθεί στον κλιματιζόμενο χώρο, έρχεται σε άμεση επαφή με το νερό και με τον τρόπο αυτό προκαλείται η εξάτμιση [1].

Αν η βρεχόμενη επιφάνεια του ψύκτη ήταν άπειρου (ή, εν τέλει, πολύ μεγάλου) εμβαδού, ο εξερχόμενος αέρας θα ήταν κορεσμένο· εντούτοις, στον παραπάνω ψυχρομετρικό χάρτη έχει σημειωθεί σκόπιμα ότι ο αέρας δεν εξέρχεται εντελώς κορεσμένος από τον ψύκτη. Το μέγεθος που ποσοτικοποιεί την απόκλιση της θερμοκρασίας στην οποία ψύχεται ο αέρας, Δt, από τη θεωρητικά ελάχιστη δυνατή θερμοκρασία (που, όπως προαναφέρθηκε) είναι η θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα περιβάλλοντος, $t_{\mathrm{amb,wb}}$, είναι ο ***βαθμός απόδοσης*** του εξατμιστικού ψύκτη. Ο βαθμός αυτός είναι δείκτης της πραγματικής συμπεριφοράς του εξατμιστικού ψύκτη με αναφορά τη μέγιστη δυνατή θερμοκρασιακή διαφορά και ορίζεται ως

$$\eta = \frac{\Delta t}{\Delta t_{\max}} = \frac{t_{amb} - t_{out}}{t_{amb} - t_{amb,wb}} \qquad \{\mathbf{1.1}\}$$

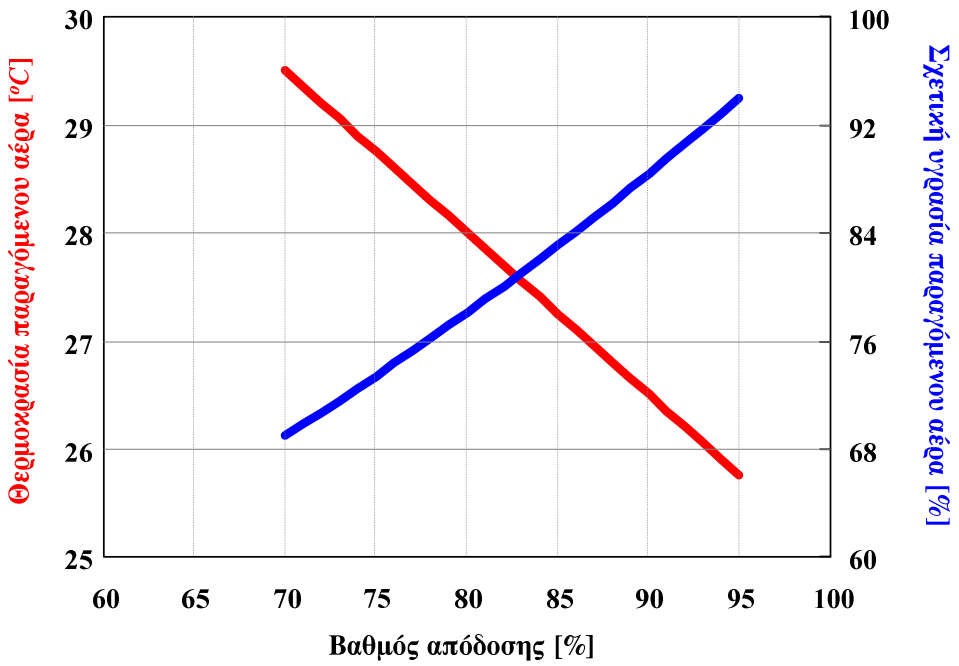
όπου t_{amb} και t_{out} είναι οι θερμοκρασίες ξηρού βολβού στην είσοδο και έξοδο του αερίου ρεύματος αντίστοιχα. Βάσει βιβλιογραφικών δεδομένων, ένας DEC μπορεί να επιτύχει βαθμούς απόδοσης που κυμαίνονται μεταξύ 70% και 95%. Η επίδοση αυτή είναι ιδιαιτέρως ελκυστική υπό το πρίσμα της επιτυγχανόμενης θερμοκρασίας εξόδου, έχει όμως ως αποτέλεσμα την παραγωγή ενός ιδιαίτερα υγρού αέρα που θα οδηγηθεί στον κλιματιζόμενο χώρο.

Για την καλύτερη κατανόηση των παραπάνω, μπορεί να παρατεθεί ένα απλό παράδειγμα. Θεωρείται αέρας θερμοκρασίας 40$^o C$ και σχετικής υγρασίας 30%, ο οποίος οδηγείται σε άμεσο εξατμιστικό ψύκτη, του οποίου η απόδοση είναι 90%. Χρησιμοποιώντας τον ψυχρομετρικό χάρτη, προσδιορίζεται η θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα περιβάλλοντος, ίση προς $t_{amb,wb} = 25^o C$ και η ενθαλπία του αέρα αυτού (και, συνεπακόλουθα, και του αέρα εξόδου), ίση προς $h_{amb} = 76 \frac{kJ}{kg_{da}}$.

Από την εξίσωση {1.1}, μπορεί να υπολογιστεί η θερμοκρασία εξόδου του ρεύματος, ίση με $t_{out} = t_{amb} - \eta \cdot \left(t_{amb} - t_{amb,wb}\right) = 40^o C - 0.90 \cdot \left(40^o C - 25^o C\right) = 26.5^o C$, η δε σχετική υγρασία υπολογίζεται ίση προς $\phi_{out} = 88.7\%$ [1]· η τιμή αυτή είναι σαφώς ακατάλληλη για εφαρμογές κλιματισμού. Στην Εικόνα 1.2 δίνεται σχηματικά η θερμοκρασία και η σχετική υγρασία του παραγόμενου αέρα από έναν άμεσο εξατμιστικό ψύκτη, ο οποίος τροφοδοτείται από τον αέρα των ανωτέρω συνθηκών, ως συνάρτηση του βαθμού απόδοσης.

---

[1] Θεωρήθηκε σιωπηρά ότι η θερμοκρασία του νερού, με το οποίο τροφοδοτείται ο ψύκτης, συνεπώς και η θερμοκρασία του μπλοκ ύγρανσης, είναι ίση προς τη θερμοκρασία υγρού βολβού του προσαγόμενου αέρα. Στο 3° Κεφάλαιο, πρόκειται να αναπτυχθεί μια υπολογιστική μέθοδος ανάλυσης των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών, στην οποία η θερμοκρασία του νερού αποτελεί ανεξάρτητη λειτουργική παράμετρο.



Εικόνα 1.2: *Χαρακτηριστικά παραγόμενου αέρα από άμεσο εξατμιστικό ψύκτη*

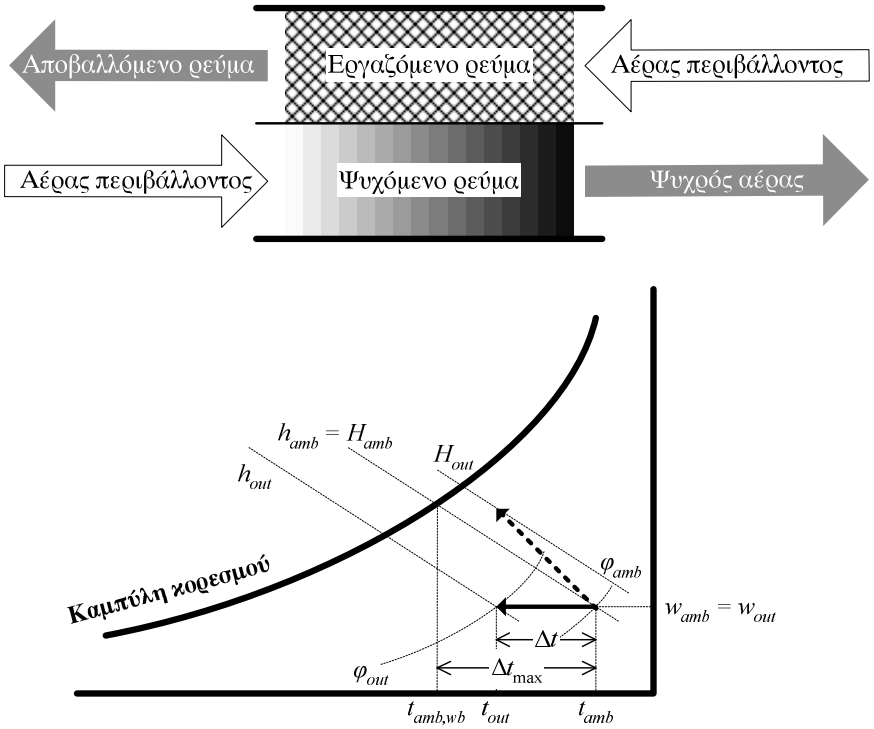
Παρά το γεγονός ότι η μέθοδος της άμεσης εξάτμισης είναι απλή και προσιτή οικονομικά, εντούτοις η ψυκτική της «ωφέλεια» θεωρείται μη ικανοποιητική από άποψης άνεσης εσωτερικών χώρων, όταν η θερμοκρασία υγρού βολβού του περιβάλλοντος είναι υψηλότερη των 21°C, τονίζεται, δε, ότι εσωτερικός αέρας που έχει ψυχθεί με άμεση εξάτμιση δε μπορεί να ανακυκλοφορήσει (και τούτο είναι προφανές, δεδομένης της υψηλής υγρασίας του αέρα αυτού, η οποία θα δημιουργούσε ένα αντιπαραγωγικά υγρό «περιβάλλον» στην είσοδό του).

§ 1.3. Συστήματα Έμμεσης Εξάτμισης

Το βασικό, όπως αναλύθηκε παραπάνω, μειονέκτημα των ψυκτών άμεσης εξάτμισης είναι η υψηλή υγρασία που προσάγουν στον κλιματιζόμενο χώρο, όταν λειτουργούν με υψηλή απόδοση. Κρίνεται, λοιπόν, αναγκαία η υλοποίηση ενός άλλου τύπου εξατμιστικού ψύκτη, που θα διατηρεί τα επίπεδα υγρασίας σε ικανοποιητικά επίπεδα άνεσης.

Την απαίτηση αυτή καλύπτει η τεχνολογία ψύξης με ***έμμεση εξάτμιση*** (indirect evaporative cooling – IEC). Σε αντίθεση με την τεχνική της άμεσης εξάτμισης, όπου ένα μοναδικό ρεύμα υφίσταται τη διεργασία της εξάτμισης και διοχετεύεται στον κλιματιζόμενο χώρο, εδώ χρησιμοποιούνται δύο ρεύματα, όπως φαίνεται και στην Εικόνα 1.3. Το ένα ρεύμα (που απεικονίζεται με στικτή γραμμή) είναι το ***εργαζόμενο ρεύμα*** (working stream), το οποίο, κατά τρόπον όμοιο με αυτόν της άμεσης εξάτμισης, έρχεται σε επαφή με νερό (ή, καλύτερα, με υγρές επιφάνειες) και εξέρχεται υγρό στο περιβάλλον. Η αναγκαία θερμότητα για την επίτευξη της εξάτμισης παραλαμβάνεται αφ' ενός από το ίδιο το εργαζόμενο ρεύμα, αφ' ετέρου από το δεύτερο ρεύμα (αυτό που επισημαίνεται με συνεχή γραμμή), το οποίο καλείται ***ψυχόμενο ρεύμα*** (product stream) και μέσω της θερμικής αλληλεπίδρασης με το ψυχρότερο εργαζόμενο ρεύμα χάνει ποσά θερμότητας, με αποτέλεσμα την μείωση της θερμοκρασίας του. Το ψυχόμενο ρεύμα είναι αυτό που τελικά καταλήγει στον κλιματιζόμενο χώρο. Αμέσως αντιληπτή, μέσω του ανωτέρω παρατιθέμενου αποσπάσματος ψυχρομετρικού χάρτη, γίνεται η απόκλιση της μεταβολής του εργαζομένου ρεύματος

από την ισενθαλπική, μιας και, δεδομένου ότι ο έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης είναι θερμικά μονωμένος από το περιβάλλον, θα πρέπει η μεταβολή ενθαλπίας του ενός ρεύματος να ισοσκελίζεται από την αντίστοιχη του άλλου.



Εικόνα 1.3: *Βασικό σύστημα έμμεσης εξάτμισης*

Η διαφοροποίηση της έμμεσης εξάτμισης σε σχέση με την αντίστοιχη άμεση ως προς την ψυχρομετρική τους «συμπεριφορά» έγκειται στο ότι η έμμεση είναι μια διεργασία ***σταθερού λόγου υγρασίας***, μιας και με το ψυχόμενο ρεύμα δε σημειώνεται καμία ανταλλαγή υγρασίας. Απόρροια αυτού είναι το ότι από έναν έμμεσο εξατμιστικό ψύκτη είναι δυνατό να γίνει αφαίρεση μόνο αισθητής θερμότητας από τον κλιματιζόμενο αέρα και όχι λανθάνουσας [1].

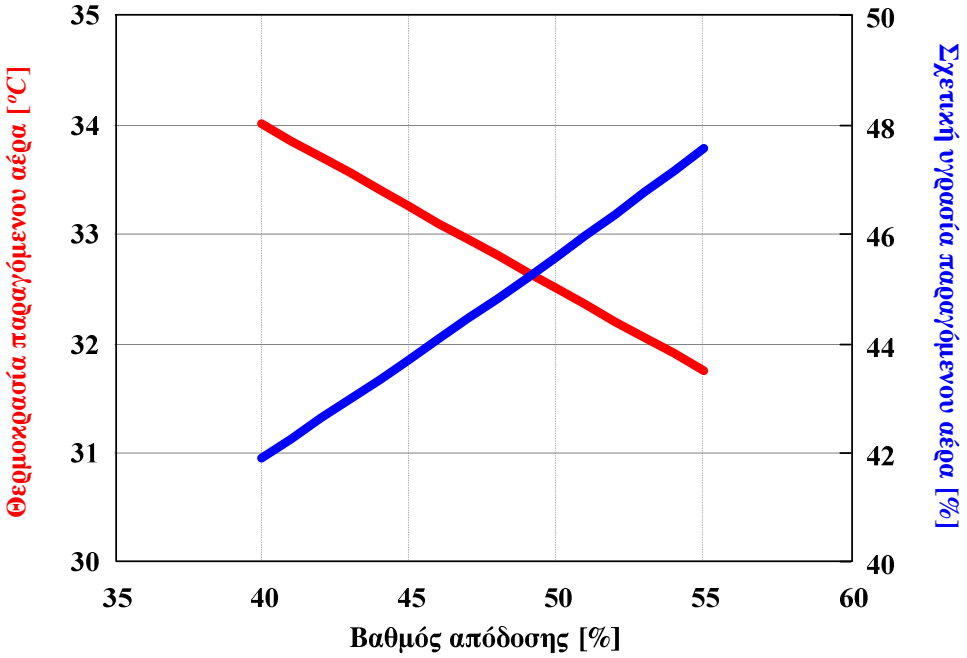
Αν και ένας ιδανικός έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης θα μπορούσε να δώσει στον κλιματιζόμενο χώρο αέρα θερμοκρασίας ίσης με τη θερμοκρασία υγρού βολβού του περιβάλλοντος, εντούτοις στην πράξη αυτό δεν επιτυγχάνεται. Και εδώ, ο βαθμός απόδοσης όπως ορίστηκε στην εξίσωση {1.1} είναι το μέτρο που συσχετίζει την πραγματική θερμοκρασιακή πτώση προς τη θεωρητικά μέγιστη δυνατή.

Σχετικά με το εργαζόμενο ρεύμα του έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη, πρέπει να τονιστεί μια ψυχρομετρική διαφορά του από τη διεργασία άμεσης εξάτμισης, μολονότι, όπως ειπώθηκε, εφαρμόζεται η αυτή αρχή λειτουργίας. Αναφέρθηκε στην προηγούμενη παράγραφο ότι ένας άμεσος εξατμιστικός ψύκτης μόνο ιδανικά θα μπορούσε να φτάσει σε κορεσμό (εναλλακτικά, να πετύχει βαθμό απόδοσης ίσο προς 100%) και ότι οι πραγματικές μηχανές που υλοποιούν την τεχνική αυτή λειτουργούν με ένα χαμηλότερο βαθμό απόδοσης. Αντίθετα, το εργαζόμενο ρεύμα ενός έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη ιδανικά πετυχαίνει συνθήκες κορεσμού (και στην πράξη τιμές σχετικές υγρασίας άνω του 85%) και τούτο ισχύει διότι το εργαζόμενο ρεύμα παραλαμβάνει θερμότητα από το ψυχόμενο[2] και είναι αυτή η θερμότητα η οποία επιτείνει το φαινόμενο της

[2] Σε αυτή την προσθήκη θερμότητας οφείλεται το γεγονός ότι η ψυχρομετρική μεταβολή του εργαζόμενου ρεύματος δεν είναι ισενθαλπική (όπως συμβαίνει στους άμεσους εξατμιστικούς ψύκτες).

εξάτμισης, καθιστώντας τον εργαζόμενο αέρα κορεσμένο κατά την έξοδό του από τον ψύκτη και την ταυτόχρονη απόρριψή του στο περιβάλλον.

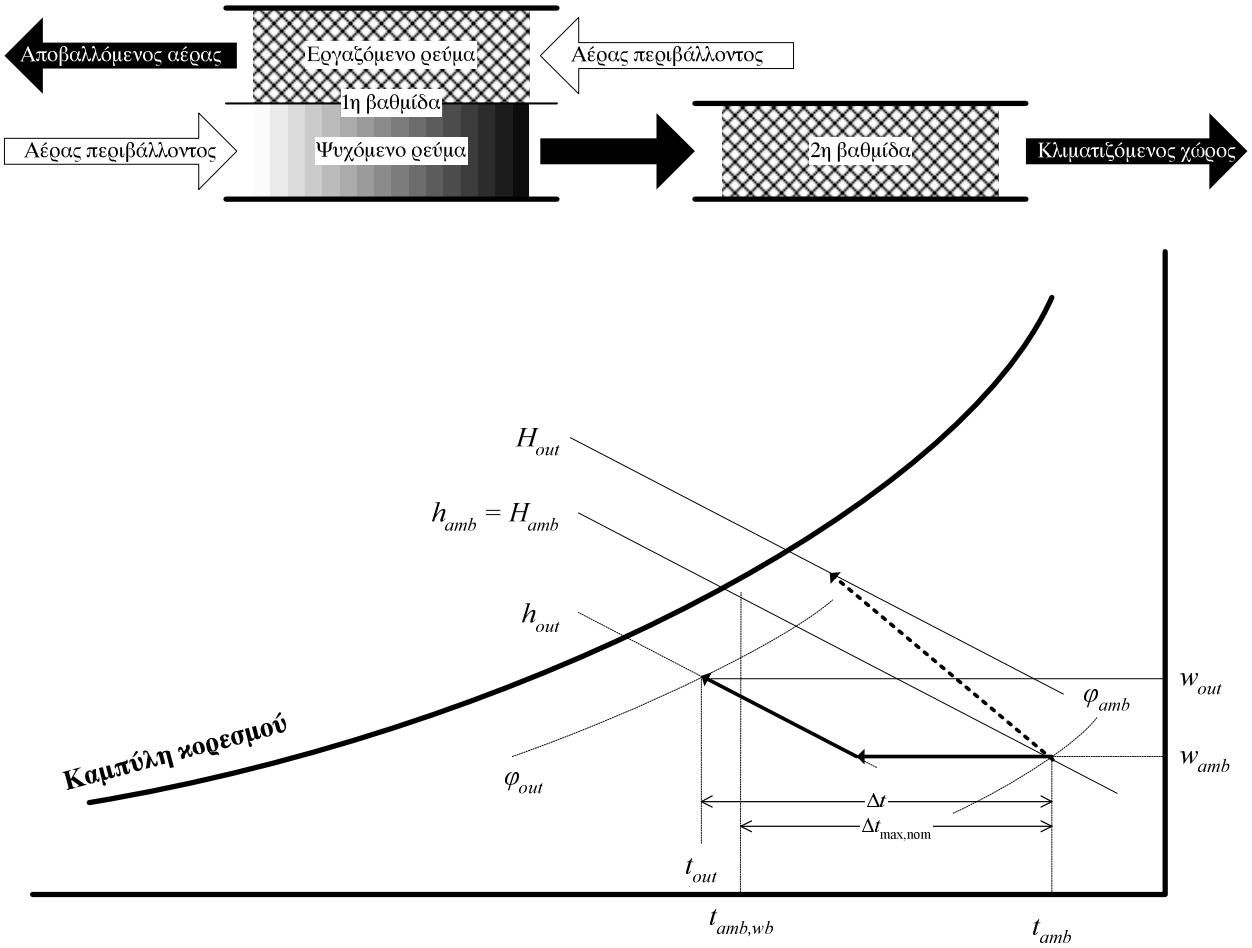
Σε αντίθεση με τα συστήματα άμεσης εξάτμισης, τα οποία κατά κανόνα επιτυγχάνουν υψηλούς βαθμούς απόδοσης, οι έμμεσοι εξατμιστικοί ψύκτες παρουσιάζουν χαμηλότερους βαθμούς απόδοσης, οι οποίοι κυμαίνονται μεταξύ 40% και 55%, ανάλογα με την ποσότητα του αέρα που διακινείται και τη διαθέσιμη βρεχόμενη επιφάνεια. Αν θεωρηθούν οι συνθήκες αέρα του παραδείγματος της προηγούμενης παραγράφου, δηλαδή $(t_{amb},\phi_{amb}) = (40^o C, 30\%)$, τότε βάσει της εξίσωσης {1.2} για βαθμό απόδοσης 45% θα προκύψει η θερμοκρασία εξόδου, ίση προς $t_{out} = t_{amb} - \eta \cdot (t_{amb} - t_{amb,wb}) = 40^o C - 0.45 \cdot (40^o C - 25^o C) = 33.25^o C$. Δεδομένου ότι ο λόγος υγρασίας του αέρα περιβάλλοντος είναι $w_{amb} = 0.014 \frac{kg_w}{kg_{da}}$ και ότι λόγω του είδους της διεργασίας, αυτός διατηρείται σταθερός, άρα $w_{out} = 0.014 \frac{kg_w}{kg_{da}}$, η δε σχετική υγρασία υπολογίζεται ίση προς 43% περίπου, δηλαδή μια τιμή ικανοποιητική για κλιματισμό χώρων, που όμως συνοδεύεται από μια μάλλον υψηλή τιμή θερμοκρασίας, χαμηλότερη μεν από αυτή του περιβάλλοντος, αλλά εν πάση περιπτώσει ακατάλληλη για κλιματισμό (πρόκειται, δηλαδή, για ψυχρό αέρα χαμηλής *ποιότητας*). Στην Εικόνα 1.4 παρίσταται σχηματικά η θερμοκρασία και η σχετική υγρασία του παραγόμενου αέρα από έναν έμμεσο εξατμιστικό ψύκτη, ο οποίος τροφοδοτείται από τον αέρα των ανωτέρω συνθηκών, ως συνάρτηση του βαθμού απόδοσης· διαφαίνεται αμέσως η διατήρηση της σχετικής υγρασίας σε πολύ ικανοποιητικά επίπεδα, αλλά και η μη επίτευξη κατάλληλων θερμοκρασιών.



Εικόνα 1.4: *Χαρακτηριστικά παραγόμενου αέρα από έμμεσο εξατμιστικό ψύκτη*

§ 1.4. Διβάθμιοι εξατμιστικοί ψύκτες

Χρησιμοποιώντας καθένα από τα πλεονεκτήματα των τεχνικών άμεσης και έμμεσης εξάτμισης, είναι δυνατό να υλοποιηθεί μια διάταξη συνδυασμένης εξάτμισης προκειμένου να επιτευχθούν ακόμη χαμηλότερες θερμοκρασίες στον κλιματιζόμενο χώρο [4].



Εικόνα 1.5: *Παράσταση διβάθμιας εξάτμισης*

Οι διατάξεις συνδυασμένης εξάτμισης, όπως παρίσταται στην Εικόνα 1.5, συνίστανται από δύο διακριτά επιμέρους τμήματα. Ο αέρας περιβάλλοντος αρχικά προσάγεται σε έναν ψύκτη έμμεσης εξάτμισης, όπου προψύχεται υπό σταθερό λόγο υγρασίας και κατόπιν διοχετεύεται σε ψύκτη άμεσης εξάτμισης, ώστε να αποκτήσει την τελική του θερμοκρασία.

Η πρόψυξη του αέρα επιτρέπει στον ψύκτη άμεσης εξάτμισης να μειώσει τη θερμοκρασία του αέρα προς τον κλιματιζόμενο χώρο μέχρι τα επίπεδα της θερμοκρασίας υγρού βολβού του αέρα περιβάλλοντος, χωρίς όμως να επέλθει κορεσμός του αέρα. Η κεντρική ιδέα του διβάθμιου εξατμιστικού ψύκτη είναι ακριβώς η μετακίνηση του σημείο έναρξης της διεργασίας άμεσης εξάτμισης αριστερότερα στον ψυχρομετρικό χάρτη.

Από τη μελέτη της ψυχρομετρικής μεταβολής που υφίσταται ο αέρας κατά τη διέλευσή του από το διβάθμιο ψύκτη, διαπιστώνεται ότι η τελική θερμοκρασία του αέρα (κατάσταση «*out*») που καταλήγει στον κλιματιζόμενο χώρο είναι χαμηλότερη από τη θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα περιβάλλοντος. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η 2η βαθμίδα «βλέπει» σαν περιβάλλον την έξοδο της 1ης βαθμίδας, επομένως η ελάχιστη δυνατή θερμοκρασία στην έξοδο της 2ης βαθμίδας είναι η θερμοκρασία υγρού βολβού της εξόδου της 2ης βαθμίδας (που είναι προφανώς μικρότερη της αντίστοιχης θερμοκρασίας περιβάλλοντος, μιας και ο λόγος υγρασίας του εργαζόμενου ρεύματος στην 1η βαθμίδα παραμένει σταθερός).

Αντιμετωπίζοντας το διβάθμιο ψύκτη ως σύνολο, ο βαθμός απόδοσης θα υπολογιστεί από τη σχέση {1.2}, ως εξής:

$$\eta = \frac{\Delta t}{\Delta t_{\max,nom}} = \frac{t_{amb} - t_{out}}{t_{out} - t_{amb,wb}} \qquad \{1.2\}$$

Δεν είναι ασύνηθες ένας διβάθμιος ψύκτης να επιτυγχάνει απόδοση άνω του 100%, γεγονός το οποίο οφείλεται στον τρόπο με τον οποίο ορίζεται ο βαθμός απόδοσης των εξατμιστικών ψυκτών. Στο 4ο Κεφάλαιο θα εξεταστεί η μέθοδος της πρόψυξης του εργαζομένου ρεύματος ως μέθοδος αύξησης του βαθμού απόδοσης της έμμεσης εξατμιστικής ψύξης, ως βάση λειτουργίας του κύκλου Maisotsenko.

§ 1.5. Κριτήρια αξιολόγησης συστημάτων εξατμιστικής ψύξης

Όντας αποδοτικά, οικονομικά και απλά στην κατασκευή τους, τα συστήματα εξατμιστικής ψύξης αποτελούν μια ενδιαφέρουσα εναλλακτική λύση απέναντι στα συμβατικά κλιματιστικά. Ωστόσο, η διαφορετική μέθοδος παραγωγής του ψυχρού αέρα και τα εν γένει εντοπισμένα χαρακτηριστικά χρήζουν μιας συνοπτικής παρουσίασης των κριτηρίων αξιολόγησης ενός εξατμιστικού συστήματος σε σύγκριση με ένα συμβατικό. Τα κριτήρια αυτά συνδυάζουν τις ιδιαιτερότητες των εξατμιστικών ψυκτών και γνωστά μεγέθη ενεργειακής αξιολόγησης, προσαρμοσμένα στις ανάγκες της τεχνολογίας αυτής.

§ 1.5.1. Θερμοκρασία ψυχρού αέρα

Σε αντίθεση με τις συνήθεις κλιματιστικές συσκευές, οι οποίες ψύχουν τον αέρα σε θερμοκρασία αρκετά χαμηλότερη από αυτήν του κλιματιζόμενου χώρου, οι εξατμιστικοί ψύκτες επιτυγχάνουν θερμοκρασίες κοντά σε αυτές των κλιματιζόμενων χώρων ή και λίγο χαμηλότερες. Μολονότι η ανάγκη για παροχή αέρα επιθυμητής θερμοκρασίας εκ πρώτης όψεως καλύπτεται, εντούτοις αυτό θα πρέπει να εξετάζεται σε συνάρτηση με τα θερμικά κέρδη του δεδομένου χώρου. Στις περισσότερες, λοιπόν, περιπτώσεις και σίγουρα λειτουργώντας για περισσότερες ώρες και διακινώντας μεγαλύτερη ποσότητα αέρα από μια συμβατική κλιματιστική συσκευή, οι εξατμιστικοί ψύκτες σίγουρα δεν αποτυγχάνουν να καλύψουν τις ανάγκες κλιματισμού. Και, παρά το γεγονός ότι ένας εξατμιστικός ψύκτης φαίνεται να μην είναι εγγενώς τόσο ευέλικτος όσο ένας συμβατικός, εντούτοις υπάρχουν τρόποι ρύθμισης της θερμοκρασίας του ψυχρού αέρα χωρίς παρεμβάσεις στη συσκευή ψύξης από μεριάς του χρήστη.

§ 1.5.2. Αποδοτικότητα

Συγκρίνοντας κανείς την εξίσωση {1.1} με τον ορισμό του λόγου ενεργειακής απόδοσης (EER) μιας συμβατικής ψυκτικής μηχανής, διαπιστώνει αμέσως ότι οι συνήθεις τρόποι ποσοτικοποίησης της απόδοσης των συμβατικών και των εξατμιστικών ψυκτών αντίστοιχα περιγράφουν εντελώς διαφορετικές έννοιες. Ο EER αποτελεί το μέτρο του «τι παράγεται» από έναν ψυκτικό κύκλο προς το «τι δίνεται» σε αυτόν· αντίθετα, ο βαθμός απόδοσης διαιρεί το «τι επιτυγχάνεται» προς το «τι μπορεί να επιτευχθεί κατά μέγιστο», σε όρους μείωσης της θερμοκρασίας. Δεδομένου ότι σε ένα συμβατικό ψυγείο δίνεται μηχανικό έργο μέσω ηλεκτρικής ισχύος και ότι ένα εξατμιστικό σύστημα χρησιμοποιεί ελάχιστη ποσότητα ηλεκτρισμού, απλώς για να καλύψει τις ανάγκες λίγων (ή και ενός) ανεμιστήρων και κάποιας αντλίας (αν υπάρχει), εύκολα γίνεται αντιληπτό ότι δεν έχει νόημα να χρησιμοποιηθεί ο EER για την αξιολόγηση ενός εξατμιστικού ψύκτη. Από την άλλη μεριά, ναι μεν ο βαθμός απόδοσης είναι μέγεθος εύκολα κατανοητό και υπολογίσιμο, ωστόσο, σε αντίθεση με τον EER διατυπώνεται σε όρους θερμοκρασιών και όχι έργου ή ενέργειας.

Είναι, συνεπώς, αδόκιμο να χρησιμοποιηθεί ο EER για την αξιολόγηση ενός εξατμιστικού ψύκτη, απλώς διότι η εφαρμογή του θα οδηγήσει σε εντελώς παραπλανητικά αποτελέσματα· δεχόμενοι, π.χ. ότι ένας εξατμιστικός ψύκτης εξοικονομεί ηλεκτρική ενέργεια κατά 75% σε σχέση με έναν συμβατικό της αυτής ψυκτικής ικανότητας με EER ίσο προς 4.0, τότε ο εξατμιστικός ψύκτης θα εμφανίζει EER ίσο προς 16.0· ένα τέτοιο αποτέλεσμα είναι μεν άκρως ελκυστικό, αποκρύπτει, όμως, το ότι «καύσιμο» του εξατμιστικού ψύκτη είναι το νερό και όχι ο ηλεκτρισμός, επιπροσθέτως δε δεν παρέχει καμία πληροφορία σχετικά με τη θερμοκρασία του παραγόμενου αέρα. Εντούτοις, είναι για δύο λόγους σκόπιμο να εξετάζεται εμπορικά και ο EER:

1. αν το νερό διατίθεται σε αφθονία (π.χ. από έναν ποταμό ή από επεξεργασία απόβλητου νερού), τότε μόνη απαίτηση για την υλοποίηση της εξατμιστικής ψύξης είναι όντως η χαμηλή αυτή ηλεκτρική ισχύς
2. αν ένας εξατμιστικός ψύκτης πρόκειται να αποτελέσει κύριο σύστημα παραγωγής ψύξης ενός κτηρίου και με δεδομένο πως η διαχείριση του νερού δε συμμετέχει στο ενεργειακό ισοζύγιο του κτηρίου αυτού, τότε κατά την εκπόνηση της μελέτης ενεργειακής απόδοσης και μελλοντικά κατά την ενεργειακή επιθεώρηση του κτηρίου, θα είναι ο EER το μέγεθος που θα ποσοτικοποιήσει το ενεργειακό αποτύπωμα του συστήματος παραγωγής ψύξης, αναβαθμίζοντας την ενεργειακή κατάταξη του εξεταζόμενου κτηρίου.

Πρέπει, επιπροσθέτως, να τονιστεί ότι ο βαθμός απόδοσης είναι ένα μέγεθος, το οποίο μπορεί να προκαλέσει σύγχυση σε σχέση με το παραγόμενο προϊόν ενός εξατμιστικού ψύκτη, μιας και η επίτευξη ενός βαθμού ίσου με 90% σε ένα πολύ υγρό κλίμα δε σημαίνει παρά προσαγωγή αέρα σε θερμοκρασία κατά λιγότερο από 1^oC, ως εκ τούτου, και με δεδομένο ότι το μέγεθος που εξυπηρετεί τα ψυκτικά φορτία είναι η θερμοκρασία προσαγωγής του αέρα και όχι η επιτυγχανόμενη μείωση της θερμοκρασίας, ο βαθμός απόδοσης είναι ένα κριτήριο αξιολόγησης, το οποίο θα πρέπει να χρησιμοποιείται με προσοχή, ώστε να μην αποκρύπτεται τυχόν ανεπάρκεια του παραγόμενου ψυχρού αέρα να παρέχει ικανοποιητική ποιοτικώς ψύξη.

§ 1.5.3. Ψυκτική ικανότητα

Η ψυκτική ικανότητα είναι ένα μέγεθος κοινό και υπολογίζεται εύκολα βάσει της παροχής του αέρα, m, και των θερμοκρασιών εισόδου, t_{amb}, και εξόδου, t_{out}, από τον ψύκτη (βλ. εξίσωση {1.3}).

$$\dot{q}_c = m \cdot c_{p,a} \cdot \left(t_{amb} - t_{out}\right) = m \cdot \left(h_{amb} - h_{out}\right)\Big|_s \qquad \textbf{\{1.3\}}$$

όπου $c_{p,a}$ είναι η ειδική θερμοχωρητικότητα του αέρα. Η ψυκτική ικανότητα εκφράζεται σε όρους ισχύος (kW_c) και ως γινόμενο παροχής και θερμοκρασίας είναι ελαστικά εξαρτημένη από τα δύο αυτά μεγέθη: ένας ψύκτης που ψύχει μεγάλη ποσότητα αέρα σε υψηλή θερμοκρασία μπορεί να έχει την ίδια ικανότητα με ψύκτη αποδοτικότερο, αλλά με δυνατότητα ψύξης λιγότερου αέρα. Επομένως, η ψυκτική ικανότητα, όπως εξάλλου συμβαίνει και στη συμβατική ψύξη, δε μπορεί να εξετάζεται μεμονωμένα, αλλά πάντα έχοντας υπ' όψιν και τη θερμοκρασία στην οποία ψύχεται ο αέρας (νοούμενης όχι μόνο της ποσότητας της ενέργειας, αλλά και της ποιότητάς της).

Όταν παρουσιάζεται ανεπάρκεια ψυκτικής ικανότητας, αυτή μπορεί να οφείλεται είτε σε χαμηλή παροχή ψυχρού αέρα, είτε σε αδυναμία ισχυρής ψύξης του αέρα. Οι δύο αυτές καταστάσεις μπορούν να αρθούν, η πρώτη με την εν παραλλήλω λειτουργία τόσων όμοιων ψυκτών, όσων χρειάζεται για να ψυχθεί η αναγκαία ποσότητα, η δεύτερη με τη χρήση ψυκτών μεγαλύτερης ισχύος (αν και αυτή η δυνατότητα δεν είναι απεριόριστη, μιας και ο βαθμός απόδοσης δε μπορεί να αυξηθεί οσοδήποτε πολύ). Σαφές, ωστόσο, καθίσταται ότι ένας εξατμιστικός ψύκτης καλύπτει τα ψυκτικά

φορτία κατά κύριο λόγο μέσω της υψηλής παροχής αέρα και δευτερευόντως μέσω της χαμηλής θερμοκρασίας του αέρα (δηλαδή, σε πλήρη αναντιστοιχία με τους συμβατικούς ψύκτες).

§ 1.5.4. Ειδική κατανάλωση νερού

Προκειμένου να υπερβληθεί η απουσία σύγκρισης ενεργειακών παραμέτρων για τον υπολογισμό της απόδοσης ενός εξατμιστικού, κρίνεται σκόπιμη η εισαγωγή ενός νέου μεγέθους, της ***ειδικής κατανάλωσης νερού***. Η κατανάλωση αυτή ορίζεται ως η ποσότητα του νερού που πρέπει να εξατμιστεί προκειμένου να παραχθεί $1kWh$ ψύξης και είναι εξ' ορισμού ανεξάρτητη του μεγέθους του ψύκτη, της ψυκτικής ικανότητάς του, της θερμοκρασίας του ψυχρού αέρα κ.α. [5].

Για τον υπολογισμό της ειδικής κατανάλωσης νερού ενός άμεσου εξατμιστικού ψύκτη εφαρμόζεται η σχέση {1.4}:

$$swc_{DEC} = \frac{m \cdot (W_{out} - W_{amb}) \cdot 3600}{m \cdot c_{p,a} \cdot (t_{amb} - t_{out})} = \frac{(W_{out} - W_{amb}) \cdot 3600}{c_{p,a} \cdot (t_{amb} - t_{out})} \qquad \{1.4\}$$

όπου W_{amb} και W_{out} είναι οι λόγοι υγρασίας του θερμού και ψυχρού αέρα, αντίστοιχα. Σε έμμεσα συστήματα, όπου δεν υπάρχει ένα ρεύμα αλλά δύο και που οι παροχές μάζας εργαζόμενου και ψυχόμενου ρεύματος δεν ταυτίζονται κατ' ανάγκη, όπως θα εξεταστεί εκτεταμένα στο 5ο Κεφάλαιο της παρούσης, χρησιμοποιείται η εξίσωση {1.5}:

$$swc_{IEC} = \frac{M \cdot (W_{out,wor} - W_{out,wor}) \cdot 3600}{m \cdot c_{p,a} \cdot (t_{amb,pro} - t_{amb,pro})} = \frac{(W_{out,wor} - W_{amb,wor}) \cdot 3600}{\lambda \cdot c_{p,a} \cdot (t_{amb,pro} - t_{out,proi})} \qquad \{1.5\}$$

όπου M είναι η παροχή μάζας ξηρού αέρα του εργαζόμενου ρεύματος και λ είναι ο λόγος παροχών των δύο ρευμάτων (ψυχόμενου προς εργαζόμενο), ένα μέγεθος που θα χρησιμοποιηθεί σε επόμενα Κεφάλαια για την παραμετροποίηση έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών.

Η ειδική κατανάλωση του νερού είναι ένα ιδιαίτερα χρήσιμο μέγεθος και σίγουρα είναι το πλέον συγγενές προς την έννοια του λόγου ενεργειακής απόδοσης, μιας και εμπεριέχει τόσο το «τι παράγεται» από τον ψύκτη (στον παρονομαστή), όσο και το «τι δίνεται» σε αυτόν (στον αριθμητή), έστω κι αν αυτό δεν αποτελεί μηχανικό έργο αλλά λανθάνουσα θερμότητα που παρέχεται από το νερό. Αν και συνήθως δε δίνεται από τους κατασκευαστές των εξατμιστικών ψυκτών (οι οποίοι προτιμούν να παρέχουν την ωριαία κατανάλωση νερού) αποτελεί ένα αξιόπιστο μέτρο της αποδοτικότητας ενός ψύκτη, μιας και ανεξαρτητοποιεί την κατανάλωση του νερού από το μέγεθος του ψύκτη, ενώ, όπως θα εξεταστεί σε επόμενα Κεφάλαια, δεν επηρεάζεται σημαντικά από τις συνθήκες του περιβάλλοντος λειτουργίας του εξατμιστικού ψύκτη.

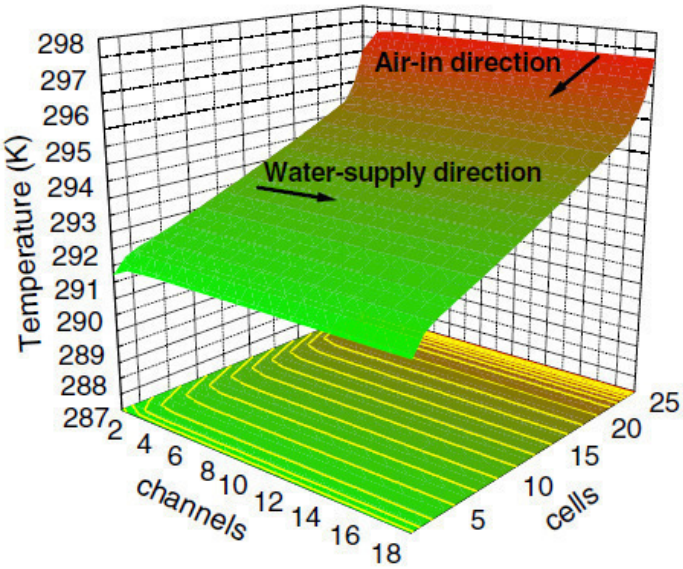
§ 1.6. Μελετητική και ερευνητική εξέλιξη των τεχνολογιών εξατμιστικής ψύξης

Είναι γεγονός ότι τα συστήματα εξατμιστικής ψύξης, με έμφαση στον κλιματισμό χώρων, κατά τις περασμένες δεκαετίες δεν είχαν πολύ υψηλή διάδοση, εξαιτίας της αδυναμίας τους να παράγουν ικανοποιητικά ψυχρό αέρα και να διατηρούν σε ικανοποιητικά επίπεδα την υγρασία του χώρου λειτουργίας τους. Έτσι, η εξατμιστική ψύξη αναπτύχθηκε με κύριο αντικείμενο τη βελτίωση των

πύργων ψύξης, περιορίζοντας τις εφαρμογές κλιματισμού, λόγω των εγγενών αδυναμιών τους. Ωστόσο, το 2003 παρουσιάστηκε για πρώτη φορά ο ***κύκλος Maisotsenko***, ως αποτέλεσμα της μελέτης του Δρος. ***Valeriy Maisotsenko***, ο οποίος αποτέλεσε μια άκρως αποδοτική μετεξέλιξη των απλών έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών και αποτελμάτωσε την ερευνητική δραστηριότητα (που ως τότε εξαντλούνταν στην ανάπτυξη υπολογιστικών μεθόδων προσομοίωσης της συμπεριφοράς των συμβατικών ψυκτών) και την έστρεψε σε μια τεχνική που, για πρώτη φορά στην ιστορία της εξατμιστικής ψύξης, παρουσιαζόταν ικανή να παράσχει αρκούντως ψυχρό και ξηρό αέρα (καλύτερης, μάλιστα, ποιότητας από αυτόν των συμβατικών ψυκτών) [1]. Οι πρώτες εργασίες σχετικά με τον κύκλο αυτό παρουσιάστηκαν στα μέσα της προηγούμενης δεκαετίας, ενώ στις αρχές της τρέχουσας δημοσιεύτηκαν αρκετές εργασίες σχετικά με τη μοντελοποίηση και την πειραματική αξιολόγηση του κύκλου Maisotsenko, καθώς επίσης και για την εν όλω θερμοδυναμική συμπεριφορά του.

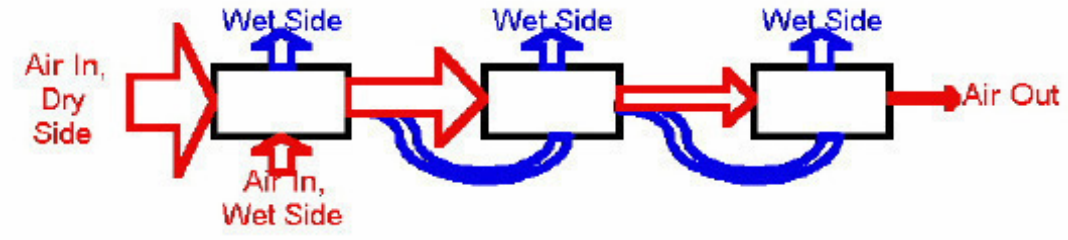
Η αμερικανική εταιρεία ***Coolerado*** κατασκευάζει και διαθέτει στην αγορά τους εξατμιστικούς ψύκτες που ακολουθούν τον κύκλο Maisotsenko, εντούτοις ένα μέρος της ερευνητικής δραστηριότητας εστιάζει σε γεωμετρικές διαμορφώσεις που διαφοροποιούνται από τη βασική γεωμετρική διαμόρφωση (π.χ. κανάλια αντιρροής αντί σταυρορροής, κανάλια τριγωνικής διατομής αντί ορθογωνικής κ.λπ.). Δυστυχώς, η διαθέσιμη βιβλιογραφία είναι ακόμα μάλλον φτωχή, θα πρέπει, όμως, να αναμένεται εμπλουτισμός της κατά τα επόμενα έτη· το περιεχόμενο της μέχρι στιγμής δημοσιευμένης βιβλιογραφίας (εξαιρουμένων των εργασιών που δημοσιεύτηκαν στα πλαίσια της παρούσας διδακτορικής διατριβής) παρουσιάζεται συνοπτικά ακολούθως:

- οι X. Zhao, J. M. Li και S. Riffat το 2007 παρουσιάζουν μια εισαγωγική, αλλά περιεκτική δημοσίευση, με αντικείμενο την αριθμητική προσομοίωση του κύκλου Maisotsenko [6]. Το αριθμητικό μοντέλο είναι μάλλον απλό, μιας και αμελούνται όροι όπως ο αριθμός Lewis και το είδος της ροής. Εντούτοις, τα αποτελέσματα κρίνονται ως μάλλον ικανοποιητικά (ειδικά, αν συγκριθούν με μεταγενέστερες εργασίες) και η προϋπάρχουσα εμπειρία από τους απλούς έμμεσους εξατμιστικούς ψύκτες αξιοποιείται κατάλληλα (έλεγχοι ως προς τη βρεχόμενη επιφάνεια, ως προς το λόγο παροχών μάζας των δύο ρευμάτων, ταχύτητα αερίου ρεύματος)



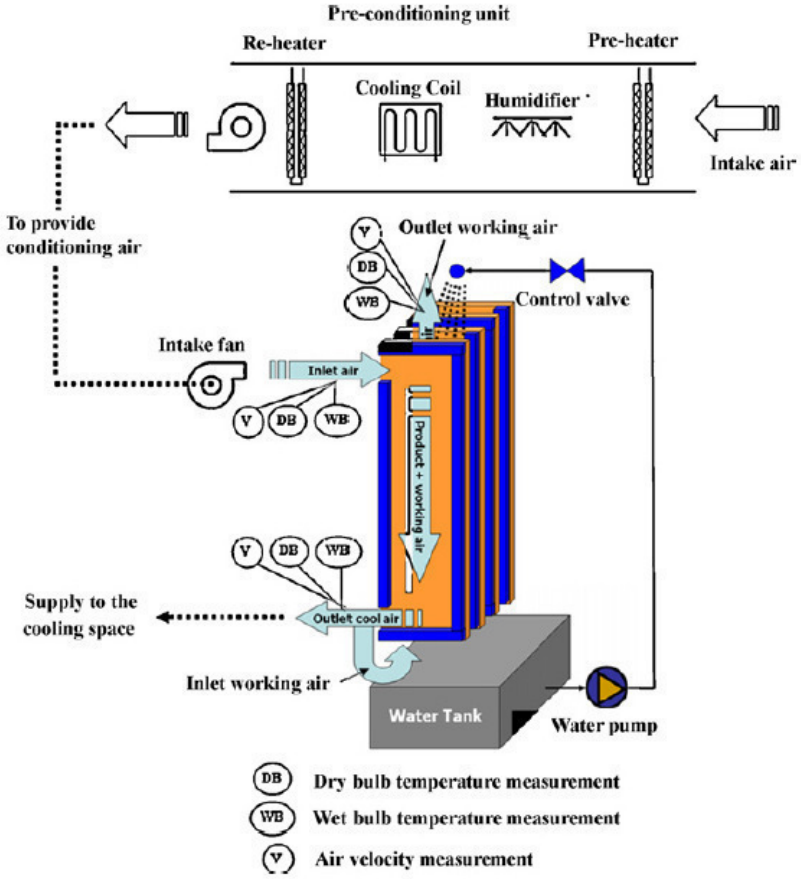
Εικόνα 1.6: *Κατανομή θερμοκρασίας στη βρεχόμενη επιφάνεια*

- ο L. Gillan, μέλος της ερευνητικής ομάδας του Valeriy Maisotsenko, το 2008 δημοσιεύει μια συνοπτική εργασία παρουσίασης του τρόπου δόμησης του κύκλου και μια προκαταρκτική παρουσίαση των ικανοτήτων του και των εφικτών παραμετροποιήσεών του (εισάγοντας την ιδέα της τροποποίησης των παροχών μάζας των δύο ρευμάτων) [7].



Εικόνα 1.7: *Σχηματική παράσταση διαδοχικών βαθμίδων έμμεσης εξάτμισης*

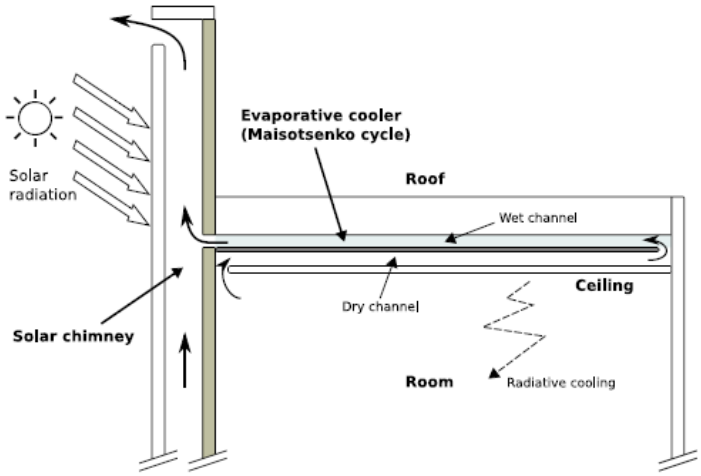
- οι B. Riangvilaikul και S. Kumar το 2010 παραλλάσσουν τον κύκλο Maisotsenko, εφαρμόζοντας τη γεωμετρία του σε μια συμβατική κατακόρυφη εξατμιστική συσκευή, στην οποία το νερό κατακρημνίζεται (αντί να διαβρέχει μια επιφάνεια) [8], [9]. Η όλη προσέγγιση βασίζεται σε απλές ενεργειακές διαφορικές εξισώσεις και σε σταθερό αριθμό Nusselt (ο οποίος επιλέγεται μάλλον υψηλός). Ο βαθμός απόδοσης των αποτελεσμάτων του αριθμητικού μοντέλου δε διαφοροποιείται σημαντικά σε σχέση με τον προτεινόμενο.



Εικόνα 1.8: *Σχηματική παράσταση πειραματικής διάταξης*

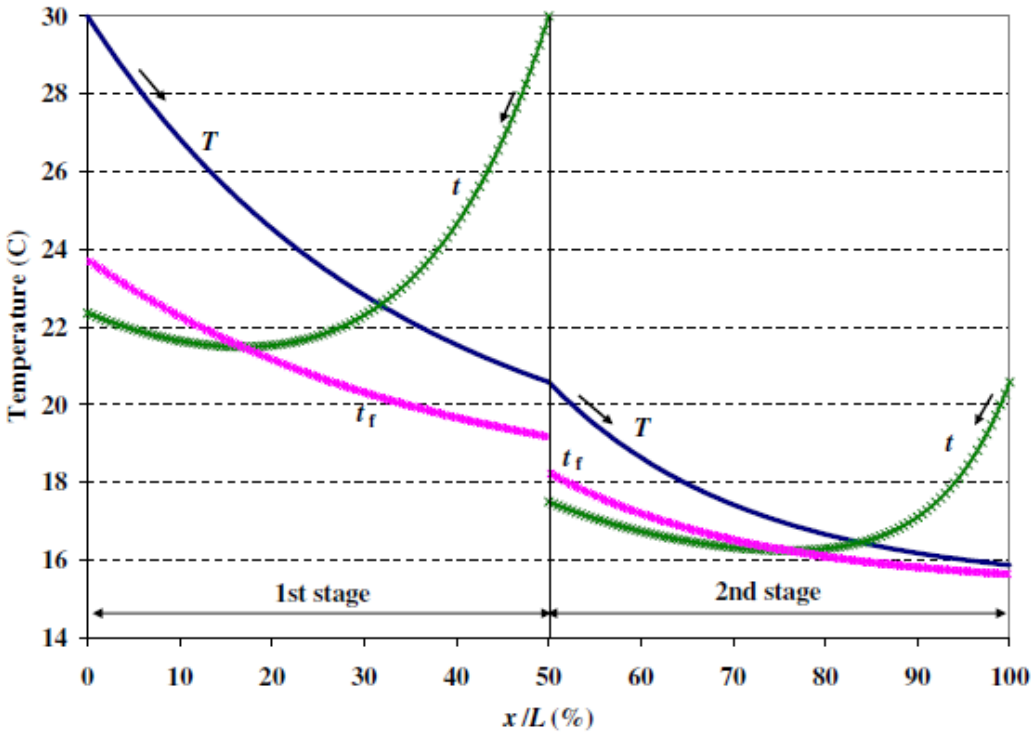
- οι T. Miyazaki, A. Akisawa και I. Nikai το 2010 προτείνουν μια ενδιαφέρουσα σύζευξη του κύκλου Maisotsenko με θερμικό ηλιακό σύστημα. Συγκεκριμένα, προκειμένου να συμβάλλουν στο πρόβλημα της διακίνησης του αέρα, μιας και οι πτώσεις πίεσης κατά

μήκος των ψυκτών που υλοποιούν τον κύκλου Maisotsenko είναι σημαντικές, προτείνεται η χρήση μιας ηλιακής καμινάδας για την οδήγηση του εργαζόμενου ρεύματος.



Εικόνα 1.9: *Ενοποίηση του κύκλου Maisotsenko με ηλιακή καμινάδα*

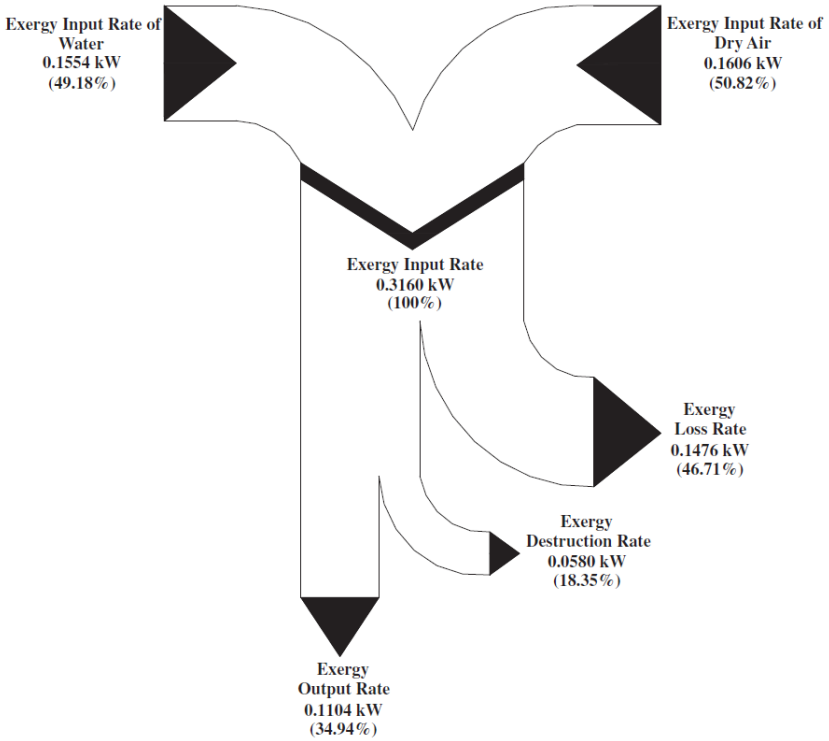
- ο A. Hasan το 2010 παρουσιάζει ένα μοντέλο προσομοίωσης του κύκλο Maisotsenko, βασισμένο σε απλές ενεργειακές σχέσεις [11]. Χωρίς καμία αναφορά στη ρευστομηχανική συνιστώσα του κύκλου, η επίλυση των ενεργειακών εξισώσεων οδηγεί στον υπολογισμό βαθμών απόδοσης της τάξης του 116%· η τιμή αυτή είναι σε συμφωνία με τους βαθμούς απόδοσης που προτείνονται κατά την παρουσίαση του κύκλου από τον εφευρέτη του.



Εικόνα 1.10: *Διακύμανση θερμοκρασιών κατά μήκος του ψύκτη*

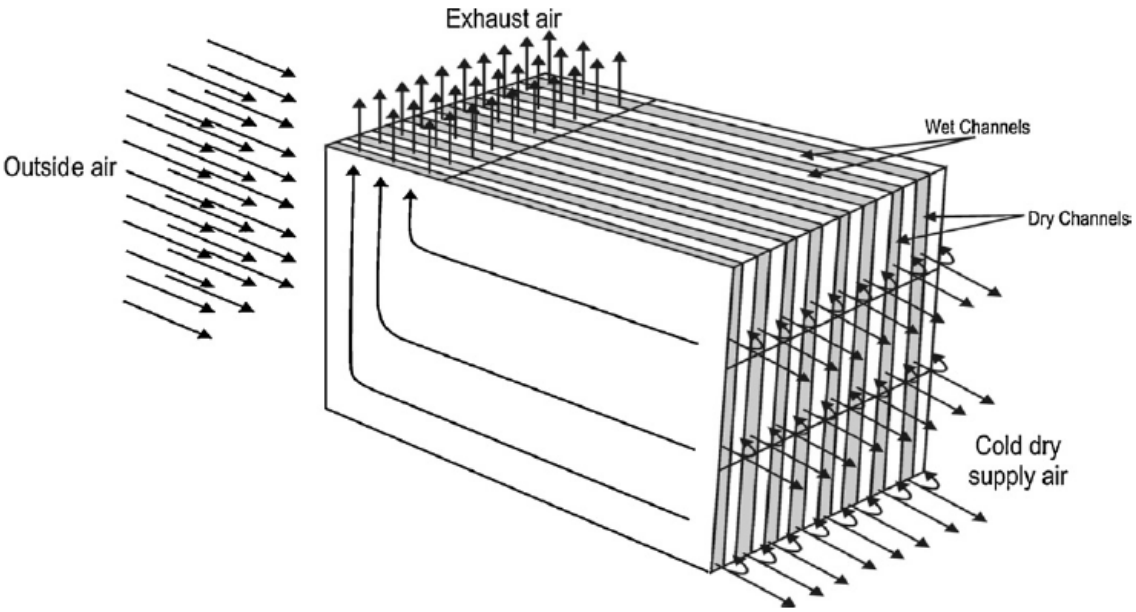
- οι H. Caliskan, I. Dincer και A. Hepbasli το 2011 και 2012 εισηγούνται δύο εργασίες, αναφερόμενη στη συνεισφορά του κύκλου Maisotsenko στην αειφορία, χρησιμοποιώντας θεωρητικά θερμοδυναμικά εργαλεία [12], [13]. Σύμφωνα με τα

αποτελέσματα αυτής, ο κύκλος Maisotsenko επιτυγχάνει εξεργειακό βαθμό απόδοσης περίπου 60.3%, όταν η θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος είναι 50^oC, η δε κατανομή της εισερχόμενης εξέργειας μέσω αέρα και νερού είναι περίπου 52.5:47.5, αντίστοιχα.



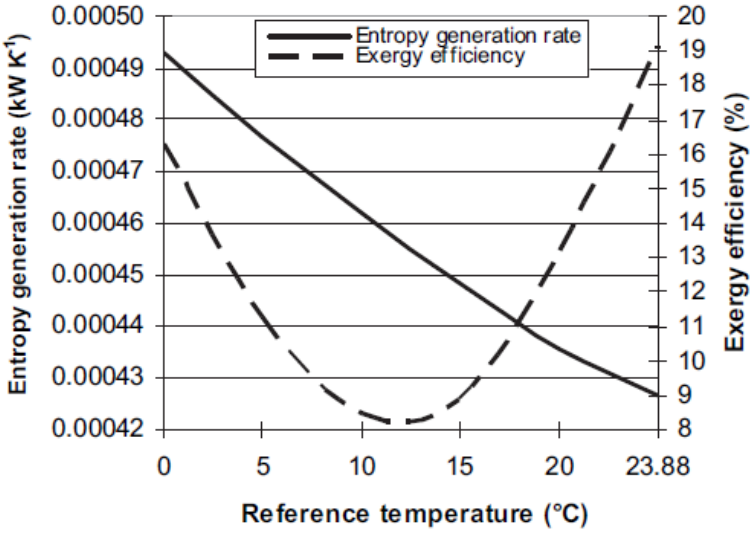
Εικόνα 1.11: *Ροή εξέργειας σε εξατμιστικό ψύκτη Maisotsenko*

- ο F. Bruno το 2011 παρουσιάζει τα αποτελέσματα μιας πλήρους πειραματικής αξιολόγησης του κύκλου Maisotsenko, χωρίς κάποια συγκρότηση υπολογιστικού μοντέλου [14]. Ο βαθμός απόδοσης υπερβαίνει, όπως αναμενόταν, το 100%, ενώ δίνεται έμφαση στην κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος, παρέχοντας πολλές συσχετίσεις του λόγου ενεργειακής απόδοσης με παραμέτρους, όπως η θερμοκρασία περιβάλλοντος και η υγρασία.



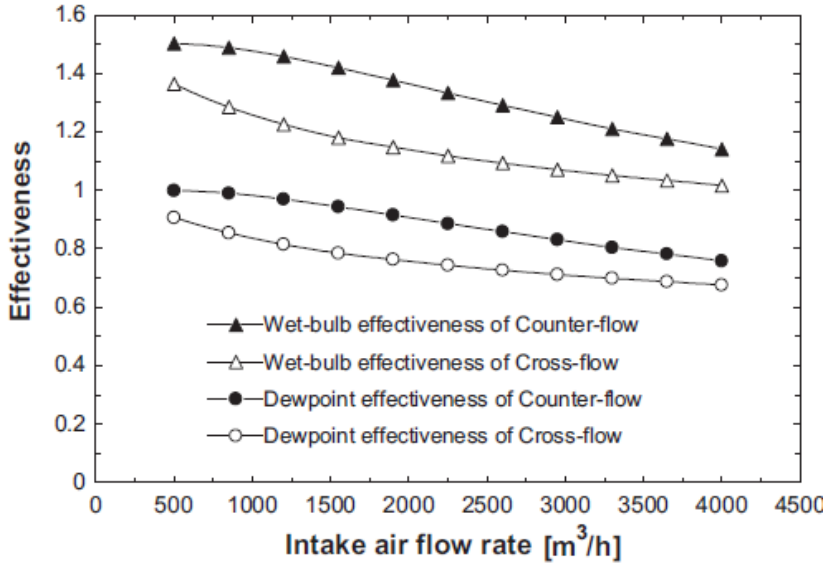
Εικόνα 1.12: *Σχηματική παράσταση της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης*

- οι H. Caliskan, A. Hepbasli, I. Dincer, με τη συνεργασία του ίδιου του V. Maisotsenko το 2011 επανεξετάζουν τη θερμοδυναμική συμπεριφορά του κύκλου, χρησιμοποιώντας εργαλεία ενεργειακής και εξεργειακής ανάλυσης [15]. Στη μελέτη ο κύκλος εξετάζεται σε συνάρτηση με την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειάς του, αλλά και τη χρήση πρωτογενούς ενέργειας. Ο EER εκτιμάται σε άνω του 40, καταδεικνύοντας τα πλεονεκτήματα του κύκλου σε όρους κατανάλωσης συμβατικής ενέργειας, ο δε βαθμός εξεργειακής απόδοσης σε περιβάλλον θερμοκρασίας 23.88^oC εκτιμάται σε 19.14%, όντας ο βέλτιστος δυνατός.



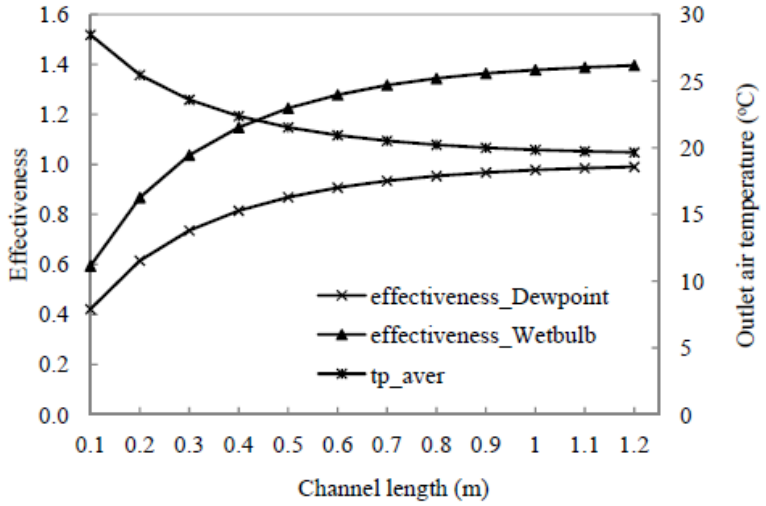
Εικόνα 1.13: *Εξεργειακός βαθμός απόδοσης & ρυθμός παραγωγής εντροπίας ως προς τη θερμοκρασία περιβάλλοντος*

- οι C. Zhan, Z. Duan, X. Zhao, S. Smith και S. Riffat το 2011 προσομοιώνουν τη βασική γεωμετρική διαμόρφωση του κύκλου Maisotsenko [16]. Η μελέτη βασίζεται σε ενεργειακές σχέσεις, οι οποίες επιλύονται για μη σταθερό αριθμό Nusselt και εξάγονται χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με το βαθμό απόδοσης και το πώς αυτός σχετίζεται με τη θερμοκρασία και τη σχετική υγρασία του αέρα περιβάλλοντος, την παροχή αέρα, τη βρεχόμενη επιφάνεια και το λόγο παροχών μάζας των δύο ρευμάτων.



Εικόνα 1.14: *Εξάρτηση του βαθμού απόδοσης από την παροχή μάζας του αέρα*

- οι ίδιοι συγγραφείς το 2011 δημοσιεύουν μια ενδιαφέρουσα εργασία σχετικά με τον κύκλο Maisotsenko [17]. Χωρίς να ακολουθούν ακριβώς τη βασική γεωμετρική διαμόρφωση, αναλύουν τη συμπεριφορά του κύκλου σε υλοποιήσεις σταυρωτής ροής ή αντιρροής, χρησιμοποιώντας ένα απλό ενεργειακό μοντέλο, βασισμένο σε παραδοχή σταθερού αριθμού Nusselt. Η απόκλιση των αποτελεσμάτων της αριθμητικής προσομοίωσης από τα πειραματικά αποτελέσματα είναι της τάξης του 0.5^oC. Εξετάζεται, επίσης, το κατά πόσο η μείωση του λόγου παροχών επιφέρει αύξηση της απόδοσης (επιβεβαιώνεται θετικά) και πως επιδρά στη λειτουργία του ψύκτη το μήκος του βρεχόμενου στοιχείου (μεγιστοποιείται ασυμπτωτικά με εκθετική πορεία).
- το 2011, ο Z. Duan υποστηρίζει διδακτορική διατριβή, υποβληθείσα στο Πανεπιστήμιο του Νότιγχαμ, σχετικά με τον κύκλο Maisotsenko [18]. Αντικείμενο της εργασίας, πέραν της υπολογιστικής μοντελοποίησης του ψύκτη, ήταν η κατασκευή ενός πρωτοτύπου (όχι με εφαρμογή της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης) ψυκτικής ικανότητας $8kW_e$, με κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος $450W_e$ και βαθμό απόδοσης 102% υπό λόγο παροχών λ ίσο προς 1.275 σε περιβάλλον θερμοκρασίας 38^oC και σχετικής υγρασίας 24%.



Εικόνα 1.15: *Εξάρτηση της θερμοκρασίας και του βαθμού απόδοσης από το μήκος των καναλιών*

Ονοματολογία

Μεγέθη

p	πίεση	[bar]
h	ενθαλπία	[kJ/kg]
EER	συντελεστής συμπεριφοράς	[-]
t	θερμοκρασία ξηρού βολβού	[^oC]
ϕ	σχετική υγρασία	[$\%$]
W	λόγος υγρασίας	[kg_w/kg_{da}]
c_p	ειδική θερμοχωρητικότητα	[$kJ/kg{\cdot}K$]
m	παροχή μάζας ψυχόμενου ρεύματος	[kg_{da}/s]
M	παροχή μάζας εργαζόμενου ρεύματος	[kg_{da}/s]
λ	λόγος παροχών μάζας	[-]

Δείκτες

db	ξηρού βολβού (αναφέρεται σε θερμοκρασία)
wb	υγρού βολβού (αναφέρεται σε θερμοκρασία)
a	αέρας
da	ξηρός αέρας
IEC	έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης
DEC	άμεσος εξατμιστικός ψύκτης
wor	εργαζόμενο ρεύμα
pro	ψυχόμενο ρεύμα
amb	είσοδος ψύκτη
out	έξοδος ψύκτη

2ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ
ΦΑΙΝΟΜΕΝΑ ΕΞΑΤΜΙΣΤΙΚΗΣ ΨΥΞΗΣ & ΒΑΣΙΚΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΑ ΕΡΓΑΛΕΙΑ

§ 2.0. Εισαγωγή

Έχοντας αποκτήσει μια εποπτική εικόνα του τρόπου λειτουργίας και υλοποίησης των απλών εξατμιστικών ψυκτών, είναι πια απαραίτητη η αναλυτική παρουσίαση των γενικών φαινομένων που διέπουν τη λειτουργία τους. Μέσα από την κατανόηση των φαινομένων αυτών, θα είναι δυνατό να περιγραφούν συστηματικά τα απλά συστήματα εξατμιστικής ψύξης και μέσω αυτών να γίνει το «πέρασμα» στα περισσότερο σύνθετα.

Η εξατμιστική ψύξη, όπως παρουσιάστηκε στο 1ο Κεφάλαιο, αποτελεί συνδυασμό ταυτόχρονης δράσης φαινομένων μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας, είτε αυτή εκτελείται από άμεσους ή έμμεσους ψύκτες. Το ισοζύγιο μεταξύ λανθάνοντος και αισθητού φορτίου και η συναλλαγή αισθητού φορτίου (όταν υπάρχει) καθορίζονται από βασικούς φυσικούς νόμους και «προσαρμόζονται» τεχνικώς ανάλογα με τις ιδιαιτερότητες της κάθε υλοποίησης.

Το παρόν Κεφάλαιο διαρθρώνεται στα παρακάτω εδάφια:

1. *Χαρακτηριστικά της εξατμιστικής ψύξης*
2. *Συντελεστής μεταφοράς μάζας*
3. *Ταυτόχρονη μετάδοση θερμότητας και μεταφορά μάζας*
4. *Το θερμοδυναμικό κάτω όριο της ψύξης*
5. *Ψυχρομετρία – Ιδιότητες του ατμοσφαιρικού αέρα*

§ 2.1. Χαρακτηριστικά της εξατμιστικής ψύξης

Η απορρόφηση θερμότητας κατά την αλλαγή φάσης ενός υγρού είναι γνωστή από παλιά· η εφαρμογή της για παραγωγή ψύξης χρονολογείται από τα μέσα του 18ου αιώνα (είναι ονομαστές οι εργασίες του Gyeorg Rikhman και του John Dalton), ωστόσο η χρήση της εξατμιστικής ψύξης σε βιομηχανική κλίμακα γίνεται εκτεταμένη από τις αρχές του προηγούμενου αιώνα. Η εξατμιστική ψύξη με υγρό μέσο ορίζεται ως η ψύξη ενός ρευστού μέσω της συνδυασμένης δράσης διεργασιών μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας που εμφανίζονται στην ελεύθερη επιφάνεια του υγρού, όταν έρχεται σε άμεση επαφή με αέριο ή μείγμα αερίων (όπως είναι ο ατμοσφαιρικός αέρας). Η θερμότητα συναλλάσσεται από την επαφή μεταξύ του υγρού και του αερίου, αλλά και από την εξάτμιση που λαμβάνει χώρα από την διάθεση θερμότητας στο υγρό υλικό. Η πτώση της θερμοκρασίας, συνεπώς, του ψυχόμενου μέσου εξαρτάται από το συνδυασμό των φαινομένων που διέπονται από διαφορετικούς φυσικούς νόμους:

- μετάδοση θερμότητας από επαφή, που αφορά σε μετάδοση με αγωγή και σε μετάδοση με συναγωγή
- συναλλαγή θερμότητας με ακτινοβολία (είναι λιγότερο ισχυρός παράγοντας μετάδοσης θερμότητας και εν γένει αμελείται κατά τους υπολογισμούς)
- επιφανειακή εξάτμιση του υγρού, δηλαδή αλλαγή φάσης ενός μέρους του υγρού σε ατμό και μεταφορά αυτού με διάχυση.

Το πόσο καθεμιά από τις παραπάνω διεργασίες επηρεάζει τη συνολική συμπεριφορά του εξατμιστικού συστήματος καθορίζεται από τις θερμοφυσικές ιδιότητες του ψύχοντος και του ψυχόμενου μέσου. Κατά τους θερινούς μήνες, οπότε και συσκευές όπως οι πύργοι ψύξης λειτουργούν εντατικά, από τους τρεις προαναφερθέντες μηχανισμούς, περισσότερο ισχυρός είναι ο τρίτος· περίπου το 90% της συνολικά μεταφερόμενης θερμότητας συναλλάσσεται μέσω της εξάτμισης [2].

Βάσει του νόμου του Dalton, η πίεση του ατμοσφαιρικού αέρα είναι το άθροισμα των μερικών πιέσεων του ξηρού αέρα (συνιστώσα «da») και του υδρατμού (συνιστώσα «wv»), δηλαδή:

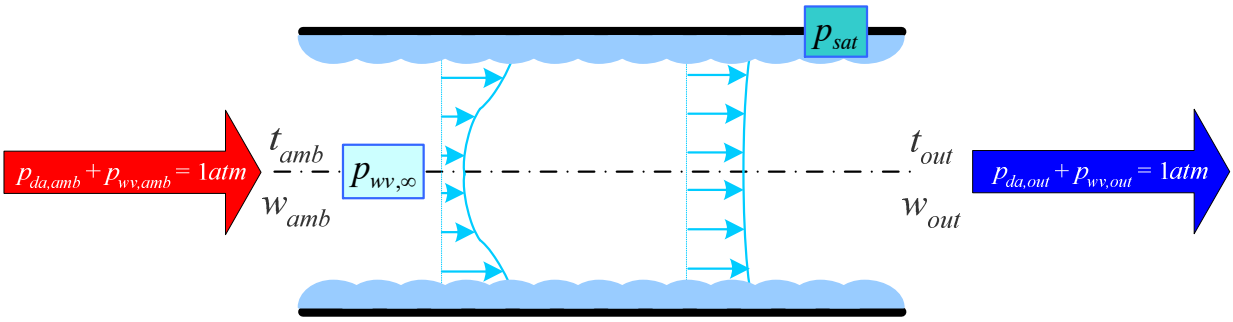
$$p_{air} = p_{da} + p_{wv} \qquad \{2.1\}$$

Η επιφανειακή εξάτμιση του νερού που βρίσκεται σε θερμοκρασία χαμηλότερη του σημείου βρασμού του λαμβάνει χώρα όταν η μερική πίεση του ατμού, p_{wv}, στη διεπιφάνεια μεταξύ του ρεύματος αέρα και του υγρού είναι υψηλότερη της τάσης ατμών. Είναι δυνατό δε να υποτεθεί (με ικανοποιητική ακρίβεια) ότι η παρουσία ατμού στη διεπιφάνεια του αερίου με το υγρό έχει την ίδια θερμοκρασία με το υγρό και είναι κορεσμένο· αυτό συμβαίνει διότι η υγρή φάση έχει πάντοτε μεγαλύτερη θερμοχωρητικότητα από την αέρια, με αποτέλεσμα η συναλλαγή θερμότητας μεταξύ των δύο φάσεων να κλίνει υπέρ της υγρής φάσης. Καθώς ο αέρας έρχεται σε επαφή με το νερό, η κορεσμένη διεπιφάνεια διαχέει την υγρασία, με αποτέλεσμα κατά μήκος της επαφής ο αέρας να γίνεται όλο και πιο υγρός· θα μπορούσε, ίσως, να γίνει ένας παραλληλισμός με το «οριακό στρώμα» της υγρασίας κατά μήκος της διεπαφής.

Η μέγιστη, εναλλακτικά, ποσότητα ατμού που μπορεί να εμπεριέχεται στη μονάδα του όγκου καθορίζεται από την πίεση κορεσμού του ατμού στη θερμοκρασία αυτή. Η διαφορά των μερικών πιέσεων μεταξύ βρεχόμενης επιφάνειας και ρεύματος αέρα (σε «άπειρη» απόσταση από τη βρεχόμενη επιφάνεια),

$$\Delta p = p^{sat} - p_{wv,\infty} \qquad \{2.2\}$$

αποτελεί την κινούσα δύναμη της εξάτμισης, αυτή δηλαδή που απαιτείται για την αλλαγή φάσης του νερού σε ατμό και ακολούθως για τη διάχυση του ατμού στον αέρα (κατά παρόμοιο τρόπο, για τη συναλλαγή θερμότητας κινούσα δύναμη αποτελεί η διαφορά θερμοκρασιών). Στην Εικόνα 2.1 δίνεται σχηματικά η διαδικασία παραλαβής υγρασίας από αέρα κατάστασης «*amb*» ως κατάσταση «*out*»: η μερική πίεση του υδρατμού στο «άπειρο» είναι μικρότερη της μερικής πίεσης στη βρεχόμενη επιφάνεια, συνεπώς μεταφέρεται υγρασία από τη βρεχόμενη επιφάνεια προς το ρεύμα του αέρα.



Εικόνα 2.1: *Διαδικασία ύγρανσης ρεύματος αέρα*

Έστω ότι η ποσότητα του νερού που εξατμίζεται στη μονάδα του χρόνου και ανά μονάδα επιφάνειας είναι g_{ev}. Η απαιτούμενη θερμότητα για τη διενέργεια της εξάτμισης ορίζεται από την απλή σχέση:

$$q_{ev} = g_{ev} \cdot r \qquad \{2.3\}$$

όπου r είναι η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης. Εφ' όσον ο αέρας στη διεπιφάνεια με το νερό είναι πρακτικώς κορεσμένος, ενώ στο σύνολό του έχει υγρασία χαμηλότερη από τη μέγιστη δυνατή (δηλαδή, την υγρασία κορεσμού), η μερική πίεση του υδρατμού στη διεπιφάνεια θα είναι μεγαλύτερη της πίεσης στο κυρίως ρεύμα του αέρα, ενώ επίσης η επιφάνεια του υγρού θα είναι χαμηλότερη από αυτήν του αερίου, μιας και στην αντίθετη περίπτωση δε θα υπήρχε μεταφορά θερμότητας από τον αέρα προς το νερό.

Ωστόσο, δεν είναι απίθανο να έχει το νερό υψηλότερη θερμοκρασία από τον αέρα: σε αντίθεση με τον ατμό που παράγεται κατά την εξάτμιση και που πάντα διαχέεται από την κορεσμένη διεπιφάνεια προς το ρεύμα του αέρα, η μεταφορά της θερμότητας δι' επαφής (και όχι δι' εξατμίσεως), q_t, μεταφέρεται ανάλογα με το ποιο από τα δύο μέσα είναι πιο θερμό. Μπορούν, λοιπόν, να εξεταστούν διαφορετικά οι δύο περιπτώσεις:

- αν το νερό είναι πιο θερμό από τον αέρα, τόσο η εξάτμιση όσο και η μετάδοση της θερμότητας οδηγούν στην ψύξη του νερού. Η συνολικώς, επομένως, διακινούμενη θερμότητα υπολογίζεται από τη εξίσωση {2.3} και μεταφέρεται από το νερό στον αέρα, γεγονός που αποκλείει την εφαρμογή της περίπτωσης αυτής στην εξατμιστική ψύξη (κάτι, ωστόσο, αυτονόητο, αφού ο αέρας είναι ψυχρότερος του νερού κατά τους χειμερινούς μήνες, κατά τους οποίους δεν υπάρχει ανάγκη κλιματισμού)

$$\sum q = q_t + q_{ev} \qquad \{2.4\}$$

- αν ο αέρας είναι πιο θερμός από το νερό, το ρεύμα q_t κινείται από τον αέρα προς το νερό (επομένως, ο αέρας ψύχεται) και αν υποθετικά δεν υπήρχε εξάτμιση, το νερό θα θερμαινόταν. Επειδή, όμως, το ποσό θερμότητας δι' εξατμίσεως q_{ev} απορροφάται από το νερό, η θερμοκρασία του νερού εξακολουθεί να μειώνεται. Το ποσό θερμότητας που συναλλάσσεται σε αυτή την περίπτωση είναι:

$$\sum q = -q_t + q_{ev} \qquad \{2.5\}$$

  Η εξίσωση {2.5} έχει νόημα για όσο η ροή θερμότητας δι' επαφής, q_t, από τον αέρα προς το νερό (που αυξάνεται, όσο, λόγω της επίδρασης της εξάτμισης, η θερμοκρασία του νερού συνεχίζει να μειώνεται) θα εξισωθεί με τη θερμότητα δι' εξατμίσεως, όταν η υγρασία του αέρα σταθεροποιηθεί και μαζί της και η κινούσα δύναμη λόγω της διαφοράς μερικών πιέσεων (βλ. εξίσωση {2.1}), ώστε τελικά να είναι $t_a = t_w$ και να υπάρχει συναλλαγή μόνο υγρασίας, ωστόσο να αυτή να μην επιφέρει διαφοροποίηση της θερμοκρασίας του αέρα (άρα, η ισορροπία που επιτυγχάνεται όταν $t_a = t_w$ είναι δυναμική, εφ' όσον ούτε τα ρεύματα θερμότητας δι' εξατμίσεως και δι' επαφής δε μηδενίζονται, αλλά αλληλοεξουδετερώνονται).

Στην παραπάνω ανάλυση θεωρήθηκε σιωπηρά ότι ολόκληρη η ποσότητα του νερού, τόσο η κυρίως μάζα του, όσο και η διεπιφάνεια με τον αέρα βρίσκονται στην αυτή θερμοκρασία.

Εξετάζοντας με ακρίβεια το φαινόμενο της συναλλαγής, η παραδοχή αυτή δεν ισχύει, ωστόσο λαμβάνοντας υπ' όψιν τόσο το γεγονός ότι η μάζα του νερού είναι τάξεις μεγέθους υψηλότερη από την του αέρα, συνιστώντας συνεπακόλουθα μια θερμική μάζα, και ότι η ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού είναι επίσης υψηλότερη από αυτήν του αέρα, είναι δυνατό, για τις ανάγκες της μελέτης των εξατμιστικών ψυκτών, να θεωρηθεί ότι η θερμοκρασία του νερού παραμένει πρακτικά σταθερή, ή έστω σταθερή σε μη απειροστή επιφάνεια εξάτμισης[1].

§ 2.2. Συντελεστής μεταφοράς μάζας

Η επιφανειακή εξάτμιση θεμελιώνεται πάνω στην κινητική θεωρία που αφορά στη θερμική κίνηση των μορίων του νερού. Λόγω της αταξίας της κίνησης αυτής, οι ταχύτητες των μεμονωμένων μορίων του υγρού κυμαίνονται σε ένα μεγάλο εύρος τιμών, αποκλίνοντας σημαντικά από τις μέσες τιμές. Κάποια από τα μόρια, έχοντας επαρκή κινητική ενέργεια ώστε να υπερνικήσουν τις μοριακές δυνάμεις, διαπερνούν το νερό και διαχέονται στον αέρα (ή, γενικότερα, διαπερνούν το υγρό μέσο και διαχέονται στο αέριο). Ως αποτέλεσμα της σύγκρουσης των μορίων αυτών με άλλα και με τα μόρια του αέρα, κάποια από αυτά ανακλώνται προς τη διεπιφάνεια, είτε τελικώς διαπερνώντας την και επιστρέφοντας στο υγρό (ως συμπύκνωμα), είτε επιστρέφοντας με επανάκλαση στον αέρα. Τα τελευταία, με διάχυση ενσωματώνονται στο αέριο ρεύμα, ως φερόμενη υγρασία, και αποκόπτονται οριστικά από τη μάζα του νερού [2].

Συνεπώς, η ποσότητα του νερού που εξατμίζεται εξαρτάται από τον αριθμό των μορίων νερού που λόγω της θερμικής κίνησης διαφεύγουν από τη μάζα του υγρού, n_{ev}, και τον αριθμό των μορίων που επιστρέφουν στο υγρό, n_k. Δηλαδή, η ποσότητα των μορίων που αντιστοιχούν στην καθαρή επιφανειακή εξάτμιση προσδιορίζεται από την απλή σχέση:

$$\Delta n = n_{ev} - n_k \qquad \{\mathbf{2.6}\}$$

Κατά τη διάρκεια της εξάτμισης, το νερό χάνει τα μόρια που κινούνται πολύ γρήγορα, άρα η μέση κινητική ενέργεια των μορίων της υγρής φάσης τείνει μειούμενη, συνεπώς η θερμοκρασία του νερού τείνει να μειωθεί. Η διαφορά ενέργειας των μορίων που χάνονται οριστικά από την υγρή φάση και που καταναλώνονται για την υπερνίκηση των μοριακών δυνάμεων και για την αύξηση του όγκου κατά την αλλαγή φάσης από υγρό σε αέριο δεν είναι άλλη παρά η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης.

Προκειμένου να απλοποιηθεί η μελέτη της διεπιφάνειας, είναι δυνατό να θεωρηθεί ότι η υγρή και η αέρια φάση είναι σε ισορροπία, δηλαδή ισχύει:

$$\Delta n_{\mathrm{int}\,erface} = 0 \qquad \{\mathbf{2.7}\}$$

Από τη σχέση {2.7} συνάγεται ότι οι διεργασίες διαφυγής και επαναπορρόφησης από την υγρή μάζα είναι δυνατό να θεωρηθούν ως ανεξάρτητες η μια από την άλλη. Έτσι, εφαρμόζοντας στον

---

1 Αντίθετα, κατά τη μελέτη ψυκτικών πύργων, όπου η παρουσία του νερού δεν είναι πολύ ισχυρότερη αυτής του αέρα, η θερμοκρασία του νερού δε μπορεί να θεωρηθεί σταθερή· τουναντίον, θα πρέπει να μελετηθεί η μεταβολή της θερμοκρασίας του νερού καθ' ύψος του πύργου και συνακόλουθα η σε κάθε θέση αυτού συναλλαγή θερμότητας και μάζας μεταξύ του αερίου και του υγρού ρεύματος.

ατμό μια προσέγγιση τελείου αερίου και θεωρώντας ότι οι ταχύτητες των μορίων αυτού ακολουθούν κατανομή Maxwell, ο συνδυασμό των σχέσεων {2.6} και {2.7} δίνει:

$$n_{ev} = n_k = f \cdot N \cdot p_v \cdot \sqrt{\frac{g}{2\pi \cdot MB_v \cdot \underline{R} \cdot T}} \qquad \{2.8\}$$

όπου:

- f είναι ο συντελεστής εξάτμισης, ίσος προς το κλάσμα των μορίων που κατά την πρόσκρουσή τους στην επιφάνεια του υγρού, τελικά απορροφώνται από αυτό (δηλαδή, συμπυκνώνονται)
- N είναι ο αριθμός Avogadro, ίσος με $N = 6.022 \cdot 10^{23}\, mol^{-1}$
- p_v είναι η πίεση του υδρατμού
- g είναι η επιτάχυνση της βαρύτητας, ίση προς $g = 9.807 \frac{m}{s^2}$
- MB_v είναι το μοριακό βάρος του υδρατμού
- $\underline{R}$ είναι η παγκόσμια σταθερά των αερίων, ίση με $\underline{R} = 8.314 \frac{kJ}{kmol \cdot K}$
- T είναι η θερμοκρασία του υδρατμού

Όταν λαμβάνει χώρα εξάτμιση (δηλαδή, όταν $\Delta n_{interface} > 0$) υπάρχει διαφορά των πιέσεων του υδρατμού στη διεπιφάνεια θερμοκρασίας t_w, δηλαδή η τάση ατμών (που αντιστοιχεί στη θερμοκρασία του νερού) είναι μεγαλύτερη της μερικής πίεσης του υδρατμού στο επίπεδο του μείγματος αέρα – υδρατμού. Προσεγγιστικά, μπορεί να χρησιμοποιηθεί η σχέση {2.8}, αντικαθιστώντας την p_v με την $p^{sat}(t_w)$ και την p_2 για τα μόρια που διαφεύγουν και που συμπυκνώνονται, αντίστοιχα, ώστε τελικά να υπολογιστεί η μάζα του υγρού που εξατμίζεται, σύμφωνα με τη σχέση {2.9}:

$$g_{ev} = \Delta n \cdot \frac{MB_v}{N} = k_m \cdot \left(W^{sat}(t_w) - W_2\right) \cdot A \qquad \{2.9\}$$

Το μέγεθος k_m ονομάζεται συντελεστής μεταφοράς μάζας, ο οποίος είναι ίσος με:

$$k_m = 10^4 \cdot a \cdot f \cdot \sqrt{\frac{g \cdot MB_v}{2\pi \cdot \underline{R} \cdot T}} \qquad \{2.10\}$$

και έχει διαστάσεις $\frac{kg}{m^2 \cdot s}$, η δε παροχή ατμού μετριέται σε $\frac{kg}{s}$. Ο διορθωτικός συντελεστής a χρησιμοποιείται για να ποσοτικοποιήσει την απόκλιση των πραγματικών ιδιοτήτων του ατμού από το τέλειο αέριο.

§ 2.3. Ταυτόχρονη μετάδοση θερμότητας & μεταφορά μάζας

Η εξατμιστική ψύξη αποτελεί μια κλασική περίπτωση προβλήματος, κατά το οποίο τα φαινόμενα μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας όχι απλώς συνυπάρχουν, αλλά και αλληλοεπηρεάζονται. Αυτή η διασύνδεση μεταξύ των διεργασιών που εκτελούνται παράλληλα

αποτελεί πραγματικότητα ακόμα και στις σχετικά απλούστερες περιπτώσεις των ομογενών συστημάτων και των μειγμάτων δύο μη αντιδρώντων συνιστωσών, όπου αρκεί να ληφθούν υπ' όψιν απλώς οι διεργασίες μοριακής μεταφοράς. Αφ' ης στιγμής φορείς της θερμότητας σε αυτήν την περίπτωση είναι τα μόρια αυτά καθ' αυτά, η συνολική ροή θερμότητας στο μείγμα που αποτελείται από αέριο και ατμό εξαρτάται από την κλίση του δυναμικού ενέργειας και του δυναμικού διάχυσης. Παρόμοια, η ροή μάζας επίσης εξαρτάται από τις δύο αυτές κινούσες δυνάμεις, μη όντας κινούσα δύναμη της διάχυσης η κλίση της μερικής πίεσης, αλλά η κλίση του χημικού δυναμικού του διαχεόμενου ατμού.

Στην περίπτωση ετερογενών συστημάτων με κίνηση του μείγματος αερίου και ατμού ως προς τη σταθερή επιφάνεια του υγρού μέσου, ο ρυθμός μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας ενδέχεται σε κάποιες περιπτώσεις να επηρεάζεται σε μεγαλύτερο βαθμό από το γεγονός ότι η κάθετη προς τη διεπιφάνεια μεταφορά μάζας προκαλεί μεταβολή στα προφίλ ταχύτητας, θερμοκρασίας και μερικής πίεσης του μείγματος. Αυτή η εγκάρσια μεταφορά μάζας επιδρά πρώτα στις υδροδυναμικές συνθήκες, οι οποίες καθορίζουν τις δύο κύριες διεργασίες θερμότητας και μάζας. Κατά την εξάτμιση είναι δυνατό κατά τον τρόπο αυτό να επηρεαστούν τα προφίλ ταχυτήτων και να προκληθεί τύρβη μέσα στο στρωτό πεδίο ροής. Επιπρόσθετα, η μετάδοση θερμότητας μεταξύ του διαχεόμενου ατμού και του υπολοίπου μείγματος, που προξενεί μεταβολή του προφίλ θερμοκρασιών στη διεπιφάνεια, οδηγεί σε μείωση της κλίσης της θερμοκρασίας κοντά σε αυτήν. Τέλος, ακριβώς όπως στην ισοθερμοκρασιακή μεταφορά μάζας, η εγκάρσια μεταφορά μάζας επιδρά και στο προφίλ της μερικής πίεσης του υδρατμού πάνω στη διεπιφάνεια.

Είναι μάλλον δύσκολο να καθοριστούν με τρόπο αναλυτικό οι ρυθμοί εκτέλεσης των ταυτόχρονων διεργασιών μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας. Οι εμπειρικές σχέσεις, βασισμένες σε πειραματικά αποτελέσματα, δίνουν ικανοποιητικά αποτελέσματα, ενώ οι σύγχρονοι ηλεκτρονικοί υπολογιστές χρησιμοποιούν γενικευμένες εξισώσεις διατήρησης. Ωστόσο, ακόμα και σήμερα, υπολογιστικές προσομοιώσεις που δε βασίζονται σε εφαρμογές υπολογιστικής ρευστομηχανικής χρησιμοποιούν με επιτυχία εμπειρικές σχέσεις.

§ 2.3.1. Συνθήκες και κριτήρια ομοιότητας

Τα όμοια φυσικά φαινόμενα είναι φαινόμενα που διαφέρουν μεταξύ τους στην κλίμακα των χαρακτηριστικών τους (π.χ. γεωμετρικές διαστάσεις, φυσικές παράμετροι, ρυθμοί μεταβολής κ.λπ.). Οι τιμές καθενός χαρακτηριστικού μπορεί να ποικίλλουν εντός των ορίων ενός δεδομένου συστήματος ή επίσης να διαφέρουν σε αντίστοιχα σημεία όμοιων συστημάτων. Όμως, οι λόγοι των τοπικών τιμών καθενός χαρακτηριστικού για το καθένα από τα αντίστοιχα σημεία όμοιων συστημάτων εκφράζονται από τον ίδιο αριθμό, το συντελεστή μετατροπής. Μια ομάδα όμοιων φαινομένων χαρακτηρίζονται από ταυτοσημία στον καθορισμό κριτηρίων ομοιότητας και ικανοποιούν τις παρακάτω συνθήκες ομοιότητας:

- τα φαινόμενα πρέπει να εμφανίζονται σε γεωμετρικώς όμοια συστήματα, π.χ. οι επιφάνειες που οριοθετούν το σύστημα θα πρέπει να έχουν όμοιο γεωμετρικό σχήμα
- οι χαρακτηριστικές φυσικές σταθερές (πυκνότητα, ιξώδες, αγωγιμότητα κ.λπ.) πρέπει να αντιστοίχως όμοιες
- οι αρχικές και οριακές συνθήκες πρέπει να είναι όμοιες, δηλαδή τα προφίλ των χαρακτηριστικών μεγεθών ενός φαινομένου (π.χ. ταχυτήτων, θερμοκρασιών, κ.λπ.) πρέπει να είναι όμοια σε όλα τα αντίστοιχα σημεία των όμοιων συστημάτων σε σταθερή και δυναμική κατάσταση.

Τα κριτήρια ομοιότητας συνίστανται από σετ αδιάστατων φυσικών ιδιοτήτων που προκύπτουν από τους συντελεστές μετατροπής, χρησιμοποιώντας μεθόδους σύμφωνες με τη θεωρία ομοιότητας. Ειδικά για την κλάση φαινομένων μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας σε κινούμενα μέσα, οι χαρακτηριστικές εξισώσεις είναι οι διαφορικές εξισώσεις της κίνησης, τη συνέχειας, της ενέργειας, των μορίων, καθώς επίσης και οι οριακές συνθήκες μεταφοράς. Για κάθε ομάδα όμοιων φαινομένων, τα κριτήρια ομοιότητας (χαρακτηρισμός των υδροδυναμικών συνθηκών, φυσικές ιδιότητες των εργαζομένων μέσων κ.λπ.) έχουν τις ίδιες τιμές. Μεταβάλλοντας ένα κριτήριο ομοιότητας, η ομοιότητα μεταξύ των φαινομένων παύει να υφίσταται και μαζί της μεταβάλλονται και τα υπόλοιπα κριτήρια ομοιότητας. Αφ' ης, όμως, στιγμής τα φαινόμενα αυτά ανήκουν στην ίδια κλάση και αφορούν γεωμετρικά όμοια (ή ανομοιόμορφα) συστήματα, τα διάφορα κριτήρια ομοιότητας θα πρέπει να αλληλοσυνδέονται. Η φύση της σύνδεσης αυτής προσδιορίζεται πειραματικά.

§ 2.3.2. Αριθμός Lewis του υγρού αέρα

Ο αριθμός Lewis συσχετίζει τη μεταφορά μάζας με τη μετάδοση θερμότητας, μέσω της απλής σχέσης

$$Le = \frac{k_h}{c_p \cdot k_m} \qquad \{2.11\}$$

Η μοναδιαία τιμή του αριθμού αυτού είναι κοινώς αποδεκτή, εντούτοις σε εφαρμογές εξατμιστικής ψύξης, εξαιτίας της σημαντικής παρουσίας υγρασίας, εναλλακτικά μπορεί να χρησιμοποιηθεί η έκφραση κατά Bošnjaković, σύμφωνα με την οποία ο αριθμός Lewis σχετίζεται με την κατάσταση του υγρού αέρα, ως ακολούθως [19]:

$$Le = \frac{\dfrac{\lambda_M + W^{sat}(t_w)}{\lambda_M + W}}{\ln\left(\dfrac{\lambda_M + W^{sat}(t_w)}{\lambda_M + W}\right)} \qquad \{2.12\}$$

όπου t_w είναι η θερμοκρασία της βρεχόμενης επιφάνειας. Η παραπάνω σχέση προσδίδει υψηλότερη ακρίβεια στους θερμορρευστομηχανικούς υπολογισμούς που εφαρμόζονται κατά την προσομοίωση των έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών, χωρίς κάποια σημαντική επιβάρυνση υπολογιστικού χρόνου.

§ 2.4. Το θερμοδυναμικό κάτω όριο της ψύξης

Στόχος της εξατμιστικής ψύξης είναι, όπως ειπώθηκε, η μείωση της θερμοκρασίας του ατμοσφαιρικού αέρα μέσω της επαφής του με νερό και της συναλλαγής αισθητού (λόγω διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ αέρα και νερού) και λανθάνοντος (από την προσθήκη υγρασίας) φορτίου. Σε αντίθεση με την ψύξη δια συμπιέσεως ατμού, όπου με ρύθμιση της χαμηλής πίεσης είναι δυνατό να επιτευχθούν πολύ χαμηλές θερμοκρασίες, χωρίς αυτές να επηρεάζονται σε μεγάλο βαθμό από το εργαζόμενο μέσο, στην εξατμιστική ψύξη η φύση του νερού θέτει το κάτω όριο της θερμοκρασίας, στην οποία μπορεί ψυχθεί ο αέρας.

Έστω ένα στρώμα νερού, η επιφάνεια του οποίου έρχεται σε επαφή με αέρα ο οποίος δεν είναι κορεσμένος. Το στρώμα αυτό είναι αρκούντως λεπτό, ώστε να μην υπάρχει διαφορά θερμοκρασίας καθ' ύψος, και συνεχώς τροφοδοτούμενο. Η αρχική θερμοκρασία του νερού είναι t_w και του αέρα είναι t_a, με $t_a<t_w$ (όπως συμβαίνει σε πύργους ψύξης). Αμελώντας φαινόμενα μετάδοσης θερμότητας με ακτινοβολία, λόγω της διαφοράς θερμοκρασίας και λόγω της εξάτμισης του νερού, η θερμοκρασία του αέρα αναμένεται να μειωθεί. Επιτρέποντας στο φαινόμενο να εξελιχθεί για απεριόριστο χρόνο και με άπειρη διαθέσιμη επιφάνεια συναλλαγής, κάποια στιγμή η θερμοκρασίες των δύο μέσων θα εξισωθούν, όμως επειδή ο αέρας δε θα είναι ακόμα κορεσμένος, η εξάτμιση δε θα διακοπεί [2].

Η εξέλιξη της εξάτμισης οδηγεί σε ακόμα μεγαλύτερη πτώση της θερμοκρασίας του νερού, έτσι το νερό αρχίζει να απορροφά θερμότητα από τον αέρα (μέσω της επαφής τους), όπως γίνεται στους εξατμιστικούς ψύκτες. Η επιπρόσθετη μείωση της θερμοκρασίας του νερού θα καθοριστεί από τη διαφορά της θερμότητας που δεσμεύει η εξάτμιση και της θερμότητας λόγω της επαφής αέρα και νερού. Όντας πια ψυχρότερο, το νερό εξατμίζεται λιγότερο, άρα απορροφάται λιγότερη ποσότητα θερμότητας για την εξάτμισή του, ωστόσο η θερμότητα που απορροφά το νερό από τον αέρα γίνεται όλο και μεγαλύτερη. Τα δύο αυτά αντίρροπα ρεύματα θερμότητα εξισώνονται όταν η θερμοκρασία του νερού γίνει ίση με $t_w=\tau$. Σε αυτό το σημείο, η θερμοκρασία του νερού σταθεροποιείται, μολονότι η ανταλλαγή θερμότητας με τον αέρα λόγω επαφής και λόγω εξάτμισης δεν έχουν διακοπεί αλλά εξελίσσονται αλληλοαναιρούμενες: η συναλλαγή αισθητής θερμότητας εξισώνεται κατ' απόλυτη τιμή με τη συναλλαγή λανθάνουσας θερμότητας. Η εξάτμιση του νερού υπό σταθερή θερμοκρασία τ θα συνεχιστεί μέχρι να εξατμιστεί ολόκληρη η διαθέσιμη ποσότητα του νερού. Η θερμοκρασία τ είναι το κάτω όριο της εξάτμισης· το νερό δε μπορεί να ψυχθεί πια περισσότερο.

Η θερμοδυναμική διεργασία κατά την οποία όλη η θερμότητα που απορροφάται από το υγρό χρησιμοποιείται για την εξάτμιση και επιστρέφει στον αέρα ως λανθάνον φορτίο ονομάζεται ***αδιαβατική εξάτμιση***. Αμέσως διαπιστώνεται ότι η θερμοκρασία τ εξαρτάται από τους συντελεστές μεταφοράς καθώς και από τα καταστατικά μεγέθη του ρεύματος του αέρα και δεν είναι άλλη από τη ***θερμοκρασία υγρού βολβού*** που χρησιμοποιείται στην ψυχρομετρία. Υπολογιστικά, η θερμοκρασία υγρού βολβού μπορεί εύκολα να προσδιοριστεί για δεδομένη κατάσταση υγρού αέρα από την πεπλεγμένη έκφραση [2]:

$$h+\left(W^{sat}(\tau)-W\right)\cdot\left[4.186\frac{kJ}{kg\cdot K}\cdot\tau\right]=h^{sat}(\tau) \qquad \{\mathbf{2.13}\}$$

Η εξίσωση {2.13} έχει χρησιμοποιηθεί για την επιβεβαίωση των συντελεστών του Πίνακα 2.1 στο υπολογιστικό φύλλο των ψυχρομετρικών εξισώσεων (βλ. εδάφιο § 2.5 και Παράρτημα 1). Λόγω της μορφής της ενθαλπίας και του λόγου υγρασίας σε κατάσταση κορεσμού, η σχέση αυτή δε μπορεί να επιλυθεί αλγεβρικά ως προς τ, καθιστώντας αναγκαστική την αριθμητική επίλυσή της κι εκεί ακριβώς έγκειται η υπεροχή της προτεινόμενης πολυωνυμικής προσέγγισης της θερμοκρασίας υγρού βολβού, η οποία απαλλάσσει την υπολογιστική διαδικασία από έναν μακροσκελή κύκλο επαναλήψεων, που ναι μεν για ένα μικρό πλήθος υπολογισμών θα απαιτούσε αμελητέο χρόνο, όμως για την επίλυση μιας ολόκληρης ψυκτικής συσκευής μεγάλης επιφάνειας, οι χρονικές καθυστερήσεις θα έπρεπε να αναμένονται μεγάλες.

Έστω, τώρα, ότι η ποσότητα του νερού στο προηγούμενο παράδειγμα είναι G_w και του αέρα είναι G_a, μη άπειρες. Στην αρχική του κατάσταση ο αέρας έχει ενθαλπία h_1 και λόγο υγρασίας W_1, το δε νερό βρίσκεται σε τέτοια θερμοκρασία $t_{w,1}$, ώστε η διαφορά μερικών πιέσεων μεταξύ

διεπιφάνειας και ρεύματος αέρα να εξασφαλίζει τη μεταφορά μάζας (η θερμοκρασία $t_{w,1}$ μπορεί να είναι είτε μεγαλύτερη είτε μικρότερη της θερμοκρασίας του αέρα). Ως αποτέλεσμα της μετάδοσης θερμότητας μεταξύ του αέρα και του νερού, οι θερμοκρασίες τους θα μεταβάλλονται και συνεχώς θα πλησιάζουν η μια την άλλη , ενώ παράλληλα λόγω της εξάτμισης του νερού, η υγρασία του αέρα θα αυξάνεται. Εφ' όσον δεν υπάρχουν εξωτερικές πηγές (ή απώλειες) θερμότητας, το φαινόμενο θα εξελίσσεται μέχρις ότου οι δύο θερμοκρασίες εξισωθούν στην τιμή t_2 και ο αέρας κορεστεί· η κατάσταση αυτή χαρακτηρίζεται από θερμοδυναμική ισορροπία μεταξύ του νερού και του κορεσμένου ατμού, της μετάδοσης θερμότητας και της μεταφοράς μάζας μεταξύ του νερού και του αέρα.

Η θερμοκρασία t_2 μπορεί να προσδιοριστεί από την προαναφερθείσα ισορροπία:

$$G_w \cdot c_{p,w} \cdot t_{w,1} + G_a \cdot h_1 = \left(G_w - \underbrace{G_a \cdot \left(W^{sat}(t_2) - W_1 \right)}_{\nu\varepsilon\rho o_\pi o\nu_\varepsilon\xi\alpha\tau\mu\iota\sigma\tau\eta\kappa\varepsilon} \right) \cdot c_{p,w} \cdot t_2 + G_a \cdot h_2 \qquad \{2.14\}$$

Αμέσως διαπιστώνεται ότι η θερμοκρασία t_2, αντίθετα με την τ, είναι ανεξάρτητη από τα καθ' αυτά φαινόμενα μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας, αλλά εξαρτάται σαφώς από την κατάσταση «1» του αέρα και του νερού, καθώς και από τις διαθέσιμες ποσότητές τους[2]. Η θερμοκρασία t_2 καλείται ***θερμοκρασία αδιαβατικού κορεσμού***, αποτελεί το φυσικό κάτω όριο της ψύξης και μπορεί να δοθεί ο παρακάτω ορισμός:

$$t_2 = t_{1,ad} = \left. \frac{h_2 - h_1}{c_{p,w} \cdot (W_2 - W_1)} \right|_{ad} \qquad \{2.15\}$$

Το θεωρητικό, λοιπόν, κάτω όριο της εξατμιστικής ψύξης του αέρα εξαρτάται αποκλειστικά από την κατάσταση του αέρα κατά την έναρξη της διεργασίας.

Αν και πρακτικά είναι ίσες, οι θερμοκρασίες υγρού βολβού και αδιαβατικού κορεσμού διαφέρουν μεταξύ τους· η θερμοκρασία αδιαβατικού κορεσμού ευρίσκεται στον ψυχρομετρικό χάρτη από την τομή της καμπύλης κορεσμού με την ισενθαλπική ευθεία που διέρχεται από την κατάσταση «1» του αέρα. Αναφέρεται ενδεικτικά ότι σε συνθήκες $(t_1, \phi_1) = (50^o C, 20\%)$ είναι $t_{1,wb} - t_{1,ad} = -0.4^o C$, επομένως δικαιολογείται το γεγονός ότι στην εξίσωση {1.1} ως θερμοκρασία αναφοράς χρησιμοποιήθηκε η περισσότερο «οικεία» $t_{1,wb}$, ο δε ορισμός του βαθμού απόδοσης χρησιμοποιείται καθολικά και πάντοτε με αναφορά στη θερμοκρασία υγρού βολβού και όχι αδιαβατικού κορεσμού. Τέλος, εξηγείται βάσει της απόκλισης αυτής, η μη παραλληλία των ευθειών θερμοκρασίας υγρού βολβού και ειδικής ενθαλπίας στον ψυχρομετρικό χάρτη[3].

---

2 Σε επόμενα Κεφάλαια, κατά τη μελέτη των πραγματικών εξατμιστικών ψυκτών, οι ποσότητες αέρα και νερού θεωρούνται απεριόριστες, ενώ τα φαινόμενα μεταφοράς στους ψύκτες μπορούν να δημιουργήσουν ένα υψηλότερο «κάτω όριο»· είναι, δηλαδή, πολύ εύκολο ένας πραγματικός ψύκτης να μη μπορεί να φτάσει τη θεωρητική θερμοκρασία, αλλά λόγω ανεπαρκούς μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας να ψύχει τον αέρα λιγότερο, ενώ στις πραγματικές μηχανές δε μπορεί να αμεληθεί το εμβαδόν της διεπιφάνειας, που επιτρέπει στα δύο μέσα να συναλλάσσουν θερμότητα και μάζα για περισσότερο ή λιγότερο χρόνο. Σε κάθε περίπτωση, πάντως, ένας ψύκτης που λειτουργεί ιδανικά δε μπορεί να ψύξει τον αέρα χαμηλότερα από τη θεωρητική θερμοκρασία.

3 Για το λόγο αυτό, όταν χρησιμοποιείται έντυπος ψυχρομετρικός χάρτης για τον προσδιορισμό του σημείου εξόδου ενός άμεσου εξατμιστικού ψύκτη θα πρέπει αυτό να αναζητείται στην ισοθερμοκρασιακή ευθεία υγρού βολβού που διέρχεται από το σημείο, το οποίο ορίζει την κατάσταση του αέρα περιβάλλοντος.

§ 2.5. Ψυχρομετρία – Ιδιότητες του ατμοσφαιρικού αέρα

Ο ατμοσφαιρικός αέρας που εισάγεται στους εξατμιστικούς ψύκτες περιέχει, κατά τα γνωστά, πάντοτε μια ποσότητα υγρασίας· αποτελεί, δηλαδή, μείγμα ξηρού αέρα και υδρατμού. Ο ατμός που εμπεριέχεται στον ατμοσφαιρικό αέρα είναι, με εξαίρεση την κατάσταση κορεσμού κατά κύριο λόγο υπέρθερμος, μιας και η θερμοκρασία του είναι υψηλότερης της θερμοκρασίας κορεσμού που αντιστοιχεί στην οικεία μερική πίεση.

Το πλέον διαδεδομένο και κοινό μοντέλο ψυχρομετρίας βασίζεται στις προσεγγιστικές σχέσεις κατά ASHRAE. Εντούτοις, η χρήση των απλών αυτών σχέσεων εδώ δεν εφαρμόστηκε για δύο λόγους:

- η εφαρμογή της εξίσωσης {2.13} σε εκτεταμένα υπολογιστικά πλέγματα σε επέφερε εξαιρετικά δυσμενή αύξηση του υπολογιστικού χρόνου,
- εντοπίστηκαν ασυμφωνίες μεταξύ των συγκεντρωτικών πινάκων ιδιοτήτων του νερού και του ξηρού αέρα και των προσεγγιστικών σχέσεων.

Για την τάση ατμών κορεσμού του νερού διατίθενται σχέσεις απλές και συνθετότερες, για δε τις ανάγκες του παρόντος εδαφίου χρησιμοποιείται η αναλυτική σχέση της International Association for the Properties of Water and Steam (Wagner & Kretzschmar, 1997), ως ακριβέστερη, πλέον πρόσφατη και συμβατή με τον ορισμό της θερμοκρασίας κατά ITS-90 [20]:

$$p^{sat}(t) = 10^6 \cdot P\left(t + T_0 + \frac{\mathrm{a}}{(t + T_0) + \mathrm{b}}\right) \qquad \{2.16\}$$

όπου:

- $P(\theta) = \left(\dfrac{2 \cdot \gamma(\theta)}{-\beta(\theta) + \sqrt{\beta^2(\theta) - 4 \cdot \alpha(\theta) \cdot \gamma(\theta)}}\right)^4$
- $\alpha(\theta) = \theta^2 + c \cdot \theta - d$
- $\beta(\theta) = e \cdot \theta^2 + f \cdot \theta - g$
- $\gamma(\theta) = h \cdot \theta^2 + i \cdot \theta + j$

Οι αριθμητικοί συντελεστές των παραπάνω σχέσεων δίνονται στον Πίνακα 2.1.

Πίνακας 2.1: *Συντελεστές προσδιορισμού της τάσης ατμών υγρής και αέριας φάσης*

a	-0.23855557567849	*f*	1202.82470247
b	650.17534844798	*g*	3232555.0322333
c	1167.05212767	*h*	14.91510861353
d	-724213.16703206	*i*	-4823.2657361591
e	-17.073846940092	*j*	-405113.40542057

Στον Πίνακα 2.2 δίνονται κάποιες ενδεικτικές τιμές της τάσης ατμών σύμφωνα με την εξίσωση {2.13} και σύμφωνα με τη σχέση (F01.6) του τόμου «2009 – Fundamentals» της ASHRAE [21].

Πίνακας 2.2: *Σύγκριση συσχετίσεων για την τάση ατμών του νερού*

Θερμοκρασία [^oC]	**Τάση ατμών κατά ASHRAE [Pa]**	**Τάση ατμών κατά IAPWS [Pa]**	**σφάλμα [%]**
0	611.213	611.2	0.002%
10	1227.995	1228.2	0.017%
20	2338.8	2339.2	0.017%
30	4246.03	4246.7	0.016%
40	7383.46	7384.4	0.013%
50	12349.86	12351.3	0.012%
60	19943.76	19945.8	0.010%

Το σφάλμα που θα προέκυπτε από τη χρήση της προσεγγιστικής εκθετικής σχέσης είναι, όπως παρουσιάζεται στον Πίνακα, σχεδόν αμελητέο, ωστόσο θα προτιμηθεί η αναλυτική σχέση των Wagner & Kretzschmar ως πλέον ακριβής, χωρίς κάποιο συμβιβασμό σε υπολογιστικό χρόνο.

Παρά το γεγονός ότι το μείγμα ξηρού αέρα και υδρατμού δεν είναι ιδανικό, εντούτοις η θεώρηση αυτού ως ιδανικού μείγματος τελείων αερίων καθιστά απλές τις υπολογιστικές σχέσεις αυτών· δεν πρέπει, ωστόσο, να παραβλεφθεί η ανάπτυξη ακριβώς σχέσεων, στις οποίες συμμετέχουν οι συντελεστές αμοιβαίων δράσεων Virial (Wexler et al., 1983), αλλά εξαιτίας αφ' ενός της παλαιότητάς τους, αφ' ετέρου του γεγονότος ότι σε ατμοσφαιρική πίεση ο αέρας συμπεριφέρεται σχεδόν ως τέλειο αέριο, η χρήση τους εδώ απεφεύχθη, προτιμηθεισών αντί αυτών των πλέον επικαιροποιημένων τιμών ιδιοτήτων του ξηρού αέρα και του υδρατμού [22]. Χρήσει των παραπάνω μεγεθών και παραδοχών, και γνωρίζοντας ότι οι αναλογίες μερικών πιέσεων ισοδυναμούν με αναλόγιες γραμμομοριακών συστάσεων, είναι δυνατόν να προσδιοριστεί η γραμμομοριακή συγκέντρωση του κορεσμένου αέρα:

$$\begin{cases} y_{wv}^{sat}(t) = \dfrac{p^{sat}(t)}{p_{air}} \\ y_{da}^{sat} = 1 - \dfrac{p^{sat}(t)}{p_{air}} \end{cases} \qquad \{\mathbf{2.17}\}$$

Στην πράξη, οι επιμέρους γραμμομοριακές συγκεντρώσεις, καίτοι μονοσήμαντα ορισμένες, δε χρησιμοποιούνται για να περιγράψουν κάποια κατάσταση του αέρα. Αντί αυτών, ευρέως χρησιμοποιείται ο ***λόγος υγρασίας***, ο οποίος ποσοτικοποιεί την ποσότητα υγρασίας που αντιστοιχίζεται σε 1kg ξηρού αέρα, ήτοι:

$$W^{sat}(t) = \frac{M_w \cdot y_{wv}^{sat}(t)}{M_a \cdot y_{da}^{sat}(t)} \qquad \{\mathbf{2.18}\}$$

Χρησιμοποιώντας τις ακριβείς τιμές $M_a = 28.966 \dfrac{kg_a}{kmol_a}$ και $M_w = 18.015268 \dfrac{kg_w}{kmol_w}$ για τις μοριακές μάζες αέρα και νερού, αντίστοιχα και εφαρμόζοντας τις σχέσεις{2.17}, η εξίσωση {2.18} μετασχηματίζεται στην ισοδύναμή της:

$$W^{sat}(t) = \lambda_M \cdot \frac{p^{sat}(t)}{p_{atm} - p^{sat}(t)} \qquad \{\mathbf{2.19}\}$$

όπου λ_M είναι ο λόγος μοριακών μαζών, περίπου ίσος με 0.621945. Για επίτευξη υψηλότερης ακρίβειας, θα εισαχθεί στην παραπάνω εξίσωση ο διορθωτικός συντελεστής, ο οποίος ορίζεται ως ο λόγος της τάσης ατμών κορεσμού του νερού στον κορεσμένο αέρα προς την τάση ατμών του νερού στο καθαρό νερό. Ο συντελεστής αυτός είναι συνάρτηση μόνο της θερμοκρασίας και της πίεσης και για ατμοσφαιρική πίεση δίνεται από τη σχέση:

$$f(t) = \sum_{i=0}^{4} e_i \cdot t^i \qquad \{2.20\}$$

της οποίας οι συντελεστές δίνονται στον Πίνακα 2.3. Η παραπάνω σχέση ισχύει με ακρίβεια για την περιοχή μεταξύ 0^oC και 80^oC, καλύπτοντας έτσι τις ανάγκες, όχι μόνο των συνήθων εφαρμογών κλιματισμού, αλλά και των ακραίων. Εισάγοντας τον εν λόγω διορθωτικό συντελεστή, ο οποίος κυμαίνεται μεταξύ 1.0039 και 1.0057, η σχέση {2.19} γράφεται ως ακολούθως:

$$W^{sat}(t) = \lambda_M \cdot \frac{f(t) \cdot p^{sat}(t)}{p_{atm} - f(t) \cdot p^{sat}(t)} \qquad \{2.21\}$$

Για δεδομένη θερμοκρασία, οι τιμές του λόγου υγρασίας κυμαίνονται από το 0 (ήτοι, πλήρως ξηρός αέρας) ως την τιμή κορεσμού.

Πίνακας 2.3: *Συντελεστές πολυωνυμικών συσχετίσεων ιδιοτήτων ξηρού αέρα*

i	e_i	dp_i	c_i	v_i
-1			$3.2773407 \cdot 10^{2}$	
0	1.00391607143	6.54	$2.659077 \cdot 10^{1}$	$4.46416572387 \cdot 10^{1}$
1	$-3.34325391691 \cdot 10^{-6}$	14.526	$5.0354945 \cdot 10^{-3}$	$-1.639217675964 \cdot 10^{-3}$
2	$-6.91287900565 \cdot 10^{-8}$	0.7389	$-4.8953125 \cdot 10^{-7}$	$5.95549804471 \cdot 10^{-7}$
3	$2.83459596312 \cdot 10^{-8}$	0.09486		$-1.93655934396 \cdot 10^{2}$
4	$2.93560606253 \cdot 10^{-10}$	0.4569		$3.88257576165 \cdot 10^{2}$

Το εξαιρετικά χρήσιμο μέγεθος της ***σχετικής υγρασίας*** ορίζεται ως ο λόγος της συγκέντρωσης του υδρατμού στον ατμοσφαιρικό αέρα, x_{wv}, προς τη μέγιστη δυνατή συγκέντρωσή του (δηλαδή, αυτή που επιτυγχάνεται σε κατάσταση κορεσμού), x_{wv}^{sat}, και κατά τα γνωστά συμβολίζεται με ϕ και εκφράζεται σε ποσοστό επί τοις εκατό:

$$\phi = \frac{x_{wv}}{x_{wv}^{sat}} = \frac{p_{wv}}{p_{wv}^{sat}} \qquad \{2.22\}$$

Βάσει της παραπάνω σχέσης, είναι δυνατό να αναπτυχθούν αναλυτικές σχέσεις υπολογισμού της σχετικής υγρασίας από το λόγο υγρασίας και αντίστροφα:

$$\begin{cases} W = \lambda_M \cdot \dfrac{f(t) \cdot \phi \cdot p^{sat}(t)}{p_{atm} - f(t) \cdot \phi \cdot p^{sat}(t)} \\ \phi = \dfrac{W \cdot p_{atm}}{f(t) \cdot p^{sat}(t) \cdot (W + \lambda_M)} \end{cases} \qquad \{2.23\}$$

Η σχετική υγρασία είναι λόγος πραγματικής προς μέγιστη δυνατή συγκέντρωση, ως εκ τούτου δεν πρέπει να συγχέεται με το ***βαθμό κορεσμού***, που εκφράζει το λόγο της πραγματικής προς τη μέγιστη δυνατή μάζα υγρασίας και που εκφράζεται από τη σχέση:

$$\mu(W,t) = \frac{W}{W^{sat}(t)} \qquad \{2.24\}$$

Από τα παραπάνω συνάγεται ότι η τιμή $W^{sat}(t)$ είναι μοναδική για κάθε θερμοκρασία· είναι, γνωστό, επίσης η «χωρητικότητα» αυτή του ξηρού αέρα να συνδέεται με υδρατμό αυξάνεται σημαντικά με την αύξηση της θερμοκρασίας. Αντίστοιχα, για κάθε τιμή του W υπάρχει μια μοναδική θερμοκρασία, που είναι ελάχιστη για τη διατήρηση της αέριας φάσης του ατμού και που προφανώς αντιστοιχεί σε κατάσταση κορεσμού: πρόκειται για τη ***θερμοκρασία σημείου δρόσου***, t_{dp}. Η περαιτέρω ψύξη του αέρα κάτω από τη θερμοκρασία δρόσου οδηγεί σε συμπύκνωση του υδρατμού και την εμφάνιση σταγονιδίων, είναι δε αυτή που ευθύνεται για την ομίχλη σε υγρές και ψυχρές περιοχές. Υπενθυμίζεται ότι στην άμεση εξατμιστική ψύξη προστίθεται νερό στον αέρα υπό μορφή υδρατμού, άρα ο λόγος υγρασίας του ψυχρού αέρα είναι πάντα υψηλότερος από αυτόν του ξηρου· αντίθετα, στην έμμεση εξατμιστική ψύξη δεν προστίθεται υγρασία στο ψυχόμενο ρεύμα, άρα ο λόγος υγρασίας παραμένει σταθερός. Η θερμοκρασία δρόσου, συναρτήσει της θερμοκρασίας και της σχετικής υγρασίας δίνεται από τη σχέση:

$$t_{dp}(\phi,t) = dp_0 + \sum_{1}^{3} dp_i \cdot \left(\ln\left(\frac{f(t)\cdot\phi\cdot p^{sat}(t)}{1000} \right) \right)^i + dp_4 \cdot \left(\frac{f(t)\cdot\phi\cdot p^{sat}(t)}{1000} \right)^{0.1984} \qquad \{2.25\}$$

της οποίας οι συντελεστές έχουν ήδη δοθεί στον Πίνακα 2.3 [21]. Η θερμοκρασία του σημείου δρόσου δεν είναι βασικό μέγεθος για τις εφαρμογές εξατμιστικής ψύξης, εντούτοις τα καινοτόμα εξατμιστικά συστήματα, όπως θα εξεταστεί σε επόμενο Κεφάλαιο, ποσοτικοποιούν το βαθμό απόδοσής τους, όχι μόνο ως προς τη θερμοκρασία υγρού βολβού, αλλά και ως προς τη θερμοκρασία δρόσου, συν, δε, τοις άλλοις στόχος τους είναι η επίτευξη της θερμοκρασίας δρόσου και όχι του υγρού βολβού.

Η τελευταία εντατική ιδιότητα του ατμοσφαιρικού αέρα είναι και η πλέον δύσκολα υπολογίσιμη· πρόκειται για την ήδη αναφερθείσα στο προηγούμενο εδάφιο ***θερμοκρασία υγρού βολβού***. Η εν λόγω θερμοκρασία, η φυσική υπόσταση της οποίας έχει αναλυθεί στο εδάφιο § 2.4., είναι εκείνη που θα αποκτήσει δεδομένη ποσότητα αέρα αν σε αυτή εξατμιστεί μέχρι κατάστασης κορεσμού νερό της ίδιας θερμοκρασίας. Η θερμοκρασία αυτή, εξαιτίας της μορφής της συσχέτισης μεταξύ θερμοκρασίας ξηρού βολβού και τάσης ατμών κορεσμού, δε μπορεί να υπολογιστεί αναλυτικά (ο ακριβής υπολογισμός της θερμοκρασίας υγρού βολβού απαιτεί την αριθμητική επίλυση μιας πεπλεγμένης εξίσωσης, η οποία είναι καταφανώς αντιπαραγωγική σε μεγάλα υπολογιστικά πλέγματα), ωστόσο για τις ανάγκες του παρόντος μπορεί να εξαχθεί από το παρακάτω πολυώνυμο, ως συνάρτηση της θερμοκρασίας ξηρού βολβού και της σχετικής υγρασίας, για τιμές της θερμοκρασίας μεταξύ 0^oC και 80^oC:

$$t_{wb}(\phi,t) = \sum_{i=1}^{36} a_i \cdot \phi^{b_i} \cdot t^{c_i} \qquad \{2.26\}$$

Οι συντελεστές και οι εκθέτες του πολυωνύμου δίνονται στον Πίνακα 2.4 για πέντε διαφορετικά υψόμετρα (και ισάριθμες πιέσεις).

Πίνακας 2.4: *Συντελεστές πολυωνυμικής προσαρμογής θερμοκρασίας υγρού βολβού*

i	b_i	c_i	a_i				
			0*m* (101.325*kPa*)	**200*m* (98.945*kPa*)**	**500*m* (95.461*kPa*)**	**1000*m* (89.875*kPa*)**	**1500*m* (84.556*kPa*)**
1	1	6	$-2.76790849324 \cdot 10^{-11}$	$-2.7912240735524 \cdot 10^{-11}$	$-2.80384856812762 \cdot 10^{-11}$	$-2.81341765197842 \cdot 10^{-11}$	$-2.80782757676099 \cdot 10^{-11}$
2	0	7	$-2.085785506 \cdot 10^{-13}$	$-2.07707187156183 \cdot 10^{-13}$	$-2.05280145053345 \cdot 10^{-13}$	$-2.00007171969922 \cdot 10^{-13}$	$-1.93267632309204 \cdot 10^{-13}$
3	0	6	$8.27722286316 \cdot 10^{-11}$	$8.20674431689693 \cdot 10^{-11}$	$8.07065112397343 \cdot 10^{-11}$	$7.8013861477356 \cdot 10^{-11}$	$7.48141943699274 \cdot 10^{-11}$
4	0	5	$-1.36190746545769 \cdot 10^{-8}$	$-1.34108131904988 \cdot 10^{-8}$	$-1.31165145737188 \cdot 10^{-8}$	$-1.25641165143048 \cdot 10^{-8}$	$-1.19374313571458 \cdot 10^{-8}$
5	1	5	$1.48997464204914 \cdot 10^{-8}$	$1.50585810091982 \cdot 10^{-8}$	$1.52556289271802 \cdot 10^{-8}$	$1.55167117337251 \cdot 10^{-8}$	$1.56879916205882 \cdot 10^{-8}$
6	2	5	$-6.8863081481931 \cdot 10^{-9}$	$-7.09100603874058 \cdot 10^{-9}$	$-7.34773595913535 \cdot 10^{-9}$	$-7.74188179417568 \cdot 10^{-9}$	$-8.08976760551129 \cdot 10^{-9}$
7	0	4	$1.08986854276442 \cdot 10^{-6}$	$1.06300299015354 \cdot 10^{-6}$	$1.02882784998957 \cdot 10^{-6}$	$9.67041948199234 \cdot 10^{-7}$	$8.9941044999617 \cdot 10^{-7}$
8	1	4	$-3.50688355343236 \cdot 10^{-6}$	$-3.50282744188509 \cdot 10^{-6}$	$-3.54544313764484 \cdot 10^{-6}$	$-3.60075800031308 \cdot 10^{-6}$	$-3.63510473558723 \cdot 10^{-6}$
9	2	4	$4.0995110230012 \cdot 10^{-6}$	$4.1071615247129 \cdot 10^{-6}$	$4.21795522641787 \cdot 10^{-6}$	$4.38573879022505 \cdot 10^{-6}$	$4.53034271917594 \cdot 10^{-6}$
10	3	4	$-1.41814163354963 \cdot 10^{-6}$	$-1.41367174349066 \cdot 10^{-6}$	$-1.46372014306391 \cdot 10^{-6}$	$-1.54223204690331 \cdot 10^{-6}$	$-1.61373827370243 \cdot 10^{-6}$
11	0	3	$-2.14288228908424 \cdot 10^{-5}$	$-1.97669147588791 \cdot 10^{-5}$	$-1.75257503651183 \cdot 10^{-5}$	$-1.35955207823654 \cdot 10^{-5}$	$-9.42692320216243 \cdot 10^{-6}$
12	1	3	$4.04850127314613 \cdot 10^{-4}$	$4.01648474915019 \cdot 10^{-4}$	$4.02027467284217 \cdot 10^{-4}$	$4.00706015289015 \cdot 10^{-4}$	$3.96805719761134 \cdot 10^{-4}$
13	2	3	$-9.70337488518371 \cdot 10^{-4}$	$-9.68848221427034 \cdot 10^{-4}$	$-9.773179327765 \cdot 10^{-4}$	$-9.87393127759681 \cdot 10^{-4}$	$-9.9204475657797 \cdot 10^{-4}$
14	3	3	$8.69796943303159 \cdot 10^{-4}$	$8.72117008500905 \cdot 10^{-4}$	$8.80161004061759 \cdot 10^{-4}$	$8.90227797482768 \cdot 10^{-4}$	$8.95776926877257 \cdot 10^{-4}$
15	4	3	$-2.88904439017472 \cdot 10^{-4}$	$-2.90897872490299 \cdot 10^{-4}$	$-2.92550542957406 \cdot 10^{-4}$	$-2.94233062643627 \cdot 10^{-4}$	$-2.94472213272994 \cdot 10^{-4}$
16	0	2	$-4.43896746706535 \cdot 10^{-3}$	$-4.46727407456611 \cdot 10^{-3}$	$-4.51677461380338 \cdot 10^{-3}$	$-4.60139326626203 \cdot 10^{-3}$	$-4.6885833846191 \cdot 10^{-3}$
17	1	2	$3.40625085992046 \cdot 10^{-3}$	$3.90635749698053 \cdot 10^{-3}$	$4.62173099076558 \cdot 10^{-3}$	$5.93424378061707 \cdot 10^{-3}$	$7.40211818107226 \cdot 10^{-3}$
18	2	2	$-6.23924966052324 \cdot 10^{-3}$	$-7.96700605690312 \cdot 10^{-3}$	$-1.07772969234503 \cdot 10^{-2}$	$-1.59116441658142 \cdot 10^{-2}$	$-2.16311858789472 \cdot 10^{-2}$
19	3	2	$5.1175180301907 \cdot 10^{-2}$	$5.42691010310108 \cdot 10^{-2}$	$5.98877205235375 \cdot 10^{-2}$	$6.99546718331025 \cdot 10^{-2}$	$8.09310479721427 \cdot 10^{-2}$
20	4	2	$-8.11055006768809 \cdot 10^{-2}$	$-8.40313924628142 \cdot 10^{-2}$	$-8.94474251700091 \cdot 10^{-2}$	$-9.89903596459569 \cdot 10^{-2}$	$-1.09195553430054 \cdot 10^{-1}$
21	5	2	$3.7339072265255 \cdot 10^{-2}$	$3.84270912318236 \cdot 10^{-2}$	$4.03617995370135 \cdot 10^{-2}$	$4.37323773418451 \cdot 10^{-2}$	$4.72883458630627 \cdot 10^{-2}$
22	0	1	$6.83640878206276 \cdot 10^{-1}$	$6.80218638428452 \cdot 10^{-1}$	$6.75268676577559 \cdot 10^{-1}$	$6.66968232984235 \cdot 10^{-1}$	$6.58601303799074 \cdot 10^{-1}$
23	1	1	$3.4534970673524 \cdot 10^{-1}$	$3.45401307608234 \cdot 10^{-1}$	$3.45346648703158 \cdot 10^{-1}$	$3.45077862333989 \cdot 10^{-1}$	$3.44760235621283 \cdot 10^{-1}$
24	2	1	$3.21395842970335 \cdot 10^{-1}$	$3.37063519111409 \cdot 10^{-1}$	$3.63949549832963 \cdot 10^{-1}$	$4.07217279258021 \cdot 10^{-1}$	$4.47342865458618 \cdot 10^{-1}$
25	3	1	$-5.14758342211161 \cdot 10^{-1}$	$-5.00148904908928 \cdot 10^{-1}$	$-4.73731325482335 \cdot 10^{-1}$	$-4.09490481954519 \cdot 10^{-1}$	$-3.15677584046504 \cdot 10^{-1}$
26	4	1	$-1.45380007113002 \cdot 10^{0}$	$-1.58087497878533 \cdot 10^{0}$	$-1.81448371020299 \cdot 10^{0}$	$-2.25670537101486 \cdot 10^{0}$	$-2.77254302745938 \cdot 10^{0}$
27	5	1	$3.31420258149949 \cdot 10^{0}$	$3.48704890219482 \cdot 10^{0}$	$3.80477710035709 \cdot 10^{0}$	$4.38762758304024 \cdot 10^{0}$	$5.04328247215791 \cdot 10^{0}$
28	6	1	$-1.70084554227042 \cdot 10^{0}$	$-1.77365917509534 \cdot 10^{0}$	$-1.90617236950317 \cdot 10^{0}$	$-2.14590630581722 \cdot 10^{0}$	$-2.41115385375618 \cdot 10^{0}$
29	0	0	$-6.03698064601361 \cdot 10^{0}$	$-6.13340257462673 \cdot 10^{0}$	$-6.29329055716588 \cdot 10^{0}$	$-6.56702683225686 \cdot 10^{0}$	$-6.8502973120053 \cdot 10^{0}$
30	1	0	$6.82630149494756 \cdot 10^{0}$	$6.9592063405452 \cdot 10^{0}$	$7.18225687917138 \cdot 10^{0}$	$7.56748847074584 \cdot 10^{0}$	$7.9703939887901 \cdot 10^{0}$
31	2	0	$-3.14994093282345 \cdot 10^{0}$	$-3.27141520605275 \cdot 10^{0}$	$-3.49787864377798 \cdot 10^{0}$	$-3.9044193602441 \cdot 10^{0}$	$-4.35219638594608 \cdot 10^{0}$
32	3	0	$1.26631637553059 \cdot 10^{1}$	$1.3375275810142 \cdot 10^{1}$	$1.47188992795482 \cdot 10^{1}$	$1.72713510994394 \cdot 10^{1}$	$2.02750379038848 \cdot 10^{1}$
33	4	0	$-4.91519836713173 \cdot 10^{1}$	$-5.23849321420389 \cdot 10^{1}$	$-5.84030017981054 \cdot 10^{1}$	$-6.98365419512324 \cdot 10^{1}$	$-8.32647989952505 \cdot 10^{1}$
34	5	0	$1.09704683999231 \cdot 10^{2}$	$1.16572265942301 \cdot 10^{2}$	$1.29289585039927 \cdot 10^{2}$	$1.53215410701567 \cdot 10^{2}$	$1.8098086534204 \cdot 10^{2}$
35	6	0	$-1.14202159832997 \cdot 10^{2}$	$-1.20783907643188 \cdot 10^{2}$	$-1.3293143276387 \cdot 10^{2}$	$-1.55587604237336 \cdot 10^{2}$	$-1.81607615563265 \cdot 10^{2}$
36	7	0	$4.33985668272991 \cdot 10^{1}$	$4.57201938154749 \cdot 10^{1}$	$4.9990492003656 \cdot 10^{1}$	$5.79010936204886 \cdot 10^{1}$	$6.69127663627473 \cdot 10^{1}$

Η χρήση της εξίσωσης {2.26} επιτρέπει τον ταχύτατο υπολογισμό της θερμοκρασίας υγρού βολβού, ως και 85% ταχύτερα σε σχέση με την αναλυτική μέθοδο. Η υπολογιστική αποδοτικότητα της προτεινόμενης μεθόδου είναι ζωτικής σημασίας για την ταχεία και ακριβή εκτέλεση πυκνών υπολογιστικών πλεγμάτων μοντελοποίησης συσκευών εξατμιστικής ψύξης σε επόμενα Κεφάλαια.

§ 2.5.1. Εκτατικές ιδιότητες ατμοσφαιρικού αέρα

Όπως έχει προαναφερθεί, ο ατμοσφαιρικός αέρας αποτελεί μείγμα δύο συνιστωσών (ξηρού αέρα και υγρασίας), αμελούμενων των ιχνών άλλων χημικών στοιχείων ή ενώσεων (π.χ. CO_2). Οι εκτατικές ιδιότητες (ενθαλπία, εντροπία, όγκος) είναι δυνατό να υπολογιστούν ξεχωριστά για τον ξηρό αέρα και την υγρασία, η ένωση δε αυτών με σκοπό το σχηματισμό του ατμοσφαιρικού αέρα προκύπτει με χρήση του βαθμού κορεσμού. Γνωστών, δηλαδή, των μεγεθών ξηρού αέρα («da») και κορεσμένου αέρα («sa»), χρησιμοποιούνται οι σχέσεις [23]:

$$\begin{cases} h(w,t) = h_{da}(t) + \mu(w,t)\cdot\left(h_{sa}(t) - h_{da}(t)\right) = h_{da}(t)\cdot\left(1-\mu(w,t)\right) + \mu(w,t)\cdot h_{sa}(t) \\ s(w,t) = s_{da}(t) + \mu(w,t)\cdot\left(s_{sa}(t) - s_{da}(t)\right) = s_{da}(t)\cdot\left(1-\mu(w,t)\right) + \mu(w,t)\cdot s_{sa}(t) \\ v(w,t) = v_{da}(t) + \mu(w,t)\cdot\left(v_{sa}(t) - v_{da}(t)\right) = v_{da}(t)\cdot\left(1-\mu(w,t)\right) + \mu(w,t)\cdot v_{sa}(t) \end{cases} \qquad \{2.27\}$$

§ 2.5.2. Υπολογισμός ενθαλπίας και εντροπίας του ξηρού αέρα

Για τον προσδιορισμό των μεγεθών αυτών, με δεδομένο ότι η μερική πίεση του ξηρού αέρα σε εφαρμογές εξατμιστικής ψύξης είναι ελάχιστα μικρότερη από την ατμοσφαιρική, κατά συνέπεια αυτός συμπεριφέρεται με καλή προσέγγιση ως τέλειο αέριο, είναι εφικτή η χρήση της ειδικής ισόθλιπτης θερμοχωρητικότητας. Η τιμή αυτής είναι συνάρτηση μόνο της θερμοκρασίας και δίνεται από το πολυώνυμο:

$$c_{p,da}(t) = \frac{\sum_{i=-1}^{2} c_i \cdot (t+T_0)^i}{M_a} \qquad \{2.28\}$$

της οποίας οι συντελεστές έχουν ήδη δοθεί στον Πίνακα 2.3.. Βάσει αυτής και για θερμοκρασία αναφοράς τους 0^oC, η ειδική ενθαλπία και η ειδική εντροπία του ξηρού αέρα προκύπτουν από τα κάτωθι ορισμένα ολοκληρώματα:

$$h_{da}(t) = \int_{T_0}^{t+T_0} c_{p,da}(t)dt \qquad \{2.29\}$$

$$s_{da}(t) = \int_{T_0}^{t+T_0} \frac{c_{p,da}(t)}{t+T_0}dt \qquad \{2.30\}$$

§ 2.5.3. Υπολογισμός ενθαλπίας και εντροπίας του κορεσμένου αέρα

Βάσει των αναλυτικών τιμών της IAPWS είναι δυνατόν ο ταχύς και ακριβής υπολογισμός των ενεργειακών ιδιοτήτων του κορεσμένου ατμού, ο οποίος συμμετέχει στον κορεσμένο αέρα. Τα εκτατικά μεγέθη που αφορούν στον κορεσμένο ατμό (saturated steam, «ss») ανάγονται βάσει του λόγου υγρασίας κορεσμού στην ποσότητα ξηρού αέρα που εμπεριέχεται στον κορεσμένο αέρα, ως ακολούθως:

$$h_{sa}(t) = h_{da}(t) + W^{sat}(t)\cdot h_{ss}(t) \qquad \{2.31\}$$

$$s_{sa}(t) = s_{da}(t) + W^{sat}(t) \cdot s_{ss}(t) \qquad \{2.32\}$$

Αντικαθιστώντας τις τιμές που προκύπτουν από τις παραπάνω σχέσεις στην {2.27}, προκύπτουν με ακρίβεια η ειδική ενθαλπία και εντροπία του ατμοσφαιρικού αέρα για οποιοδήποτε ζεύγος θερμοκρασίας και λόγου υγρασίας.

§ 2.5.4. Υπολογισμός ειδικού όγκου του ξηρού και του κορεσμένου αέρα

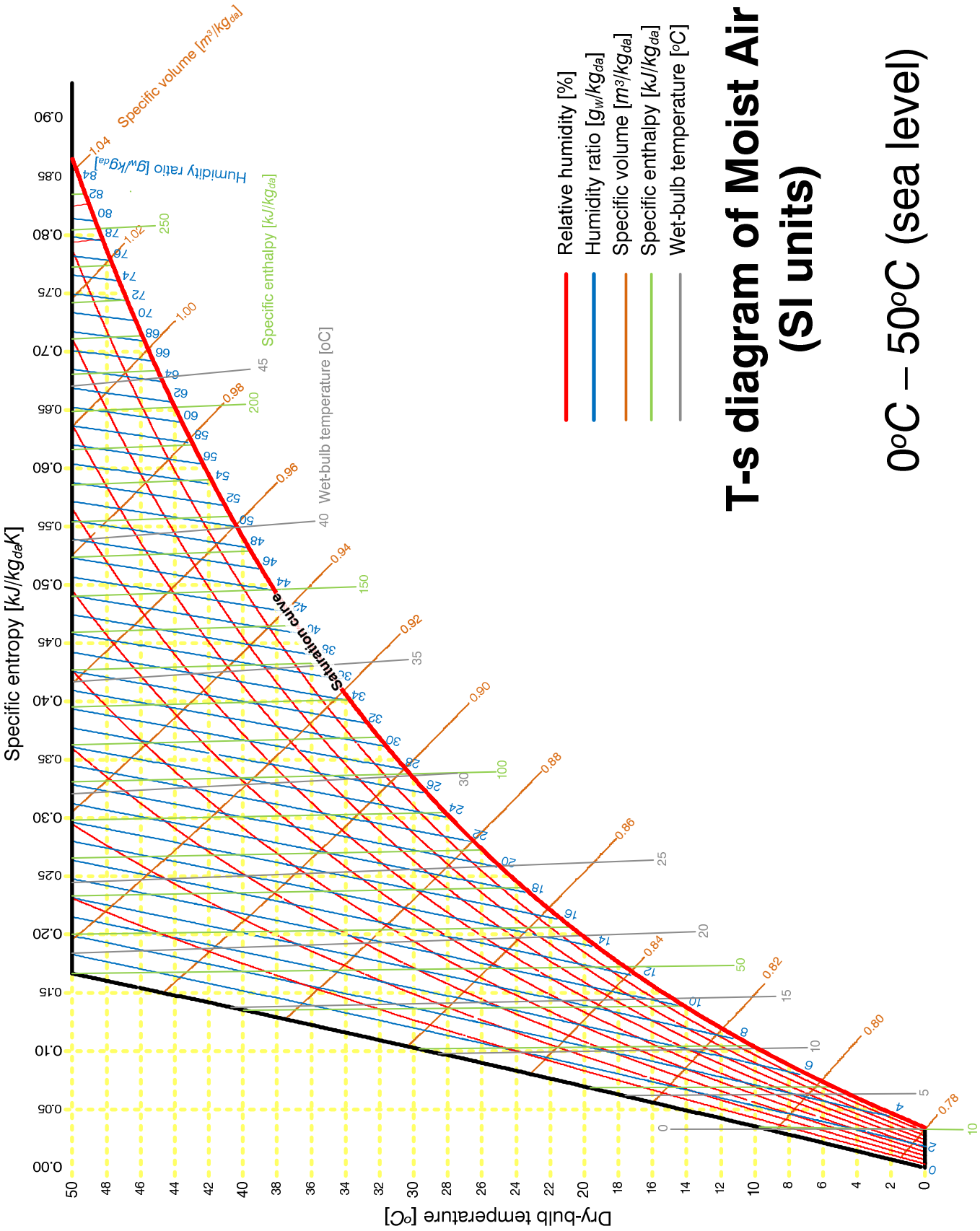
Η φύση του ειδικού όγκου ως εντατικού μεγέθους είναι ιδιαίτερη, μη δεκτική σε εφαρμογή του σκεπτικού με το οποίο υπολογίστηκαν οι ειδικές ενθαλπία και εντροπία του κορεσμένου αέρα. Εις ότι αφορά στον ξηρό αέρα, ο ειδικός όγκος του δίνεται από την πολυωνυμική σχέση:

$$v_{da}(t) = \left[\left(\sum_{i=0}^{4} v_i \cdot t^i \right) \cdot M_a \right]^{-1} \qquad \{2.33\}$$

της οποίας οι συντελεστές έχουν ήδη δοθεί στον Πίνακα 2.3. Ο ειδικός όγκος του κορεσμένου αέρα δίνεται απλά από τη σχέση:

$$v_{sa}(t) = \frac{v_{da}(t)}{y_{da}^{sat}(t)} \qquad \{2.34\}$$

Στο Παράρτημα 1 παρέχεται ένα αναλυτικό φύλλο, γραμμένο σε περιβάλλον MathCAD, με σκοπό τη δόμηση μιας μεθόδου υπολογισμού όλων των ψυχρομετρικών και ενεργειακών μεγεθών συναρτήσει της θερμοκρασίας και του λόγου υγρασίας. Επίσης, στη σελίδα 35 δίνεται διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας, στο οποίο ενδείκνυνται με κίτρινο πλέγμα οι θερμοκρασίες ξηρού βολβού και οι λόγοι υγρασίας, με κόκκινες καμπύλες οι σχετικές υγρασίες, με πράσινες γραμμές οι ειδικές ενθαλπίες, με γκρι γραμμές οι θερμοκρασίες υγρού βολβού και με πορτοκαλί γραμμές οι ειδικοί όγκοι.


T-s diagram of Moist Air
(SI units)
0°C – 50°C (sea level)
Relative humidity [%]
Humidity ratio [g_w/kg_{da}]
Specific volume [m^3/kg_{da}]
Specific enthalpy [kJ/kg_{da}]
Wet-bulb temperature [°C]
Specific entropy [$kJ/kg_{da}K$]
Dry-bulb temperature [°C]
Saturation curve
Humidity ratio [g_w/kg_{da}]
Specific volume [m^3/kg_{da}]
Specific enthalpy [kJ/kg_{da}]
Wet-bulb temperature [°C]

Ονοματολογία

Μεγέθη

A	εμβαδό διεπιφάνειας	$[m^2]$
c_p	ειδική θερμοχωρητικότητα	$[kJ/kgK]$
f	συντελεστής εξάτμισης	[-]
g	ποσότητα εξατμιζόμενου νερού (γενικά)	$[kg/m^2]$
G	μάζα συνιστωσών αέρα	$[kg]$
h	ενθαλπία	$[kJ/kg]$
k_{h}	συντελεστής μετάδοσης θερμότητας	$[W/m^2K]$
k_{m}	συντελεστής μεταφοράς μάζας	$[kg/m^2s]$
n	ποσότητα μορίων	$[mol/m^2s]$
q	ρεύμα θερμότητας	$[kJ/s]$
p	πίεση	$[bar]$
p_{sat}	τάση ατμών κορεσμού	$[Pa]$
r	λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης	$[kJ/kg]$
s	ειδική εντροπία	$[kJ/kgK]$
t	θερμοκρασία	$[^oC]$
T	απόλυτη θερμοκρασία	$[K]$
v	ειδικός όγκος	$[m^3/kg_{da}]$
W	λόγος υγρασίας	$[kg_{\mathrm{w}}/kg_{\mathrm{da}}]$
μ	βαθμός κορεσμού	[-]
λ_M	λόγος μοριακών μαζών	[-]
ϕ	σχετική υγρασία	$[\%]$

Δείκτες

a	αέρας
ad	αδιαβατικός (αναφέρεται στη θερμοκρασία αδιαβατικού κορεσμού)
air	ατμοσφαιρικός αέρας
da	ξηρός αέρας
db	ξηρού βολβού (αναφέρεται σε θερμοκρασία)
dp	δρόσου (αναφέρεται σε θερμοκρασία)
ev	εξάτμιση
sat	κορεσμός
w	νερό
wb	υγρού βολβού (αναφέρεται σε θερμοκρασία)
wv	υδρατμός

3ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ
ΑΜΕΣΗ ΕΞΑΤΜΙΣΤΙΚΗ ΨΥΞΗ
Η ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΤΟΥ ΝΕΡΟΥ

§ 3.0. Εισαγωγή

Η άμεση εξατμιστική ψύξη αποτελεί την πιο εύκολα υλοποιήσιμη εφαρμογή της εξατμιστικής ψύξης. Συνίσταται στη διέλευση ξηρού και θερμού αέρα μέσα από ένα πορώδες μέσο, το οποίο διατηρείται πάντα υγρό με νερό και στην αλληλεπίδραση αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας μεταξύ αέρα και νερού. Ο χαρακτηρισμός «άμεση» αναφέρεται στο γεγονός ότι ο ίδιος ο αέρας που έρχεται σε επαφή με το υγρό φιλμ διοχετεύεται τελικώς στον κλιματιζόμενο χώρο· αντίθετα, στην έμμεση εξατμιστική ψύξη είναι άλλο το ρεύμα που εκτελεί την εξάτμιση και άλλο αυτό που χρησιμοποιείται για τον κλιματισμό.

Στο προηγούμενο Κεφάλαιο μελετήθηκαν οι έννοιες του θεωρητικού κάτω ορίου της εξατμιστικής ψύξης και της επίδρασης των ποσοτήτων νερού και αέρα στην «ποιότητα» της εξάτμισης. Στην πράξη, τα λειτουργικά χαρακτηριστικά των εξατμιστικών ψυκτών είναι τέτοια που επιτρέπουν την άρση του περιορισμού των διαθέσιμων ποσοτήτων νερού και αέρα, μιας και τόσο ο αέρας διατίθεται σε απεριόριστες ποσότητες, όσο και το νερό ανανεώνεται συνεχώς, αναπληρώνοντας την ποσότητα που έχει εξατμιστεί.

Η μαθηματική προσομοίωση των φαινομένων μεταφοράς στους άμεσους εξατμιστικούς ψύκτες έχει αποτελέσει αντικείμενο μελέτης πολλών ερευνητών και ερευνητικών ομάδων· αναφέρονται ενδεικτικά οι πιο πρόσφατες εργασίες:

- οι J. R. Camargo, C. D. Ebinuma και S. Cardoso το 2003 παρουσιάζουν ένα απλό μαθηματικό μοντέλο για άμεσους εξατμιστικούς ψύκτες, βασισμένο στη συναλλαγή αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας μεταξύ φιλμ νερού και αέρα, καταλήγοντας σε μια εκθετικής μορφής συσχέτιση του βαθμού απόδοσης με την ωφέλιμη επιφάνεια συναλλαγής και την παροχή μάζας [24].
- οι A. Fouda και Z. Melikyan το 2010 προχωρούν πέραν της περιγραφής της μόνιμης κατάστασης ενός εξατμιστικού ψύκτη, στη μελέτη της μεταβατικής κατάστασης της λειτουργίας του [25]. Προσομοιώνοντας έναν μονοδιάστατο άμεσο εξατμιστικό ψύκτη και χρησιμοποιώντας τις βασικές διαφορικές εξισώσεις διατήρησης μάζας, ορμής και ενέργειας, συμπεραίνουν ότι η θερμοκρασία του εξερχόμενου αέρα αποκαθίσταται σε χρόνο μικρότερο του 0.5*s* και ότι ο χρόνος αποκατάστασης είναι σχεδόν αμετάβλητος και ανεξάρτητος από το μήκος του εξατμιστικού ψύκτη (σε αντίθεση, προφανώς, με τη θερμοκρασία).
- οι J. R. Camargo, C. D. Ebinuma και J. L. Silveira το 2005 παρουσιάζουν μια ολοκληρωμένη πειραματική και υπολογιστική προσέγγιση των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών, επαναλαμβάνοντας το υπολογιστικό μοντέλο που ανέπτυξαν το 2003, συμπληρώνοντας και επιβεβαιώνοντας το με μια σειρά πειραματικών συσχετίσεων [26].
- οι S. S. Kachhwaha και S. Prabhakar το 2010 δημοσιεύουν μια εργασία υπολογιστικής προσομοίωσης της συμπεριφοράς των εξατμιστικών ψυκτών, εστιάζοντας στα θερμορρευστομηχανικά φαινόμενα και συσχετίζοντάς την με τους βασικούς αδιάστατους συντελεστές [27]. Η επίλυση βασίζεται στη μέθοδο μονάδων μεταφοράς

(NTU), καταλήγοντας στην (γνωστή, πια) εκθετική μείωση του βαθμού απόδοσης ως προς τις NTU.

- ο R. M. Lazzarin παρουσιάζει μια ολοκληρωμένη εργασία, σχετικά με την εφαρμογή των συστημάτων άμεσης εξατμιστικής ψύξης και τη δυνατότητα διασύνδεσής τους με αφυγραντήρες, παρέχοντας χρήσιμα συμπεράσματα για τη (μη αυτόνομη) εφαρμογή τους σε κτήρια [28].
- οι G. Heidarinejad, M. F. Farahani και S. Delfani το 2009 δημοσιεύουν μια διερεύνηση της παράλληλης λειτουργίας ενός συστήματος νυχτερινού δροσισμού και ενός άμεσου εξατμιστικού ψύκτη [29]. Ενοποιώντας τη θερμοκρασιακή επίδραση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και τον παραγόμενο αέρα και χωρίς εις βάθος ανάλυση των φαινομένων μεταφοράς στον εξατμιστικό ψύκτη, με έμφαση στο περιβάλλον της Μέσης Ανατολής.
- οι J. M. Wu, X. Huang και H. Zhang το 2008 παρουσιάζουν ένα μοντέλο, βασισμένο σε ένα συγκεκριμένου τύπου πορώδες μέσο, χωρίς ιδιαίτερη έμφαση στα φαινόμενα μεταφοράς, αλλά με αναλυτική τρισδιάστατη επίλυση των εξισώσεων διατήρησης, επιβεβαιώνει πειραματικά αποτελέσματα εξατμιστικού ψύκτη (για βαθμό απόδοσης περίπου 90%) [30]. Οι ίδιοι συγγραφείς σε άλλη δημοσίευσή τους αναπτύσσουν ένα απλό ενεργειακό μοντέλο, καταλήγοντας σε μια εκθετική σχέση μεταξύ του βαθμού απόδοσης και της μετωπικής ταχύτητας, η οποία δίνει παρεμφερή αποτελέσματα με την αναλυτική τρισδιάστατη μέθοδο [31].
- ο Y.J. Dai και ο K. Sumathy το 2002 παρουσιάζουν μια ενδιαφέρουσα εργασία, στην οποία το βάρος μετατοπίζεται στη μορφολογία του πληρωτικού υλικού, εξετάζοντας μια δομή τύπου κυψέλης [32]. Αφού εφαρμόσουν σχέσεις απλουστευτικές, αλλά πάντως ικανοποιητικής ακρίβειας, καταλήγουν στο συμπέρασμα ότι η δομή αυτή μπορεί να μειώσει τη θερμοκρασία του αέρα κατά 9^oC, απαιτώντας ενεργό μήκος του πληρωτικού υλικού περίπου $10cm$, εφόσον η μετωπική ταχύτητα του αέρα είναι αρκετά υψηλή, περίπου $4m/s$.

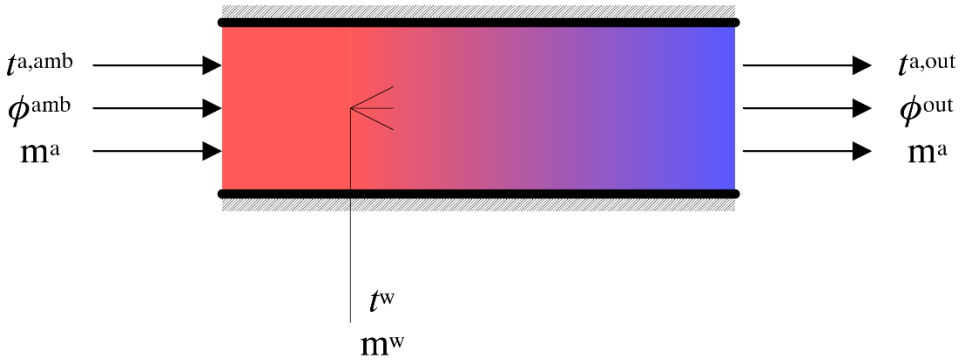
Με αφετηρία άλλες εργασίες, δημοσιευμένες στη βιβλιογραφία, σχετικές με τη λειτουργία των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών, εδώ θα προστεθεί μια παραπάνω συνιστώσα στη μελέτη αυτών: η θερμοκρασία του νερού, με το οποίο τροφοδοτείται ο ψύκτης. Αντίθετα με την παραδοχή, βάσει της οποίας αναλύεται και μοντελοποιείται η λειτουργία των ψυκτών, πως η θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας είναι σταθερή και ίση με τη θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα, πρόκειται να αναπτυχθεί ένα αναλυτικό ενεργειακό μοντέλο, βασισμένο στη συναλλαγή αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας και στη δράση των φαινομένων μεταφοράς, όπου όλα τα λειτουργικά στοιχεία του ψύκτη θα αποτελούν (βρεχόμενη επιφάνεια, θερμοκρασία νερού, συνθήκες περιβάλλοντος, παροχή αέρα) θα αποτελούν δεδομένα εισόδου και βάσει αυτών θα μπορεί να προσδιοριστεί ο βαθμός απόδοσης, η θερμοκρασία και η σχετική υγρασία στην έξοδο του ψύκτη (και μέσω αυτών να αξιολογείται η καταλληλότητα του αέρα για κλιματισμό χώρων), η ψυκτική ικανότητα του ψύκτη και η ειδική κατανάλωση του νερού, η οποία εν γένει δεν αποτελεί αντικείμενο ενδιαφέροντος των δημοσιευμένων εργασιών, αν και πρόκειται για ένα άκρως σημαντικό μέγεθος, σχετιζόμενο με τους ενεργειακούς πόρους που απαιτούνται για τη λειτουργία του άμεσου εξατμιστικού ψύκτη.

Το παρόν Κεφάλαιο διαρθρώνεται στα παρακάτω εδάφια:

1. *Ειδικά χαρακτηριστικά των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών*
2. *Φαινόμενα μεταφοράς στους άμεσους εξατμιστικούς ψύκτες*
3. *Συμπεριφορά και απόδοση των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών*

§ 3.1. Ειδικά χαρακτηριστικά των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών

Ο πιο απλός τρόπος υλοποίησης της άμεσης εξατμιστικής ψύξης δεν είναι άλλος παρά η έγχυση με ψεκασμό σταγονιδίων νερού σε ρεύμα αέρα, όπως παρίσταται στην Εικόνα 3.1.



Εικόνα 3.1: *Διεργασία αδιαβατικής ύγρανσης ατμοσφαιρικού αέρα*

Ποσότητα αέρα περιβάλλοντος m_a με θερμοκρασία $t_{a,amb}$ και σχετική υγρασία ϕ_{amb} αναμειγνύεται αδιαβατικά με ποσότητα νερού m_w θερμοκρασίας t_w. Δεδομένου ότι κατά τη διεργασία αυτή δε χάνεται ούτε προστίθεται αέρας, η παροχή μάζας του ξηρού αέρα στο τέλος της διεργασίας (κατάσταση «out») θα είναι ίση με αυτή στην αρχή (κατάσταση «amb»). Ο αέρας στην έξοδο, λόγω της πλήρους εξάτμισης του νερού, αναμένεται να είναι ψυχρότερος και υγρότερος από αυτόν του περιβάλλοντος, ιδανικά δε θα πρέπει να είναι τελείως κορεσμένος (για το λόγο αυτό η παραπάνω διεργασία καλείται και ***αδιαβατικός κορεσμός***).

Από τις συνθήκες του αέρα στην είσοδο και την έξοδο της διεργασίας είναι δυνατό να προσδιοριστούν οι αντίστοιχες ενθαλπίες, h_{amb} και h_{out}, και οι αντίστοιχοι λόγοι υγρασίας W_{amb} και W_{out}. Η διατήρηση μάζας και ενέργειας δίνει [21]:

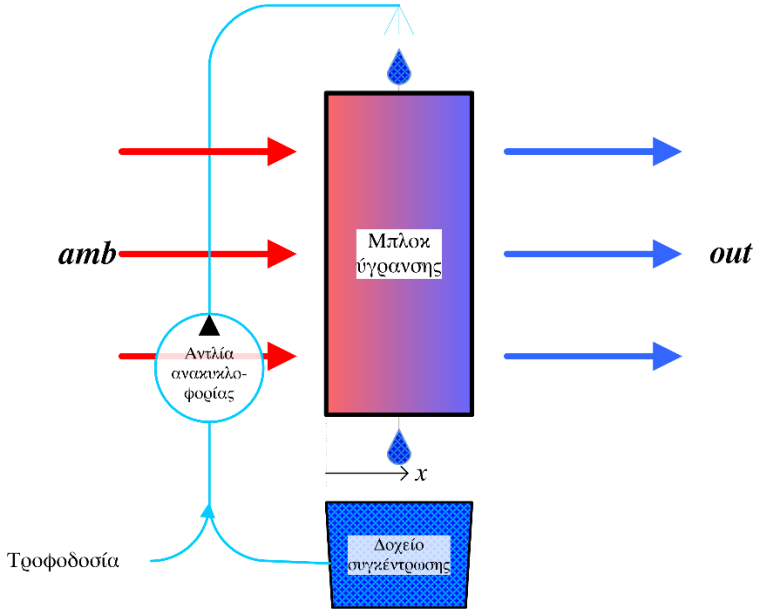
$$\begin{cases} m_a \cdot h_{amb} + m_w \cdot h_w = m_a \cdot h_{out} \\ m_a \cdot W_{amb} + m_w = m_a \cdot W_{out} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} h_{out} = h_{amb} + \dfrac{m_w}{m_a} \cdot h_w \\ W_{out} = W_{amb} + \dfrac{m_w}{m_a} \end{cases} \qquad \{3.1\}$$

Από τις παραπάνω σχέσεις εξάγονται χρήσιμα συμπεράσματα για τη τελική κατάσταση του αέρα, όταν δηλαδή αυτός θα έχει υποστεί την άμεση εξατμιστική ψύξη:

- προκειμένου να μη μεταβληθεί η ενθαλπία του αέρα, καίτοι το φαινόμενο είναι αδιαβατικό, θα πρέπει η ενθαλπία του εγχυόμενου νερού να είναι «μηδενική», ή, εναλλακτικά, η θερμοκρασία του νερού να είναι ίση προς τη θερμοκρασία υγρού βολβού του περιβάλλοντος
- για δεδομένη τιμή της θερμοκρασία του νερού, η ρύθμιση της παροχής του επιτρέπει την επίτευξη κάποιας επιθυμητής τιμής λόγου υγρασίας στην έξοδο, άρα την επίτευξη συγκεκριμένων συνθηκών ψυχρού αέρα.

Τα τεχνικά χαρακτηριστικά ενός τέτοιου συστήματος είναι θετικά (πολύ μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής μεταξύ αέρα και σταγονιδίων, δυνατότητα ρύθμισης της ποιότητας του αέρα εξόδου), ωστόσο αυτού του τύπου η ψύξη δεν είναι συνήθης, παρά μόνο σε συγκεκριμένες περιπτώσεις (π.χ. οι εξατμιστικοί ανεμιστήρες), λόγω της πολύ έντονης εξάρτησής της από την αδειάλειπτη παροχή νερού και τη θερμοκρασία του νερού. Οι ***άμεσοι εξατμιστικοί ψύκτες*** αίρουν τις δυσχέρειες αυτές: ένας τυπικός οικιακός άμεσος εξατμιστικός ψύκτης αποτελείται από ένα μπλοκ ύγρανσης, έναν

ανεμιστήρα, ένα δοχείο συγκέντρωσης του νερού που σταλάζει, μια αντλία νερού και ένα σύστημα διανομής νερού (το οποίο μπορεί να υλοποιείται είτε από έναν απλό ψεκαστήρα είτε από δίκτυο τριχοειδών σωληνώσεων μεταφοράς του νερού), όπως απεικονίζεται στην Εικόνα 3.2.



Εικόνα 3.2: *Σχηματική παράσταση άμεσου εξατμιστικού ψύκτη*

Ο ανεμιστήρας αναρροφά αέρα από το περιβάλλον και τον οδηγεί στο μπλοκ, όπου διενεργείται η άμεση εξατμιστική ψύξη. Η αντλία επιστρέφει το νερό που σταλάζει (και που αποτελεί μια σημαντική ποσότητα του νερού με το οποίο τροφοδοτείται ο ψύκτης, ώστε να μην είναι αποδεκτή η αποχέτευσή του), ενώ συμπληρώνεται το νερό που εξατμίζεται. Ο ψυχρός αέρας διοχετεύεται στον κλιματιζόμενο χώρο είτε άμεσα (κυρίως, όταν πρόκειται για μικρές μονάδες) είτε με δίκτυο αεραγωγών (σε κεντρικά κλιματιστικά συστήματα).

Συγκριτικά με τον ψεκασμό του νερού σε ρεύμα αέρα, οι άμεσοι εξατμιστικοί ψύκτες πλεονεκτούν σημαντικά ως προς την αυτονομία και την ευστάθεια. Ένας πραγματικός ψύκτης μπορεί να λειτουργήσει χωρίς ανατροφοδότηση για αρκετές ώρες, χρησιμοποιώντας το νερό που έχει «εγκλωβιστεί» στα απορροφητικά στοιχεία του μπλοκ ύγρανσης· αντίθετα, ο ψεκασμός εξαρτάται καίρια από την αδειάλειπτη παροχή νερού, μιας και μείωση ή διακοπή της παροχής οδηγεί σε ελάχιστο χρόνο στην ελάττωση ή το μηδενισμό της ψυκτικής ικανότητας της διεργασίας. Επιπροσθέτως, το μπλοκ ύγρανσης, λειτουργώντας κοντά στο θερμοδυναμικό κάτω όριο της εξάτμισης, όπως αυτό αναλύθηκε στο εδάφιο §2.6., αποτελεί μια «θερμική μάζα», που μπορεί να αποτρέψει σε μεγάλες διακυμάνσεις της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος ή του νερού να επηρεάσουν έντονα την κατάσταση του αέρα στην έξοδο του ψύκτη. Ένας καλοσχεδιασμένος ψύκτης, με ικανή βρεχόμενη επιφάνεια και απεριόριστη παροχή νερού μπορεί να πετύχει βαθμό απόδοσης ως και 95%· από την άλλη, αν η ροή του νερού δεν είναι βέλτιστη και η βρεχόμενη επιφάνεια είναι ανεπαρκής, η απόδοση μπορεί να μειωθεί έως και κάτω του 50% [1].

Το μπλοκ ύγρανσης είναι το τμήμα του άμεσου εξατμιστικού ψύκτη όπου λαμβάνει χώρα η επαφή μεταξύ νερού και αέρα, ώστε να γίνει η απορρόφηση της υγρασίας και η ψύξη του αέρα. Στόχοι που τίθενται κατά το σχεδιασμό των μπλοκ ύγρανσης είναι η ελάχιστη δυνατή πτώση πίεσης του αέρα, η μέγιστη βρεχόμενη επιφάνεια, η ομοιόμορφη κατανομή του νερού και ύγρανση του αέρα, η δυνατότητα αυτοκαθαρισμού και η αντοχή στα συνήθη σωματίδια του αέρα· ωστόσο, τα πραγματικά μπλοκ δε μπορούν να πετύχουν όλους τους προαναφερθένοντες στόχους.

§ 3.2. Φαινόμενα μεταφοράς στους άμεσους εξατμιστικούς ψύκτες

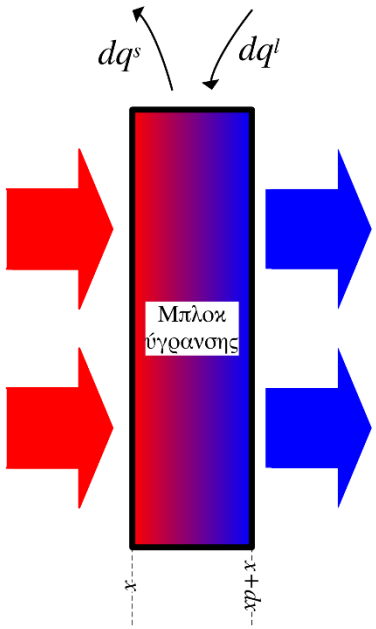
Η συμπεριφορά και η απόδοση των εξατμιστικών ψυκτών έχει απασχολήσει πολλές ερευνητικές ομάδες κατά τις τελευταίες δεκαετίες και τα αποτελέσματα που έχουν εξαχθεί είναι ενδιαφέροντα. Οι προσεγγίσεις που ακολουθούνται στις εργασίες αυτές βασίζονται στην ανάλυση φαινομένων μεταφοράς θερμότητας και μάζας ή στο ισοζύγιο μεταξύ αισθητού και λανθάνοντος φορτίου. Για λόγους απλότητας, το νερό τροφοδοσίας συνήθως θεωρείται ότι βρίσκεται σε θερμοκρασία ίση προς τη θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα εισόδου (ονομαστική συνθήκη τροφοδοσίας).

Στόχος της ανάλυσης που θα αναπτυχθεί στο παρόν εδάφιο είναι ακριβώς η άρση αυτού του περιορισμού και η κατασκευή ενός μαθηματικού μοντέλου όπου η θερμοκρασία του νερού θα είναι ένα ακόμη δεδομένο εισόδου, δηλαδή το μοντέλο να είναι ανεξάρτητο της θερμοκρασίας του νερού. Όταν η θερμοκρασία του νερού είναι διαφορετική από τη θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα, τότε κατά την επαφή του αέρα με την υγρή επιφάνεια, οι δύο αυτές θερμοκρασίες τείνουν να εξισωθούν· στην πράξη, η διαφορά τους στην έξοδο του ψύκτη είναι μικρότερη από την είσοδό τους σε αυτόν, μιας και η πλήρης εξίσωση των θερμοκρασιών θα επιτυγχανόταν μόνο επί άπειρης επιφάνειας συναλλαγής.

Οι παραδοχές, στις οποίες θα στηριχτεί η ενεργειακή ανάλυση είναι οι παρακάτω:

- το νερό διαχέεται στο μπλοκ κατά τρόπο ομοιόμορφο, με σταθερή θερμοκρασία και είναι διαθέσιμο σε απεριόριστη ποσότητα
- η ύγρανση του μπλοκ είναι μόνιμη και πάντα ικανή να καλύψει οποιαδήποτε ζήτηση σε υγρασία
- για δεδομένες συνθήκες εισόδου και δεδομένη διαμόρφωση του μπλοκ, οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας k_h και μάζας k_m διατηρούνται σταθεροί σε όλο τον όγκο του μπλοκ
- ο αριθμός Lewis είναι ίσος προς τη μονάδα
- το φαινόμενο εξελίσσεται μονοδιάστατα και το μπλοκ είναι θερμικά μονωμένο
- η πτώση πίεσης του αέρα κατά τη διέλευσή του από το μπλοκ είναι αμελητέα.

Σε κάποια θέση x από την είσοδο στο μπλοκ, θεωρείται τομή κάθετη προς τη ροή του αέρα, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.3.



Εικόνα 3.3: *Τομή του μπλοκ ύγρανσης κατά τη διεύθυνση της ροής*

Σε αυτή τη διατομή, ο αέρας παροχής m_a εισέρχεται έχοντας ενθαλπία h_a και εξέρχεται με ενθαλπία $h_a + dh_a$. Η απειροστή μεταβολή της ενθαλπίας οφείλεται στη συναλλαγή αισθητής και λανθάνουσας ενέργειας, ώστε να είναι:

$$m_a \cdot h_a + dq_l - dq_s = m_a \cdot (h_a + dh_a) \Rightarrow m_a \cdot dh_a = dq_s - dq_l \qquad \{3.2\}$$

Η ενθαλπία του υγρού αέρα είναι άθροισμα του όρου ενθαλπίας του ξηρού αέρα και του όρου ενθαλπίας της υγρασίας:

$$h_a = c_{p,a} \cdot t_a + W \cdot (c_{p,sat} \cdot t_a + r) \qquad \{3.3\}$$

όπου r είναι η θερμότητα ατμοποίησης του νερού [30]. Διαφορίζοντας την εξίσωση {3.3}, λαμβάνεται:

$$dh_a = c_{p,a} \cdot dt_a + dc_{p,a} \cdot t_a + dW \cdot (c_{p,sat} \cdot t_a + r) + W \cdot (c_{p,sat} \cdot dt_a) \qquad \{3.4\}$$

Αμελώντας τον δεύτερο προσθετέο της εξίσωσης {3.4}, μιας και η ειδική θερμότητα του αέρα μπορεί να θεωρηθεί σταθερή στο εύρος θερμοκρασιών εντός του οποίου λειτουργεί ο ψύκτης, αυτή τελικώς γράφεται:

$$dh_a = c_{p,a} \cdot dt_a + dW \cdot (c_{p,sat} \cdot t_a + r) + W \cdot c_{p,sat} \cdot dt_a \qquad \{3.5\}$$

Το αισθητό φορτίο που συναλλάσσεται μεταξύ αέρα και υγρής βρεχόμενης επιφάνειας υπολογίζεται από την απλή σχέση:

$$dq_s = A_w \cdot k_h \cdot (t_a - t_w) dx \qquad \{3.6\}$$

όπου $k_h \left[\frac{W}{m^2 K}\right]$ είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και A_w είναι η βρεχόμενη επιφάνεια. Το λανθάνον φορτίο προσδιορίζεται βάσει της διακινούμενης υγρασίας:

$$dq_l = dm_w \cdot h_{st} = (m_a \cdot dW) \cdot (c_{p,sat} \cdot t_w + r) \qquad \{3.7\}$$

Στην παραπάνω σχέση εμφανίζεται η απειροστή μεταβολή του λόγου υγρασίας στη διατομή dx, που υπολογίζεται από το κλάσμα που αποτελεί προσαρμογή της εξίσωσης {2.12} στο τρέχον πρόβλημα:

$$\frac{dW}{dx} = \frac{A_w \cdot k_m}{m_a} \cdot [W_{sat}(t_w) - W] \Rightarrow dW = \frac{A_w \cdot k_m}{m_a} \cdot [W_{sat}(t_w) - W] dx \qquad \{3.8\}$$

όπου $k_m \left[\frac{kg}{m^2 s}\right]$ είναι ο συντελεστής μεταφοράς μάζας, ο οποίος συνδέεται με το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και τον αριθμό Lewis σύμφωνα με την απλή σχέση [31]:

$$Le = \frac{k_h}{\bar{c}_p \cdot k_m} = \frac{k_h}{(c_{p,a} + W \cdot c_{p,sat}) \cdot k_m} = 1 \qquad \{3.9\}$$

Αντικαθιστώντας τις εξ. {3.4}, {3.5}, {3.6}, {3.7} και {3.8} στην εξ. {3.3}, λαμβάνεται:

$$m_a \cdot c_{p,a} \cdot dt_a + m_a \cdot dW \cdot \left(c_{p,sat} \cdot t_a + r\right) + m_a \cdot W \cdot c_{p,sat} \cdot dt_a = \\ = A_w \cdot k_h \cdot \left(t_a - t_w\right) \cdot dx + m_a \cdot dW \cdot \left(c_{p,sat} \cdot t_w + r\right) \qquad \{3.10\}$$

και απλοποιώντας, η παραπάνω σχέση γράφεται:

$$m_a c_{p,a} dt_a + m_a W c_{p,sat} dt_a = \\ = A_w k_h \left(t_a - t_w\right) dx + m_a \frac{dW}{dx}\left(c_{p,sat} t_w + r\right) dx - m_a \frac{dW}{dx}\left(c_{p,sat} t_a + r\right) dx \\ \Rightarrow m_a dt_a \left(c_{p,a} + W c_{p,sat}\right) = \\ = A_w k_h \left(t_a - t_w\right) dx - m_a \frac{dW}{dx} c_{p,sat} \left(t_a - t_w\right) dx \qquad \{3.11\}$$

Έτσι, η τελική έκφραση της μεταβολής της θερμοκρασίας ανάγεται στην παρακάτω διαφορική εξίσωση:

$$\frac{dt_a}{dx} = \frac{1}{c_{p,a} + W \cdot c_{p,sat}} \cdot \left(\underbrace{\frac{k_h \cdot A_w}{m_a}}_{\alpha\iota\sigma\theta\eta\tau o_\phi o\rho\tau\iota o} - \underbrace{c_{p,sat} \frac{dW}{dx}}_{\lambda\alpha\nu\theta\alpha\nu o\nu_\phi o\rho\tau\iota o} \right) \cdot \left(t_a - t_w\right) \qquad \{3.12\}$$

Επιλύοντας το πρόβλημα αρχικών τιμών που συνίσταται από τις εξισώσεις {3.8} και {3.12} για το διάστημα από $x = 0$ ως $x = 1$, προκύπτουν οι συνθήκες του αέρα.

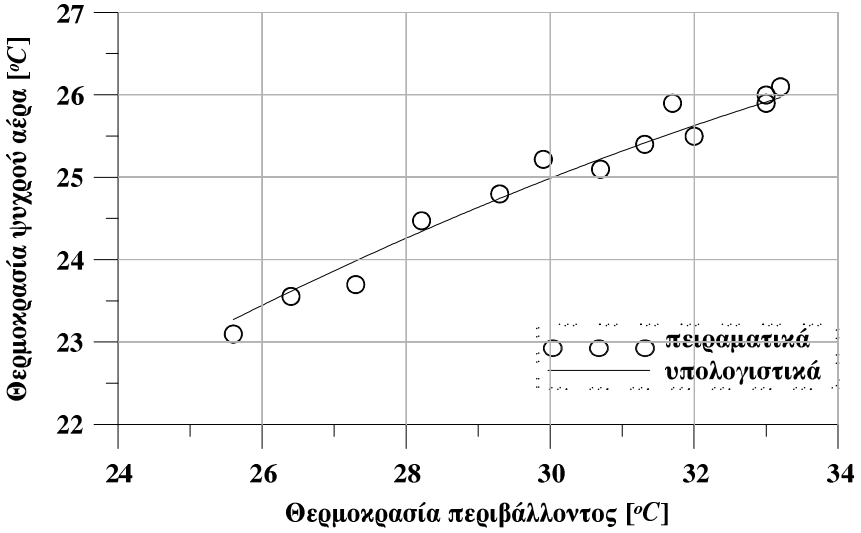
Όπως διαπιστώνεται, η ρευστομηχανική συνιστώσα του προβλήματος δεν υπεισέρχεται καθόλου στους υπολογισμούς. Έτσι, η ενεργειακή ανάλυση του άμεσου εξατμιστικού ψύκτη είναι εντελώς ανεξάρτητη από τη διαμόρφωση του πορώδους μέσου και την πορεία του αέρα διαμέσου αυτού. Αν και αυτό διευκολύνει τους υπολογισμούς στο καθ' αυτό μοντέλο, εντούτοις έτσι «μεταφέρονται» όλες οι ιδιαιτερότητες του ψύκτη στους συντελεστές μεταφοράς, με αποτέλεσμα η γνώση των τελευταίων να είναι καίρια για τη σωστή μοντελοποίηση του ψύκτη.

Για την επιβεβαίωση της ορθότητας του μαθηματικού μοντέλου στο ονομαστικό σημείο τροφοδοσίας, χρησιμοποιήθηκαν πειραματικά δεδομένα από την εργασία των J. R. Camargo et al. (2005) [26]. Για την εκτέλεση του μαθηματικού μοντέλου χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό MathCAD (ειδικότερα, το σύστημα των διαφορικών εξισώσεων επιλύθηκε με τη μέθοδο Runge-Kutta) και στόχος της σύγκρισης είναι να επιβεβαιωθεί το πόσο καλά μοντελοποιείται ο άμεσος εξατμιστικός ψύκτης, χρησιμοποιώντας συγκεκριμένα κλιματικά στοιχεία. Ο αριθμός Lewis ελήφθη ίσος με τη μονάδα, για δε τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας χρησιμοποιήθηκαν δεδομένα από την ίδια εργασία, που οδηγούν σε μια εκθετική συσχέτιση του συντελεστή με την παροχή μάζας μέσα από το συγκεκριμένο ψύκτη που χρησιμοποιήθηκε στην εργασία αυτή.

$$k_h\left(m_a\right) = 117.18 \cdot m_a^{0.81} \qquad \{3.13\}$$

Τα αποτελέσματα της σύγκρισης μεταξύ υπολογιστικού μοντέλου και πειραματικών δεδομένων παρουσιάζονται στην Εικόνα 3.4. Οι διαστάσεις του μπλοκ ύγρανσης είναι 610*mm* x 335*mm* x 152*mm*, το δε πορώδες του (δηλαδή, ο λόγος της εσωτερικής επιφάνειας των διαμορφώσεων του μπλοκ προς τον εξωτερικό του όγκο) είναι $370 m^2/m^3$. Συγκρίνονται τα αποτελέσματα των πειραματικών μετρήσεων με το μοντέλο, θεωρώντας ότι ο ψύκτης τροφοδοτείται με νερό

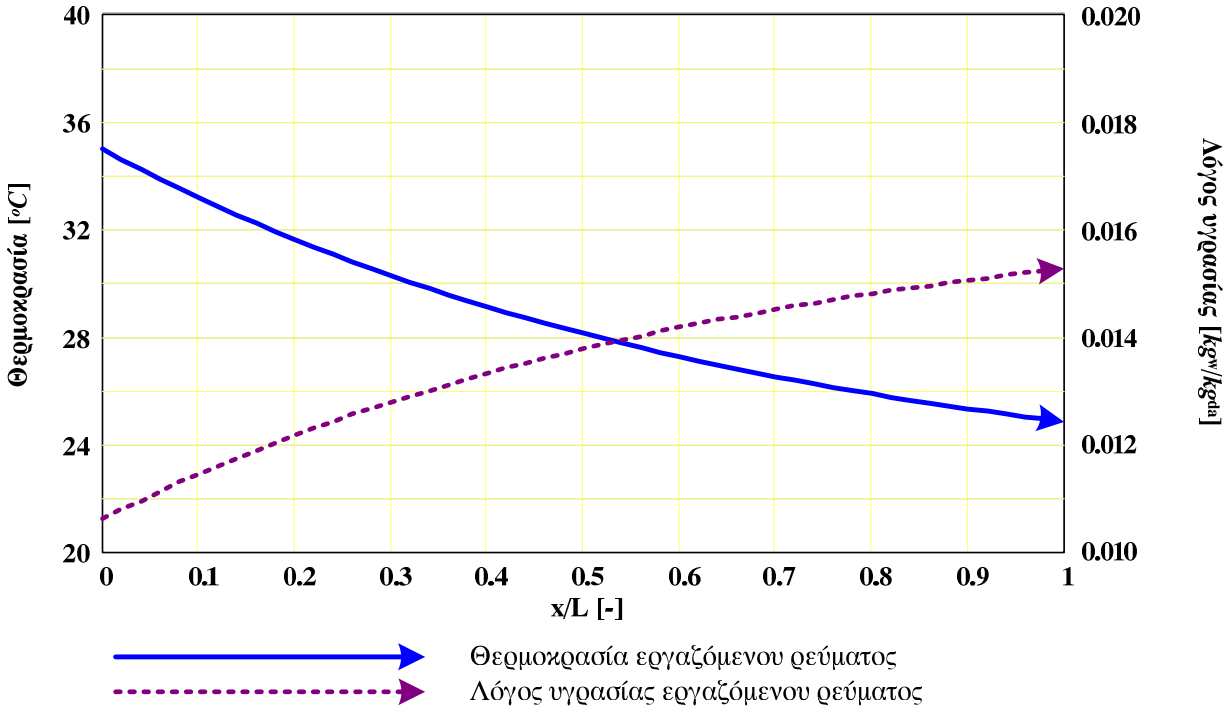
ονομαστικής θερμοκρασίας, στο δε Παράρτημα 2 δίνεται ο υπολογιστικός κώδικας, σε περιβάλλον MathCAD, βάσει του οποίου πραγματοποιήθηκαν οι εκτιμήσεις του παρόντος Κεφαλαίου.



Εικόνα 3.4: *Σύγκριση αποτελεσμάτων υπολογιστικού μοντέλου με πειραματικά δεδομένα*

Διαπιστώνεται ότι το μέσο σφάλμα των προβλέψεων της θερμοκρασίας του αέρα μετά την άμεση εξάτμιση είναι 1.05%, επομένως το μοντέλο περιγράφει αρκετά ικανοποιητικά τη λειτουργία του ψύκτη. Μια συσκευή ίδιων διαστάσεων και χαρακτηριστικών θα χρησιμοποιηθεί στα επόμενα εδάφια για την εκτέλεση των διαφορετικών σεναρίων λειτουργίας του ψύκτη.

Ας θεωρηθεί, χάριν παραδείγματος, ο παραπάνω εξατμιστικός ψύκτης και έστω ότι τροφοδοτείται με $1500\,\frac{m^3}{hr}$ αέρα από περιβάλλον θερμοκρασίας 35^oC και σχετικής υγρασίας 30%, η δε θερμοκρασία του νερού είναι η ονομαστική. Η μεταβολή της θερμοκρασίας (με συνεχή γραμμή) και του λόγου υγρασίας (με στικτή γραμμή) κατά μήκος του ψύκτη παρίστανται στην Εικόνα 3.5.



Εικόνα 3.5: *Μεταβολή θερμοκρασίας και λόγου υγρασίας*

Το προφίλ της θερμοκρασίας είναι εκθετικά μειούμενο (είναι, δηλαδή, ο ρυθμός μεταβολής μεγαλύτερος κατά την έναρξη διεργασίας και μικρότερος κατά το πέρας της), σε συμφωνία με όλα τα αριθμητικά μοντέλα της βιβλιογραφίας. Ο επιτυγχανόμενος βαθμός απόδοσης είναι 77.5%, ώστε ο ψυχρός αέρας να έχει θερμοκρασία 24.8^oC και σχετική υγρασία 77%· οι συνθήκες αυτές καλύπτουν τις τροποποιημένες απαιτήσεις άνεσης, η δε ψυκτική ικανότητα της διάταξης ανέρχεται σε 4.83kW_c, ενώ για τη λειτουργία της απαιτείται η εξάτμιση 8.00kg νερού ανά ώρα, ήτοι η ισοδύναμη ειδική κατανάλωση του νερού προκύπτει (βάσει της σχέσης {1.6}) ίση προς $1.66\frac{kg_w}{kWh_c}$.

§ 3.3 Συμπεριφορά, απόδοση και απαιτήσεις λειτουργίας των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, οι εξατμιστικοί ψύκτες λόγω του τρόπου λειτουργίας τους, αποδίδουν αέρα ικανοποιητικά χαμηλής θερμοκρασίας όταν λειτουργούν σε ξηρά κλίματα. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι όσο πιο υγρός είναι ο αέρας, τόσο μικρότερη είναι η διαφορά μεταξύ των θερμοκρασιών ξηρού και υγρού βολβού του αέρα (βλ. εξ. {1.1}), επομένως τόσο λιγότερο δύναται ο ψύκτης να ψύξει τον αέρα.

Τα μεσογειακά κλίματα είναι ιδεώδη για την εφαρμογή συστημάτων εξατμιστικής ψύξης, αφού χαρακτηρίζονται για τη χαμηλή υγρασία τους, ενώ για σημαντικό διάστημα κάθε καλοκαίρι εμφανίζουν υψηλές θερμοκρασίες. Στο παρόν εδάφιο θα εξεταστεί η δυνατότητα ενός εξατμιστικού ψύκτη, όπως αυτός αναλύθηκε παραπάνω, να καλύψει τη ζήτηση κλιματισμού σε μεσογειακό κλίμα. Για τις ανάγκες της αξιολόγησης του εξατμιστικού ψύκτη χρησιμοποιήθηκαν μετρήσεις του αέρα περιβάλλοντος, τυπικές για συνθήκες θέρους σε μεσογειακά κλίματα (βλ. Πίνακα 3.1).

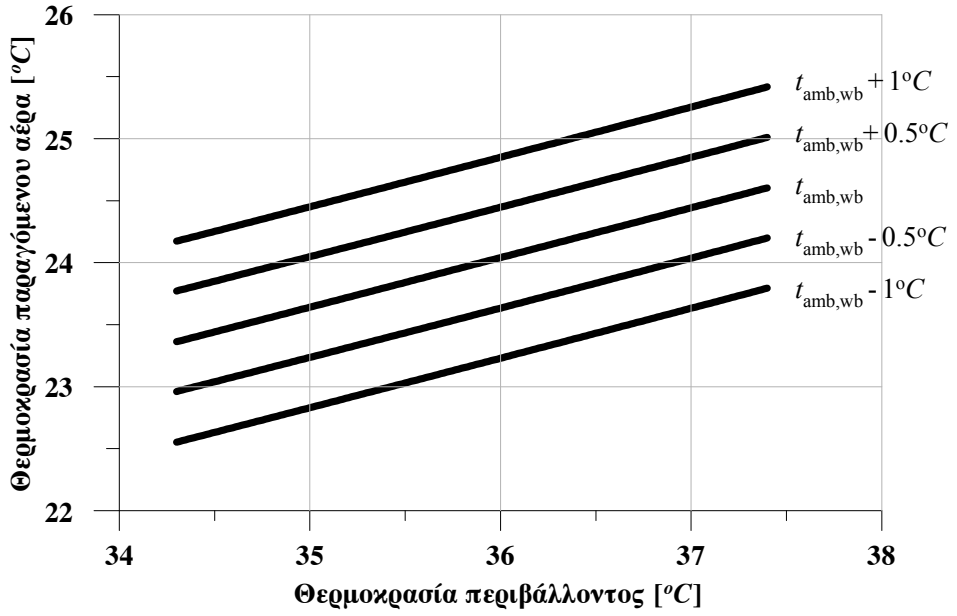
Πίνακας 3.1: *Συνθήκες αέρα περιβάλλοντος*

t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	W_{amb} [kg_w/kg_{da}]	$t_{amb,wb}$ [^oC]
34.3	28.2	0.0095	20.57
34.6	27.8	0.0095	20.68
34.7	27.3	0.0094	20.62
34.8	27.4	0.0095	20.72
35.0	27.2	0.0095	20.80
35.1	27.3	0.0096	20.90
35.2	26.9	0.0095	20.86
35.3	26.6	0.0095	20.85
35.6	26.6	0.0096	21.06
35.9	26.0	0.0096	21.10
36.2	24.8	0.0093	20.98
36.3	24.6	0.0093	20.99
36.4	24.7	0.0094	21.09
36.7	24.2	0.0093	21.15
36.9	23.6	0.0092	21.11
37.2	24.2	0.0096	21.48
37.4	23.5	0.0094	21.41

Όπως έχει προαναφερθεί, στόχος της ενεργειακής ανάλυσης του άμεσου εξατμιστικού ψύκτη είναι η εκτίμηση της απόδοσής του, όχι μόνο για διάφορες θερμοκρασιακές συνθήκες, αλλά και για διάφορες θερμοκρασίες του νερού. Εδώ η απόδοση θα εξεταστεί για θερμοκρασίες $t_w = t_{1,wb}$ (ονομαστική συνθήκη τροφοδοσίας), $t_w = t_{1,wb} \pm 0.5^oC$, $t_w = t_{1,wb} \pm 1.0^oC$ (συνολικά 5 περιπτώσεις). Σημειώνεται επίσης ότι ο λόγος υγρασίας παραμένει σχεδόν σταθερός καθ' όλη τη διάρκεια λήψης των μετρήσεων του αέρα περιβάλλοντος (όπως σαφώς φαίνεται στον Πίνακα 3.1, γεγονός που διευκολύνει σημαντικά την επεξεργασία των αποτελεσμάτων.

Είναι δυνατό εδώ να τεθεί το ερώτημα «για ποιο λόγο παραμετροποιείται η θερμοκρασία του νερού σε ένα τόσο στενό εύρος;». Ο λόγος για τον οποίο δεν εξετάζονται αποκλίσεις μεγαλύτερες του 1.0^oC είναι ότι, καίτοι είναι γενικά αποδεκτό στις μοντελοποιήσεις των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών να θεωρείται σταθερή θερμοκρασία του νερού, εντούτοις, και παρά το γεγονός ότι το νερό συνεχώς ανανεώνεται, δε μπορεί να παραβλεφθεί το ότι από τη διεργασία της εξάτμισης ψύχεται και το νερό (τείνοντας στο θεωρητικό κάτω όριο της εξάτμισης), αν και αυτό επηρεάζει τη λειτουργία του ψύκτη σε πολύ μικρότερο βαθμό απ' ότι θα συνέβαινε σε έναν πύργο ψύξης (του οποίου, όμως, είναι σκοπός η ψύξη του νερού). Επίσης, όντας το μπλοκ ύγρανσης μια «θερμική μάζα» που λειτουργεί σε συνθήκες κοντά στο θεωρητικό κάτω όριο, θα ήταν εσφαλμένη η παραδοχή της μη επίδρασης της θερμικής αυτής μάζας στη μάζα του νερού τροφοδοσίας. Επομένως, κάνοντας λόγο για «θερμοκρασία του νερού» γίνεται κατ' ουσίαν αναφορά, όχι στη θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας, αλλά στη θερμοκρασία που έχει αποκατασταθεί στο μπλοκ ύγρανσης, ως συνισταμένη της θερμοκρασίας του προαγόμενου νερού και της θερμικής μάζας του ίδιου του μπλοκ.

Στην Εικόνα 3.6 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για τις 5 περιπτώσεις θερμοκρασίας του νερού.



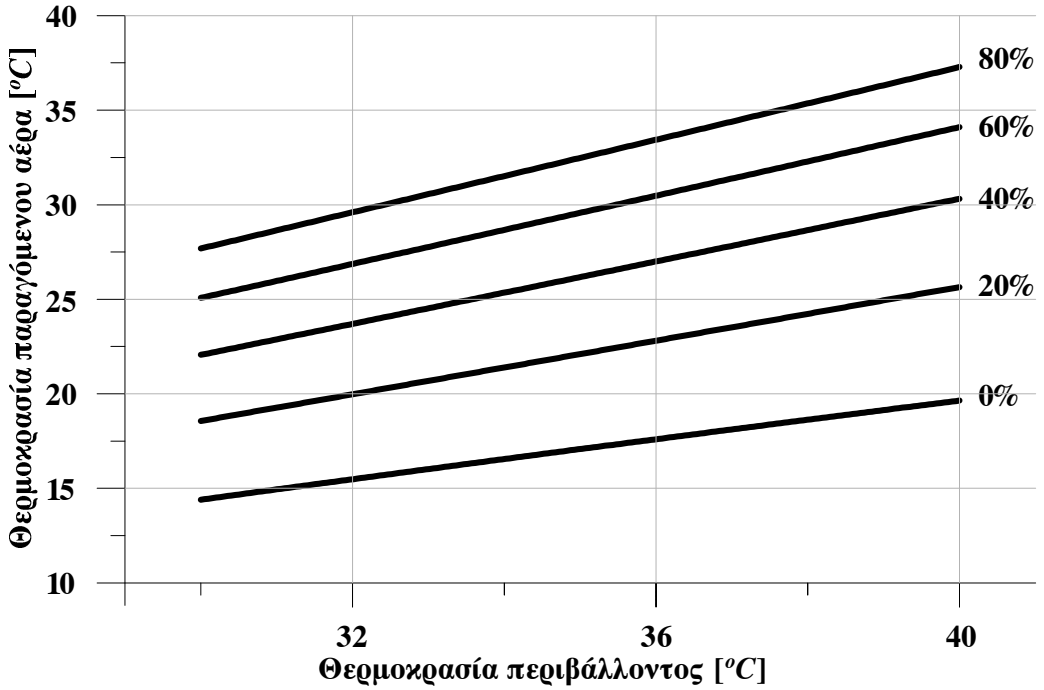
Εικόνα 3.6: *Θερμοκρασία ψυχρού αέρα*

Η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από τον ψύκτη τείνει αυξανόμενη με τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος, αυξάνεται δε με αργότερο ρυθμό από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος (σε συμφωνία με άλλες περιπτώσεις της βιβλιογραφίας): αυτό σημαίνει ότι αύξηση της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος κατά 1^oC δε συνοδεύεται από αύξηση της θερμοκρασίας του ψυχόμενου αέρα κατά 1^oC, αλλά κατά αρκετά λιγότερο. Είναι επίσης σαφής η επίδραση της τροφοδοσίας του ψύκτη με νερό ψυχρότερο ή θερμότερο από τη θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα περιβάλλοντος:

συγκεκριμένα, για νερό ψυχρότερο κατά 1^oC από το ονομαστικό, ο αέρας καταλήγει ψυχρότερος κατά 0.81^oC· αντίθετα, αν ο ψύκτης τροφοδοτηθεί με νερό θερμότερο κατά 1^oC από το ονομαστικό, τότε ο αέρας θα είναι κατά 0.81^oC θερμότερος σε σχέση με αυτόν που θα παραγόταν στο ονομαστικό σημείο τροφοδοσίας.

Το ονομαστικό σημείο τροφοδοσίας θα χρησιμοποιηθεί τώρα για την πρόβλεψη της συμπεριφοράς του άμεσου εξατμιστικού ψύκτη με τη μεταβολή συγκεκριμένων μεγεθών:

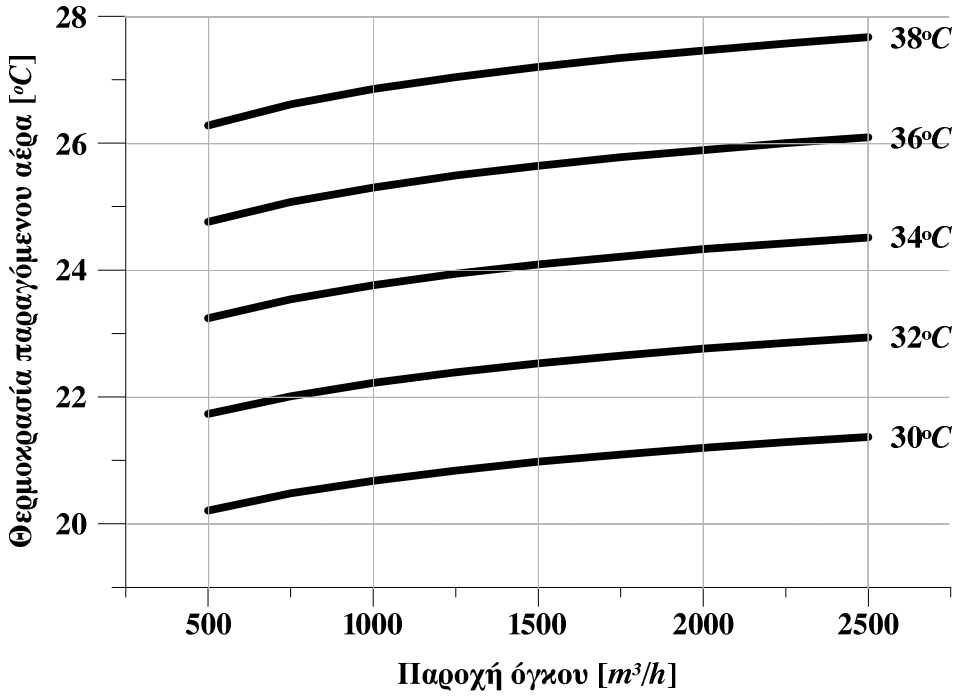
- ***συνθήκες περιβάλλοντος***: στην Εικόνα 3.7 παρουσιάζεται η διακύμανση της θερμοκρασίας του ψυχρού αέρα, μεταβάλλοντας τις τιμές της θερμοκρασίας και της σχετικής υγρασίας του περιβάλλοντος, υπό σταθερή παροχή αέρα $1000\frac{m^3}{hr}$ και σταθερό πορώδες του μπλοκ ύγρανσης $370m^{-1}$.



Εικόνα 3.7: *Επίδραση των συνθηκών περιβάλλοντος στη θερμοκρασία του ψυχρού αέρα*

Από το γράφημα γίνεται σαφής η εξάρτηση της θερμοκρασίας του ψυχρού αέρα από τις συνθήκες περιβάλλοντος: για δεδομένη σχετική υγρασία, όσο λιγότερο ζεστός είναι ο αέρας τροφοδοσίας του ψύκτη, τόσο χαμηλότερος αναμένεται να είναι ο παραγόμενος αέρας· παρόμοια, για δεδομένη θερμοκρασία περιβάλλοντος, όσο χαμηλότερη είναι η σχετική υγρασία, τόσο χαμηλότερη τείνει να καταλήξει η θερμοκρασία του παραγόμενου αέρα. Επιβεβαιώνεται, έτσι, ότι οι εξατμιστικοί ψύκτες παρέχουν ψυχρότερο αέρα όσο ξηρότερο είναι το κλίμα όπου λειτουργούν. Πρέπει εδώ να τονιστεί ότι, παρά το γεγονός ότι ο αέρας σε ξηρά κλίματα ψύχεται περισσότερο, άρα ο αριθμητής στην εξίσωση {1.2} αυξάνεται, λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας υγρού βολβού που παρουσιάζει ο ξηρός αέρας, αυξάνεται όμοια και ο παρονομαστής στην ίδια εξίσωση. Άρα, η ξηρότητα του κλίματος ναι μεν επιδρά στην επίτευξη ψυχρότερου αέρα, δεν επηρεάζει, όμως, σημαντικά την απόδοση του ψύκτη, όπως αυτή έχει οριστεί στην εξίσωση {1.2}. Το φαινόμενο αυτό πρόκειται να επαναληφθεί και σε επόμενα Κεφάλαια, κατά τη μελέτη της συμπεριφοράς των έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών και θα καθορίσει τη δυνατότητα εφαρμογής της εξατμιστικής ψύξης σε περιοχές με ξηρά ή υγρά, κατά περίπτωση, κλίματα.

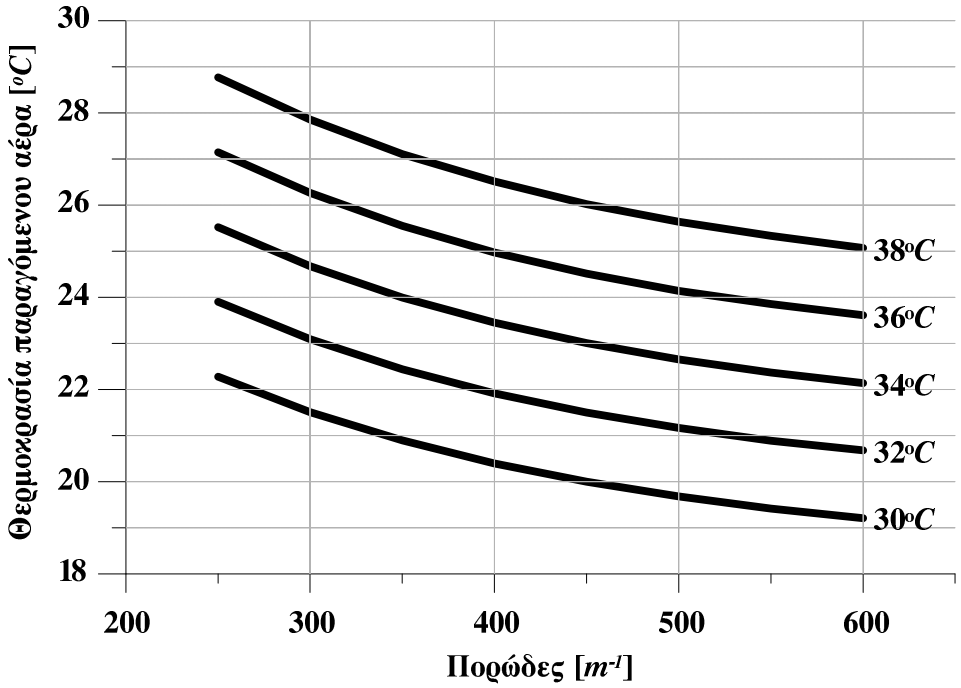
- *παροχή αέρα:* στην Εικόνα 3.8 παρουσιάζεται η ανάλυση της ευαισθησίας του ψύκτη ως προς την παροχή του αέρα, για τιμές $500\frac{m^3}{hr}$, $1000\frac{m^3}{hr}$, $1500\frac{m^3}{hr}$, $2000\frac{m^3}{hr}$ και $2500\frac{m^3}{hr}$, υπό σταθερή σχετική υγρασία 30% και δεδομένο πορώδες $370m^{-1}$. Η εκθετική σχέση του γενικευμένου συντελεστή μεταφοράς μάζας με την παροχή μάζας του αέρα.



Εικόνα 3.8: *Επίδραση της παροχής στη θερμοκρασία του ψυχρού αέρα*

Τα αποτελέσματα της Εικόνας 3.8 καταδεικνύουν ότι η ποσότητα του διακινούμενου αέρα δεν επηρεάζει τόσο σημαντικά την τελική θερμοκρασία του αέρα, όσο η θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος· συγκεκριμένα η θερμοκρασία του ψυχρού αέρα είναι περίπου 1.5^oC χαμηλότερη όταν ψύχεται ποσότητα $500\frac{m^3}{hr}$ σε σχέση με αυτή που εμφανίζεται όταν διακινείται ποσότητα $2500\frac{m^3}{hr}$. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας k_h αυξάνεται αυξανομένης της παροχής όγκου, επομένως η αύξηση της παροχής οδηγεί σε αύξηση της μεταφερόμενης θερμότητας από τον αέρα προς το υγρό μπλοκ. Διαπιστώνεται, επίσης, ότι, μιας και οι θερμοκρασίες κινούνται στα ίδια επίπεδα, η ψυκτική ικανότητα είναι συνδεδεμένη με την παροχή, επιτρέποντας στον ψύκτη να παράσχει περισσότερο ψυχρό αέρα, χωρίς κάποιο σημαντικό «συμβιβασμό» στη θερμοκρασία· ωστόσο, αυτό το αποτέλεσμα συνδέεται άμεσα με τη συνάρτηση που καθορίζει το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (πιθανότατα για κάποια άλλη διαμόρφωση του μπλοκ ύγρανσης ο συντελεστής αυτός παρουσιάζει άλλη συμπεριφορά, άρα η θερμοκρασία του ψυχρού αέρα θα αναμένεται να επηρεαστεί διαφορετικά).
- *πορώδες του υγρού μπλοκ:* για δεδομένο όγκο του υγρού μπλοκ, η μεταβολή του πορώδους οδηγεί σε ανάλογη μεταβολή της βρεχόμενης επιφάνειας, άρα και σε μεταβολή της μεταφερόμενης μάζας νερού από το μπλοκ προς τον αέρα. Η συμπεριφορά του ψύκτη ως προς το πορώδες του μπλοκ απεικονίζεται στην Εικόνα 3.9 για τιμές του

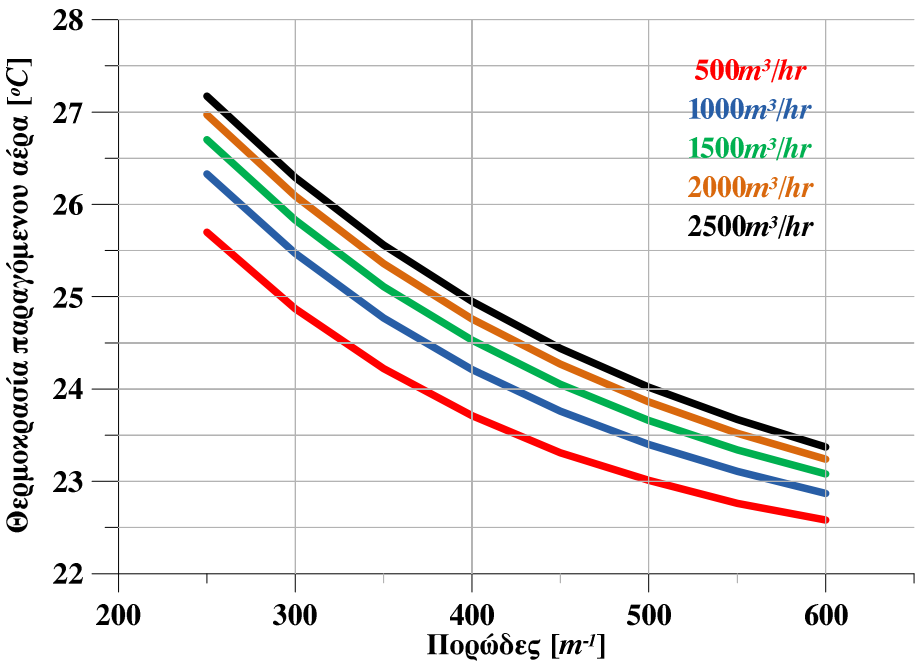
πορώδους μεταξύ $250m^{-1}$ και $600m^{-1}$, υπό σταθερή σχετική υγρασία 30%, σταθερή παροχή αέρα $1000\frac{m^3}{hr}$ και με παραδοχή σταθερού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.



Εικόνα 3.9: *Επίδραση του πορώδους στη θερμοκρασία του ψυχρού αέρα*

Είναι σαφής η συσχέτιση μεταξύ του πορώδους και της τελικής θερμοκρασίας του νερού: αύξηση της επιφάνειας του υγρού μπλοκ επιτρέπει την εξάτμιση μεγαλύτερης ποσότητας νερού, ώστε ο αέρας να ψύχεται σε ακόμη χαμηλότερη θερμοκρασία. Η γεωμετρία του μπλοκ ύγρανσης σχετίζεται ευθέως με το βαθμό απόδοσης του ψύκτη, μιας και για δεδομένες συνθήκες περιβάλλοντος (άρα σταθερή τιμή του παρονομαστή στην εξίσωση {1.2}), η αύξηση της βρεχόμενης επιφάνειας οδηγεί σε ακόμα μεγαλύτερες τιμές της θερμοκρασιακής πτώσης. Ωστόσο, δεν πρέπει να αμεληθεί το ότι η αύξηση της βρεχόμενης επιφάνειας συνεπάγεται υψηλότερη κατανάλωση νερού, γεγονός που ενδέχεται να καταστήσει τον ψύκτη ασύμφορο καίτοι αποδοτικό.

Εφ' όσον διαπιστώθηκε ότι τα μεγέθη που επηρεάζουν το βαθμό απόδοσης ενός άμεσου εξατμιστικού ψύκτη είναι η γεωμετρία του (ως διαμόρφωση και ως εμβαδό βρεχόμενης επιφάνειας) και η παροχή όγκου του αέρα μέσα από αυτόν, κρίνεται σκόπιμη η χάραξη καμπυλών της θερμοκρασίας του ψυχρού αέρα ως συνάρτηση των δύο αυτών μεγεθών, υπό θερμοκρασία 35^oC, σχετική υγρασία 30% και με παραδοχή σταθερού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. (βλ. Εικόνα 3.10). Καταδεικνύεται ότι το πορώδες του μπλοκ ύγρανσης είναι ο παράγοντας που επηρεάζει περισσότερο έντονα το βαθμό απόδοσης και που δύναται να τον οδηγήσει σε υψηλές τιμές (ως και πάνω από 95%). Για σταθερή χαμηλή τιμή του πορώδους, η παροχή επηρεάζει σημαντικά το βαθμό απόδοσης, ενώ για σταθερά υψηλή τιμή, ο βαθμός απόδοσης είναι ήδη υψηλός, άρα επηρεάζεται λιγότερο από την παροχή. Διαπιστώνεται, λοιπόν, ότι για την αύξηση της ψυκτικής ικανότητας σε όρους χαμηλής θερμοκρασίας, μόνο η αύξηση του πορώδους εγγυάται θεαματικά αποτελέσματα· αντίθετα, αν είναι επιθυμητή η παροχή (έστω και) λιγότερο ψυχρού αέρα σε μεγαλύτερες ποσότητες, η αύξηση της παροχής μπορεί να καλύψει άνετα μια τέτοια ανάγκη.



Εικόνα 3.10: *Επίδραση του πορώδους και της παροχής αέρα στη θερμοκρασία του παραγόμενου αέρα*

Η ψυκτική ικανότητα του ψύκτη για τις διάφορες συνθήκες περιβάλλοντος και θερμοκρασίες νερού παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.2. Θεωρήθηκε παντού σταθερή παροχή αέρα, ίση προς $1000\,\frac{m^3}{hr}$, ώστε τα αποτελέσματα να είναι συγκρίσιμα μεταξύ τους· η τάση των επιδόσεων του ψύκτη σε άλλες παροχές ακολουθεί την αντίστοιχη των προηγούμενων παραδειγμάτων.

Πίνακας 3.2: *Ψυκτική ικανότητα για διάφορες συνθήκες αέρα και νερού*

t_{amb} [°C]	ϕ_{amb} [%]	**Ψυκτική ικανότητα [kW_c] για t_w = …**				
		$t_{amb,wb}$ - 1.0°C	$t_{amb,wb}$ - 0.5°C	$t_{amb,wb}$	$t_{amb,wb}$ + 0.5°C	$t_{amb,wb}$ + 1.0°C
34.3	28.2	3.71	3.58	3.46	3.33	3.46
34.6	27.8	3.76	3.63	3.50	3.38	3.50
34.7	27.3	3.80	3.67	3.55	3.42	3.55
34.8	27.4	3.80	3.67	3.55	3.42	3.55
35.0	27.2	3.83	3.70	3.57	3.44	3.57
35.1	27.3	3.83	3.70	3.57	3.45	3.57
35.2	26.9	3.86	3.74	3.61	3.48	3.61
35.3	26.6	3.89	3.77	3.64	3.51	3.64
35.6	26.6	3.92	3.79	3.66	3.53	3.66
35.9	26.0	3.98	3.85	3.73	3.60	3.73
36.2	24.8	4.09	3.96	3.83	3.70	3.83
36.3	24.6	4.11	3.98	3.85	3.73	3.85
36.4	24.7	4.11	3.98	3.85	3.73	3.85
36.7	24.2	4.17	4.04	3.91	3.79	3.91
36.9	23.6	4.23	4.10	3.97	3.84	3.97
37.2	24.2	4.21	4.08	3.96	3.83	3.96
37.4	23.5	4.28	4.15	4.02	3.90	4.02

Όπως αναμενόταν, η ψυκτική ικανότητα είναι για δεδομένες συνθήκες περιβάλλοντος μεγαλύτερη για ψυχρότερο νερό τροφοδοσίας, μιας και, όπως αναλύθηκε σε προηγούμενη παράγραφο, τότε ο

αέρας τείνει να ψυχθεί ακόμα περισσότερο. Επίσης εύκολα εντοπίζεται η τάση αύξησης της ψυκτικής ικανότητας καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία του περιβάλλοντος: αυτό εξηγείται από το γεγονός (βλ. Εικόνα 3.6) ότι η αύξηση της θερμοκρασίας του ψυχρού αέρα δεν «ακολουθεί» τις μεταβολές της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος.

Στον Πίνακα 3.3 παρουσιάζονται οι τιμές της ειδικής κατανάλωσης νερού από τον ψύκτη συναρτήσει των συνθηκών περιβάλλοντος και της θερμοκρασίας που αποκαθίσταται στο μπλοκ ύγρανσης ως συνέπεια της θερμοκρασίας του νερού τροφοδοσίας.

Πίνακας 3.3: *Ειδική κατανάλωση νερού για διάφορες συνθήκες αέρα και νερού*

t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	**Ειδική κατανάλωση νερού [kg_w /kWh_c] για t_w = …**				
		$t_{amb,wb}$ - 1.0^oC	$t_{amb,wb}$ - 0.5^oC	$t_{amb,wb}$	$t_{amb,wb}$ + 0.5^oC	$t_{amb,wb}$ + 1.0^oC
34.3	28.2	1.153	1.321	1.500	1.694	1.901
34.6	27.8	1.162	1.327	1.504	1.696	1.901
34.7	27.3	1.185	1.319	1.494	1.682	1.884
34.8	27.4	1.159	1.323	1.497	1.686	1.888
35.0	27.2	1.169	1.331	1.506	1.693	1.894
35.1	27.3	1.172	1.334	1.509	1.695	1.897
35.2	26.9	1.188	1.319	1.491	1.675	1.874
35.3	26.6	1.166	1.325	1.497	1.681	1.877
35.6	26.6	1.170	1.329	1.500	1.681	1.878
35.9	26.0	1.169	1.326	1.492	1.671	1.862
36.2	24.8	1.192	1.345	1.508	1.682	1.868
36.3	24.6	1.193	1.345	1.506	1.680	1.864
36.4	24.7	1.195	1.347	1.509	1.683	1.867
36.7	24.2	1.189	1.338	1.497	1.666	1.849
36.9	23.6	1.207	1.355	1.484	1.651	1.859
37.2	24.2	1.188	1.335	1.493	1.660	1.871
37.4	23.5	1.215	1.335	1.489	1.654	1.861
Μέση τιμή		**1.181**	**1.333**	**1.499**	**1.678**	**1.876**
Απόκλιση από το ονομαστικό σημείο		**-21.2%**	**-11.1%**	**-**	**+11.9%**	**+25.2%**

Διαπιστώνεται ότι οι συνθήκες του περιβάλλοντος δεν επιδρούν τόσο σημαντικά στην ειδική κατανάλωση του νερού όσο η θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας· συγκεκριμένα, οι τυπικές αποκλίσεις από τις μέσες τιμές της κατανάλωσης που αναγράφονται στον Πίνακα δεν είναι μεγαλύτερες από 0.17. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η θερμοκρασία του νερού τείνει να ψυχράνει επιπλέον ή λιγότερο τον αέρα που παράγεται από τον ψύκτη (μεταβάλλοντας έτσι την ψυκτική ικανότητα του ψύκτη), ώστε ο παρονομαστής στην εξίσωση {1.6} να αυξάνεται ή να μειώνεται, αντίστοιχα. Αντίθετα, η επίδραση της θερμοκρασίας του νερού είναι πολύ σημαντική, μιας και τροφοδοσία του ψύκτη με νερό ψυχρότερο κατά 1^oC του ονομαστικού μειώνει την ειδική κατανάλωση νερού κατά 21% περίπου, ενώ νερό θερμότερο κατά 1^oC την αυξάνει κατά 25% περίπου.

Ονοματολογία

Μεγέθη

A_w	εμβαδό διεπιφάνειας	$[m^2]$
c_p	ειδική θερμοχωρητικότητα	$[kJ/kgK]$
h	ενθαλπία	$[kJ/kg]$
k_h	συντελεστής μετάδοσης θερμότητας	$[W/m^2K]$
k_m	συντελεστής μεταφοράς μάζας	$[kg/m^2s]$
p	πίεση	$[bar]$
q	ρεύμα θερμότητας	$[kJ/s]$
$\boldsymbol{Q}_c$	ψυκτική ικανότητα	$[kW_c]$
r	λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης	$[kJ/kg]$
t	θερμοκρασία	$[^oC]$
x	ανηγμένο μήκος	[-]
W	λόγος υγρασίας	$[kg_w/kg_{da}]$
ϕ	σχετική υγρασία	$[\%]$

Δείκτες

amb	συνθήκες περιβάλλοντος (είσοδος ψύκτη)
da	ξηρός αέρας
db	ξηρού βολβού (αναφέρεται σε θερμοκρασία)
sat	κατάσταση κορεσμού
w	νερό
wb	υγρού βολβού (αναφέρεται σε θερμοκρασία)

4ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ
ΕΜΜΕΣΗ ΕΞΑΤΜΙΣΤΙΚΗ ΨΥΞΗ
ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗ & ΥΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ MAISOTSENKO

§ 4.0. Εισαγωγή

Η άμεση εξατμιστική ψύξη, παρά τα τεχνικά και λειτουργικά πλεονεκτήματά της (απλότητα στην κατασκευή, υψηλή απόδοση κ.λπ.), παρουσιάζει ένα εγγενές μειονέκτημα: ο ψυχρός αέρας είναι ιδιαίτερα υγρός, σε βαθμό να είναι ενίοτε ακατάλληλος για περιπτώσεις γενικού κλιματισμού χώρων. Είναι δε ενδιαφέρον ότι όσο πιο αποδοτικός είναι ένας ψύκτης, τότε δε μπορεί παρά να παράγει αέρα υψηλής υγρασίας (εκτός αν, όπως μελετήθηκε στο προηγούμενο Κεφάλαιο, τροφοδοτηθεί με πολύ κρύο νερό).

Τίθεται, λοιπόν, εδώ το ερώτημα «κατά πόσο μπορεί ένας εξατμιστικός ψύκτης να επιτύχει χαμηλές θερμοκρασίες, παρέχοντας ταυτόχρονα αέρα ικανοποιητικής υγρασίας;». Η έμμεση εξατμιστική ψύξη φαίνεται ικανή να δώσει τη λύση σε αυτό το πρόβλημα, αξιοποιώντας τη λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης σε ένα δευτερεύον ρεύμα αέρα (το καλούμενο ως ψυχόμενο ρεύμα), κατά τρόπον ώστε στον κλιματιζόμενο χώρο να διοχετεύεται αέρας με λόγο υγρασίας ίσο με αυτόν του περιβάλλοντος.

Δεδομένου ότι στο πρόβλημα πια εισάγεται η έννοια της συναλλαγής θερμότητας μεταξύ ρευμάτων, είναι αντιληπτό ότι η απόδοση ενός τέτοιου συστήματος αναμένεται να είναι χαμηλότερη από αυτήν ενός άμεσου· έχει ήδη αναφερθεί στο 1ο Κεφάλαιο ότι οι αναμενόμενοι βαθμοί απόδοσης ενός έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη κυμαίνονται μεταξύ 40% και 54% περίπου, ώστε το πλεονέκτημα της χαμηλής υγρασίας ουσιαστικά να εκμηδενίζεται από τη μη επίτευξη ικανοποιητικά χαμηλής θερμοκρασίας. Το καίριο αυτό σημείο υστέρησης των τυπικών έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών επιλύει ο κύκλος του Maisotsenko, ο οποίος θα αναλυθεί λεπτομερώς σε επόμενο εδάφιο.

Στη βιβλιογραφία διατίθενται αρκετές εργασίες που πραγματεύονται την υπολογιστική και αριθμητική μοντελοποίηση των έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών· καταγράφονται ενδεικτικά οι παρακάτω δημοσιεύσεις:

- οι I. C. Finlay και D. Harris το 1984 δημοσιεύουν μια περιεκτική μέθοδο αναλυτικής επίλυσης των έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών με πληρωτικό υλικό, χρησιμοποιώντας ατμοσφαιρικό αέρα χαμηλής υγρασίας [33]. Το ενδιαφέρον της εργασίας αυτής εντοπίζεται τόσο στο πλήθος των συντελεστών μεταφοράς που παρέχονται (αν και περιορίζονται σε μια συγκεκριμένη γεωμετρική διαμόρφωση) και στη μαθηματική αυστηρότητα, με την οποία διατυπώνονται οι εξισώσεις. Ιδιαίτερη, επίσης, αξία έχουν οι παρεχόμενες κατανομές θερμοκρασιών των ρευμάτων.
- οι P. J. Erens και A. A. Dreyer το 1991 αναλύουν μια απλή ενεργειακή μέθοδο, βασισμένη στην τεχνική NTU και στη σύγκριση ψυκτών ομορροής και αντιρροής [19]. Τα μοντέλα εστιάζουν στην κατανομή των θερμοδυναμικών, ρευστομηχανικών και ψυχρομετρικών μεγεθών, ενώ εξετάζεται η συμπεριφορά των έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών με ανακυκλοφορία του ψυχόμενου ρεύματος· αυτή η τεχνική, που αποτελεί πρόδρομο του κύκλου Maisotsenko, οδηγεί σε μικρή αύξηση του βαθμού απόδοσης.
- οι C. Ren και H. Yang το 2005 παρουσιάζουν ένα ενδιαφέρον αναλυτικό μοντέλο μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας σε έμμεσους εξατμιστικούς ψύκτες

ομορροής και αντιρροής [34]. Το μοντέλο θεωρεί κατακόρυφη κίνηση του νερού επί των καναλιών και συνδυάζει απλές ενεργειακές μεθόδους διαφορικών εξισώσεων και την τεχνική των NTU. Εστιάζοντας στις λεπτομέρειες της αριθμητικής επίλυσης, καταλήγει σε ένα μοντέλο πρόβλεψης του βαθμού απόδοσης των έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών.

- οι K. A. Joudi και S. M. Mehdi το 1999 δημοσιεύουν μια ενδιαφέρουσα εργασία σχετικά με την εφαρμογή των έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών υπό μεταβλητά φορτία κλιματισμού σε περιοχές της Μέσης Ανατολής [35]. Χωρίς την ανάπτυξη κάποιου μοντέλου προσομοίωσης των ψυκτών, το ενδιαφέρον της εργασίας έγκειται ακριβώς στο γεγονός ότι επιχειρεί να μελετήσει δυναμικά τη συμπεριφορά μιας κατ' εξοχήν υψηλής θερμικής μάζας συσκευής, εγκατεστημένης σε ένα σύστημα μεταβλητού όγκου αέρα. Αναλύοντας τα επιμέρους θερμικά κέρδη, η εργασία συμπεραίνει πως η έμμεση εξατμιστική ψύξη μπορεί να αποτελέσει μια ικανοποιητική πηγή εξοικονόμησης ενέργειας μέσω της πρόψυξης του αέρα.
- οι X. Zhao, S. Liu και S. B. Riffat το 2007 μελετούν διαφορετικά υλικά κατασκευής της μονάδας συναλλαγής θερμότητας και μάζας έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών [36]. Ούτε εδώ αναπτύσσεται κάποιο αριθμητικό μοντέλο, αλλά χρησιμοποιούνται απλουστευτικές σχέσεις άλλων ερευνητών, ώστε να μελετηθεί το πορώδες κάθε υλικού σε συνδυασμό με άλλους θερμοφυσικούς συντελεστές αυτών (αγωγιμότητα, συναγωγιμότητα κ.λπ.). Η μελέτη καταδεικνύει την ανωτερότητα των σπογγοειδών στοιχείων αλουμινίου, σε σχέση με τα αντίστοιχα μη μεταλλικά.
- οι E. Krueger, E. G. Cruz και B. Givoni το 2010 παρουσιάζουν μια εργασία, σχετικά με την ενσωμάτωση ενός έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη σε κτήριο περιοχής θερμού και ξηρού κλίματος [37]. Οι ιδιαιτερότητες του κλίματος της περιοχής επιτρέπουν στον ψύκτη να καλύψει τις ανάγκες κλιματισμού του κτηρίου, χωρίς ωστόσο (και αυτό τονίζεται) να επιτυγχάνεται η ποιότητα ψύξης των συμβατικών συστημάτων.
- ο J. Facão και ο A. C. Oliveira το 2008 μελετούν ένα σύστημα που συνδυάζει την τεχνική της έμμεσης εξατμιστικής ψύξης και των πύργων ψύξης [38]. Η εργασία του βασίζεται στην υπολογιστική ρευστομηχανική, η οποία είναι η καταλληλότερη τεχνική για μια μονάδα ψεκασμού χωρίς πληρωτικό υλικό. Αφού πρώτα διατυπωθούν εκθετικές σχέσεις μεταξύ της παροχής του αέρα και του γενικευμένου συντελεστή μεταφοράς μάζας (παρόμοιων με την εξίσωση {3.13}, υψώνοντας την παροχή στη δύναμη 0.9) και απλές ψυχρομετρικές σχέσεις για την τάση ατμών, το λόγο υγρασίας και την ειδική ενθαλπία, αναπτύσσεται ένα μοντέλο διφασικής ροής, οι χαρακτηριστικοί συντελεστές του οποίου συμφωνούν ικανοποιητικά με πειραματικές μετρήσεις.
- οι S. B. Riffat και J. Zhu το 2003 αναπτύσσουν και δημοσιεύουν ένα μαθηματικό μοντέλο έμμεσης εξατμιστικής ψύξης με heat pipes [39]. Το μοντέλο βασίζεται σε ένα δίκτυο θερμικών αντιστάσεων και σε απλές σχέσεις μεταξύ των αδιάστατων συντελεστών μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς. Η εργασία καταλήγει στην προφανή διαπίστωση ότι το μελετούμενο σύστημα λειτουργεί αποδοτικά σε ξηρά περιβάλλοντα και ότι μια τέτοια τεχνική, λόγω των γεωμετρικών ιδιαιτεροτήτων της, απαιτεί προσαγωγή του αέρα υπό ταχύτητα μεγαλύτερη των $0.6 m/s$.
- οι G. Heidarinejad και M. Bozorgmehr το 2007 παρουσιάζουν ένα απλό μοντέλο διαφορικών εξισώσεων, το οποίο εστιάζει στην κατανομή των θερμοκρασιών των ρευμάτων κατά μήκος του ψύκτη [40]. Κατ' αυτόν τον τρόπο μελετώνται σε βάθος τα φαινόμενα μεταφοράς που διέπουν τη συσκευή, ώστε να συναχθεί πως η αντιρροή οδηγεί σε υψηλότερο βαθμό απόδοσης και ότι η αύξηση του λόγου παροχής μαζών ψυχόμενου προς εργαζόμενο ρεύμα μειώνει το βαθμό απόδοσης (το τελευταίο

αποτέλεσμα πρόκειται να εξεταστεί συστηματικά στα επόμενα Κεφάλαια της παρούσας διατριβής).

Το παρόν Κεφάλαιο διαρθρώνεται στα παρακάτω εδάφια:

1. *Μειονεκτήματα των απλών έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών*
2. *Προσέγγιση του κύκλου Maisotsenko*
3. *Ειδικά χαρακτηριστικά υλοποίησης του κύκλου Maisotsenko*

Συμβατικά, από τούδε και στο εξής θα χρησιμοποιούνται ***κεφαλαία*** στοιχεία για τα θερμοδυναμικά μεγέθη που αφορούν στο ***εργαζόμενο*** ρεύμα (ακόμα κι αν πρόκειται για ειδικά μεγέθη) και ***πεζά*** στοιχεία για τα αντίστοιχα του ***ψυχόμενου*** ρεύματος.

§ 4.1. Μειονεκτήματα των απλών έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών

Στην πιο απλή του διάταξη, ένας έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης αποτελείται από δύο παράλληλους αγωγούς, μονωμένους από το περιβάλλον αλλά σε θερμική επαφή μεταξύ τους, οι οποίοι τροφοδοτούνται αμφότεροι με αέρα περιβάλλοντος, όπως έχει ήδη παρουσιαστεί στην Εικόνα 1.4.

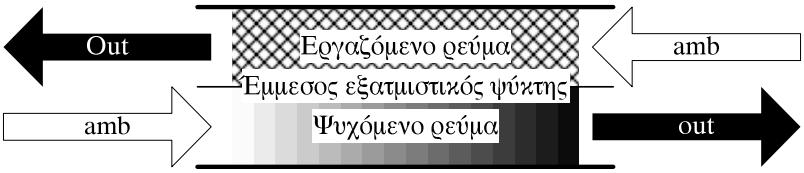
Τα δύο ρεύματα αλληλεπιδρούν θερμικά, μεταφέροντας αισθητή θερμότητα από το ψυχόμενο προς το εργαζόμενο· αν συνέβαινε το αντίθετο, προφανώς ο αέρας που θα διοχετευόταν στον κλιματιζόμενο χώρο θα ήταν θερμότερος από αυτόν του περιβάλλοντος. Η αισθητή αυτή θερμότητα που καταλήγει στο εργαζόμενο ρεύμα, τείνει να αυξήσει τη «θερμική μάζα» του μπλοκ ύγρανσης, ώστε αυτό να λειτουργεί σαν να τροφοδοτείτο με θερμότερο νερό. Αποτέλεσμα αυτής της κατάστασης, όπως διεξοδικά αναλύθηκε στο εδάφιο §3.3., είναι η ψυκτική ικανότητα και ο βαθμός απόδοσης του εργαζόμενου ρεύματος, νοουμένου ως αυτόνομης μονάδας, να μειώνονται δραματικά. Γνωρίζοντας, επίσης, ότι η μετάδοση θερμότητας μεταξύ των δύο ρευμάτων δε μπορεί εκ των πραγμάτων να είναι τέλεια, γίνεται εν τέλει αντιληπτό το γιατί ένας έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης δε μπορεί εγγενώς να επιτύχει υψηλούς βαθμούς απόδοσης.

Το εγγενές, όπως προαναφέρθηκε, μειονέκτημα των έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών, που οδηγεί μοιραία στη μειωμένη απόδοσή τους είναι το, συγκριτικά με τα άμεσα συστήματα, θερμότερο μπλοκ ύγρανσης. Με κατάλληλη τεχνική είναι δυνατό η κατάσταση αυτή να αμβλυνθεί και ο τρόπος για να επιτευχθεί αυτό δεν είναι άλλος από την εφαρμογή του κύκλου Maisotsenko.

Ο κύκλος Maisotsenko είναι βασισμένος στην τεχνική της έμμεσης εξατμιστικής ψύξης και παρουσιάζει βελτιωμένο βαθμό απόδοσης (έως και 120%) αξιοποιώντας την πρόψυξη του εργαζομένου ρεύματος, δηλαδή τη συναλλαγή θερμότητας και μάζας μεταξύ των δύο ρευμάτων, όντας το εργαζόμενο ψυχρότερο, επομένως και δεκτικότερο στην αισθητή θερμότητα που αποδίδει το ψυχόμενο ρεύμα.

§ 4.2. Προσέγγιση του κύκλου Maisotsenko

Στην Εικόνα 4.1 απεικονίζεται μια απλή διάταξη έμμεσης εξατμιστικής ψύξης, όμοια με αυτή που έχει ήδη αναφερθεί στο 1ο Κεφάλαιο.



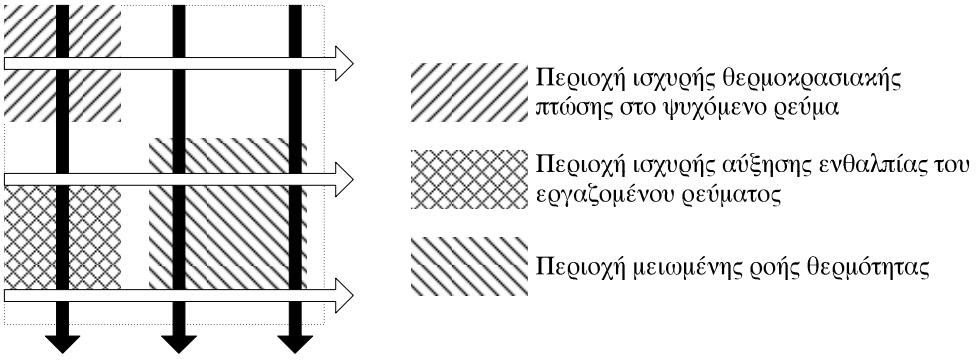
Εικόνα 4.1: *Σχηματική παράσταση απλού έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη*

Θεωρητικά, το εργαζόμενο ρεύμα θα θερμαινόταν ως τη θερμοκρασία ξηρού βολβού στην είσοδο του ψυχόμενου ρεύματος και θα έφτανε σε κατάσταση κορεσμού. Προφανώς κάτι τέτοιο θα απαιτούσε άπειρη επιφάνεια συναλλαγής, άπειρη βρεχόμενη επιφάνεια και τέλεια μετάδοση θερμότητας. Στην εξίσωση {4.1} γράφεται το ισοζύγιο ενέργειας του έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη σε όρους ψυκτικής ικανότητας, Q_c:

$$\begin{aligned} Q_c &= m \cdot (h_{amb} - h_{out}) = M \cdot (h_{out} - h_{amb}) \\ \xrightarrow{\approx} &= m \cdot c_{p,a}(t_{amb} - t_{out}) = M \cdot \left[r \cdot (W_{out} - W_{amb}) + c_{p,a} \cdot (t_{out} - t_{amb}) \right] \end{aligned} \qquad \{4.1\}$$

Υπό ιδανικές συνθήκες, η θερμοκρασία t_{out} θα ήταν ίση με τη θερμοκρασία υγρού βολβού του περιβάλλοντος, ωστόσο λόγω των προαναφερθέντων περιορισμών είναι μάλλον υψηλότερη, η δε απόκλιση μεταξύ ελάχιστης δυνατής και πραγματικής τελικής θερμοκρασίας του ψυχόμενου ρεύματος ποσοτικοποιείται, κατά τα γνωστά, από το βαθμό απόδοσης, όπως αυτός έχει οριστεί στην εξίσωση {1.2}.

Στην Εικόνα 4.2 απεικονίζεται μια απλή διάταξη έμμεσης εξατμιστικής ψύξης με σταυρωτή ροή.



Εικόνα 4.2: *Παραστατική απεικόνιση έμμεσου ψύκτη σταυρωτής ροής*

Από το παραπάνω σκαρίφημα φαίνεται ότι η ισχυρότερη ροή θερμότητας εμφανίζεται εκεί όπου εισάγονται το εργαζόμενο και το ψυχόμενο ρεύμα· αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι εκεί το εργαζόμενο ρεύμα είναι ακόμα ξηρό, άρα δεκτικό σε υγρασία, για την ατμοποίηση της οποίας απαιτείται υψηλή ποσότητα θερμότητας, που λαμβάνεται από το ψυχόμενο ρεύμα (ή, εναλλακτικά, εκεί η θερμοκρασία υγρού βολβού του εργαζομένου ρεύματος είναι η ελάχιστή του, ενώ η θερμοκρασία ξηρού βολβού του ψυχόμενου ρεύματος είναι η μέγιστη δυνατή). Η υψηλότερη, εξ' άλλου, ενθαλπία του εργαζομένου ρεύματος όταν αυτό εξέρχεται από τον ψύκτη σημειώνεται στην περιοχή που το ρεύμα αυτό συναλλάσσει θερμότητα με νεοεισερχόμενη ποσότητα αέρα στο ψυχόμενο ρεύμα, μιας και το τελευταίο έχει αρκετά υψηλή θερμοκρασία ξηρού βολβού, λόγω της οποίας θερμαίνεται επιπλέον το ψυχόμενο ρεύμα. Είναι, λοιπόν, κατανοητό ότι ούτως ή άλλως η πιο αποδοτική περιοχή λειτουργίας του εναλλάκτη σταυρωτής ροής είναι εκείνη στην οποία προσάγεται το θερμό ψυχόμενο ρεύμα, διαπιστώνεται δε πειραματικά ότι περίπου το 10% της ποσότητας του εργαζομένου ρεύματος και το 10% της επιφάνειας συναλλαγής διεκπεραιώνουν περίπου το 70% του ψυκτικού αποτελέσματος, χωρίς, ωστόσο, αυτό να συμβαίνει ότι.

Δεδομένης της φύσης του έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη, στο ψυχόμενο ρεύμα δεν παρατηρείται συναλλαγή υγρασίας, οπότε η εξίσωση {4.1} μπορεί να γραφεί με πιο απλό τρόπο ως:

$$m \cdot \left(h_{out} - h_{amb}\right) = M \cdot c_{p,a} \cdot \left(T_{amb} - T_{out}\right) \qquad \{4.2\}$$

και εισάγοντας την έννοια του βαθμού απόδοσης, η παραπάνω σχέση διατυπώνεται αναλυτικότερα ως:

$$\begin{aligned} & M \cdot \left(H_{out} - H_{amb}\right) = \eta \cdot m \cdot c_{p,a} \cdot \left(t_{amb} - t_{out}\right) \\ & \Rightarrow t_{out} = t_{amb} - \frac{M}{\varepsilon \cdot m \cdot c_{p,a}} \cdot \left(H_{out} - H_{amb}\right) \end{aligned} \qquad \{4.3\}$$

Ο κύκλος του Maisotsenko χρησιμοποιεί κι αυτός το εργαζόμενο και ψυχόμενο ρεύμα σε σταυρωτή ροή, ωστόσο διαφοροποιεί τις ροές, δημιουργώντας έναν νέο θερμοδυναμικό κύκλο, ο οποίος επιτρέπει στο ψυχόμενο ρεύμα να ψυχθεί πλέον της θερμοκρασίας υγρού βολβού του περιβάλλοντος και πλησίον της θερμοκρασίας δρόσου αυτού. Όπως θα εξηγηθεί λεπτομερώς στις επόμενες παραγράφους, ο κύκλος αυτός προψύχει το εργαζόμενο ρεύμα, πριν την περιοχή συναλλαγής θερμότητας, ώστε η παραλαβή φορτίων θερμότητας να μη λειτουργεί τόσο επιβαρυντικά, όσο στα απλά συστήματα έμμεσης εξάτμισης.

Στην Εικόνα 4.3, το ψυχόμενο ρεύμα χρησιμοποιείται εξ' ολοκλήρου για την τροφοδότηση του εργαζομένου ρεύματος (διαμόρφωση 1). Καθώς ο αέρας, παροχής m_a, κινείται στο ψυχόμενο κανάλι, ψύχεται από το νερό που εξατμίζεται στο αντίστοιχο εργαζόμενο, μιας και η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης απορροφάται από το ψυχόμενο κανάλι. Ο αέρας, δηλαδή, ψύχεται από τον εαυτό του, οδηγούμενος τελικά στη θερμοκρασία υγρού βολβού του περιβάλλοντος (σημείο «1^{wb}»). Η ενθαλπία στο σημείο μετάβασης από το ψυχόμενο κανάλι στο εργαζόμενο (σημείο «1^{dp}») είναι ίση με την ενθαλπία δρόσου του αέρα περιβάλλοντος, ώστε τελικά το εργαζόμενο κανάλι να «βλέπει» στην είσοδό του κορεσμένο αέρα, στη θερμοκρασία δρόσου του περιβάλλοντος.

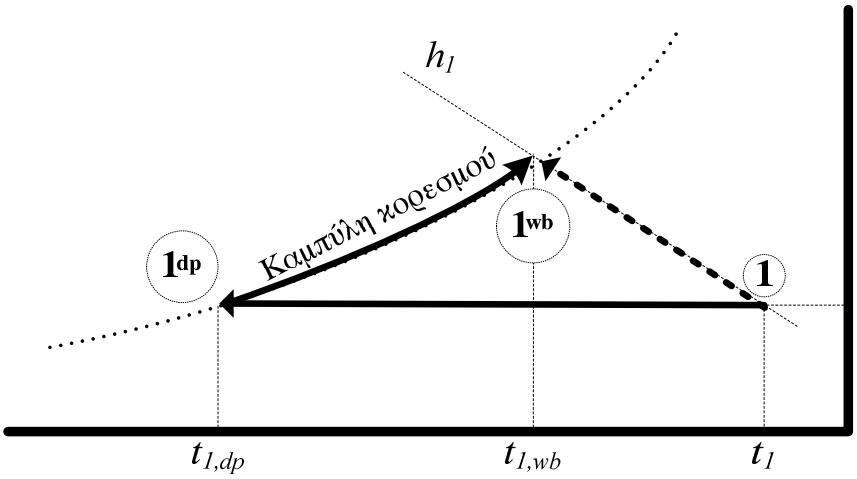
Εικόνα 4.3: *Τομή αδιαβατικού εναλλάκτη ΗΜΧ σε αντιροή (διαμόρφωση 1)*

Το ισοζύγιο ενέργειας δίνει:

$$m_a \cdot \left(h_1 - h_{1,dp}\right) = m_a \cdot \left(H_{1,wb} - H_{1,dp}\right) \Leftrightarrow h_1 = h_{1,wb} \qquad \{4.4\}$$

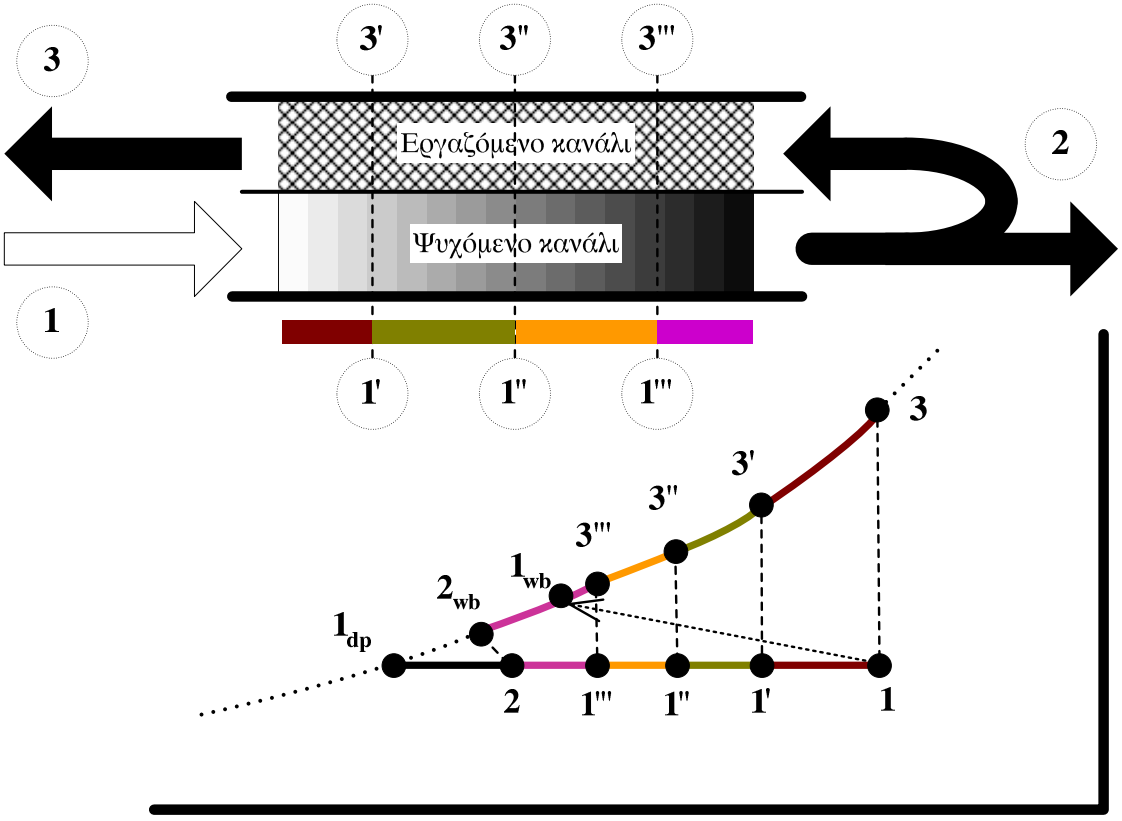
και επειδή ο εναλλάκτης αυτός είναι μονωμένος, σε κάθε τονούμενο σημείο, θα ισχύει προφανώς $h_1 = h'$.

Τα θεωρητικά αυτά αποτελέσματα έχουν επιβεβαιωθεί από πειραματικές μετρήσεις σε πρότυπα συστήματα, όπου διαπιστώθηκε ότι η θερμοκρασία του αέρα στο σημείο μετάβασης προσεγγίζει τη θερμοκρασία δρόσου. Η ψυχρομετρικές μεταβολές του αέρα παριστάνονται στον παρακάτω απόσπασμα ψυχρομετρικού χάρτη.



Εικόνα 4.4: *Ψυχρομετρικές μεταβολές αδιαβατικού ΗΜΧ σε αντιρροή (διαμόρφωση 2)*

Η ανάλυση του αδιαβατικού εναλλάκτη θερμότητας και μάζας σε αντιρροή έδειξε ότι ο εξερχόμενος αέρας έχει αποκτήσει μια πρόσθετη ψυκτική ικανότητα, η οποία οφείλεται στη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ εισόδου στον εναλλάκτη και εξόδου από αυτόν. Ο εξερχόμενος αέρας είναι κορεσμένος και το σχετικό με αυτόν δυναμικό ύγρανσης είναι η κατάσταση κορεσμού υπό θερμοκρασία t_1, όπως φαίνεται στον ψυχρομετρικό χάρτη της Εικόνας 4.5, στην οποία επίσης απεικονίζεται η διαμόρφωση 2 του εναλλάκτη· οι χρωματικές λωρίδες του ψύκτη αντιστοιχίζονται στις ίδιου χρώματος διαμερίσεις των ψυχρομετρικών μεταβολών στον ψυχρομετρικό χάρτη.



Εικόνα 4.5: *Ψυχρομετρικές μεταβολές αδιαβατικού ΗΜΧ σε αντιρροή (διαμόρφωση 3)*

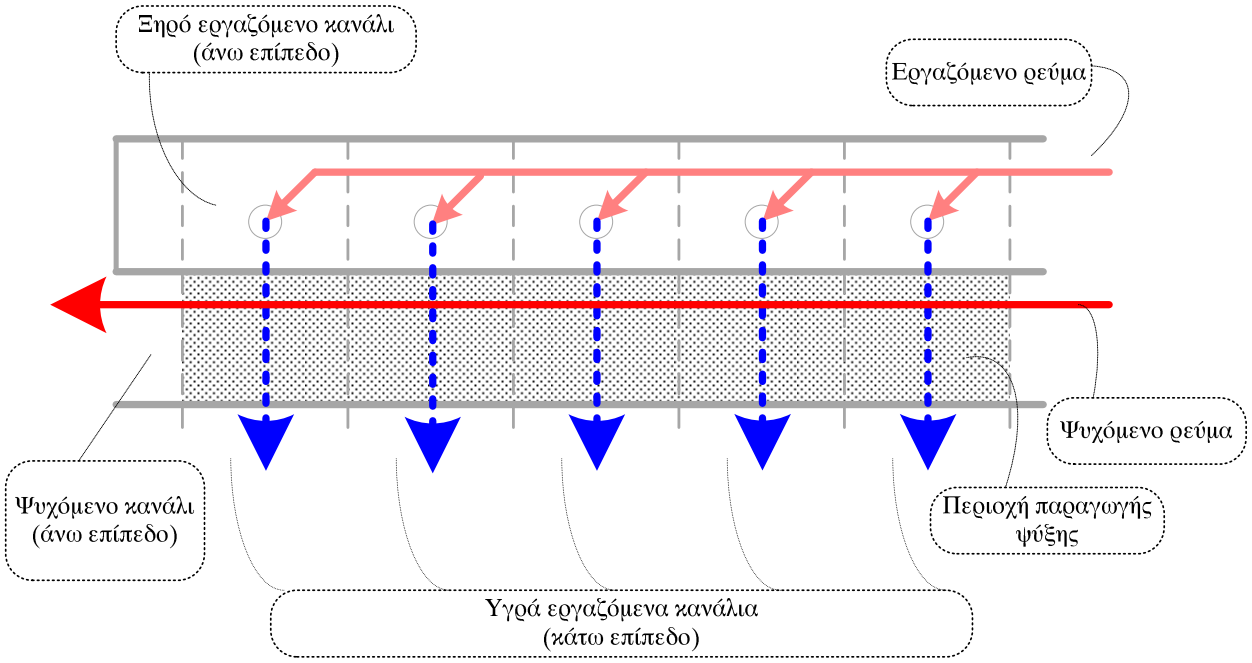
Η θερμότητα που χρησιμοποιείται για να αυξηθεί η θερμοκρασία και η υγρασία του εργαζομένου ρεύματος έχει ληφθεί από το ξηρό κανάλι, που όμως τώρα δε διοχετεύεται ολόκληρο στο αντίστοιχο υγρό (δηλαδή είναι $m > M$), ώστε $H_3 - h_{dp} > h_1 - h_{dp}$. Εφ' όσον δε η απομάστευση της παροχής του εργαζομένου ρεύματος συμβαίνει πριν την είσοδο στο εργαζόμενο κανάλι όπου ο αέρας είναι υγρότερος, η ποσότητα που απομακρύνεται είναι πλέον ωφέλιμη.

Σε κάθε σημείο του εναλλάκτη υπάρχει ένα σημείο «1» του ψυχόμενου καναλιού κι ένα αντίστοιχο σημείο «3» του εργαζόμενου καναλιού, όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.5. Υπό ιδανικές συνθήκες, η θερμοκρασία του εργαζόμενου ρεύματος στην έξοδό του θα είναι ίση με αυτή του αέρα περιβάλλοντος, δηλαδή $t_1 = t_3$, όπως έχει αναφερθεί σε προηγούμενη παράγραφο· σε αυτή την περίπτωση, το ισοζύγιο ενέργειας γράφεται:

$$m \cdot (h_1 - h_{dp}) = M \cdot (H_3 - h_{dp}) \Leftrightarrow m \cdot (h_1 - h_{dp}) = M \cdot (H_3 - h_1) \qquad \{4.5\}$$

Λόγω της καμπυλότητας της καμπύλης κορεσμού, μια μικρή αύξηση της υγρασία του εργαζομένου ρεύματος οδηγεί σε μεγαλύτερη θερμοκρασιακή πτώση στο ψυχόμενο, η δε λανθάνουσα θερμότητα που αφαιρείται από το νερό είναι σε όρους ενθαλπίας ίση με $M \cdot (H_3 - h_1)$.

Με στόχο την άμβλυνση των πτώσεων πίεσης και την καλύτερη δυνατή αξιοποίηση ολόκληρης της επιφάνειας του επιπέδου του ψύκτη, η διαμόρφωση 2 παραλλάσσεται σε μια βελτιωμένη έκδοση (διαμόρφωση 3), όπου η μετάβαση γίνεται με διατρήσεις, έχει δε διαπιστωθεί πειραματικά ότι η θερμοκρασία εξόδου του εργαζομένου ρεύματος είναι παραπλήσια αυτής του περιβάλλοντος, δηλαδή η συναλλαγή θερμότητας χαρακτηρίζεται από υψηλή απόδοση. Σχηματικά, η κίνηση των ρευμάτων αναπαρίσταται στην Εικόνα 4.6.



Εικόνα 4.6: *Τομή αδιαβατικού εναλλάκτη θερμότητας και μάζας σε σταυρωτή ροή*

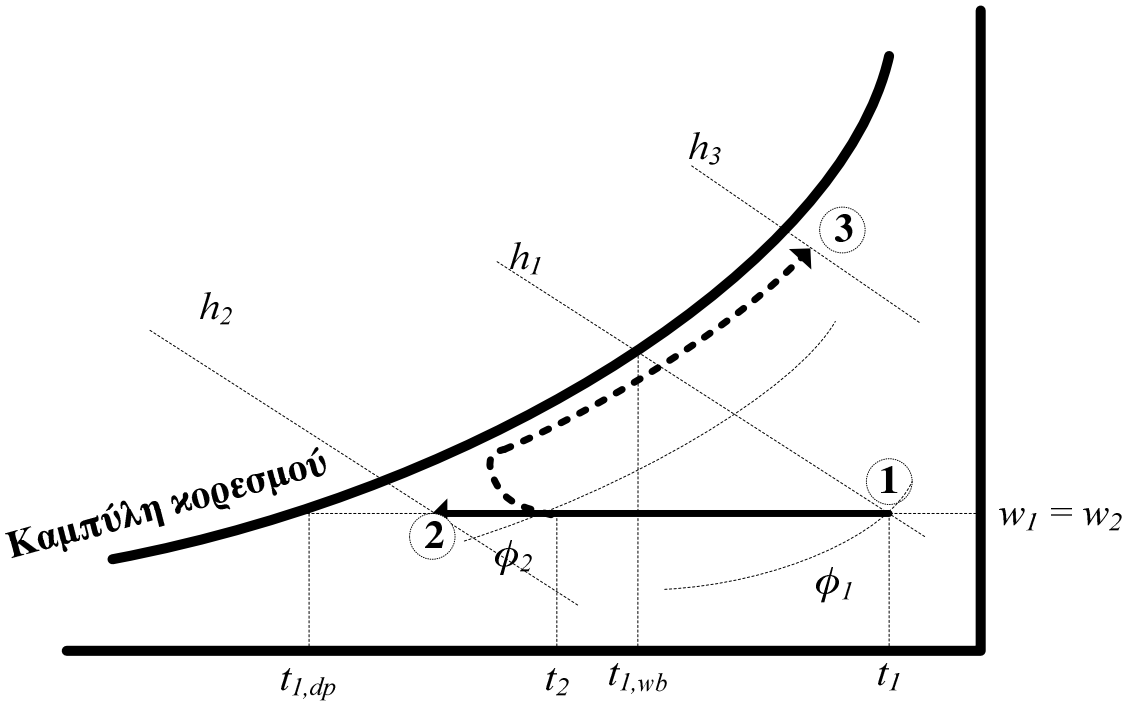
Βασική αρχή λειτουργίας του κύκλου Maisotsenko είναι η υψηλότερη από το σύνηθες θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των δύο ρευμάτων.

- το ψυχόμενο ρεύμα, με παροχή m εισάγεται στον ψύκτη στο άνω επίπεδο και κινείται σε παράλληλα κανάλια, τα οποία με κατάλληλη διαμόρφωση του υλικού κατασκευής του

εναλλάκτη, διατηρούνται ξηρά και λεία, ώστε να εξασφαλίζεται η μη προσθήκη ή αφαίρεση υγρασίας από τον αέρα. Όπως, δηλαδή, γίνεται πάντα στην έμμεση εξατμιστική ψύξη, το ψυχόμενο ρεύμα διατηρεί το λόγο υγρασίας καθ' όλο το μήκος του των ξηρών ψυχόμενων καναλιών.

- το εργαζόμενο ρεύμα εισάγεται με παροχή *M* ομοίως στο άνω επίπεδο και κινείται κατά μήκος ξηρού καναλιού στο επίπεδο αυτό. Καθώς βρίσκει τις διατρήσεις, ένα μέρος αυτού οδηγείται στο κάτω επίπεδο, το οποίο διατηρείται υγρό. Λόγω της διέλευσης του αέρα στο κάτω επίπεδο κατά μήκος υγρών καναλιών, επιτυγχάνεται η εξάτμιση, με αποτέλεσμα την ψύξη του ρεύματος αυτού. Η ψύξη αυτή απορροφά θερμότητα, τόσο από το εργαζόμενο ρεύμα, όσο αυτό ακόμα βρίσκεται στο άνω επίπεδο (οπότε και προψύχεται, με αποτέλεσμα να εισάγεται στη ζώνη εναλλαγής θερμότητας με θερμοκρασία χαμηλότερη αυτής του περιβάλλοντος), όσο και από το ψυχόμενο ρεύμα, όταν αυτά «επικοινωνούν» θερμικά στη ζώνη εναλλαγής θερμότητας. Στην έκταση της ζώνης αυτής παράγεται το ωφέλιμο προϊόν του ψύκτη, μιας και εκεί ψύχεται το ψυχόμενο ρεύμα. Το εργαζόμενο ρεύμα εξέρχεται σχεδόν κορεσμένο (ή, τουλάχιστον, με σχετική υγρασία άνω του 85%) και ψυχρότερο από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος και τελικά απορρίπτεται στην ατμόσφαιρα. Η όλη διεργασία διεξάγεται υπό ατμοσφαιρική πίεση[1].

Οι μεταβολές των δύο ρευμάτων δίνονται παραστατικά στο παρακάτω απόσπασμα ψυχρομετρικού χάρτη (Εικόνα 4.7).



Εικόνα 4.7: *Ψυχρομετρικές μεταβολές ρευμάτων στον πραγματικό κύκλο Maisotsenko*

Η συναλλαγή θερμότητας δίνεται γενικά από την παρακάτω εξίσωση:

$$Q_s = m \cdot (h_1 - h_2) = M \cdot (H_3 - h_1) \qquad \{4.6\}$$

[1] Στην πραγματικότητα, ο αέρας προσάγεται υπό πίεση, ώστε να υπερνικηθούν οι ρευστομηχανικές απώλειες που προκύπτουν από τη διέλευσή του μέσω πορώδους μέσου ή μικρών διατομών και ακολουθεί ένα προφίλ μειούμενης πίεσης, εξερχόμενος τελικά υπό σχεδόν ατμοσφαιρική πίεση. Στην παρούσα διατριβή, το πρόβλημα της ρευστομηχανικής συμπεριφοράς του αέρα εξετάζεται αυτόνομα και για λόγους υπολογιστικής απλότητας, χωρίς κάποια σημαντική επίπτωση στην ακρίβεια, τα φαινόμενα μεταφοράς τεκμαίρεται ότι εκτελούνται υπό σταθερή πίεση

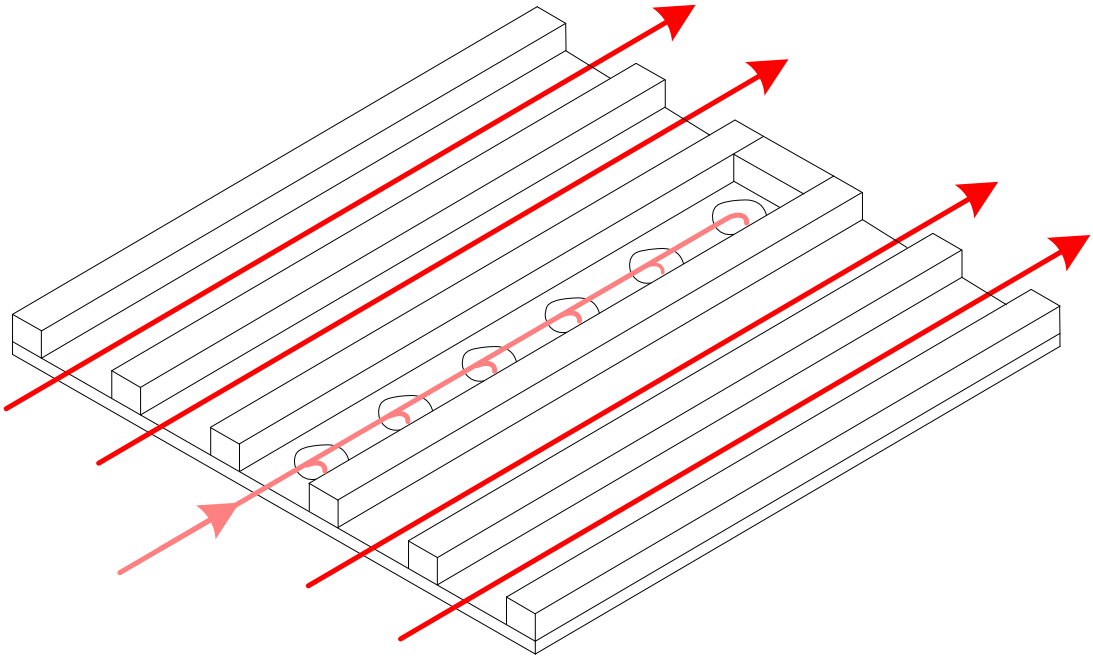
Η πρόψυξη του εργαζομένου ρεύματος συμβάλλει στη βελτίωση της απόδοσης του ψύκτη σε σχέση με τα απλά συστήματα έμμεσης εξάτμισης· σε όρους αποδοτικότητας, οριζόμενης όπως στα απλά συστήματα ψύξης, ο κύκλος του Maisotsenko επιτυγχάνει απόδοση κατά κανόνα άνω του 100% και προσεγγίζει το 122%. Η απόδοση εξαρτάται έντονα από τα ρεύματα αέρα και τις συνθήκες λειτουργίας εν γένει.

§ 4.3. Ειδικά χαρακτηριστικά υλοποίησης του κύκλου Maisotsenko

Η Εικόνα 4.6 δίνει μια εποπτική εικόνα της διαμόρφωσης ενός εναλλάκτη θερμότητας και μάζας που υλοποιεί τον κύκλο Maisotsenko, ωστόσο ο σχεδιασμός ενός αποδοτικού και λειτουργικού τέτοιου εναλλάκτη είναι μάλλον πολύπλοκος, η δε κατασκευή θα πρέπει να γίνεται με σκοπό την ικανοποίηση συγκεκριμένων δυσκολιών, όπως:

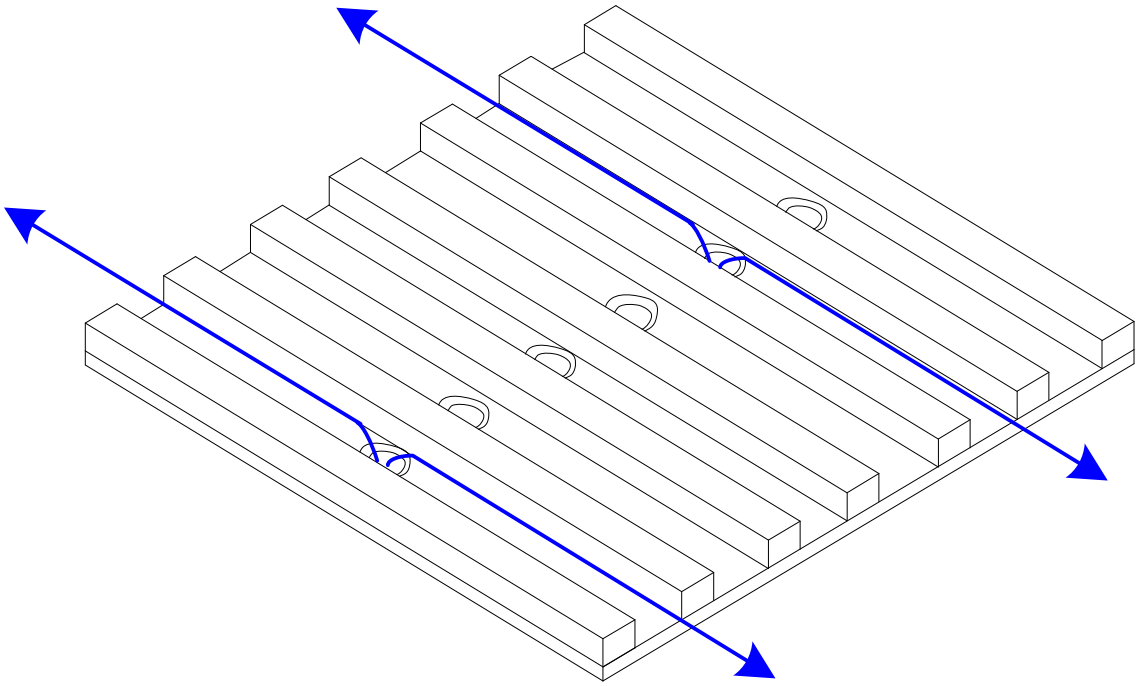
- η διαρκής τροφοδοσία
- η καλή διοχέτευση του αέρα στα κανάλια
- η εξασφάλιση της μη διέλευσης ψυχόμενου αέρα από εργαζόμενο κανάλι και αντίστροφα
- η ελαχιστοποίηση των πτώσεων πίεσης κατά μήκος των ρευμάτων

Στο παρόν εδάφιο θα περιγραφούν αναλυτικά τα βήματα κατασκευής ενός ψύκτη που λειτουργεί σύμφωνα με τον κύκλο του Maisotsenko. Τα διαφορετικά χρώματα αντιστοιχούν σε διαφορετικά ρεύματα, σύμφωνα με το υπόμνημα της Εικόνας 4.6.



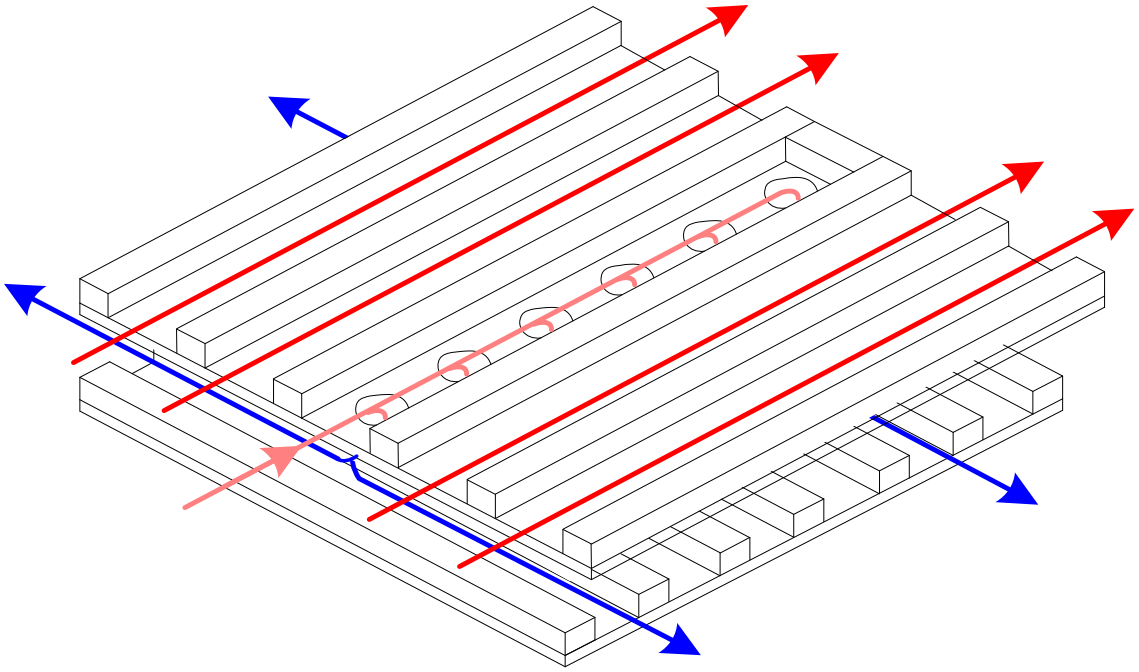
Εικόνα 4.8: *Άνω (ξηρό) επίπεδο του εξατμιστικού ψύκτη Maisotsenko*

Στην Εικόνα 4.8 δίνεται μια προοπτική σχηματική αναπαράσταση του πρώτου «βήματος» κατασκευής του ψύκτη, που δείχνει την πορεία του εργαζομένου ρεύματος μέσα από τις διατρήσεις, δηλαδή τη μετάβασή του από το ξηρό άνω επίπεδο στο υγρό κάτω επίπεδο (τα επίπεδα έχουν οριστεί ευκρινώς στην Εικόνα 4.7). Στο άνω επίπεδο, με κατάλληλη διευθέτηση των καναλιών, το εργαζόμενο ρεύμα είναι εντελώς ανεξάρτητο του ψυχόμενου. Η ροή του εργαζομένου ρεύματος μετά τις διατρήσεις, δηλαδή όταν έχει εισέλθει στο κάτω επίπεδο, απεικονίζεται στην Εικόνα 4.9.



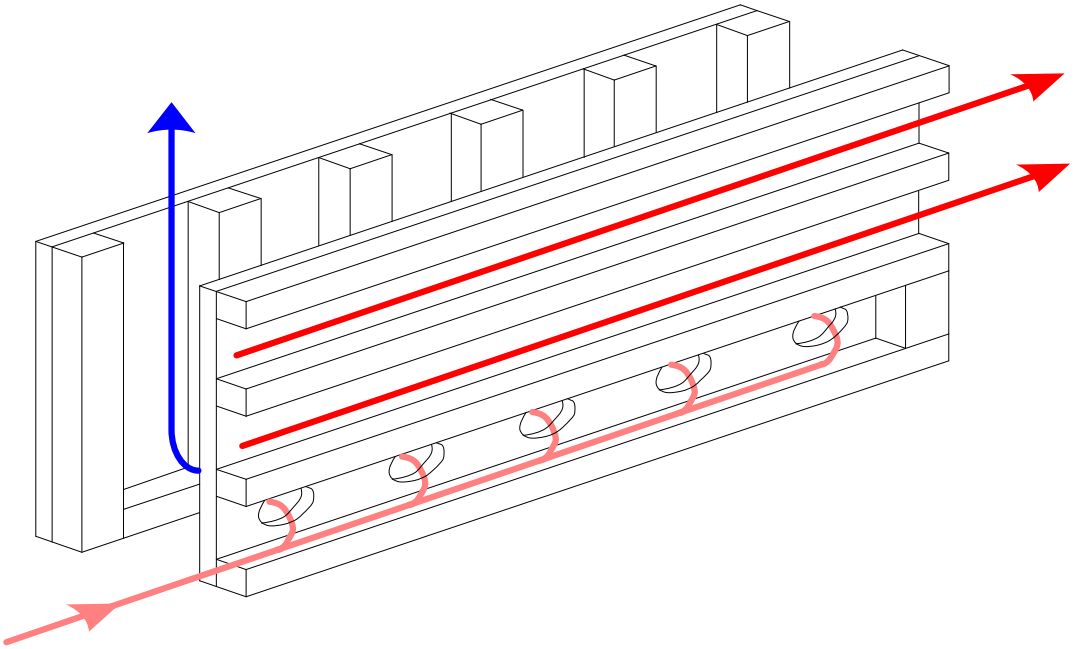
Εικόνα 4.9: *Ροή εργαζομένου ρεύματος στο κάτω (υγρό) επίπεδο*

Η νοητή ένωση των ροών που περιγράφηκαν στις δύο προηγούμενες εικόνες φαίνεται στην Εικόνα 4.10. Τα εργαζόμενα κανάλια του κάτω επιπέδου διαχωρίζονται προς αντίθετες κατευθύνσεις, ενώ το ψυχόμενο κανάλι στο άνω επίπεδο περικλείεται από τα διαχωριστικά στοιχεία, την πλάκα μεταξύ των δύο επιπέδων και την πλάκα του «κάτω επιπέδου» που βρίσκεται πάνω του. Είναι, δηλαδή, δυνατή η επανάληψη της διαδοχής άνω και κάτω επιπέδων, ώστε να διαμορφωθούν περισσότερα κανάλια, να αυξηθεί η παροχή αέρα και εν τέλει να αυξηθεί η ψυκτική ικανότητα της διάταξης.



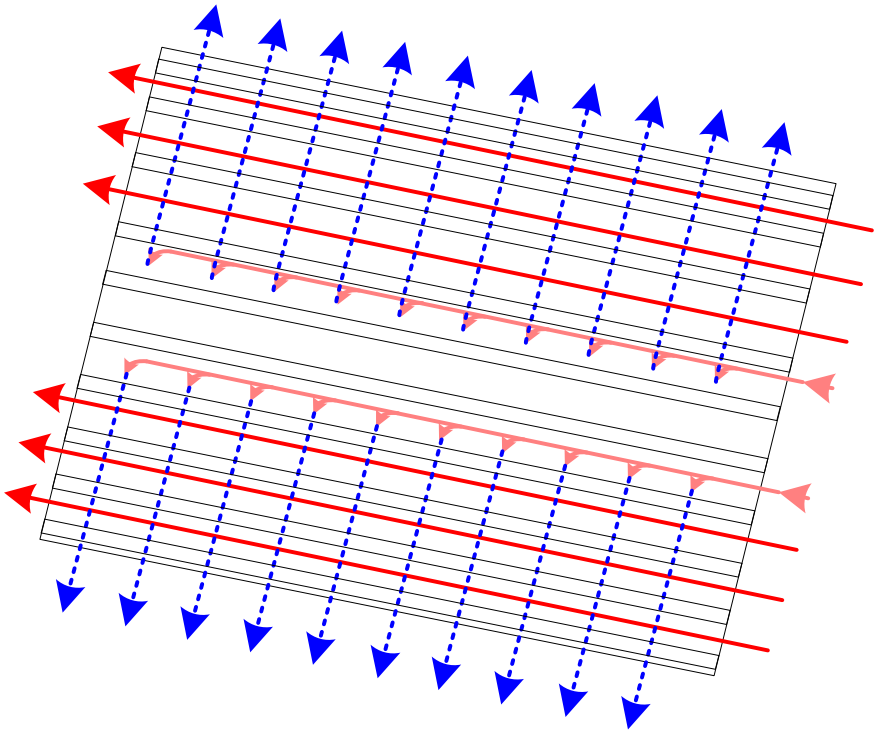
Εικόνα 4.10: *Αμφίπλευρη ροή εργαζομένου ρεύματος στα δύο επίπεδα*

Η περιοχή παραγωγής ψύξης, το τμήμα, δηλαδή, της πλάκας πάνω από το οποίο ρεει ψυχόμενο ρεύμα και κάτω ρέει εργαζόμενο, φαίνεται ευκρινέστερα στην Εικόνα 4.11.



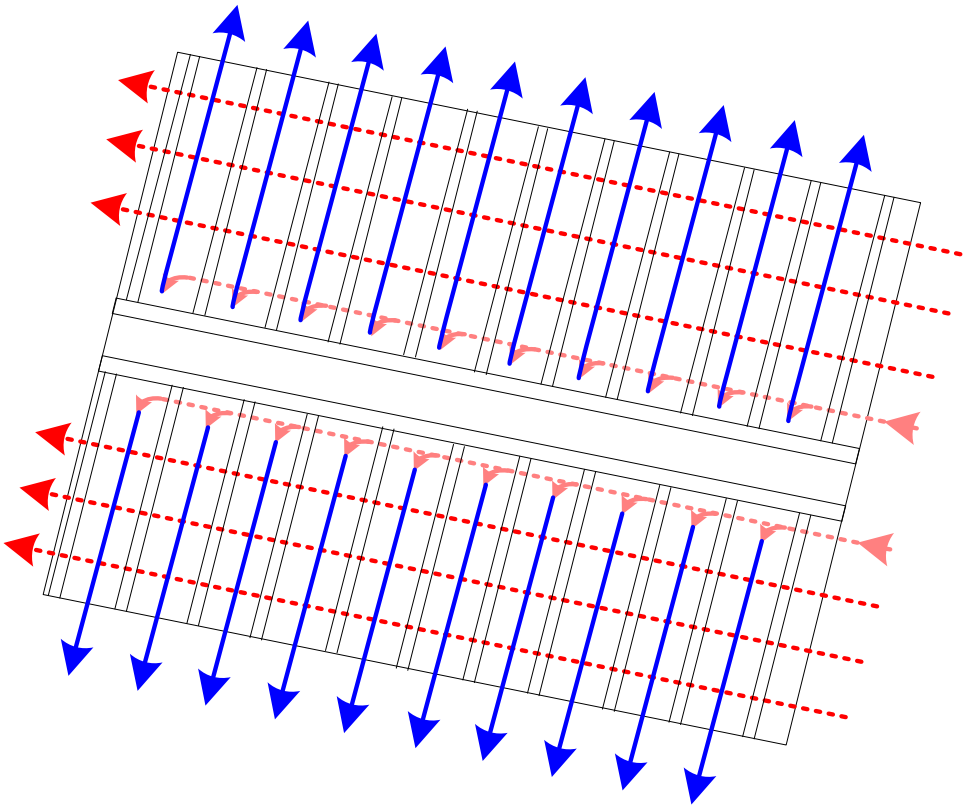
Εικόνα 4.11: *Περιοχή παραγωγής ψύξης*

Όπως και στα προηγούμενα σκαριφήματα, έτσι κι εδώ φαίνεται το εμπόδιο (12), το οποίο αποτρέπει τυχόν ποσότητα εργαζόμενου αέρα που δεν έχει περάσει τις διατρήσεις να απομακρυνθεί από τον ψύκτη.



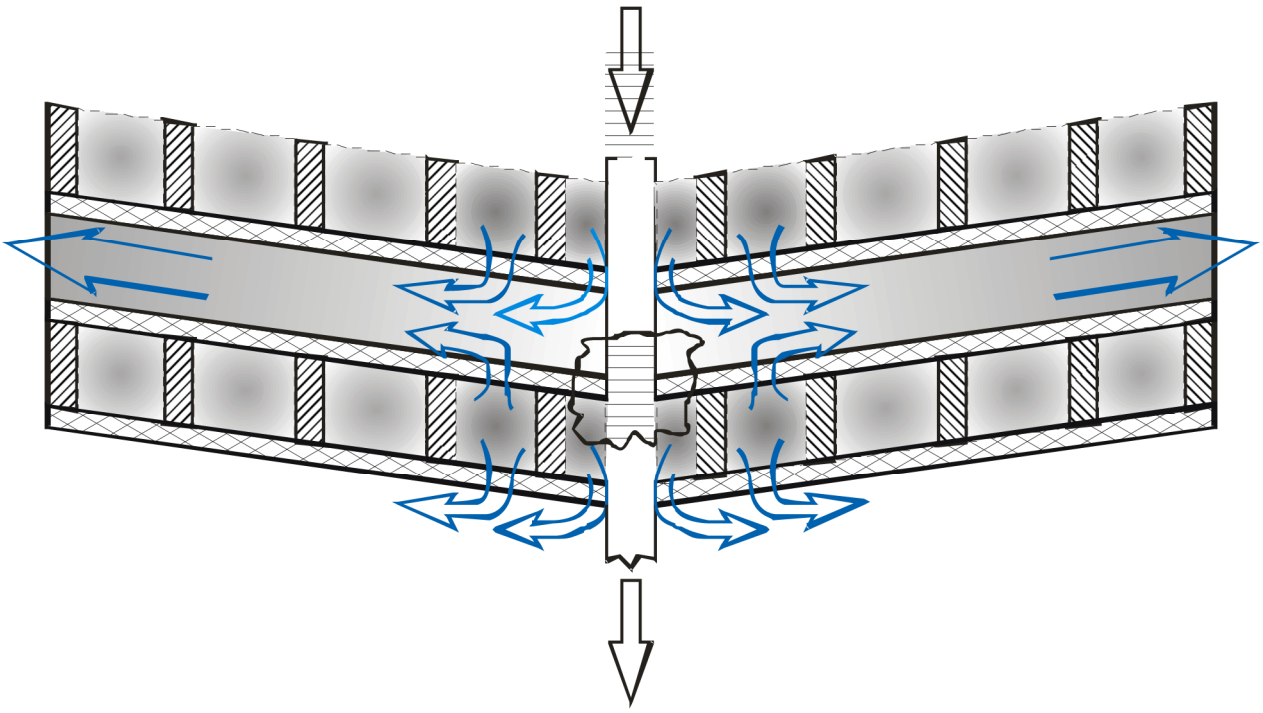
Εικόνα 4.12: *Συστοιχία παράλληλων καναλιών στο άνω επίπεδο (σε κάτοψη)*

Η Εικόνα 4.12 δίνει την παράσταση της τελικής διαμόρφωσης καναλιών του άνω επιπέδου. Με συνεχή βέλη σημειώνονται οι ροές στο επίπεδο αυτό, ενώ με διακεκομμένα βέλη εμφανίζονται οι πορείες του εργαζόμενου ρεύματος κάτω από την πλάκα (στο κάτω επίπεδο)· η περιοχή αυτή παρουσιάζεται στην Εικόνα 4.13, όπου όλες οι ροές εργαζομένου ρεύματος έχουν περάσει από τις διατρήσεις και κινούνται πλέον αντίροπα μεταξύ τους και σταυρωτά ως προς το άνω επίπεδο στα κανάλια του κάτω επιπέδου, ώστε να παραλάβουν υγρασία.



Εικόνα 4.13: *Συστοιχία παράλληλων καναλιών στο κάτω επίπεδο*

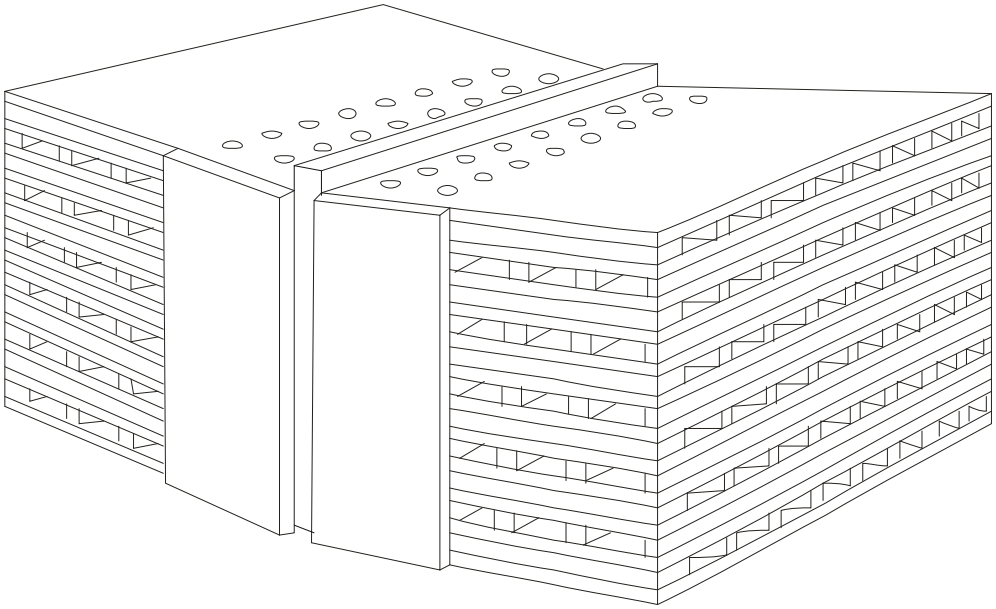
Η εμπρόσθια όψη των επιπέδων παρίσταται στην Εικόνα 4.14: εδώ φαίνονται διαδοχικά ένα άνω, ένα κάτω κι ένα άνω επίπεδο, καθώς ο οχετός διανομής του νερού.



Εικόνα 4.14: *Ημιτομή άνω και κάτω επιπέδου*

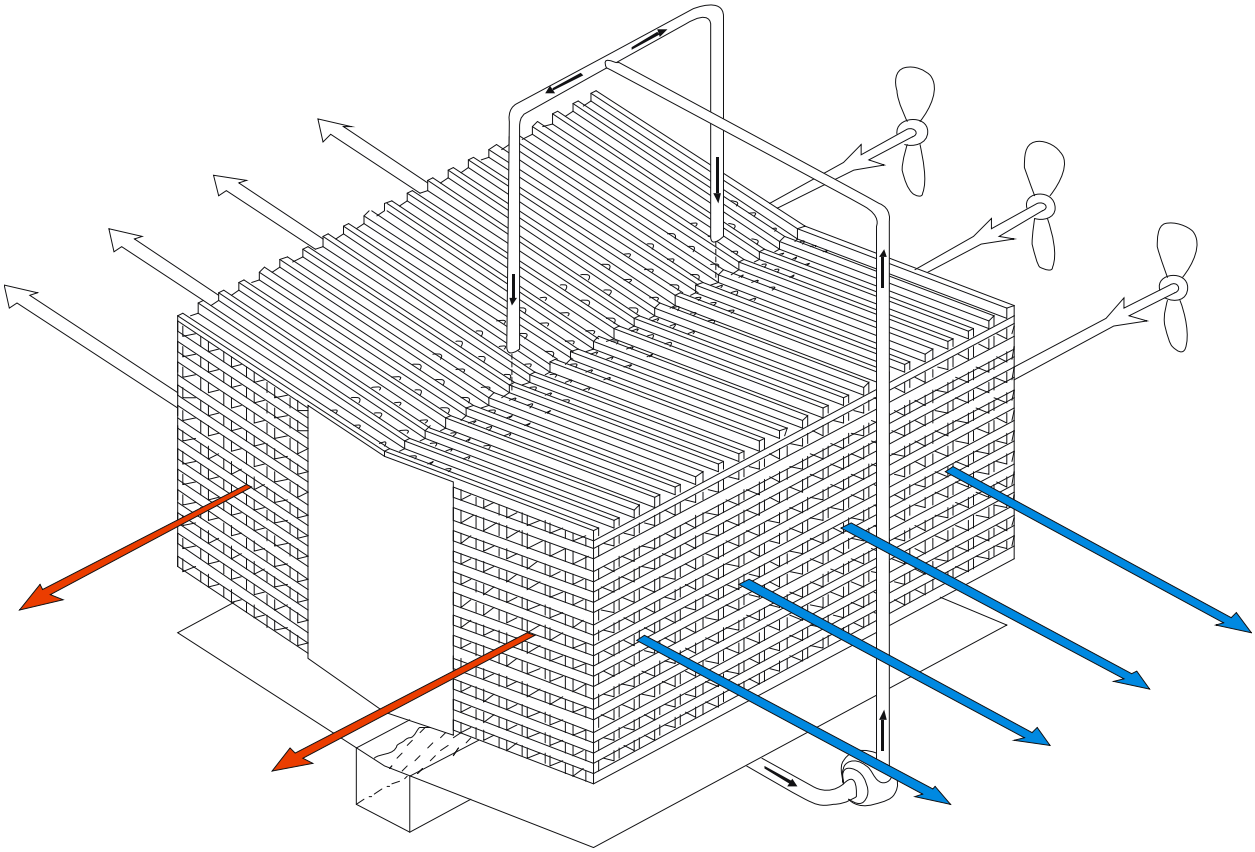
Στο μέσο της ημιτομής διακρίνεται κάθετα το σύστημα διανομής του νερού (το οποίο θα λάβει την τελική του διαμόρφωση σε επόμενο βήμα), τα δε επίπεδα συνδέονται σε διάταξη V, ώστε να

διευκολύνεται η κυκλοφορία του νερού. Η επαλληλία πολλών επιπέδων παρουσιάζεται στην Εικόνα 4.15.



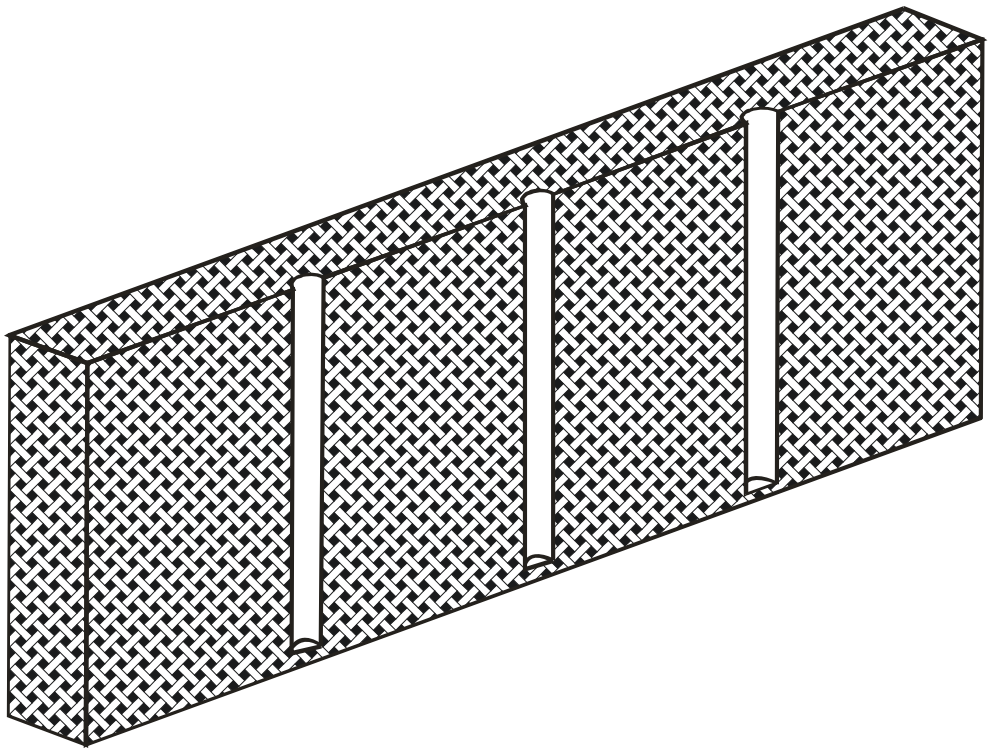
Εικόνα 4.15: *Προοπτική παράσταση του ψύκτη*

Πλέον έχει οριστικοποιηθεί η πορεία του αέρα μέσα στον ψύκτη και είναι δυνατό να προστεθούν οι ανεμιστήρες οδήγησης του αέρα (οι οποίοι, στην παρούσα φάση, καλύπτουν μόνο τις πτώσεις πίεσης μέσα στον ψύκτη και όχι το υποστηρικτικό δίκτυο αεραγωγών), το σύστημα διανομής νερού και συλλογής και ανακυκλοφορίας σταλάζοντος νερού.

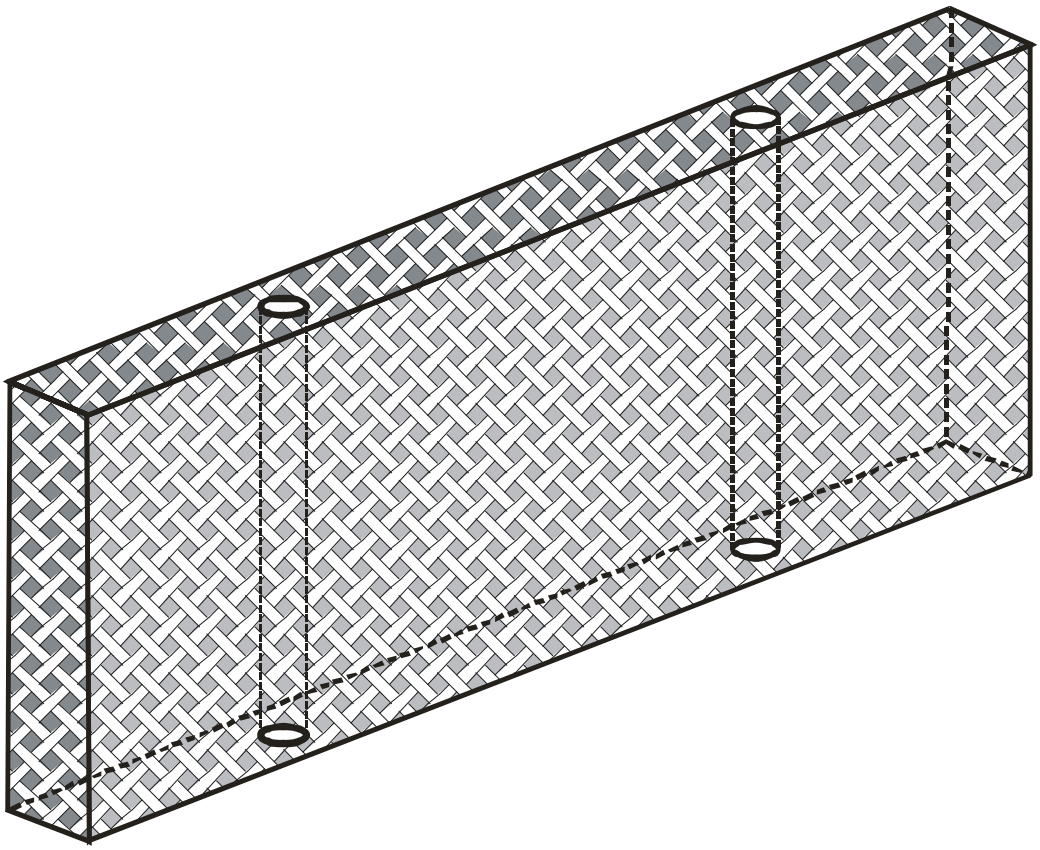


Εικόνα 4.16: *Βοηθητικές συσκευές ψύκτη*

Ο οχετός διανομής του νερού διαμορφώνεται σε δύο βήματα, όπως φαίνεται στις Εικόνες 4.17 και 4.18. Τα αυλάκια του οχετού διατρέχουν μέρος ή όλο το ύψος του οχετού, ώστε αφ' ενός να επιταχύνουν τη μεταφορά του νερού, αφ' ετέρου να διευκολύνουν το σταλάζον νερό να αποχετεύεται ταχύτερα.

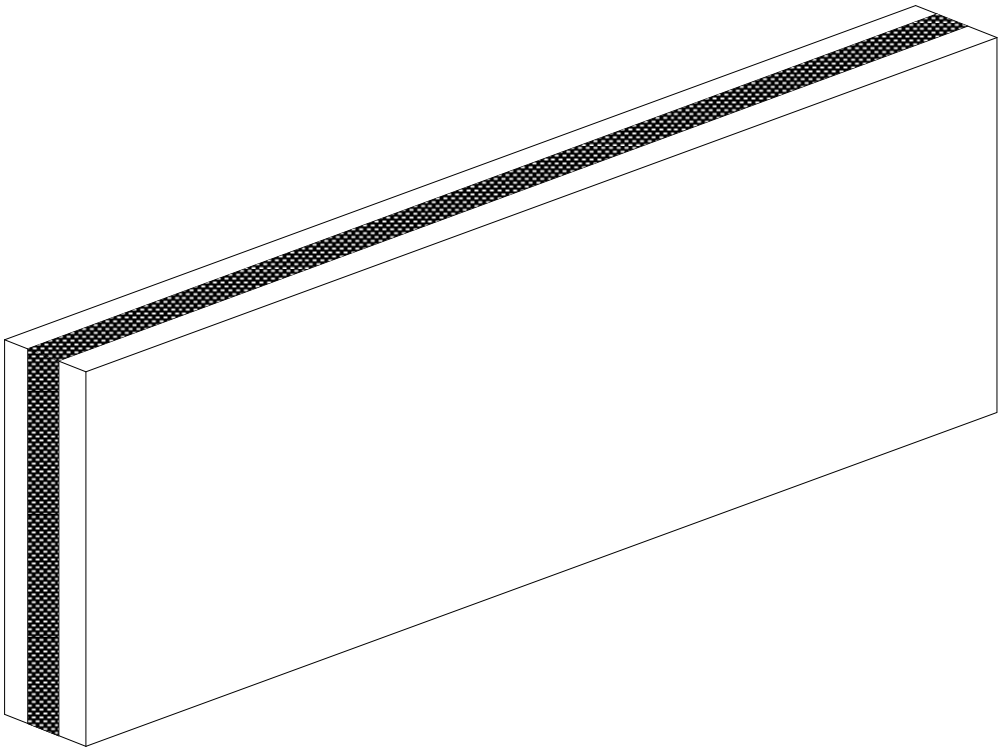


Εικόνα 17: *Οχετός διανομής νερού με αυλάκια μερικού ύψους*



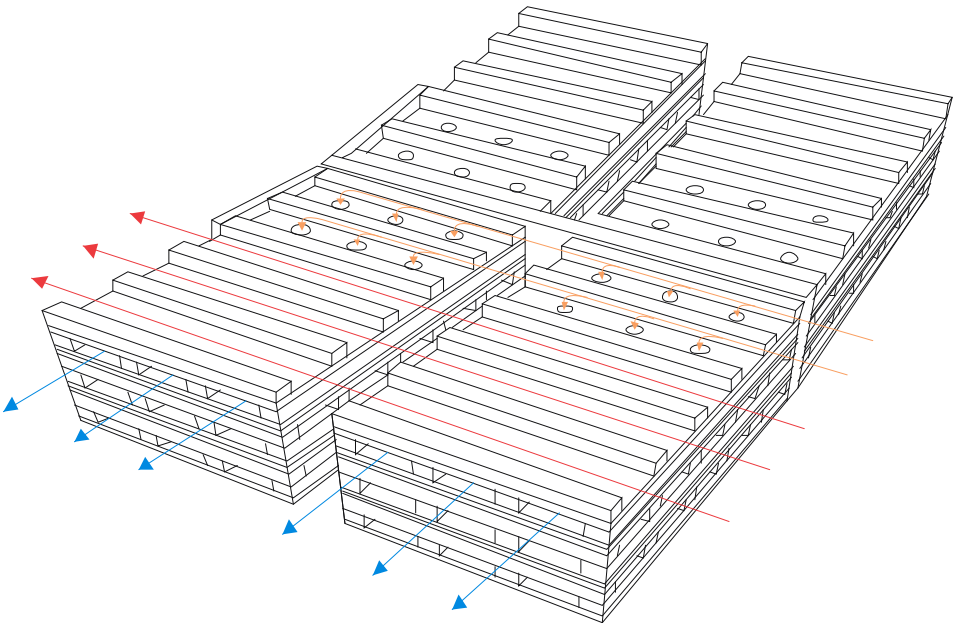
Εικόνα 18: *Οχετός διανομής νερού με αυλάκια πλήρους ύψους*

Ο οχετός περικλείεται από δύο φύλλα χαρτιού (βλ. Εικόνα 4.19), όπως αυτά με τα οποία κατασκευάζονται οι πλάκες μεταξύ των δύο επιπέδων. Με τον τρόπο αυτό επιταχύνεται η διάχυση του νερού από τον οχετό προς τα υγρά κανάλια του κάτω επιπέδου, αφού αυτά είναι διαμορφωμένα έτσι ώστε να επιτρέπουν τη γρήγορη διάχυση του νερού.



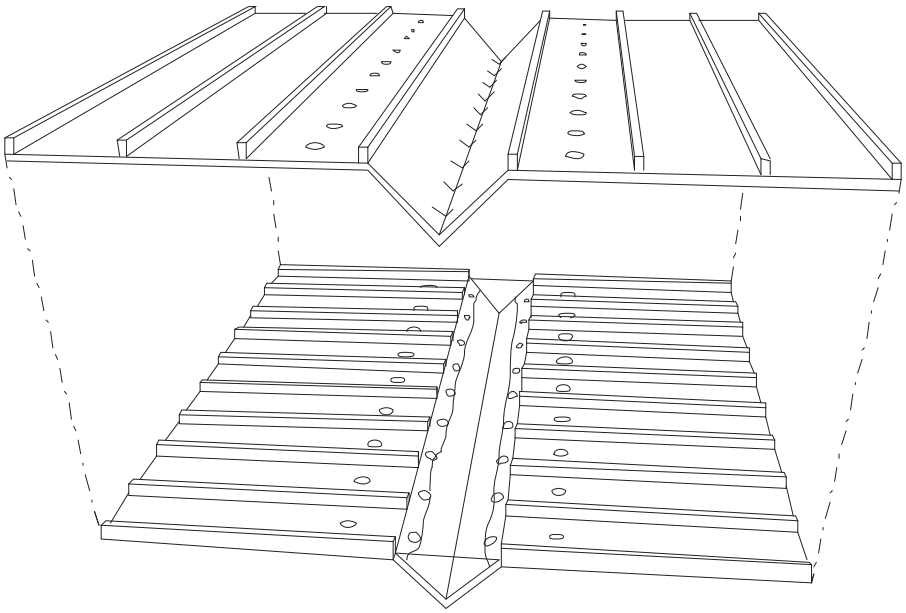
Εικόνα 4.19: *Εντοιχισμός του οχετού διανομής*

Επόμενο βήμα για την τελική διαμόρφωση του ψύκτη είναι ο νοητός διαχωρισμός του ψύκτη σε δύο όμοια τμήματα, τα οποία τον τέμνουν κάθετα προς τις ροές του άνω επιπέδου. Με τον τρόπο αυτό υποβοηθείται η μετάδοση θερμότητας, αφού ο επιμερισμός των ροών που επιτυγχάνεται εμποδίζει τη δημιουργία μεγάλων οριακών στρωμάτων κατά μήκος των καναλιών, όπως παραστατικά φαίνεται στην Εικόνα 4.20.



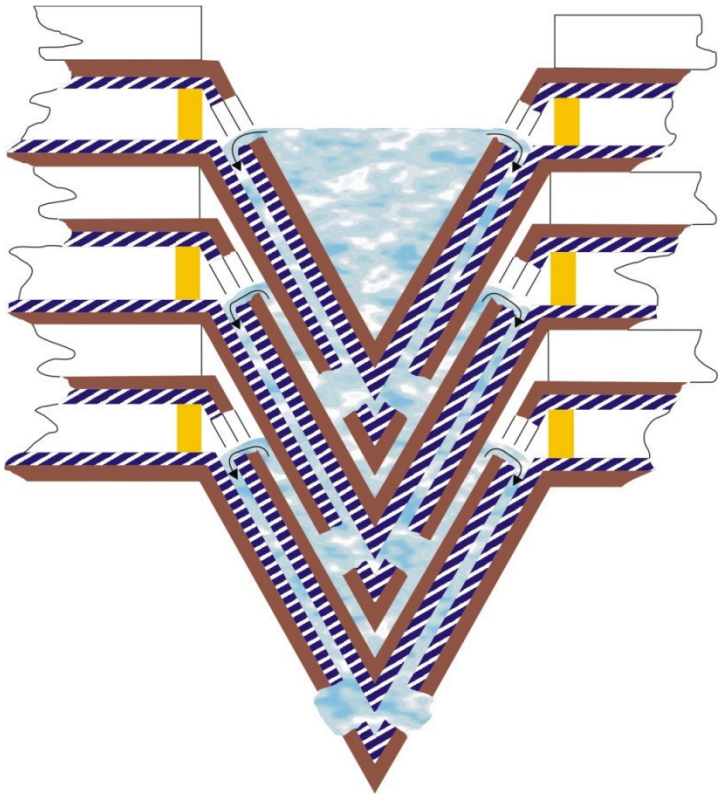
Εικόνα 4.20: *Νοητή τομή ψύκτη*

Η παραπάνω διαμόρφωση βελτιώνεται αντικαθιστώντας τον οχετό του νερού με τη διαμόρφωση τύπου V, που αναπαρίσταται στην Εικόνα 4.21.



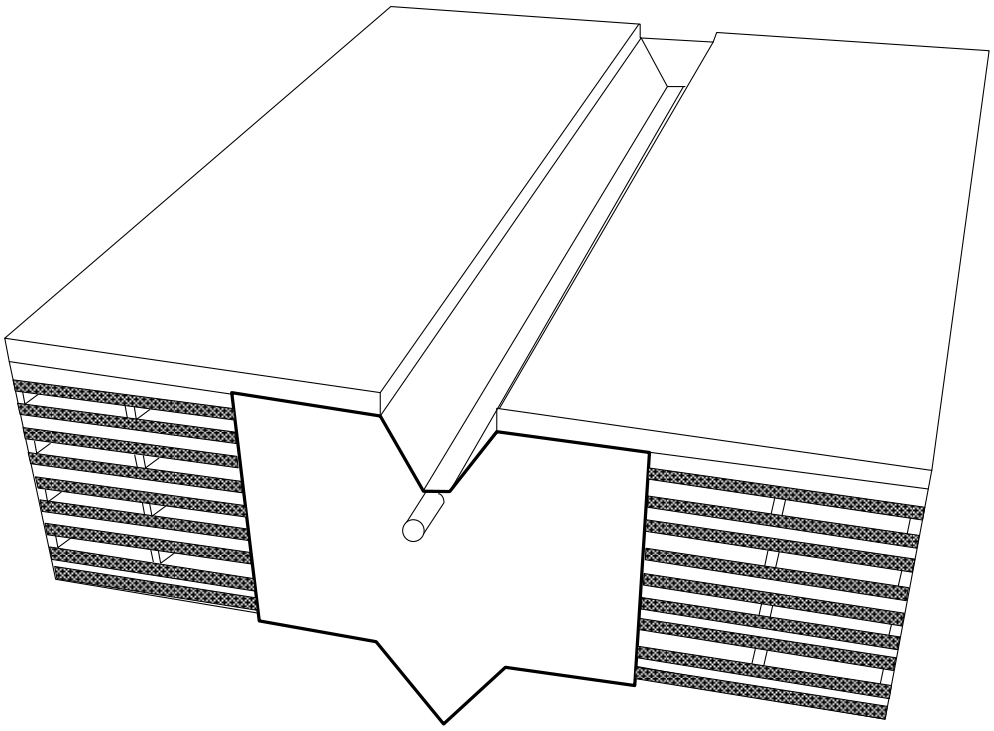
Εικόνα 4.21: *Αντικατάσταση του οχετού νερού*

Το V απεικονίζεται λεπτομερώς σε τομή στην Εικόνα 4.22: το νερό μεταφέρεται μέσω ειδικών διατρήσεων από τις πάνω στάθμες στις κατώτερες, με τρόπο ώστε να εμποδίζεται η οδήγηση μάζας νερού στα εργαζόμενα κανάλια (αυτή πραγματοποιείται μόνο μέσω διάχυσης από το χαρτί του κάτω επιπέδου), ενώ εξασφαλίζεται με σταθερά εμπόδια η οποιαδήποτε μεταφορά νερού στο άνω επίπεδο.



Εικόνα 4.22: *Διανομή νερού*

Έχει πια ολοκληρωθεί η διαμόρφωση του ψύκτη, όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.23: το σύστημα διανομής νερού έχει τοποθετηθεί ανάμεσα στα δύο αντίρροπα υποτμήματα (όπως αυτά που φαίνονται στην Εικόνα 4.9) και τα κανάλια είναι πλήρως διαχωρισμένα.

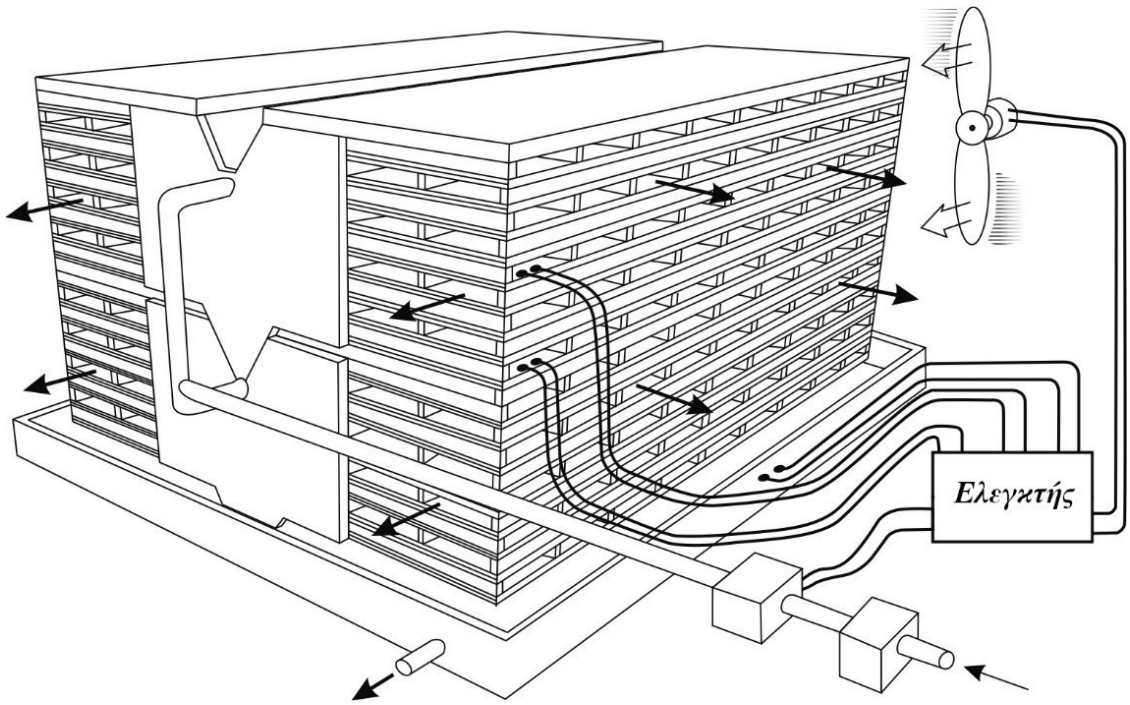


Εικόνα 4.23: *Τελική διαμόρφωση ψύκτη Maisotsenko*

Στην Εικόνα 4.24 δίνεται μια γενική όψη ενός πραγματικού εναλλάκτη θερμότητας και μάζας που υλοποιεί τον κύκλο Maisotsenko. Διακρίνονται οι τέσσερις αναμονές για τη σύνδεση με την παροχή του νερού και οι είσοδοι των καναλιών των δύο ρευμάτων· κάθε εναλλάκτης διαθέτει 40 επάλληλα επίπεδα ζευγών υγρών και ξηρών καναλιών.

Εικόνα 4.24: *Τελική διαμόρφωση ψύκτη Maisotsenko*

Δύο ή περισσότεροι τέτοιοι ψύκτες μπορούν να λειτουργήσουν εν παραλλήλω, με κοινό σύστημα απορροής του σταλάζοντος νερού και κοινό ανεμιστήρα, όπως φαίνεται στην Εικόνα 4.25. Ένας ελεγκτής λαμβάνει ως σήματα εισόδου τις θερμοκρασίες των εξερχόμενων ρευμάτων και ρυθμίζει με σήματα εξόδου την ταχύτητα του ανεμιστήρα και (ιδανικά) την παροχή του νερού.

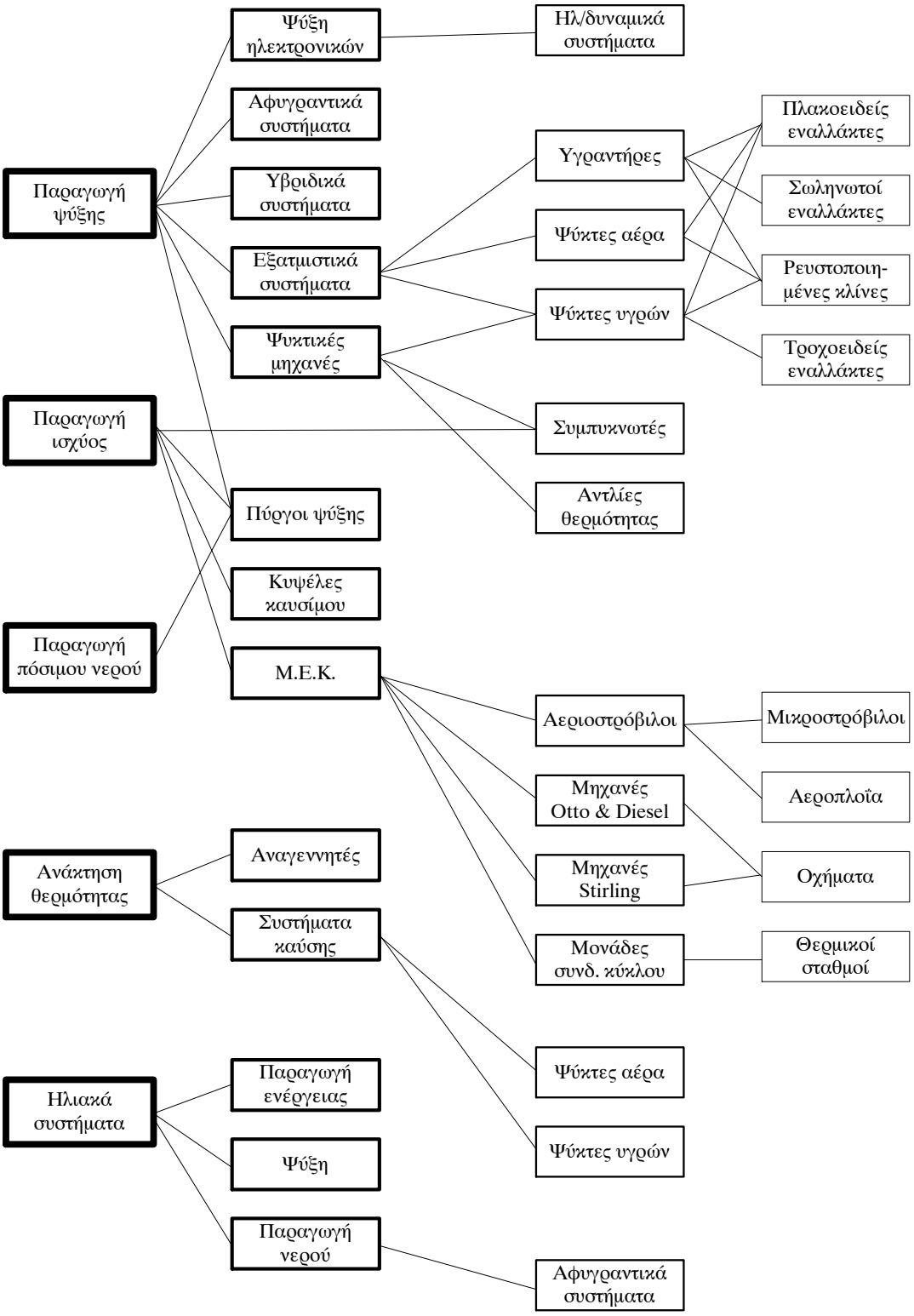


Εικόνα 4.25: *Τροφοδοσία συμπλέγματος ψυκτών εν παραλλήλω*

Τα βασικά τεχνικά στοιχεία του ψύκτη που υλοποιεί τον κύκλο του Maisotsenko συνοψίζονται παρακάτω:

1. Η διαχωριστική επιφάνεια που χρησιμοποιείται για την ψύξη ψύχει τουλάχιστον ένα ρεύμα αέρα και αποτελείται:
    a. Από το άνω επίπεδο, το οποίο διατηρείται ξηρό και λείο, ώστε να αποτρέπεται η οποιαδήποτε διακίνηση υγρασίας από αυτό
    b. Από το κάτω επίπεδο, το οποίο βρίσκεται σε επαφή με τη βρεχόμενη επιφάνεια
    c. Από το διαχωρισμό του άνω επιπέδου σε εργαζόμενα και ψυχόμενα κανάλια
    d. Από ένα τουλάχιστον πέρασμα, που θα επιτρέπει στο εργαζόμενο μέσο να περνάει από το άνω επίπεδο στο κάτω.
2. Η ροή των καναλιών του κάτω επιπέδου θα πρέπει να μην είναι παράλληλη προς την αντίστοιχη των καναλιών του άνω επιπέδου.
3. Το υλικό κατασκευής της πλάκας (συγκεκριμένα, το χαρτί) θα πρέπει να μην εμφανίζει έντονη μετάδοση θερμότητας από ή προς τον αέρα του εργαζόμενου ρεύματος, αλλά έντονη μετάδοση προς το άνω επίπεδο, εκεί δηλαδή όπου κινείται το ψυχόμενο ρεύμα (ή προψύχεται το εργαζόμενο ρεύμα).
4. Στο επόμενο Κεφάλαιο πρόκειται να αναπτυχθούν υπολογιστικά μοντέλα προσομοίωσης της συμπεριφοράς της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης του κύκλου Maisotsenko, στο δε μεθεπόμενο Κεφάλαιο θα παρουσιαστεί η διαδικασία λήψης πειραματικών μετρήσεων, η οποία πραγματοποιήθηκε στα πλαίσια της παρούσας διατριβής και θα αξιολογηθεί η δυνατότητα εφαρμογής των εξατμιστικών ψυκτών και η ικανότητά τους να καλύπτουν τις ανάγκες κλιματισμού χώρων σε περιοχές της Ελλάδας. Αργότερα, δε, εξετάζονται εφικτές παραμετροποιήσεις (γεωμετρικές και λειτουργικές), καθώς επίσης και εναλλακτικές γεωμετρίες.

Το εύρος λειτουργίας του κύκλου Maisotsenko περιλαμβάνει πλήθος εφαρμογών, όπως φαίνεται και στο παρακάτω διάγραμμα.



Εικόνα 4.26: *Εφαρμογές του κύκλου Maisotsenko*

Ονοματολογία

Μεγέθη & συντομογραφίες

c_p	ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση	[kJ/kgK]
h	ενθαλπία	[kJ/kg]
HMX	εναλλάκτης θερμότητας και μάζας	
m	παροχή μάζας	[kg/s]
Q	ψυκτική ικανότητα	[kW]
p	πίεση	[bar]
r	λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης	[kJ/kg]
t	θερμοκρασία	[^oC]
W	λόγος υγρασίας	[kg_w/kg_{da}]
η	βαθμός απόδοσης	[%]
ϕ	σχετική υγρασία	[%]

Δείκτες

a	αέρας γενικά
amb	συνθήκες περιβάλλοντος
da	ξηρός αέρας
db	ξηρού βολβού (αναφέρεται σε θερμοκρασία)
out	συνθήκες εξόδου
pro	ψυχόμενο ρεύμα
w	νερό
wb	υγρού βολβού (αναφέρεται σε θερμοκρασία)
wor	εργαζόμενο ρεύμα

5ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ
ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΗΣ ΒΑΣΙΚΗΣ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗΣ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ MAISOTSENKO

§ 5.0. Εισαγωγή

Έχοντας περιγράψει και κατανοήσει τον τρόπο υλοποίησης του κύκλου Maisotsenko και δόμησης του εναλλάκτη θερμότητας και μάζας που τον εφαρμόζει, κατέστησαν σαφή τα στοιχεία καινοτομίας του κύκλου αυτού σε σχέση με τους συμβατικούς έμμεσους εξατμιστικούς ψύκτες: η πεπλεγμένη ροή του αέρα επιτρέπει την ύπαρξη περιοχών με θερμοκρασία χαμηλότερη της θερμοκρασίας υγρού βολβού του αέρα περιβάλλοντος, ενώ η αντικατάσταση του μπλοκ ύγρανσης από μια βρεχόμενη εξατμιστική διαχωριστική επιφάνεια επιτρέπει την παραγωγή της ψύξης με άμεση επαφή του ψυχόμενου ρεύματος με τις εξατμιστικές επιφάνειες (αντί της διέλευσής του μέσα από το μπλοκ). Καθώς, λοιπόν, η τεχνική περιγραφή του προβλήματος έχει ολοκληρωθεί, επόμενο βήμα της μελέτης του είναι η υπολογιστική του προσομοίωση.

Η εν λόγω προσομοίωση έγκειται στη συγκρότηση ενός συμπαγούς υπολογιστικού μοντέλου, το οποίο θα δέχεται ως παραμέτρους εισόδου τις συνθήκες του περιβάλλοντος και τις λειτουργικές συνθήκες του ψύκτη (παροχές, διαμόρφωση κ.λπ.) και θα εξάγει ως αποτελέσματα τη θερμοκρασία και το λόγο υγρασίας των δύο ρευμάτων, ώστε τελικώς να μπορούν να υπολογιστούν βάσει αυτών ο βαθμός απόδοσης, η ψυκτική ικανότητα και η ειδική κατανάλωση νερού. Τα αποτελέσματα του μοντέλου πρόκειται να επιβεβαιωθούν πειραματικά σε επόμενο Κεφάλαιο, για διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Εξίσου χρήσιμα συμπεράσματα, σχετικά με την κατανομή της παραγωγής της ψυκτικής ισχύος και της κατανάλωσης του νερού, είναι δυνατό να εξαχθούν με βάση την υπολογιστική μοντελοποίηση.

Οι περιορισμοί της εν λόγω πειραματικής διάταξης δεν επέτρεπαν μεγάλες διακυμάνσεις στις τιμές των παροχών (ώστε να προσδιοριστεί με ακρίβεια η βέλτιστη τιμή του λόγου παροχών, λ) και καμία επέμβαση στη δομή του εναλλάκτη θερμότητας και μάζας. Τέθηκε, συνεπώς, το ερώτημα: είναι η βασική διαμόρφωση του κύκλου Maisotsenko η βέλτιστη; Είναι δυνατόν, τροποποιώντας γεωμετρικά χαρακτηριστικά ή διαδρομές του αέρα να επιτευχθούν ακόμα υψηλότερες αποδόσεις και ακόμα χαμηλότερη κατανάλωση νερού;

Η παραμετροποίηση και εξέλιξη του κύκλου Maisotsenko αποτελεί αντικείμενο των επόμενων Κεφαλαίων 7, 8 και 9. Πριν από αυτήν, όμως, επιβάλλεται η επιβεβαίωση των υπολογιστικών αποτελεσμάτων μέσω πειραμάτων. Κατόπιν δε αυτών, θα είναι εφικτή η κατασκευή νέων γεωμετριών και η πρόβλεψη διαφοροποιημένων συνθηκών εισόδου στον εξατμιστικό ψύκτη με σκοπό την καλύτερη λειτουργία του.

Το παρόν Κεφάλαιο διαρθρώνεται στα παρακάτω εδάφια:

1. *Ανάλυση ροών αέρα*
2. *Αναλυτική επίλυση γεωμετρικού κελιού και επιπέδου ψύκτη*

§ 5.1. Ανάλυση ροών αέρα

Η αλληλεπίδραση μεταξύ του κάτω και του άνω επιπέδου σχηματίζει νοητά τετράγωνα, καθένα από τα οποία αποτελεί ένα ξεχωριστό «κύτταρο» λειτουργίας του εξατμιστικού ψύκτη. Μεταξύ των τετραγώνων των επιπέδων παρατηρείται συναλλαγή θερμότητας, η οποία ψύχει το ψυχόμενο ρεύμα και παρέχει στο εργαζόμενο την απαραίτητη λανθάνουσα θερμότητα για την εξάτμιση του νερού. Στις σελίδες 75 – 77 που ακολουθούν δίνεται ένα διεπίπεδο σχέδιο, στο οποίο απεικονίζονται αμφότερα τα επίπεδα της βασικής διαμόρφωσης του εξατμιστικού ψύκτη. Πιο συγκεκριμένα:

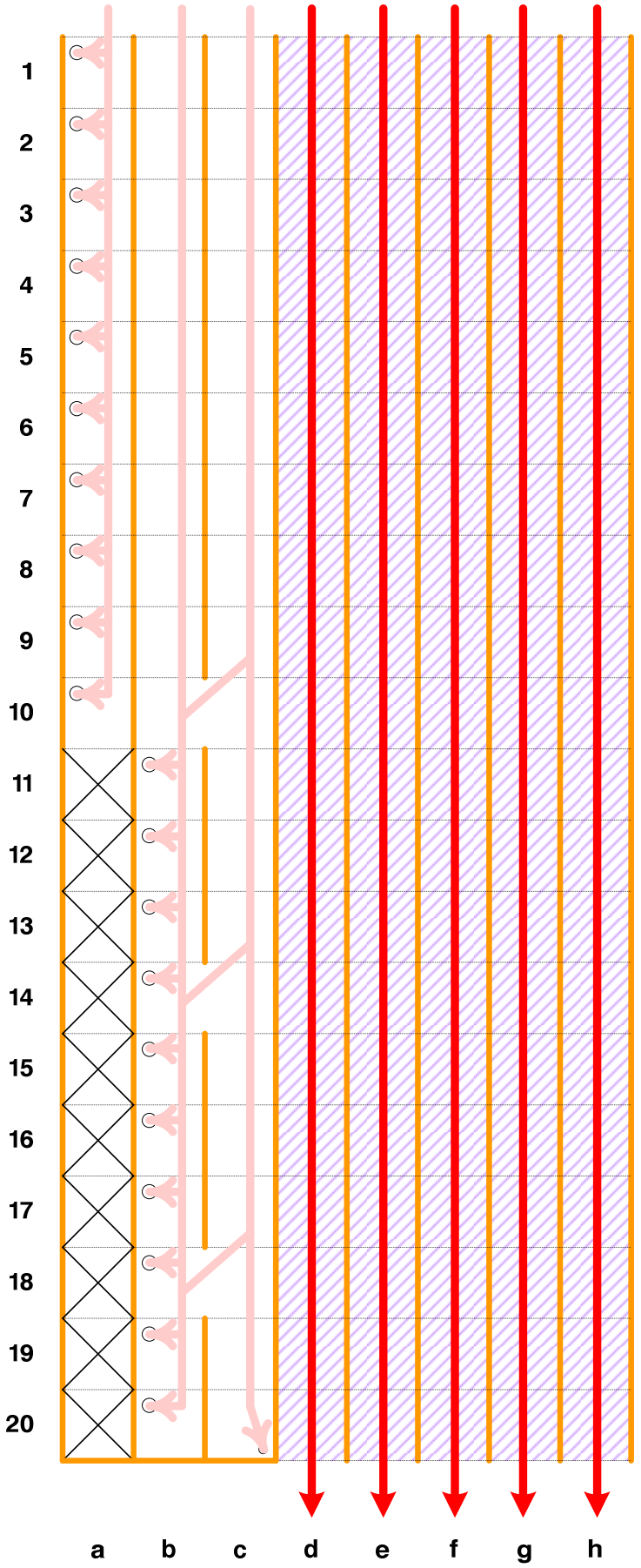
- με πορτοκαλί χρώμα τονίζονται τα τοιχώματα μεταξύ των καναλιών, τα οποία αναπτύσσονται κατά την κατακόρυφη διάσταση στο άνω επίπεδο και κατά την οριζόντια στο κάτω. Καίτοι δεν αποτελεί τοίχωμα μεταξύ καναλιών, με το ίδιο χρώμα έχει απεικονιστεί η απόληξη των τριών πρώτων καναλιών του άνω επιπέδου (μέσα από τα οποία διακινείται εργαζόμενο ρεύμα).
- με ροζ χρώμα σημειώνεται η πορεία του εργαζόμενου ρεύματος από την προσαγωγή του και καθ' όλη την κίνησή του χωρίς προσθήκη υγρασίας και με μπλε χρώμα κατά την ύγρανσή του. Το εργαζόμενο ρεύμα, όπως έχει αναφερθεί στο 4ο Κεφάλαιο, κινείται αρχικά στο άνω επίπεδο και ακολούθως στο κάτω· στο σχέδιο φαίνεται η «αποκοπή» ρευμάτων αέρα από τον κύριο κορμό του ρεύματος και η διοχέτευσή τους μέσω των οπών στο κάτω επίπεδο. Τονίζεται ότι οι δίαυλοι A και B/C είναι ανεξάρτητοι μεταξύ τους, ενώ ο δίαυλος C διοχετεύεται σε τρεις φάσεις στο δίαυλο B.
- με κόκκινα βέλη παρίσταται η ροή του ψυχόμενου ρεύματος, το οποίο κινείται μόνο στο άνω επίπεδο, ώστε να αποφεύγεται η οποιαδήποτε συναλλαγή του με νερό και να διατηρείται σε ελεγχόμενα επίπεδα η σχετική υγρασία του.
- η πυκνή ροζ διαγράμμιση αντιστοιχεί στην περιοχή συναλλαγής θερμότητας μεταξύ εργαζόμενου και ψυχόμενου ρεύματος, συνεπώς και παραγωγής ωφέλιμου ψυκτικού αποτελέσματος. Στον αντίποδα η αραιή μαύρη διαγράμμιση αποτελεί μια «νεκρή» περιοχή του εναλλάκτη, μιας και το εργαζόμενο ρεύμα που αντιστοιχεί στη στήλη A έχει απορροφηθεί από την τελευταία οπή (την A10).
- η λεπτή στικτή μαύρη γραμμή δεν έχει κάποια φυσική ή τεχνική έννοια, απλώς διευκολύνει την ανεξάρτητη μελέτη του υγρού επιπέδου.
- συμβατικά, με αριθμούς καταγράφονται οι οριζόντιες γραμμές (οι οποίες είναι παράλληλες με τα κανάλια του κάτω επιπέδου) και με γράμματα οι κατακόρυφες στήλες, παράλληλες με τα κανάλια του άνω επιπέδου.

Οι σημαντικές διαστάσεις του εναλλάκτη είναι οι παρακάτω:

- πλάτος καναλιών ***22mm***
- πάχος διαχωριστικών καναλιών ***3mm***
- διάμετρος οπών ***3mm***
- απόσταση μεταξύ κέντρων οπών ***25mm***
- απόσταση κέντρου οπής από αριστερό της τοίχωμα ***7mm***
- απόσταση κέντρου οπής από νοητό κάτω όριο τετραγώνου ***7mm***
- ύψος καναλιών ***3mm***

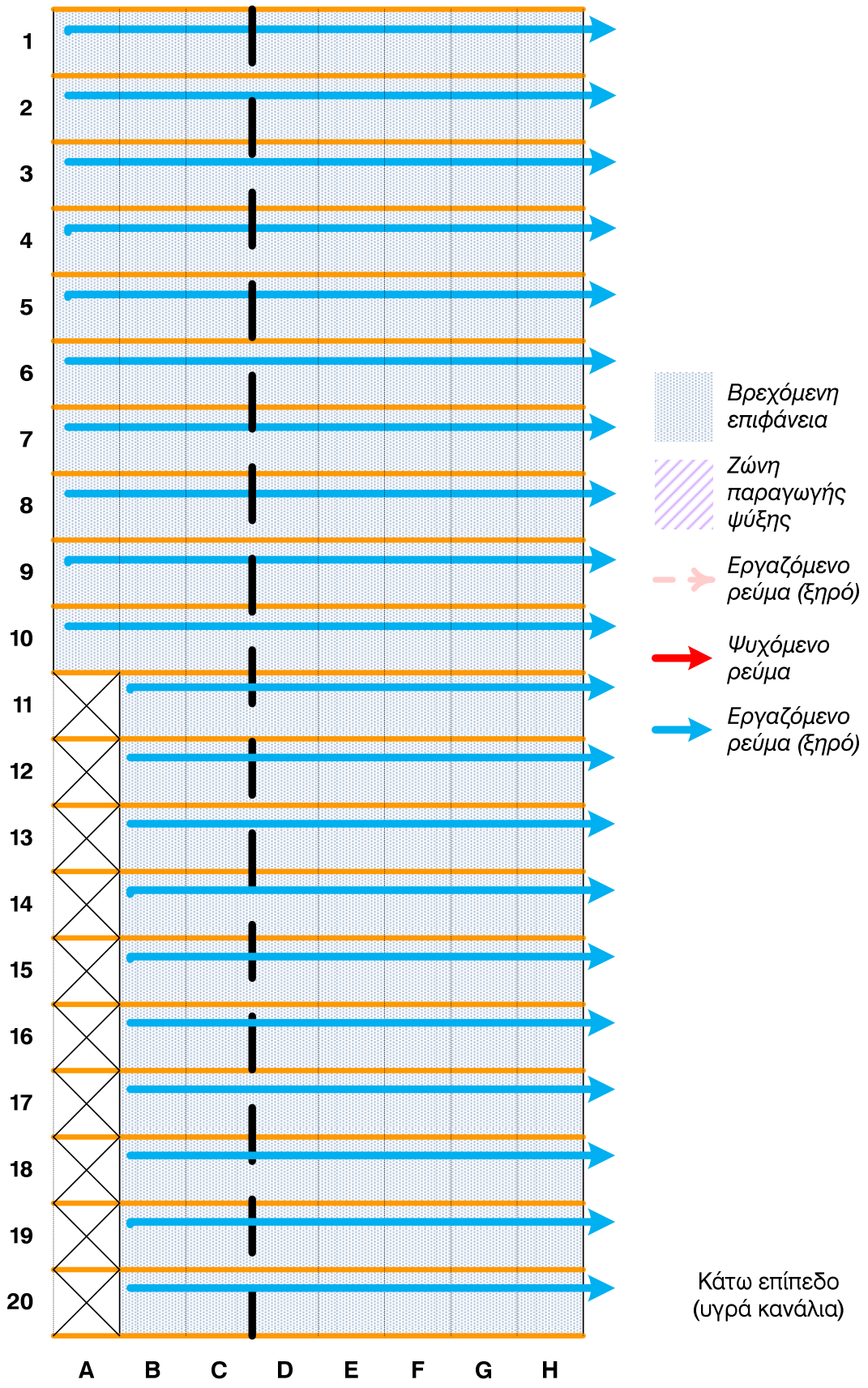
Βάσει των παραπάνω, η υδραυλική διάμετρος προκύπτει βάσει της περιμέτρου και τη διατομής του κελιού κατά τη ροή του αέρα, ίση προς:

$$d_h = 4 \cdot \frac{A}{P} = 4 \cdot \frac{22\,mm \cdot 3\,mm}{2 \cdot (22\,mm + 3\,mm)} = 5.28\,mm \qquad \{5.1\}$$



Άνω επίπεδο
(ξηρά κανάλια)

Εικόνα 5.1: *Ροές αέρα στο άνω επίπεδο*



Εικόνα 5.2: *Ροές αέρα στο άνω επίπεδο*

Λόγω της πολυπλοκότητας του φαινομένου, της αστάθειας που χαρακτηρίζει τη ροή του άερα και του πλήθους των παραμέτρων που υπεισέρχονται σε αυτό, κρίθηκε σκόπιμη, αντί των παραδοσιακών ρευστομηχανικών μεθόδων, η χρήση εξειδικευμένου υπολογιστικού εργαλείου και συγκεκριμένα του λογισμικού ANSYS/FLUENT. Με το εν λόγω εργαλείο εξασφαλίζεται η ακριβής αποτύπωση οποιασδήποτε γεωμετρίας και η ευκρινής απόδοση τιμών για τα ρευστομηχανικά μεγέθη (π.χ. τραχύτητες, ποσοστό τύρβης κ.λπ.), ενώ είναι ευχερής, με τη χρήση συναρτήσεων χρήστη (user's defined functions – UDF's) η ένταξη στον κώδικα φαινομένων που δεν είναι ήδη ενσωματωμένα, ή που δεν αναλύονται στο επιθυμητό βάθος.

Το ρευστομηχανικό μοντέλο ακολουθεί με ακρίβεια τις γεωμετρικές λεπτομέρειες του εξατμιστικού ψύκτη, όπως φαίνεται στις Εικόνες 5.3 και 5.4. Τα χαρακτηριστικά του υπολογιστικού πλέγματος συνοψίζονται παρακάτω:

- αραιό πλέγμα (μορφής παραλληλεπιπέδων) στις περιοχές «ομαλής» ροής και πυκνό πλέγμα σε κάθε γεωμετρική ιδιομορφία (δηλαδή, σε οπές και σε συγχωνεύσεις ρευμάτων)
- πύκνωση του πλέγματος (με inflation) στα όρια των καναλιών, ώστε να προσομοιώνεται ακριβέστερα η εμφάνιση φαινομένων που σχετίζονται με το οριακό στρώμα και με τυρβώδεις ροές.
- μέτρηση τιμών παροχής μάζας όχι μόνο στις προσαγωγές και απαγωγές, αλλά και στα εσωτερικά ιδιόμορφα σημεία του ψύκτη.

Το πλέγμα αποτελείται από περίπου 980'000 στοιχεία και η εκτέλεσή του απαιτεί ιδιαίτερες υπολογιστικές δυνατότητες σε ισχύ επεξεργαστή και μνήμη· όμως, η αναμενόμενη υψηλή ακρίβειά του και συνεπακόλουθα η ορθή γνώση των συνθηκών ροής εντός του θα είναι ιδιαίτερα χρήσιμη κατά την ενεργειακή ανάλυση του ψύκτη, αλλά και κατά την προσπάθεια (σε επόμενο Κεφάλαιο) βελτίωσης αυτού, με εφαρμογή του κριτηρίου λόγου των παροχών μάζας, του οποίου η ισχύς έχει ήδη διαπιστωθεί κατά την πειραματική αξιολόγηση του ψύκτη, και του κριτηρίου κατανομής των στηλών διακίνησης εργαζομένου ρεύματος, σύμφωνα με το οποίο πρόκειται να επανεξεταστεί το όλο «στήσιμο» του ψύκτη ως προς τις ροές.

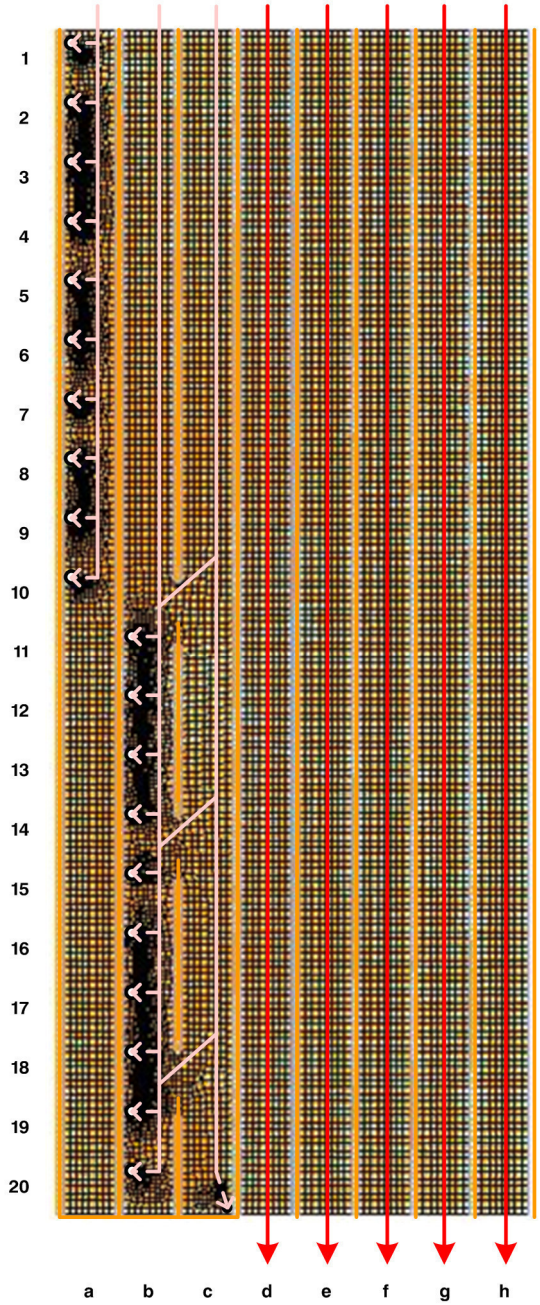
Στον Πίνακα 5.1 συνοψίζονται τα χαρακτηριστικά συγκρότησης του υπολογιστικού πλέγματος.

Πίνακας 5.1: *Χαρακτηριστικά υπολογιστικών πλεγμάτων*

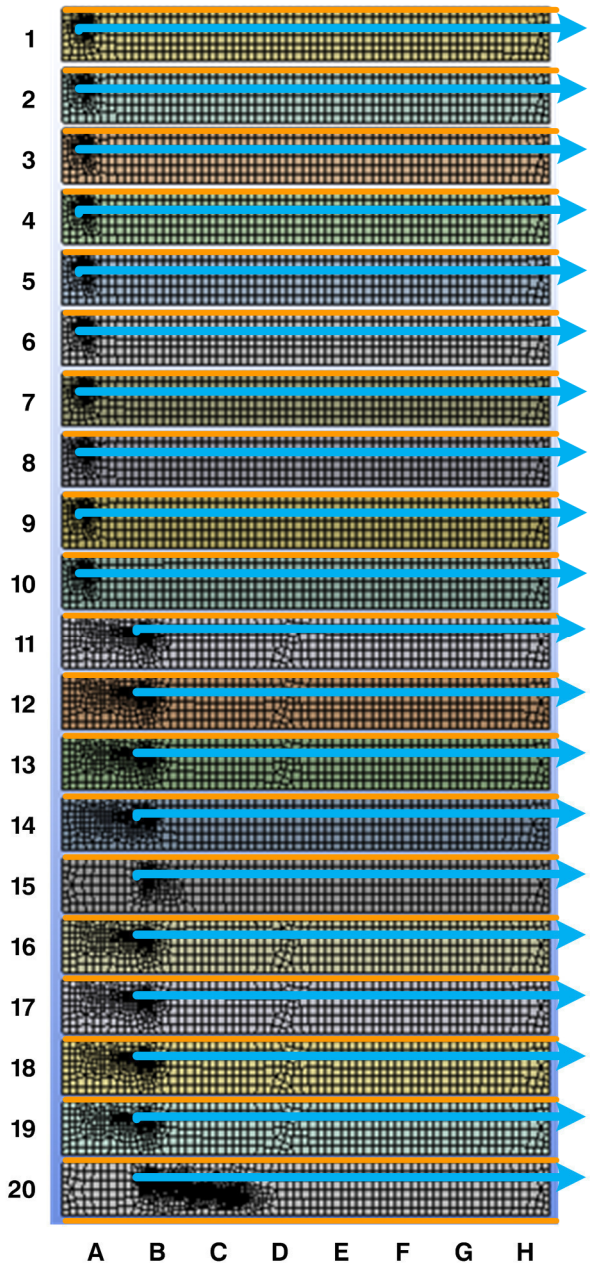
		Άνω επίπεδο	**Κάτω επίπεδο**
Μέγεθος	κυρτότητα	ναι	ναι
	εξομάλυνση	μέτρια	μέτρια
	ελάχιστη ακμή	$<2mm$	$<2mm$
Inflation	λόγος μετάβασης	0.272	0.272
	επίπεδα	6	5
	ρυθμός ανάπτυξης	1.2	1.2
Πυκνότητα	κόμβοι	597'590	382'225
	στοιχεία	541'204	355'280
	skewness	0.2732 ± 0.1644	0.2948 ± 0.1867

Με αναφορά την ονομαστική πτώση πίεσης των $150Pa$ που καταγράφηκε κατά τη διάρκεια των πειραματικών μετρήσεων και δεδομένου ότι το ψυχόμενο ρεύμα δεν παρουσιάζει ανομοιομορφίες

(μιας και αποτελείται από πανομοιότυπα κανάλια), εξετάστηκε η επίδραση της παροχής του ψυχόμενου ρεύματος στην κατανομή αυτού μέσω των καναλιών, θέτοντας το ερώτημα του κατά πόσο η ποσοστιαία αυτή κατανομή επηρεάζεται από τη συνολική παροχή. Ως πρώτη εκτίμηση, θα μπορούσε να θεωρηθεί ότι τουλάχιστον οι πρώτες οπές (στις θέσεις a1 και b11) θα παρουσιάζουν ενισχυμένη διέλευση αέρα, μιας κι εκεί εμφανίζεται η μεγαλύτερη πίεση σε σχέση με τις υπόλοιπες οπές. Εξετάστηκαν, βάσει αυτών των παραδοχών, 6 επιπλέον περιπτώσεις πτώσης πίεσης: 350*Pa*, 300*Pa*, 250*Pa*, 200*Pa*, 100*Pa* και 50*Pa*. Τα αποτελέσματα των υπολογισμών συνοψίζονται στο Παράρτημα 3. Πρέπει να σημειωθεί ότι στην πράξη, λόγω της μεταβολής της θερμοκρασίας και της υγρασίας του αέρα, θα μεταβάλλεται και ο ειδικός όγκος, κατά συνέπεια οι συνθήκες ροής θα είναι μερικώς διαφοροποιημένες, ωστόσο, δεδομένου του μικρού εύρους μεταβολής της θερμοκρασίας, η πυκνότητα λαμβάνεται σταθερή και ίση προς 1.225kg/m^3.



Εικόνα 5.3: *Κάτοψη υπολογιστικού πλέγματος άνω επιπέδου*



Εικόνα 5.4: *Κάτοψη υπολογιστικού πλέγματος κάτω επιπέδου*

Από την εκτέλεση των ρευστομηχανικών προσομοιώσεων, και τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στους Πίνακες Π3.1 – Π3.7 του Παραρτήματος 3 μπορούν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

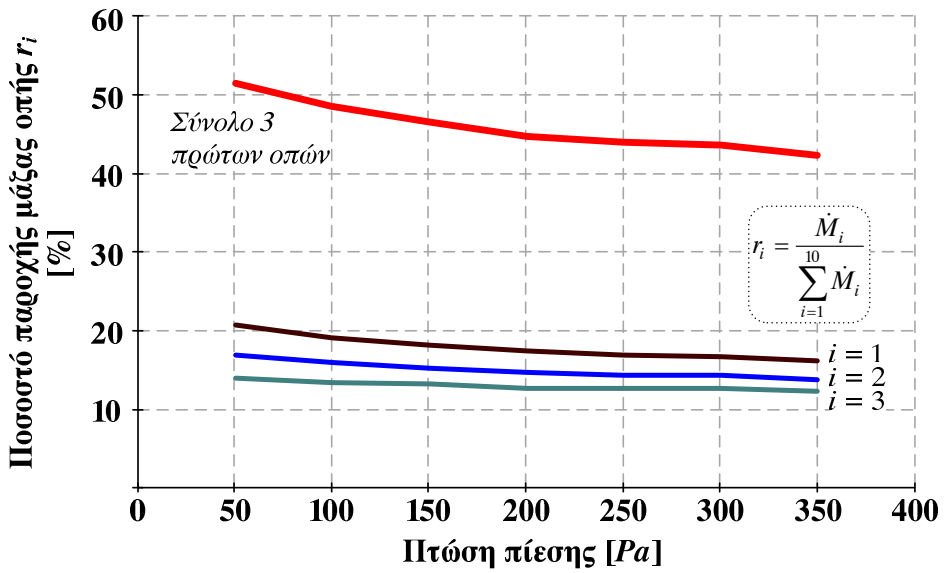
I. τόσο στη στήλη *a*, όσο και στη στήλη *b* (βλ. Εικόνα 5.1) οι πρώτες οπές εξυπηρετούν το μεγαλύτερο μέρος της συνολικής παροχής της στήλης.

II. καθώς η παροχή (συνεπώς, και η ταχύτητα) προσαγωγής του εργαζομένου ρεύματος μειώνεται, το ποσοστό της ροής που διαφεύγει από την πρώτη οπή τείνει να αυξάνεται· σε χαμηλές παροχές, το ποσοστό αυτό αγγίζει το 20% περίπου, περιορίζοντας τις τελευταίες οπές σε διακίνηση ποσοστού μικρότερου του 5% έκαστη. Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι μειούμενης της ταχύτητας, μειώνεται δραστικά ο όρος των εντοπισμένων απωλειών (ο οποίος, υπενθυμίζεται, είναι ανάλογος του τετραγώνου της ταχύτητας), ώστε η ροή να περνάει «άνετα» από τη πρώτη οπή (που, εξ' άλλου, αντιστοιχεί στην κατά περίπτωση μικρότερη διαδρομή).

III. η πτώση πίεσης εντός του ψύκτη συνδέεται με το τετράγωνο της παροχής μάζας, σύμφωνα με μια σχέση της μορφής $\Delta p = a \cdot \dot{m}^2$, όπου *a* είναι μία σταθερά.

Σημειώνεται, τέλος, ότι όλα τα παραπάνω σενάρια λειτουργίας εκτελέστηκαν θεωρώντας ότι η έξοδος του ψύκτη είναι η ατμόσφαιρα. Όμως, στην πράξη διαπιστώνεται ότι τα αποτελέσματα εξαρτώνται από την πτώση πίεσης στον ψύκτη (π.χ. ορίζοντας μανομετρική πίεση 180*Pa* στην αναρρόφηση και 20*Pa* στην εξαγωγή, λαμβάνονται ίδια αποτελέσματα σε σχέση με τον ορισμό πίεσης 160*Pa* στην αναρρόφηση και 0*Pa* στην εξαγωγή).

Στην Εικόνα 5.5 δίνεται μια συσχέτιση του ποσοστού που καλύπτουν η 1η, η 2η και η 3η οπή του καναλιού Α, μεμονωμένα και ως άθροισμα, συναρτήσει της παροχής με την οποία τροφοδοτείται το εργαζόμενο ρεύμα μιας συστοιχίας 28 επιπέδων ψύκτη.



Εικόνα 5.5: *Κατανομή παροχών εργαζομένου ρεύματος στις οπές του καναλιού Α*

Επίσης, ενδιαφέρον παρουσιάζει η κατανομή της παροχής μάζας που διέρχεται από κάθε οπή, συναρτήσει της πτώσης πίεσης στον ψύκτη. Στις Εικόνες από 5.6 ως 5.8 δίνεται η κατανομή των παροχών για πιέσεις 350*Pa*, 250*Pa* και 150*Pa*, οι οποίες οδηγούν σε διακίνηση μάζας 0.0415*kg/s*, 0.0337*kg/s* και 0.0243*kg/s*, αντίστοιχα. Διαπιστώνεται ότι η κατανομή του συνόλου του εργαζόμενου ρεύματος στα κανάλια Α και Β/C είναι σχεδόν σταθερή (57% και 43%, αντίστοιχα) και ανεξάρτητη της συνολικής παροχής του εν λόγω ρεύματος. Διαφοροποιήσεις προς όφελος των πρώτων οπών σε

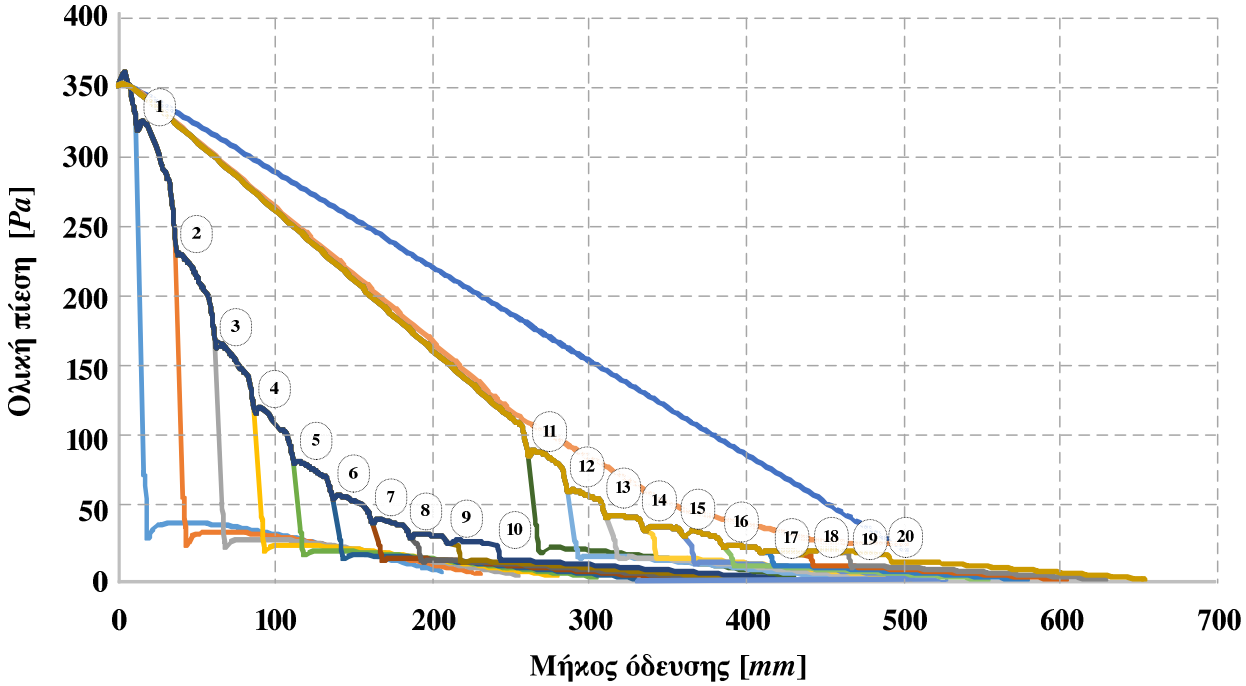
χαμηλότερες παροχές, παρουσιάζονται στον καταμερισμό της ανά κανάλι παροχής, ενώ οι δύο οπές του καναλιού 20 ενισχύουν την παροχή μάζας μέσω αυτού σε σχέση με τα προηγούμενά του.

Εικόνα 5.6: *Κατανομή ροών εργαζομένου ρεύματος για πίεση 350Pa*

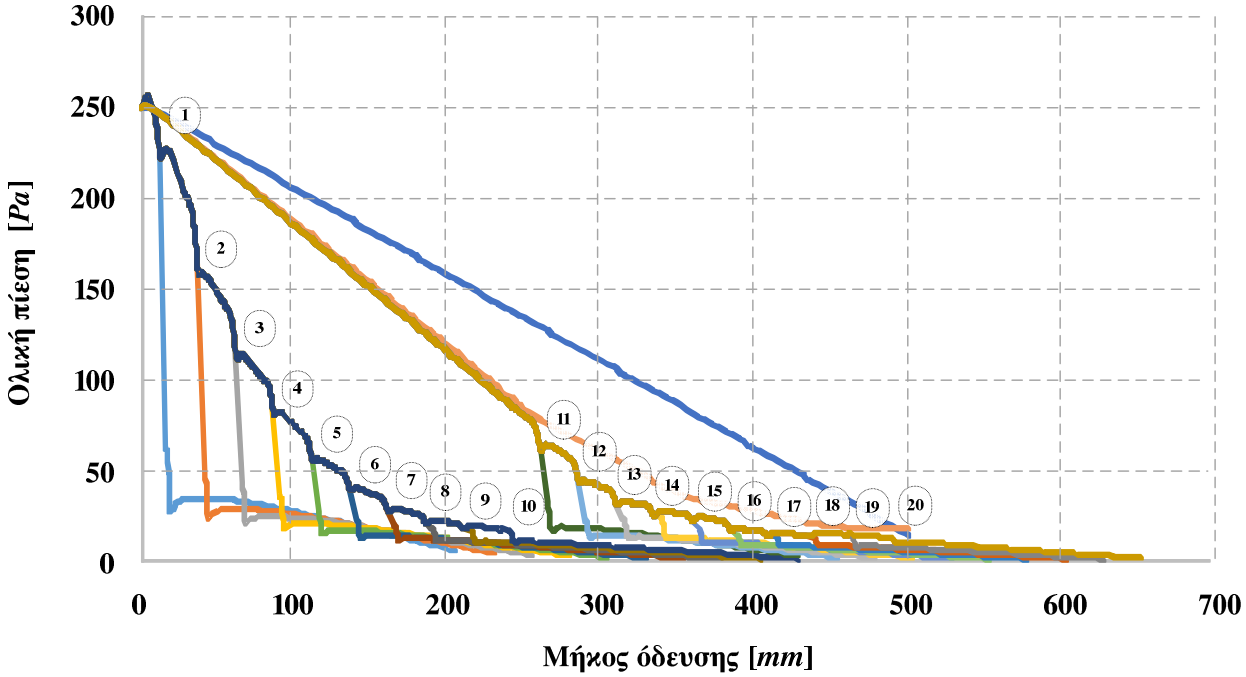
Εικόνα 5.7: *Κατανομή ροών εργαζομένου ρεύματος για παροχή 250Pa*

Εικόνα 5.8: *Κατανομή ροών εργαζομένου ρεύματος για παροχή 150Pa*

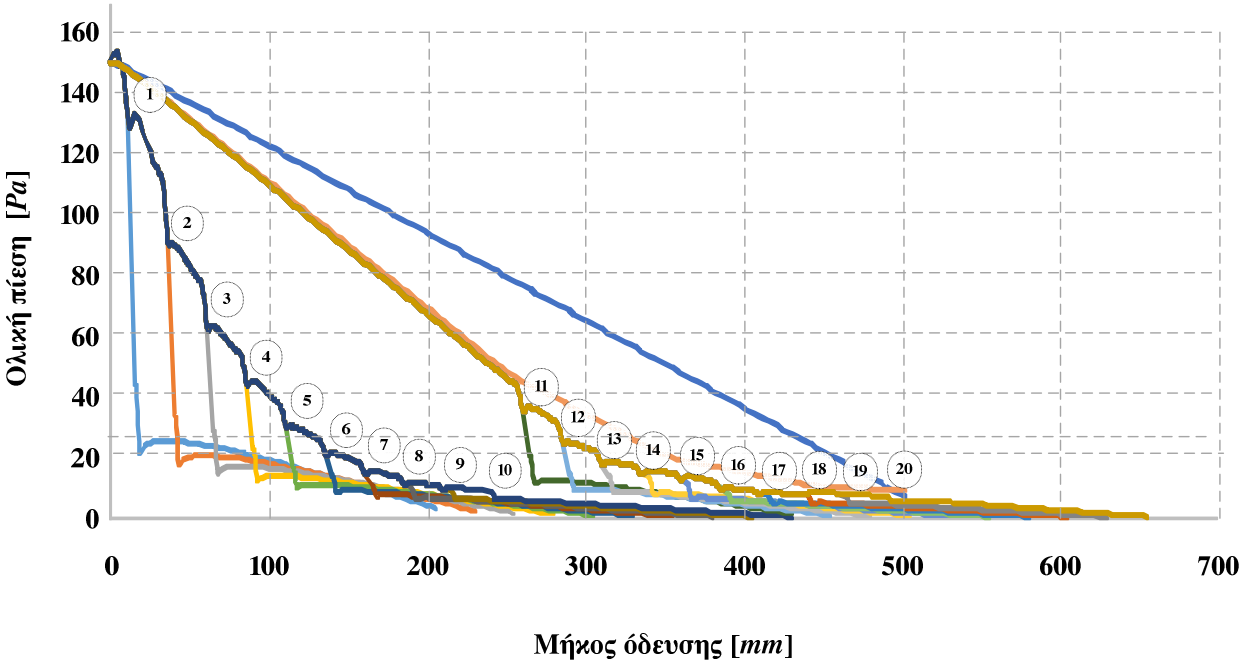
Στις Εικόνες 5.9 ως 5.11 χαράσσονται διαγράμματα ολικής πίεσης συναρτήσει του μήκους όδευσης του κάθε καναλιού για τις ανωτέρω εξετασθείσες στάθμες πίεσης στην αναρρόφηση του ψύκτη. Όπως αναμένεται, οι υψηλότερες παροχές στις πρώτες οπές κάθε καναλιού οδηγούν σε υψηλότερες γραμμικές απώλειες στην αρχή του αντίστοιχου καναλιού.



Εικόνα 5.9: *Κατανομή ολικών πιέσεων για παροχή 350Pa*



Εικόνα 5.10: *Κατανομή ολικών πιέσεων για παροχή 250Pa*



Εικόνα 5.11: *Κατανομή ολικών πιέσεων για παροχή 150Pa*

Τα συμπεράσματα αυτά αξιοποιούνται στα υπολογιστικά μοντέλα του παρόντος Κεφαλαίου, μιας και η ρύθμιση των παροχών των δύο ρευμάτων θα χρησιμοποιηθεί ως έμμεσος τρόπος αύξησης της απόδοσης του ψύκτη, είτε σε όρους θερμοκρασίας εξόδου του αέρα, είτε ειδικής κατανάλωσης νερού.

§ 5.2. Αναλυτική επίλυση γεωμετρικού κελιού και επιπέδου ψύκτη

Πριν από την επίλυση του επιπέδου του ψύκτη, θα πρέπει να απαντηθούν κάποια βασικά ερωτήματα:

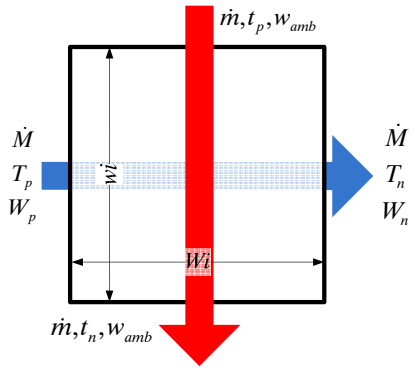
- με ποιον τρόπο το κάθε κελί αλληλεπιδρά με τα γειτονικά του και ειδικότερα πως το κάθε κελί δημιουργεί συνθήκες ευνοϊκής ή δυσμενούς μεταφοράς στο επόμενο
- τι ακριβώς συμβαίνει κατά την ανάμειξη των ρευμάτων των στηλών B και C στα επίπεδα 10, 13 και 18 και κατά πόσο η ρευστομηχανική μεταβολή της συμπεριφοράς του ψύκτη επιδρά στο προϊόν της ανάμειξης αυτής.
- κατά πόσο η θερμοκρασία που αναπτύσσεται ή αποκαθίσταται στην επιφάνεια που διαχωρίζει τα υγρά και ξηρά κανάλια προσεγγίζει το θεωρητικό κάτω όριο της ψύξης ή αποκλίνει αυτού.

Αν στα παραπάνω λειτουργικής φύσης ερωτήματα προστεθούν τα Φαινόμενα Μεταφοράς που διέπουν τον εξατμιστικό ψύκτη, αντιλαμβάνεται κανείς το πλήθος και την ένταση των παραγόντων που επηρεάζουν την κατάσταση του εξερχόμενου αέρα, όχι μόνο στο ψυχόμενο ρεύμα, από το οποίο παράγεται το ωφέλιμο αποτέλεσμα, αλλά και στο εργαζόμενο, η φυσική της εξάτμισης που διεξάγεται κατά μήκος του καθορίζει άμεσα την ποιότητα του αέρα του ψυχόμενου ρεύματος. Για το σκοπό αυτό και προκειμένου τα αποτελέσματα να είναι περισσότερο ελεγχόμενα και όλες οι παράμετροι να μπορούν να τροποποιηθούν με τρόπο που το αποτέλεσμα κάθε τροποποίησης να είναι όσο το δυνατό πιο ελέγξιμο, αποφασίστηκε η απομόνωση κάθε γεωμετρικού κελιού και η εξέτασή του ως ανεξάρτητης δομικής μονάδας του ψύκτη [41].

Για τη ευχερή αναγνώριση όλων των στοιχείων που υπεισέρχονται στους υπολογισμούς του στοιχειώδους κελιού, υπενθυμίζονται οι παρακάτω συμβάσεις:

- τα θερμοδυναμικά μεγέθη που αφορούν στο ***ξηρό*** κανάλι συμβολίζονται με ***πεζά*** στοιχεία (είτε πρόκειται για το ψυχόμενο ρεύμα, είτε για την ξηρή περιοχή του εργαζόμενου ρεύματος), ενώ όσα σχετίζονται με το ***υγρό*** κανάλι συμβολίζονται με ***κεφαλαία***, χωρίς αυτό να υποδηλοί διάκριση μεταξύ απόλυτων και ειδικών μεγεθών.
- η είσοδος κάθε κελιού χαρακτηρίζεται από το δείκτη "p" και η έξοδός του από το δείκτη "n".

Χάριν παραδείγματος, η θερμοκρασία ξηρού βολβού του εισερχόμενου αέρα στο ψυχόμενο ρεύμα συμβολίζεται ως t_p, ο λόγος υγρασίας του αέρα στο ξηρό κανάλι συμβολίζεται ως w (εδώ δεν απαιτείται δείκτης, διότι ο λόγος υγρασίας είναι προφανώς σταθερός στο ξηρό ρεύμα), η θερμοκρασία του εξερχόμενου αέρα από το εργαζόμενο ρεύμα γράφεται ως T_n και η ειδική ενθαλπία του εισερχόμενου αέρα στο υγρό κανάλι απαντάται με το σύμβολο H_p (καίτοι πρόκειται για ειδική ενθαλπία και όχι για ενθαλπία). Ένα γεωμετρικό κελί σε κάτοψη παρίσταται στην Εικόνα 5.12 και σε τομή στην Εικόνα 5.13.



Εικόνα 5.12: *Διασταύρωση ροών στα δύο επίπεδα του γεωμετρικού κελιού (κάτοψη)*

Εικόνα 5.13: *Διασταύρωση ροών στα δύο επίπεδα του γεωμετρικού κελιού (τομή)*

Όπως έχει αναλυθεί σε προηγούμενο Κεφάλαιο, το θερμοδυναμικό κάτω όριο της ψύξης με εξάτμιση είναι η θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα περιβάλλοντος (και μάλιστα η θερμοκρασία του νερού τείνει προς αυτή τη θερμοκρασία). Εντούτοις, όπως εξ' άλλου επιβεβαιώνεται και πειραματικά, η πολύ μικρή έκταση ανάπτυξης των φαινομένων εξάτμισης είναι σαφές ότι δε θα επιτρέψει στον αέρα του υγρού καναλιού να αποκτήσει τέτοια θερμοκρασία. Σε κάθε περίπτωση, η διατήρηση της ενέργειας γράφεται:

$$\dot{m} \cdot (h_p - h_n) = \dot{M} \cdot (H_n - H_p) \qquad \{5.1\}$$

Η ύπαρξη του φιλμ εξατμιζόμενου νερού στο κάτω επίπεδο της διαχωριστικής επιφάνειας δημιουργεί μια ισοθερμοκρασιακή περιοχή στην επιφάνεια και, δεδομένου του πολύ μικρού πάχους της διαχωριστικής επιφάνειας, χωρίς σημαντικό σφάλμα μπορεί να θεωρηθεί ότι η

ισοθερμοκρασιακή αυτή περιοχή αφορά σε αμφότερες τις όψεις της επιφάνειας. Με τον τρόπο αυτό, μπορεί να αναπτυχθεί μια απλή σχέση για την κατανομή θερμοκρασίας κατά μήκος της κίνησης του ξηρού καναλιού. Η θερμότητα από τον ξηρό αέρα προς τη διαχωριστική επιφάνεια μεταδίδεται με εξαναγκασμένη συναγωγή και χαρακτηρίζεται από τη σχέση:

$$\begin{aligned} dq\big|_x &= -k_h \cdot \left(t(x) - t_{wall}\right) \cdot dA \\ &= -k_h \cdot \left(t(x) - t_{wall}\right) \cdot wi \cdot dx \end{aligned} \qquad \{5.2\}$$

όπου k_h είναι ο γενικευμένος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας, t_{wall} είναι η σταθεροποιημένη θερμοκρασία της βρεχόμενης επιφάνειας στα όρια του γεωμετρικού κελιού και *wi* είναι το πλάτος του κελιού. Εις ότι αφορά στους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας, η απλότητα της γεωμετρίας, σε συνδυασμό με το μικρό μήκος εξέλιξης των φαινομένων (το εκατοστό του οποίου είναι μικρότερο της υδραυλικής διαμέτρου) επιτρέπουν τη χρήση απλών σχέσεων, σύμφωνων με τις αρχές μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή. Συγκεκριμένα, ο αριθμός Nusselt δίνεται από τη σχέση [17], [42]:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot \dfrac{d_h}{L} \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}}{1 + 0.04 \cdot \left(\dfrac{d_h}{L} \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}} \qquad \{5.3\}$$

ενώ ο αριθμός Prandlt και η συνεκτικότητα (βάσει της οποίας υπολογίζεται ο αριθμός Reynolds) δίνονται ως συνάρτηση της θερμοκρασίας:

$$\mathrm{Pr}(t) = 6 \cdot 10^{-7} t^2 - 2.8222 \cdot 10^{-4} t + 0.715145 \qquad \{5.4\}$$

$$\nu(t) = \left(8 \cdot 10^{-5} t^2 + 0.0898t + 13.31711\right) \cdot 10^{-6} \qquad \{5.5\}$$

Στους Πίνακες 5.2 και 5.3 παρουσιάζονται οι τιμές του αριθμού Nusselt των γεωμετρικών κελιών, υπό θερμοκρασία περιβάλλοντος 36^oC.

Πίνακας 5.2: *Τιμές αριθμού Nusselt ξηρού επιπέδου*

	a	b	c	d	e	f	g	h
1	7.068	7.765	7.877	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
2	6.446	7.765	7.877	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
3	5.905	7.765	7.877	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
4	5.44	7.765	7.877	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
5	5.039	7.765	7.877	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
6	4.696	7.765	7.877	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
7	4.41	7.765	7.877	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
8	4.146	7.765	7.877	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
9	3.902	7.765	7.877	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
10		8.922	6.673	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
11		7.845	6.673	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
12		6.919	6.673	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
13		6.015	6.673	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
14		7.276	6.646	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
15		8.006	6.646	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
16		8.629	6.646	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
17		9.216	6.646	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
18		6.456	4.022	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
19		4.197	4.022	6.171	6.171	6.171	6.171	6.171
20				6.171	6.171	6.171	6.171	6.171

Πίνακας 5.3: *Τιμές αριθμού Nusselt υγρού επιπέδου*

	A	B	C	D	E	F	G	H
1	5.711	5.711	5.711	5.711	5.711	5.711	5.711	5.711
2	5.396	5.396	5.396	5.396	5.396	5.396	5.396	5.396
3	5.146	5.146	5.146	5.146	5.146	5.146	5.146	5.146
4	4.917	4.917	4.917	4.917	4.917	4.917	4.917	4.917
5	4.73	4.73	4.73	4.73	4.73	4.73	4.73	4.73
6	4.56	4.56	4.56	4.56	4.56	4.56	4.56	4.56
7	4.403	4.403	4.403	4.403	4.403	4.403	4.403	4.403
8	4.335	4.335	4.335	4.335	4.335	4.335	4.335	4.335
9	4.274	4.274	4.274	4.274	4.274	4.274	4.274	4.274
10	4.255	4.255	4.255	4.255	4.255	4.255	4.255	4.255
11		6.745	6.745	6.745	6.745	6.745	6.745	6.745
12		6.247	6.247	6.247	6.247	6.247	6.247	6.247
13		6.107	6.107	6.107	6.107	6.107	6.107	6.107
14		6.027	6.027	6.027	6.027	6.027	6.027	6.027
15		5.749	5.749	5.749	5.749	5.749	5.749	5.749
16		5.499	5.499	5.499	5.499	5.499	5.499	5.499
17		5.435	5.435	5.435	5.435	5.435	5.435	5.435
18		5.414	5.414	5.414	5.414	5.414	5.414	5.414
19		5.403	5.403	5.403	5.403	5.403	5.403	5.403
20		4.965	4.965	4.965	4.965	4.965	4.965	4.965

Ταυτόχρονα, το θερμικό φορτίο που αποβάλλει ο αέρας μεταβάλλει τη θερμοκρασία του κατά την απλή σχέση:

$$dq\big|_x = \dot{m} \cdot c_{p,a} \cdot dt \qquad \{5.6\}$$

Εξισώνοντας τις εκφράσεις {5.2} και {5.7}, λαμβάνεται:

$$\dot{m} \cdot c_{p,a} \cdot dt = -k_h \cdot \left(t(x) - t_{wall}\right) \cdot wi \cdot dx \Leftrightarrow \frac{dt}{t(x) - t_{wall}} = -\frac{k_h \cdot wi}{\dot{m} \cdot c_{p,a}} \cdot dx \qquad \{5.7\}$$

Η τελευταία διαφορική εξίσωση χωριζόμενων μεταβλητών επιλύεται εύκολα, δίνοντας την κατανομή της θερμοκρασίας του ξηρού καναλιού κατά τη ροή του, συνεπώς και την εκτίμηση της θερμοκρασίας στην έξοδό του:

$$\ln \frac{t(x) - t_{wall}}{t_p - t_{wall}} = e^{-\frac{k_h \cdot wi}{\dot{m} \cdot c_{p,a}} \cdot x} \Leftrightarrow t(x) = t_{wall} + \left(t_p - t_{wall}\right) \cdot e^{-\frac{k_h \cdot wi}{\dot{m} \cdot c_{p,a}} \cdot x} \qquad \{5.8\}$$

Η ύγρανση του υγρού καναλιού, όπως διεξοδικά έχει αναλυθεί στο 2ο Κεφάλαιο, είναι αποτέλεσμα τριών συνιστωσών:

- του γενικευμένου συντελεστή μεταφοράς μάζας, K_m
- της διαφοράς υγρασίας μεταξύ τοίχου και υγρού καναλιού, ως κινούσας δύναμης
- της επιφάνειας συναλλαγής της θερμότητας.

Προκειμένου να προσδιοριστεί ο γενικευμένος συντελεστής μεταφοράς μάζας, διατυπώνεται η παραδοχή πως η ιδιότητα του αέρα στο εργαζόμενο ρεύμα ως ενισχυμένα υγρού δεν επιδρά στο γενικευμένο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας αυτού, κατά συνέπεια αυτός θα είναι ίδιος με τον

αντίστοιχο του ξηρού καναλιού. Συνεπώς, η ανά μονάδα χρόνου προστιθέμενη υγρασία προκύπτει από την απλή σχέση [43]:

$$G_{ev}(x) = K_m \cdot \left[W^{sat}(t_{wall}) - W(x)\right] \cdot Wi \cdot wi \qquad \{5.9\}$$

ώστε να είναι άμεσος ο υπολογισμός του λανθάνοντος φορτίου του υγρού ρεύματος:

$$Q_l = G_{ev} \cdot r \qquad \{5.10\}$$

Η απλότητα παραγωγής των αριθμών Nusselt είναι εμφανής, μιας και στην πράξη, δεδομένης της γεωμετρίας του ψύκτη, αποτελούν συνάρτηση μόνο της παροχής μάζας που διέρχεται από κάθε κελί. Ομοίως απλή λαμβάνεται η συσχέτιση των συντελεστών μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας, μέσω του μη μοναδιαίου αριθμού Lewis (αντίθετα με τις προαναφερθείσες απλοποιητικές λύσεις), σύμφωνα με τη σχέση {2.42}. Σύμφωνα με τον Πίνακα 5.2, ο αριθμός Lewis τείνει αυξανόμενος καθώς ο αέρας γίνεται ξηρότερος και θερμότερος, ενώ μειώνεται όταν η υγρασία του αέρα γίνει υψηλή. Οι τιμές αυτές λειτουργούν ενισχυτικά για τα τελευταία κελιά, στα οποία η υγρασία είναι αυξημένη, οπότε η μείωση της κινούσας δύναμης της εξάτμισης ισοσκελίζεται κατά ένα μικρό μέρος από την αύξηση του συντελεστή μεταφοράς. Ο Πίνακας αυτός, εξάλλου, επιβεβαιώνει την «ορθότητα» της παραδοχής μοναδιαίου αριθμού Lewis που τηρείται κατά κόρον στη βιβλιογραφία, μιας και το σφάλμα δεν υπερβαίνει το 1%· εντούτοις, στο παρόν Κεφάλαιο, καθώς και στα επόμενα, ο αριθμός Lewis υπολογίζεται αναλυτικά και σύμφωνα με τις εκάστοτε συνθήκες του αέρα.

Πίνακας 5.4: *Αριθμός Lewis για συνήθεις συνθήκες επιφανειακής εξάτμισης νερού κατά Bošnjaković*

t [^oC] / W [kg_w/kg_{da}]	**20.0**	**20.5**	**21.0**	**21.5**	**22.0**	**22.5**	**23.0**	**23.5**	**24.0**	**24.5**	**25.0**
0.010	1.007	1.008	1.009	1.010	1.011	1.011	1.012	1.013	1.014	1.015	1.016
0.011	1.006	1.007	1.007	1.008	1.009	1.010	1.011	1.012	1.012	1.013	1.014
0.012	1.004	1.005	1.006	1.007	1.007	1.008	1.009	1.010	1.011	1.012	1.013
0.013	1.003	1.003	1.004	1.005	1.006	1.007	1.007	1.008	1.009	1.010	1.011
0.014	1.001	1.002	1.003	1.003	1.004	1.005	1.006	1.007	1.008	1.009	1.010
0.015	1.000	1.000	1.001	1.002	1.003	1.003	1.004	1.005	1.006	1.007	1.008
0.016	0.998	0.999	0.999	1.000	1.001	1.002	1.003	1.004	1.005	1.005	1.006
0.017	0.996	0.997	0.998	0.999	0.999	1.000	1.001	1.002	1.003	1.004	1.005
0.018	0.995	0.996	0.996	0.997	0.998	0.999	1.000	1.000	1.001	1.002	1.003
0.019	0.993	0.994	0.995	0.996	0.996	0.997	0.998	0.999	1.000	1.001	1.002
0.020	0.992	0.992	0.993	0.994	0.995	0.996	0.996	0.997	0.998	0.999	1.000

Έχοντας πλέον καθορίσει τις θεμελιώδεις παραμέτρους περιγραφής των φαινομένων μεταφοράς, είναι δυνατό να συνταχθούν οι εξισώσεις, η επίλυση του συστήματος των οποίων κατά τρόπο επαναληπτικό, θα επιτρέψει την πρόβλεψη των συνθηκών εξόδου για αμφότερα το ψυχόμενο και το εργαζόμενο ρεύμα καθ' οιεσδήποτε συνθήκες εισόδου.

Θερμοκρασία διαχωριστικής επιφάνειας

Στο 2ο Κεφάλαιο παρουσιάστηκε το θεωρητικό υπόβαθρο και αναλύθηκε ο τρόπος με τον οποίο μάζα νερού υποβαλλόμενη σε ρεύμα αέρα, τείνει, μέσω της εξάτμισης, να αποκτήσει τη θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα. Προκειμένου να ικανοποιηθεί αυτή η απαίτηση, θα πρέπει να συνικανοποιούνται δύο προϋποθέσεις· πρώτον, να διατίθεται άφθονη ποσότητα νερού (ώστε να αποφευχθεί εξάτμιση όλης της μάζας αυτού) και δεύτερον, το φαινόμενο να αναπτύσσεται σε ικανή επιφάνεια.

Σε έναν ψύκτη Maisotsenko, η μεν πρώτη απαίτηση καλύπτεται μερικώς, η δε δεύτερη καθόλου. Και τούτο διότι, αφ' ενός ο εναλλάκτης τροφοδοτείται συνεχώς με νερό, άρα το φαινόμενο εξελίσσεται δυναμικά (αν και πρέπει να τονιστεί ότι η ποσότητα του νερού τροφοδοσίας είναι ικανή να καλύψει τις ανάγκες οσοδήποτε ξηρού κλίματος), αφ' ετέρου η επιφάνεια συναλλαγής είναι εξαιρετικά περιορισμένη (μόλις $484mm^2$). Για το σκοπό αυτό, θα πρέπει να διατυπωθεί μια υπόθεση για τη θερμοκρασία που αναπτύσσεται στη βρεχόμενη επιφάνεια: στο 2ο Κεφάλαιο αποδείχθηκε ότι το θερμοδυναμικό κάτω όριο της θερμοκρασίας στην οποία μπορεί να ψυχθεί η επιφάνεια είναι η θερμοκρασία υγρού βολβού. Ωστόσο, ο μη άπειρος χώρος και χρόνος εξέλιξης του φαινομένου δεν επιτρέπει την επίτευξη του θερμοδυναμικού κάτω ορίου, ώστε η πραγματική θερμοκρασία της βρεχόμενη επιφάνειας να αποκλίνει της θερμοκρασίας υγρού βολβού κατά δT, όπως δίνεται στην εξίσωση {5.11}:

$$t_{wl} = T_{wb} + \delta T \qquad \{5.11\}$$

Πρέπει να σημειωθεί ότι η εισαγωγή της έννοιας της απόκλισης της θερμοκρασίας της βρεχόμενης επιφάνειας από τη θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα που εισέρχεται στο κάθε κελί είναι περιττή από υπολογιστικής απόψεως, μιας και μπορεί να οριστεί απ' ευθείας ως παράμετρος η θερμοκρασία της επιφάνειας.

Ξηρό κανάλι

Εξετάζοντας θερμοδυναμικά τον εναλλάκτη, θα πρέπει να προσδιοριστεί το ρεύμα θερμότητας από τον αέρα του ξηρού καναλιού προς τη διαχωριστική επιφάνεια. Αποδεικνύεται, βάσει της εξίσωσης {5.8}, ότι η μεταδιδόμενη θερμότητα δίνεται ανάλογα προς τη μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά, σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$q_k = k_h \cdot F \cdot \frac{t_n - t_p}{\ln\left(\dfrac{t_n - t_{wl}}{t_p - t_{wl}}\right)} \qquad \{5.12\}$$

Σε όρους ψυχρομετρίας, η ανωτέρω θερμότητα περιγράφεται μέσω μεταβολής ενθαλπίας του ξηρού ρεύματος, δηλαδή:

$$q_{ps} = \dot{m} \cdot \left(h_n - h_p\right) \qquad \{5.13\}$$

Υγρό κανάλι

Σε αντίθεση με το ξηρό κανάλι, οι μεταβολές της ενθαλπίας του οποίου σχετίζονται μόνο με διαφοροποιήσεις της θερμοκρασίας του, στο υγρό επιβάλλεται να ληφθεί υπ' όψιν και το λανθάνον φορτίο, το οποίο προστίθεται στον αέρα μέσω της εξάτμισης του νερού:

$$Q_{lk} = r(T_p) \cdot k_m \cdot F \cdot \left[W^{sat}(t_{wl}) - W_p\right] \qquad \{5.14\}$$

Σε όρους ψυχρομετρίας, η ίδια μεταβολή γράφεται ως:

$$Q_{lps} = \dot{M} \cdot (h_p - h_n) \qquad \{5.15\}$$

Η μεταδιδόμενη αισθητή θερμότητα από το υγρό κανάλι προς τον τοίχο δίνεται από τη σχέση {5.12}, κατάλληλα μετασχηματισμένη:

$$Q_{sk} = k_h \cdot F \cdot \frac{T_n - T_p}{\ln\left(\frac{T_n - t_{wl}}{T_p - t_{wl}}\right)} \qquad \{5.16\}$$

η δε ψυχρομετρική διατύπωση της συναλλαγής αισθητής θερμότητας από το εργαζόμενο ρεύμα δίνεται από την απλή σχέση:

$$Q_{sps} = \dot{M} \cdot (h_p - h_n)\Big|_{W_p} \qquad \{5.17\}$$

<u>Επίλυση γεωμετρικού κελιού</u>

Εφ' όσον το φαινόμενο της εξάτμισης είναι το ίδιο σε κάθε περίπτωση, θα πρέπει το φορτίο αισθητής θερμότητας να προκύπτει ίσο, είτε υπολογίζεται μέσω των φαινομένων μεταφοράς, είτε μέσω της ψυχρομετρικής μεταβολής του ξηρού καναλιού, όπως εκφράζονται από τις εξισώσεις {5.12} και {5.13}, δηλαδή:

$$q_k = q_{ps} \Leftrightarrow k_h \cdot F \cdot \frac{t_n - t_p}{\ln\left(\frac{t_n - t_{wl}}{t_p - t_{wl}}\right)} = \dot{m} \cdot (h_n - h_p) \qquad \{5.18\}$$

Κατ' όμοιο τρόπο μπορεί να διατυπωθεί η εξίσωση για της αισθητής θερμότητας στο υγρό ρεύμα, με χρήση των εξισώσεων {5.16} και {5.17}:

$$Q_{sk} = Q_{sps} \Leftrightarrow k_h \cdot F \cdot \frac{T_n - T_p}{\ln\left(\frac{T_n - t_{wl}}{T_p - t_{wl}}\right)} = \dot{M} \cdot (h_p - h_n)\Big|_{W_p} \qquad \{5.19\}$$

Τέλος, συντάσσεται η εξίσωση της λανθάνουσας ενέργειας στο υγρό κανάλι, βάσει των σχέσεων {5.14} και {5.15}:

$$Q_{lk} = Q_{lps} \Leftrightarrow r(T_p) \cdot k_m \cdot F \cdot \left[W^{sat}(t_{wl}) - W_p\right] = \dot{M} \cdot (h_p - h_n) \qquad \{5.20\}$$

Προκειμένου να ικανοποιηθεί η διατήρηση της ενέργειας, θα πρέπει το ισοζύγιο μεταξύ αισθητού φορτίου από το ξηρό κανάλι προς τη διαχωριστική επιφάνεια, αισθητού φορτίου από το υγρό κανάλι προς την επιφάνεια και λανθάνοντος φορτίου από την επιφάνεια προς το υγρό κανάλι να μηδενίζεται. Είναι, συνεπώς, αναγκαία η διατύπωση μιας ακόμα εξίσωσης που θα συνοψίζει τα

συναλλασσόμενα ποσά θερμότητας ως προς (κατά σύμβαση) το υγρό κανάλι· το 1ο Θερμοδυναμικό Αξίωμα, ως ποσοτική έκφραση της διατήρησης της ενέργειας δίνει:

$$-q_k + Q_{lk} - Q_{sk} = 0 \qquad \textbf{\{5.21\}}$$

Η ικανοποίηση της παραπάνω συνάρτησης, εφ' όσον τα δύο επίπεδα δεν αλληλεπιδρούν θερμικά με το περιβάλλον τους, είναι αναγκαίος ώστε να ικανοποιείται η διατήρηση της ενέργειας.

Η επίλυση του συστήματος των εξισώσεων {5.18}, {5.19}, {5.20} και {5.21} οδηγεί στον υπολογισμό των τεσσάρων θερμοδυναμικών μεγεθών. Οι εξισώσεις επιλύονται σε ισχυρό υπολογιστικό περιβάλλον MathCAD και παρουσιάζονται σε επόμενη παράγραφο. Η πολυπλοκότητα των εξισώσεων και των ψυχρομετρικών συσχετίσεων που καλούνται μέσα από αυτές οδηγούν σε μακράς διάρκειας υπολογιστικές διαδικασίες, ώστε να απαιτούνται υψηλές απαιτήσεις μονάδων επεξεργαστή και μνήμης.

<u>Επίλυση επιπέδου ψύκτη</u>

Έχοντας συγκροτήσει τέσσερις σχέσεις για τέσσερις αγνώστους, οι παραπάνω εξισώσεις καλούνται σειριακά για 150 φορές· τόσα είναι τα ενεργά κελιά του επιπέδου του ψύκτη, όπως φαίνεται στη σελίδα 75. Αρχικά επιλύεται το κελί A1/a1, για το οποίο απαραίτητη είναι μόνο η γνώση των παροχών μάζας και των συνθηκών περιβάλλοντος. Τα αποτελέσματα δίνονται ως είσοδος στο κελί B1/b1, το κάτω επίπεδο του οποίου τροφοδοτείται από το κελί A1/a1 και το άνω επίπεδό του από το περιβάλλον· η διαδικασία αυτή συνεχίζεται έως ότου επιλυθεί όλη η 1η γραμμή. Ακολούθως λύνεται το κελί A2/a2, για το οποίο μοναδική είσοδος είναι το κελί A1/a1 και παρόμοια με πριν επιλύεται όλη η 2η γραμμή. Τα παραπάνω βήματα επαναλαμβάνονται μέχρι την επίλυση της 20ης γραμμής, οπότε προκύπτουν τα βασικά απαραίτητα εξαγόμενα:

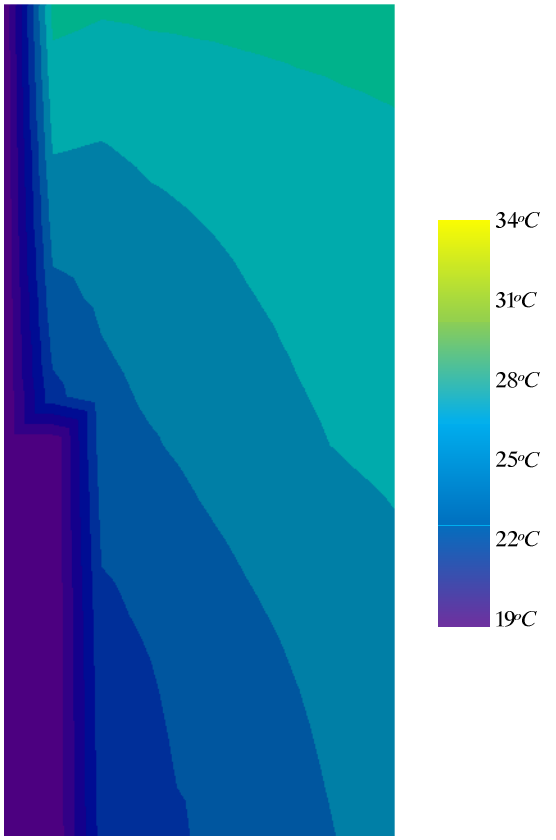
$$t_{out} = \frac{1}{5} \cdot \left(t_{d20} + t_{e20} + t_{f20} + t_{g20} + t_{h20} \right) \qquad \textbf{\{5.22\}}$$

$$W_{out} = \frac{\sum_{i=1}^{20} W_{h,i} \cdot M_{h,i}}{\sum_{i=1}^{20} M_{h,i}} \qquad \textbf{\{5.23\}}$$

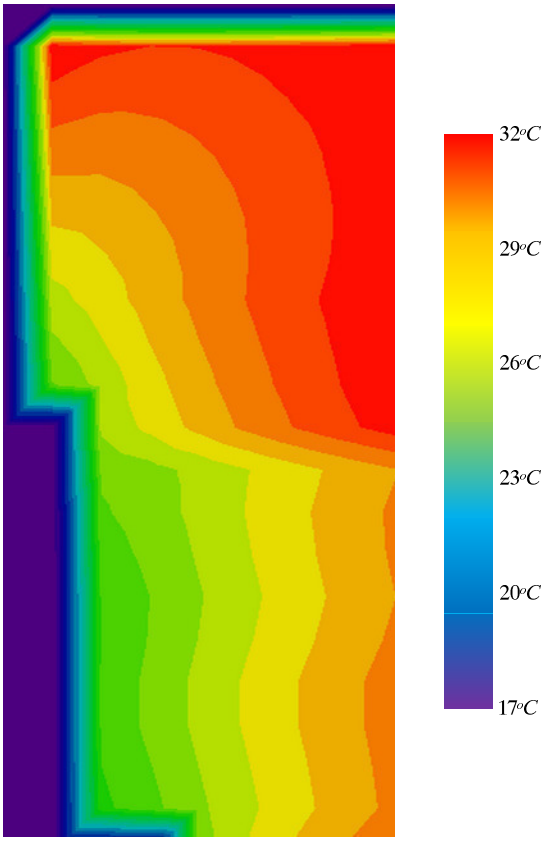
$$T_{out} = \frac{\sum_{i=1}^{20} T_{h,i} \cdot M_{h,i}}{\sum_{i=1}^{20} M_{h,i}} \qquad \textbf{\{5.24\}}$$

και βάσει αυτών υπολογίζονται ο βαθμός απόδοσης, η ψυκτική ικανότητα και η ειδική κατανάλωση νερού. Στο Παράρτημα 4 παρέχεται ένα υπολογιστικό φύλλο, κατασκευασμένο σε περιβάλλον MathCAD, το οποίο υλοποιεί την παραπάνω μέθοδο επίλυσης.

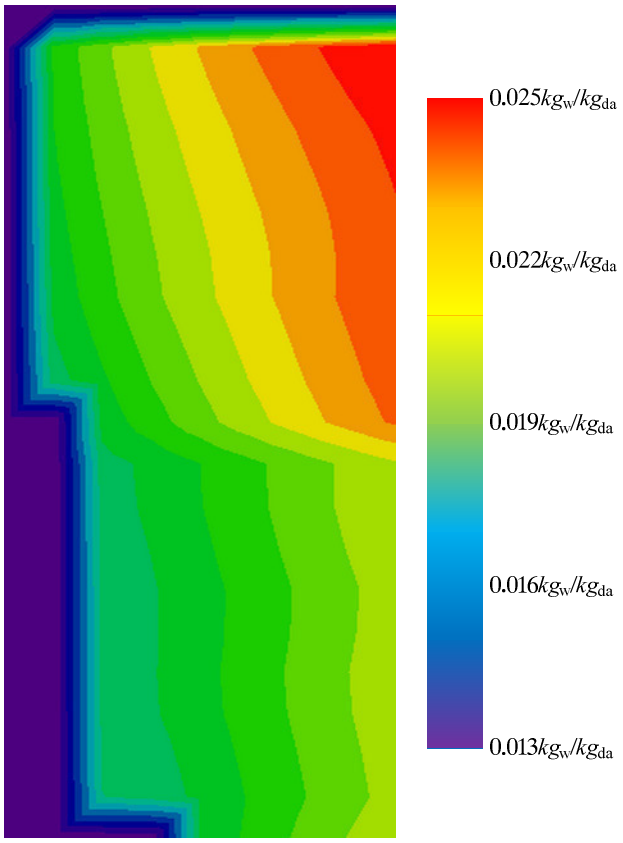
Στις επόμενες Εικόνες θα παρουσιαστούν κατόψεις του επιπέδου του ψύκτη, ώστε να αποκτηθεί μια οπτικοποιημένη εικόνα σχετικά με τις επιδόσεις του· όλες οι επιχρωματισμένες κατόψεις αναπτύσσονται σε contours 20 χρωμάτων και συνδέονται με τις παρατιθέμενες έγχρωμες κλίμακες θερμοκρασίας και λόγου υγρασίας.



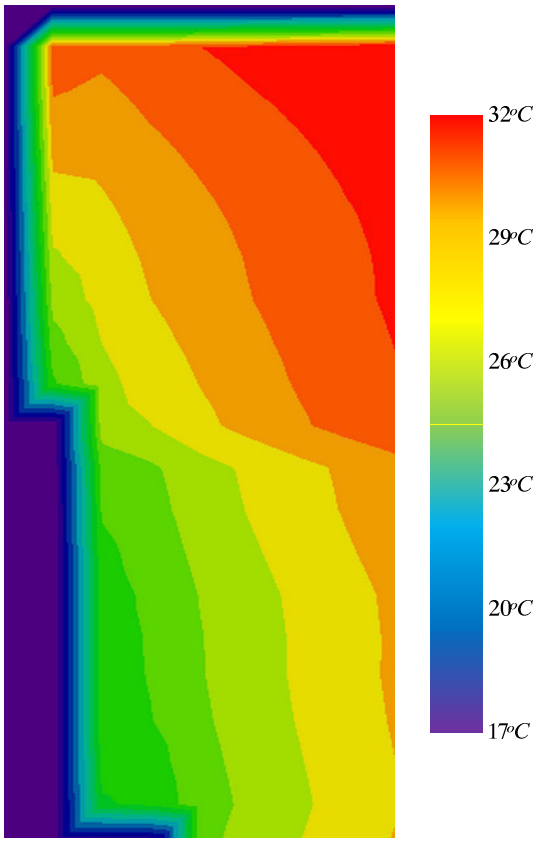
Εικόνα 5.14: *Κατανομή θερμοκρασιών άνω επιπέδου*



Εικόνα 5.15: *Κατανομή θερμοκρασιών κάτω επιπέδου*



Εικόνα 5.16: *Κατανομή λόγων υγρασίας κάτω επιπέδου*



Εικόνα 5.17: *Κατανομή θερμοκρασιών βρεχόμενης επιφάνειας*

Δεδομένων των σφαλμάτων που υπεισέρχονται στις μετρήσεις και που μοιραία επηρεάζουν, όχι μόνο τα εξαγόμενα, αλλά και τις συνθήκες εισόδου, κρίνεται σκόπιμη μια ανάλυση του κατά πόσο τα σφάλματα των οργάνων εισόδου επηρεάζουν την έξοδο του υπολογιστικού μοντέλου. Προκειμένου η ανάλυση να χρησιμοποιηθεί στο επόμενο Κεφάλαιο για τις συγκρίσεις με τα πειραματικά αποτελέσματα και γνωρίζοντας εκ των προτέρων ότι χαμηλότερη ακρίβεια έχουν εγγενώς τα όργανα μέτρησης της σχετικής υγρασίας, θα υπολογιστούν οι συνθήκες εξόδου ψύκτη με λόγο παροχών $\lambda=1:1$ και παροχές $0.024 kg/s$ για τις παρακάτω συνθήκες εισόδου:

- θερμοκρασία 35^oC, με σχετικές υγρασίες 28%, 31% και 36%
- θερμοκρασία 40^oC, με σχετικές υγρασίες 15%, 18% και 21%
- θερμοκρασία 48^oC, με σχετικές υγρασίες 20%, 23% και 26%

Τα αποτελέσματα συνοψίζονται στον Πίνακα 5.5.

Πίνακας 5.5: *Επίδραση των σφαλμάτων εισόδου στα αποτελέσματα*

t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} [^oC]	T_{out} [^oC]	W_{out} [kg_w/kg_{da}]
25	45	17.57	23.41	0.0158
	50	18.29	23.5	0.0162
	55	19.01	23.61	0.0165
30	36	19.67	27.32	0.0192
	40	20.39	27.42	0.0196
	44	21.11	27.54	0.0201
35	28	21.32	30.97	0.0227
	31	22	31.07	0.0232
	34	22.68	31.19	0.0236

Τα παραπάνω αποτελέσματα είναι ενδεικτικά της επίδρασης των χαμηλής ακρίβειας ηλεκτρονικών υγρομέτρων: ειδικά στην περιοχή των χαμηλών υγρασιών, η αβεβαιότητα των προς το αποτέλεσμα της θερμοκρασίας εξόδου του ψυχόμενου ρεύματος αγγίζει τους $\pm 2^oC$ (χωρίς εδώ λαμβάνεται υπ' όψιν η ακρίβεια αυτού του ίδιου του θερμοστοιχείου!). Αντίθετα, και λόγω του δυναμικού ύγρανσης και της εξάρτησης αυτού κυρίως από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος (μιας και μόνο από αυτή εξαρτάται ο λόγος υγρασίας κορεσμού), ο λόγος υγρασίας εξόδου του εργαζόμενου ρεύματος συμπεριφέρεται μάλλον ομαλότερα, χωρίς εντούτοις να μπορούν να παραλειφθούν και οι δικές του αποκλίσεις. Πρέπει, συνεπώς, κατά την αξιολόγηση των συγκρίσεων μεταξύ πειραματικών και υπολογιστικών αποτελεσμάτων, τα δεύτερα να μην αξιολογούνται μόνο σύμφωνα με την ακρίβεια των μετρητικών οργάνων που σχετίζονται με αυτά, αλλά να συνεκτιμάται και η επίδραση των σφαλμάτων των συνθηκών εισόδου στα τελικά εξαγόμενα της υπολογιστικής διαδικασίας· η διαδικασία αυτή θα αναπτυχθεί σε βάθος στο επόμενο Κεφάλαιο.

Εις ότι αφορά στις (ενδεικτικές, αλλά ακολουθούντες την εν γένει τάση των εξεταζόμενων παραμέτρων) κατόψεις των Εικόνων 5.14 ως 5.17, παρατηρούνται τα ακόλουθα χαρακτηριστικά λειτουργίας του επιπέδου ψύκτη:

- η εντονότερη θερμοκρασιακή μείωση του ψυχόμενου ρεύματος λαμβάνει χώρα στο άνω 1/3 της έκτασής του. Αυτό έρχεται σε συμφωνία με την υπόθεση που διατυπώθηκε κατά την κατασκευή του ψύκτη, πως το μεγαλύτερο μέρος της ψυκτικής ικανότητας παράγεται στην είσοδό του και μάλιστα για μικρό μήκος.
- το υγρό κανάλι παραλαμβάνει εντονότερα τα ψυκτικά φορτία στην άνω περιοχή του, στην οποία οι παροχές είναι σαφώς μικρότερες, με αποτέλεσμα να εμφανίζει ακραίες θερμοκρασίες. Δε συμβαίνει, όμως, το ίδιο με το κάτω ήμισυ της έκτασής του, στο οποίο η

υψηλή παροχή ευνοεί μεγαλύτερους ρυθμούς εξάτμισης, σύμφωνα με την εξίσωση {2.35}, συνεπώς οι αναπτυσσόμενες θερμοκρασίες είναι χαμηλότερες.

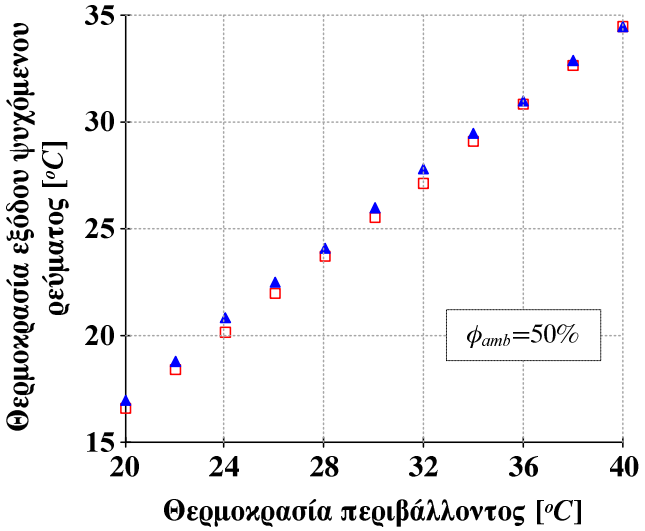
- η τάση της θερμοκρασίας της βρεχόμενης επιφάνειας ταυτίζεται με την ανάλυση που πραγματοποιήθηκε στο 2ο Κεφάλαιο: το κάτω όριο της ψύξης είναι η θερμοκρασία υγρού βολβού της εκάστοτε κατάστασης του εργαζόμενου ρεύματος (και όχι πια του περιβάλλοντος!) και το νερό στη βρεχόμενη επιφάνεια προσπαθεί να προσεγγίσει τη θερμοκρασία αυτή· το επιτυγχάνει, δε, καθώς η επαφή με τον αέρα εξελίσσεται.

Αποτελεί, όμως, η βασική γεωμετρική διαμόρφωση την καλύτερη δυνατή υλοποίηση του κύκλου Maisotsenko; Στο μεθεπόμενο Κεφάλαιο θα αξιοποιηθεί, τόσο ο υπολογιστικός κώδικας, όσο και οι επικείμενες συγκρίσεις με τα πειραματικά δεδομένα, ώστε να βελτιωθεί η γεωμετρία και οι συνθήκες λειτουργίας της βασικής διαμόρφωσης του κύκλου Maisotsenko.

§ 5.2.1. Σύγκριση προτεινόμενου θερμορρευστομηχανικού μοντέλου με τα αποτελέσματα μοντέλων της βιβλιογραφίας

Καίτοι λίγες, οι εργασίες που έχουν δημοσιευτεί σχετικά με τις επιδόσεις του κύκλου Maisotsenko έχουν να παράσχουν ενδιαφέροντα αποτελέσματα. Αν και γενικά δε χρησιμοποιείται η βασική γεωμετρική διαμόρφωση αλλά παραλλαγές της, τα παρουσιαζόμενα δεδομένα εισόδου μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εκτέλεση της θερμορρευστομηχανικής προσέγγισης.

Η εργασία των Changhong Zhan et al. [17] χρησιμοποιεί έναν μικρό ψύκτη που υλοποιεί τον κύκλο Maisotsenko, κατασκευασμένο από την εταιρεία Iisaw (μοντέλο TAC-150). Ο ψύκτης αυτός αποτελείται από 34 επίπεδα, τα δε γεωμετρικά κελιά έχουν διαστάσεις 48mm x 41.33mm x 4mm. Σε κάθε επίπεδο λειτουργούν 4 ξηρά κανάλια ψυχόμενου ρεύματος, 2 ξηρά κανάλια εργαζόμενου ρεύματος και 6 υγρά κανάλια εργαζόμενου ρεύματος. Για την πραγματοποίηση της σύγκρισης, χρησιμοποιούνται τα πλέον πρόσφορα δεδομένα, αυτά που συσχετίζουν τη θερμοκρασία εισόδου με τη θερμοκρασία εξόδου, για σταθερή σχετική υγρασία 50% (βλ. Εικόνα 5.18, ληφθείσα από την Εικόνα 12a, στη σελίδα 664 της δημοσίευσης). Τα αποτελέσματα παρουσιάζουν μια ικανοποιητική εγγύτητα, μολονότι ότι εδώ στη θερμορρευστομηχανική προσέγγιση θεωρήθηκε ομοιόμορφη κατανομή του προσαγόμενου αέρα στα κανάλια (κάτι που προφανώς δεν ισχύει και που λειτουργεί πολύ «ευνοϊκά», μιας και μειώνει τα φορτία που παραλαμβάνει στις πρώτες βαθμίδες το εργαζόμενο ρεύμα).



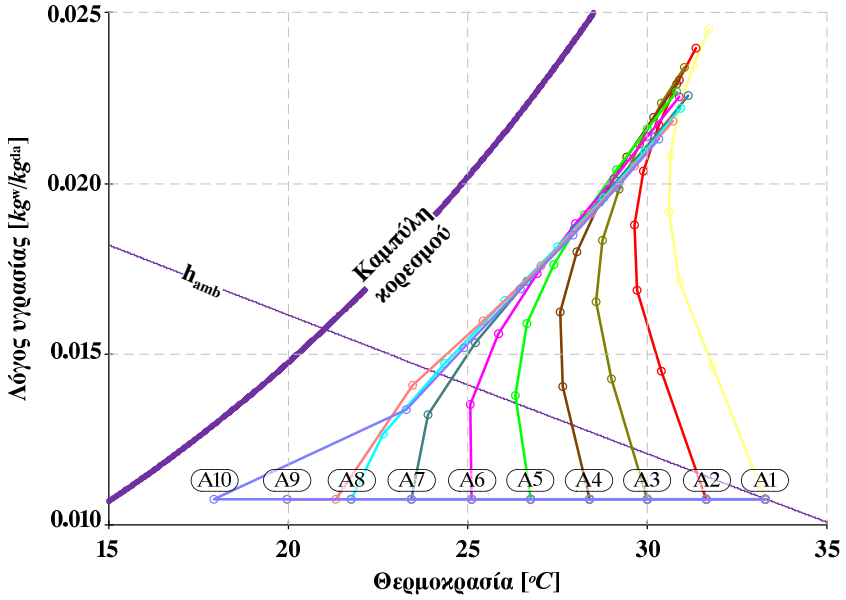
Εικόνα 5.18: *Θερμοκρασία εξόδου συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου*

§ 5.2.2. Ψυχρομετρική ανάλυση ροών εργαζόμενου ρεύματος

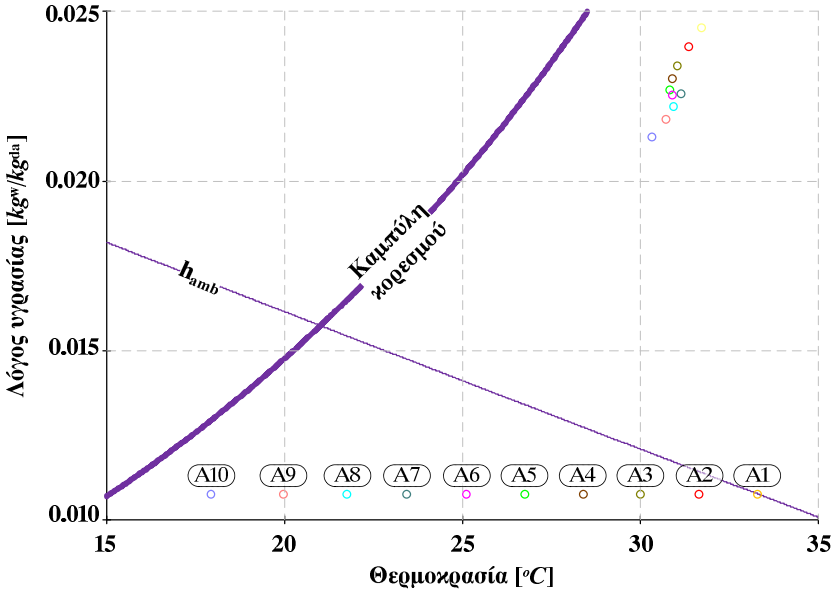
Οι Εικόνες 5.15 και 5.16 επιτρέπουν την εκτίμηση της συμπεριφοράς των 20 υγρών εργαζόμενων καναλιών του εργαζόμενου ρεύματος. Επόμενο βήμα της ανάλυσης των ροών είναι η απάντηση των παρακάτω ερωτημάτων:

- ποιο είναι το σημείο πέρατος των ψυχρομετρικών μεταβολών του κάθε καναλιού;
- κατά πόσο κάθε κανάλι συμμετέχει στην παραγωγή ψυκτικής ικανότητας;
- με ποιον τρόπο το κάθε κανάλι επηρεάζει την επίτευξη του βαθμού απόδοσης του ψύκτη;

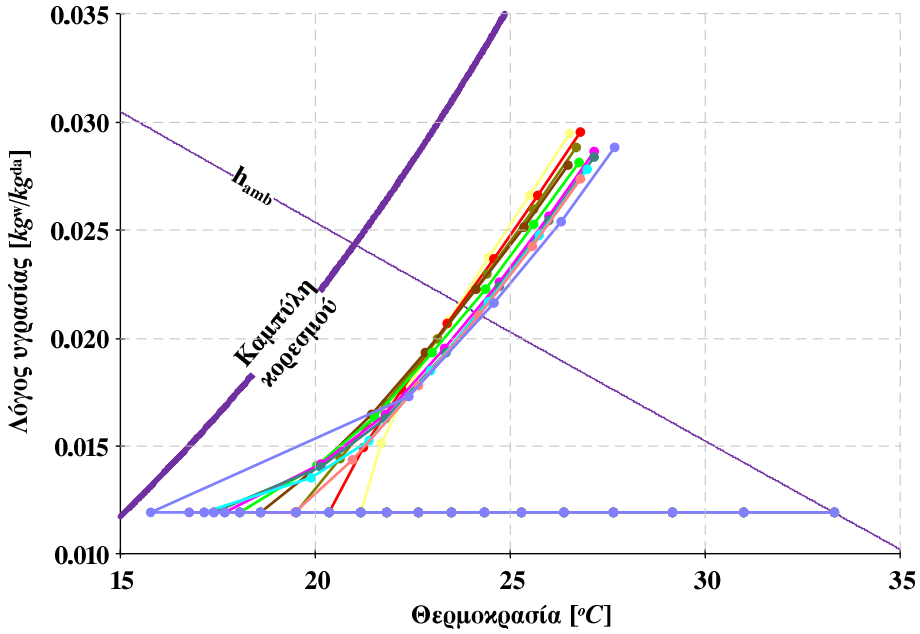
Για το σκοπό αυτό, θα πρέπει το υπολογιστικό μοντέλο της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης να χρησιμοποιηθεί για την αυτόνομη παρουσίαση του καθενός καναλιού του εργαζόμενου ρεύματος. Στις Εικόνες 5.19 και 5.21 παρουσιάζονται οι έξοδοι των καναλιών 1 έως 10 και 11 έως 20, αντίστοιχα, για συνθήκες τροφοδοσίας 33.3^oC/33.5%, ενώ στις Εικόνες 5.20 και 5.22 παρίστανται τα χαρακτηριστικά σημεία κάθε ρεύματος (σημείο διέλευσης από την οπή και έξοδος ρεύματος).



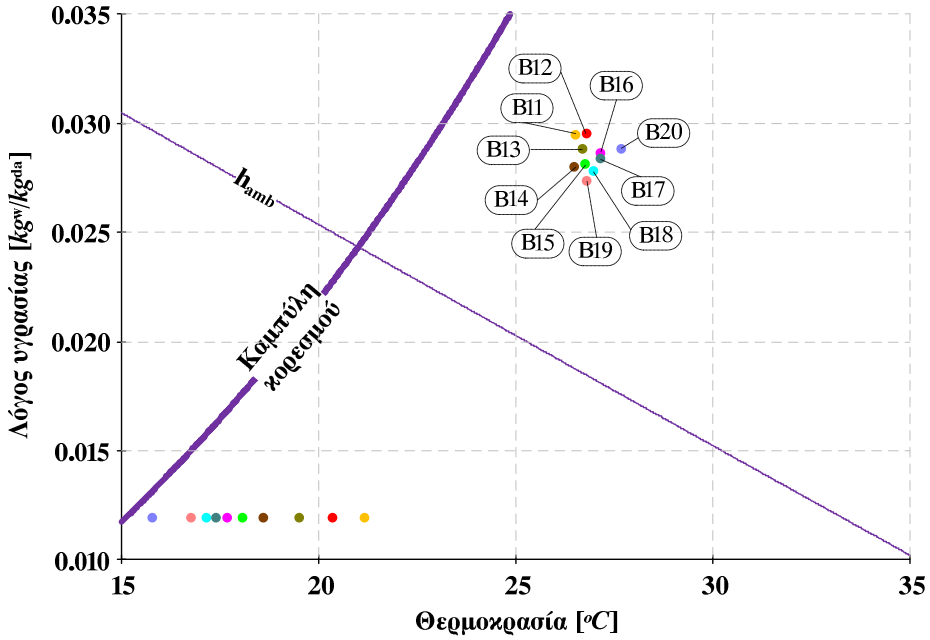
Εικόνα 5.19: *Ανάλυση ροών εργαζόμενου ρεύματος (κανάλια 1 – 10)*



Εικόνα 5.20: *Είσοδοι και έξοδοι υγρών καναλιών εργαζόμενου ρεύματος (κανάλια 1 – 10)*



Εικόνα 5.21: *Ανάλυση ροών εργαζόμενου ρεύματος (κανάλια 11 – 20)*



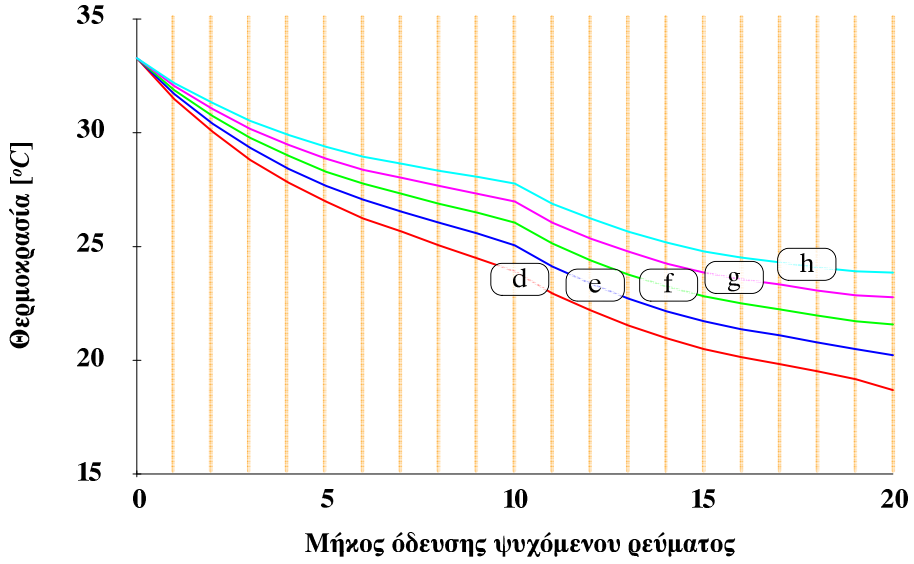
Εικόνα 5.22: *Είσοδοι και έξοδοι υγρών καναλιών εργαζόμενου ρεύματος (κανάλια 11 – 20)*

Τα αποτελέσματα των παραπάνω δύο γραφημάτων λειτουργούν κατατοπιστικά προς την βαθύτερη κατανόηση του κύκλου Maisotsenko:

- το άνω μισό του ψύκτη παραλαμβάνει αέρα υψηλής θερμοκρασίας και χαμηλής σχετικής υγρασίας (μιας και ο αέρας δεν έχει ακόμα προψυχθεί αρκετά) και διακινεί μικρή ποσότητα αέρα, ερχόμενος σε επαφή με ήδη ζεστό αέρα στο ψυχόμενο ρεύμα. Συνεπώς, μια μικρή παροχή υγρού ρεύματος οδηγεί σε ταχεία ύγρανσή του και την επιστροφή των (πρώτων) καναλιών ως τη θερμοκρασία περιβάλλοντος· αντίθετα, τα επόμενα κανάλια του άνω μισού συναλλάσσουν θερμότητα με ψυχρότερο ψυχόμενο ρεύμα, με αποτέλεσμα να μειώνεται βαθμιαία η θερμοκρασία εξόδου του κάθε καναλιού.

- το κάτω μισό του ψύκτη παραλαμβάνει υγρό αέρα χαμηλής θερμοκρασίας και μάλλον υψηλής σχετικής υγρασίας (μιας και κατά μήκος των καναλιών B και C το διοχετευόμενο εργαζόμενο ρεύμα ψύχεται υπό σταθερό λόγο υγρασίας). Εκεί αναμένεται να παραχθεί το μεγαλύτερο μέρος της ψυκτικής ικανότητας, μιας και η αυξημένη παροχή μάζας του εργαζόμενου ρεύματος σε συνδυασμό με τις σχετικά χαμηλές θερμοκρασίες αμφότερων των επιπέδων λειτουργούν καταλυτικά προς την επίτευξη χαμηλότερων θερμοκρασιών.

Τα παραπάνω συμπεράσματα επιβεβαιώνονται από την κατανομή της θερμοκρασίας του ψυχόμενου ρεύματος, όπως αυτή δίνεται (για τα κανάλια από d ως h) στην Εικόνα 5.23 και στον Πίνακα 5.6.



Εικόνα 5.23: *Κατανομή θερμοκρασίας καναλιών ψυχόμενου ρεύματος*

Πίνακας 5.6: *Επιμερισμός παραγόμενης ψυκτικής ικανότητας*

θέση	D	E	F	G	H
Άνω ήμισυ	64.26%	63.13%	61.71%	60.19%	58.59%
Κάτω ήμισυ	35.74%	36.87%	38.29%	39.81%	41.41%

Τα παραπάνω εξαγόμενα είναι ενδεικτικά της ιδιαιτερότητας του κύκλου Maisotsenko: η ανεξάρτητη πρόψυξη των δύο «ημίσεων» του εργαζόμενου ρεύματος επιτρέπει την επίτευξη πολύ χαμηλών θερμοκρασιών (στην Εικόνα 5.21, εξ' άλλου, διαπιστώνεται ότι το εργαζόμενο ρεύμα προσεγγίζει τη θερμοκρασία δρόσου του περιβάλλοντος). Η παροχή μάζας του άνω ημίσεος είναι ελαφρώς αυξημένη σε σχέση με το κάτω ήμισυ, ωστόσο η συμμετοχή του στην παραγωγή της ψυκτικής ικανότητας είναι ακόμη μεγαλύτερη: αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι το άνω ήμισυ ψύχεται με αέρα υψηλότερης μεν θερμοκρασίας, πολύ χαμηλότερης δε σχετικής υγρασίας, με αποτέλεσμα η βρεχόμενη επιφάνεια να διατηρείται ψυχρότερη.

Το μοντέλο που αναπτύχθηκε στο παρόν Κεφάλαιο πρόκειται να αξιοποιηθεί στα επόμενα, με σκοπό την παραμετροποίηση της γεωμετρίας του κύκλου Maisotsenko. Προηγουμένως, πρόκειται να επιβεβαιωθεί η ισχύς του, χρησιμοποιώντας πειραματικά δεδομένα που ανακτήθηκαν ως αντικείμενο της παρούσας διδακτορικής διατριβής και ως αποτέλεσμα της εργασίας της εταιρείας Coolerado.

Ονοματολογία

Μεγέθη

c_p	ειδική θερμοχωρητικότητα	$[kJ/kgK]$
d_h	υδραυλική διάμετρος	$[m]$
F	βρεχόμενη επιφάνεια	$[m^2]$
h	ειδική ενθαλπία (ξηρή περιοχή)	$[kJ/kg_{da}]$
h_{ss}	ειδική ενθαλπία κορεσμένου ατμού	$[kJ/kg_{da}]$
H	ειδική ενθαλπία (υγρή περιοχή)	$[kJ/kg_{da}]$
k_h	συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (ξηρή περιοχή)	$[W/m^2 \cdot K]$
K_h	συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (υγρή περιοχή)	$[W/m^2 \cdot K]$
K_m	συντελεστής μεταφοράς μάζας	$[kg/m^2 \cdot s]$
m	παροχή μάζας (ξηρή περιοχή)	$[kg/s]$
M	παροχή μάζας (υγρή περιοχή)	$[kg/s]$
Pr	αριθμός Prandlt	[-]
q	ενέργεια ή θερμότητα (ξηρή περιοχή)	$[kJ/kg_{da}]$
Q	ενέργεια ή θερμότητα (υγρή περιοχή)	$[kJ/kg_{d\alpha}]$
Q_c	ψυκτική ικανότητα	$[kW_c]$
r	λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης	$[kJ/kg]$
Re	αριθμός Reynolds	[-]
swc	ειδική κατανάλωση νερού	$[kg_w/kWh_c]$
t	θερμοκρασία (ξηρή περιοχή)	$[^oC]$
T	θερμοκρασία (υγρή περιοχή)	$[^oC]$
W	λόγος υγρασίας (υγρή περιοχή)	$[kg_w/kg_{da}]$
wi	πλάτος καναλιού (ξηρή περιοχή)	$[m]$
Wi	πλάτος καναλιού (υγρή περιοχή)	$[m]$
η	βαθμός απόδοσης	$[\%]$
λ	λόγος παροχών μάζας ψυχόμενου προς εργαζόμενο ρεύμα	[-]
λ_M	λόγος μοριακών βαρών (νερού προς αέρα)	[-]
ϕ	σχετική υγρασία	$[\%]$

Δείκτες

amb	συνθήκες εισόδου
c	ψύξη
da	ξηρός αέρας
dp	σημείο δρόσου (αφορά σε θερμοκρασία)
k	συνάρτηση που βασίζεται σε φαινόμενα μεταφοράς
l	λανθάνουσα (αφορά σε θερμότητα)
n	έξοδος (αφορά σε υπολογιστικό κελί)
out	συνθήκες εξόδου
p	είσοδος (αφορά σε υπολογιστικό κελί)
ps	συνάρτηση που βασίζεται στην ψυχρομετρία
s	αισθητή (αφορά σε θερμότητα)
sat	κατάσταση κορεσμού
w	νερό
wall	διαχωριστική επιφάνεια (υγρής ή ξηρής περιοχής)
wb	υγρού βολβού (αφορά σε θερμοκρασία)

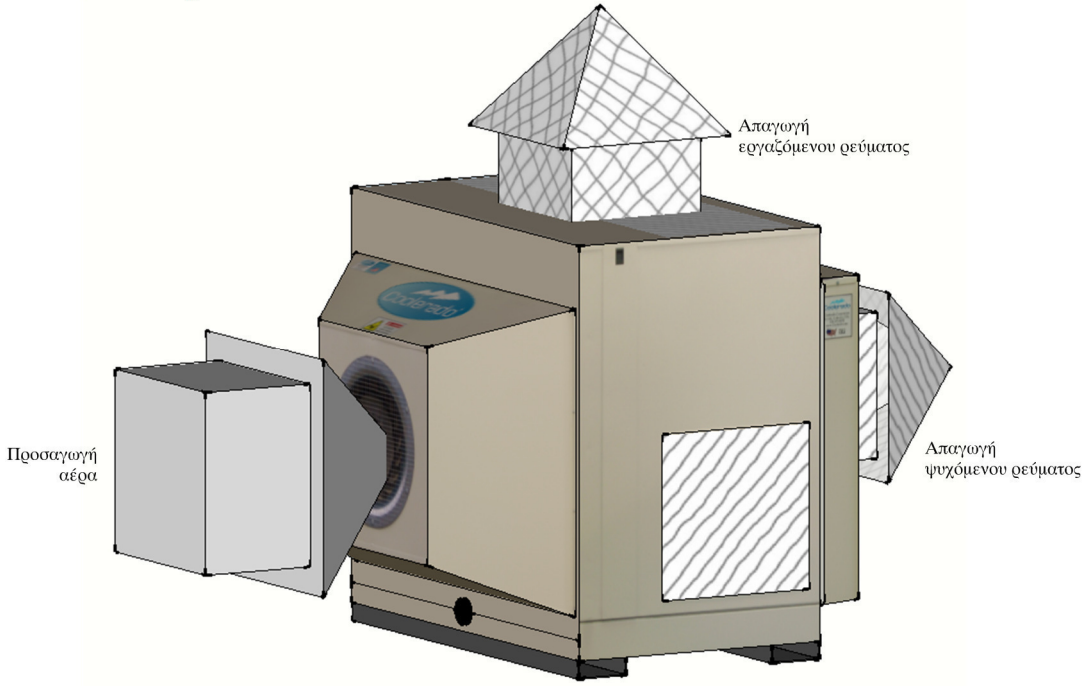
6ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ
ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΗΣ ΒΑΣΙΚΗΣ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗΣ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ MAISOTSENKO

§ 6.0. Εισαγωγή

Ο κύκλος Maisotsenko αποτελεί μια αρκετά νέα τεχνολογία· οι πρώτες ευρεσιτεχνίες για τα πρωτότυπα υλοποίησής του κατατέθηκαν το 2005, ενώ οι εμπορικές του εφαρμογές διατέθηκαν στην αγορά στις αρχές του 2008. Στα πλαίσια της ερευνητικής του δραστηριότητας, το Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής Ε.Μ.Π. προμηθεύτηκε έναν εναλλάκτη θερμότητας και μάζας, με σκοπό την ένταξή του σε πειραματικό σύστημα και τη διερεύνηση της απόδοσής του σε μεσογειακά κλίματα, συνεπώς την ικανότητα του κύκλου Maisotsenko να λειτουργήσει ως αξιόπιστη και αποδοτική εναλλακτική λύση απέναντι στα συμβατικά συστήματα ψύξης και κλιματισμού.

Εικόνα 6.1: *Ψύκτης Maisotsenko εμπορικού τύπου, ισχύος 5RT*

Εικόνα 6.2: *Ψύκτης Maisotsenko εμπορικού τύπου, ισχύος 3RT*



Εικόνα 6.3: *Σχηματική παράσταση ροών αέρα*

Ως νέα τεχνολογία, αναπτυχθείσα μακριά από την Ευρώπη, ο κύκλος Maisotsenko είχε δοκιμαστεί και αξιολογηθεί θετικά μόνο σε κάποιες πολιτείες των Η.Π.Α., όπου εξάλλου γενικότερα η διείσδυση και η δημοτικότητα των συστημάτων εξατμιστικής ψύξης είναι μεγαλύτερη. Η πολλά υποσχόμενη αποδοτικότητά του και η δυνατότητα να λειτουργεί ικανοποιητικά σε ξηρά κλίματα, όπως πολλών ελληνικών πόλεων και περιοχών, σε συνδυασμό με τη γενικότερη προσπάθεια προώθησης των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας και ελάττωσης της εξάρτησης από το ηλεκτρικό ρεύμα έδωσαν την ώθηση για τη μελέτη του κύκλου αυτού εστιάζοντας στις ανάγκες της Ελλάδας, μιας χώρας με εκτεταμένη χρήση κλιματιστικών συσκευών, όχι μόνο στον τριτογενή, αλλά και στον οικιακό τομέα.

Καινοτόμος ων, ο κύκλος Maisotsenko δεν έχει αποτελέσει αντικείμενο πολλών δημοσιεύσεων· το περιεχόμενο των μέχρι στιγμή δημοσιευμένων εργασιών συνοψίζεται παρακάτω:

- οι X. Zhao, J. M. Li και S. Riffat το 2007 [6] παρουσιάζουν μια εισαγωγική, αλλά περιεκτική δημοσίευση, με αντικείμενο την αριθμητική προσομοίωση του κύκλου Maisotsenko. Το αριθμητικό μοντέλο είναι μάλλον απλό, μιας και αμελούνται όροι όπως ο αριθμός Lewis και το είδος της ροής. Εντούτοις, τα αποτελέσματα κρίνονται ως μάλλον ικανοποιητικά (ειδικά, αν συγκριθούν με μεταγενέστερες εργασίες) και η προϋπάρχουσα εμπειρία από τους απλούς έμμεσους εξατμιστικούς ψύκτες αξιοποιείται κατάλληλα (έλεγχοι ως προς τη βρεχόμενη επιφάνεια, ως προς το λόγο παροχών μάζας των δύο ρευμάτων, ταχύτητα αερίου ρεύματος)
- οι B. Riangvilaikul και S. Kumar το 2010 [8], [9] παραλλάσσουν τον κύκλο Maisotsenko, εφαρμόζοντας τη γεωμετρία του σε μια συμβατική κατακόρυφη εξατμιστική συσκευή, στην οποία το νερό κατακρημνίζεται (αντί να διατηρεί βρεγμένη μια υγρή επιφάνεια). Η όλη προσέγγιση βασίζεται σε απλές ενεργειακές διαφορικές εξισώσεις και σε σταθερό αριθμό Nusselt (ο οποίος επιλέγεται μάλλον υψηλός). Ο βαθμός απόδοσης των αποτελεσμάτων του αριθμητικού μοντέλου δε διαφοροποιείται σημαντικά σε σχέση με τον προτεινόμενο.
- οι H. Caliskan, I. Dincer και A. Hepbasli το 2011 [12] εισηγούνται μια εργασία, αναφερόμενη στη συνεισφορά του κύκλου Maisotsenko στην αειφορία, χρησιμοποιώντας θεωρητικά θερμοδυναμικά εργαλεία. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα αυτής, ο κύκλος Maisotsenko επιτυγχάνει εξεργειακό βαθμό απόδοσης περίπου 60.3%, όταν η θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος είναι 50^oC, η δε κατανομή της εισερχόμενης εξέργειας μέσω αέρα και νερού είναι περίπου 52.5:47.5, αντίστοιχα.
- ο A. Hasan το 2010 [11] παρουσιάζει ένα μοντέλο προσομοίωσης του κύκλου Maisotsenko, βασισμένο σε απλές ενεργειακές σχέσεις. Χωρίς καμία αναφορά στη ρευστομηχανική συνιστώσα του κύκλου, η επίλυση των ενεργειακών εξισώσεων οδηγεί στον υπολογισμό βαθμών απόδοσης της τάξης του 116%· η τιμή αυτή είναι σε συμφωνία με τους βαθμούς απόδοσης που προτείνονται κατά την παρουσίαση του κύκλου από το δημιουργό του.
- ο F. Bruno το 2011 [14] παρουσιάζει τα αποτελέσματα μιας πλήρους πειραματικής αξιολόγησης του κύκλου Maisotsenko, χωρίς κάποια συγκρότηση υπολογιστικού μοντέλου. Ο βαθμός απόδοσης υπερβαίνει, όπως αναμενόταν, το 100%, ενώ δίνεται έμφαση στην κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος, παρέχοντας πολλές συσχετίσεις του λόγου ενεργειακής απόδοσης με παραμέτρους, όπως η θερμοκρασία περιβάλλοντος και η υγρασία.
- οι H. Caliskan, A. Hepbasli, I. Dincer, με τη συνεργασία του ίδιου του V. Maisotsenko το 2011 [15] επανεξετάζουν τη θερμοδυναμική συμπεριφορά του κύκλου, χρησιμοποιώντας εργαλεία ενεργειακής και εξεργειακής ανάλυσης. Στη μελέτη ο κύκλος εξετάζεται σε συνάρτηση με την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειάς του, αλλά και τη χρήση

πρωτογενούς ενέργειας. Ο EER εκτιμάται σε άνω του 40, καταδεικνύοντας τα πλεονεκτήματα του κύκλου σε όρους κατανάλωσης συμβατικής ενέργειας, ο δε βαθμός εξεργειακής απόδοσης σε περιβάλλον θερμοκρασίας 23.88^oC εκτιμάται σε 19.14%, όντας ο βέλτιστος δυνατός.

- οι C. Zhan, Z. Duan, X. Zhao, S. Smith και S. Riffat το 2011 [13] προσομοιώνουν τη βασική γεωμετρική διαμόρφωση του κύκλου Maisotsenko. Η μελέτη βασίζεται σε ενεργειακές σχέσεις, οι οποίες επιλύονται για μη σταθερό αριθμό Nusselt και εξάγονται χρήσιμα συμπεράσματα σχετικά με το βαθμό απόδοσης και το πώς αυτός σχετίζεται με τη θερμοκρασία και τη σχετική υγρασία του αέρα περιβάλλοντος, την παροχή αέρα, τη βρεχόμενη επιφάνεια και το λόγο παροχών μάζας των δύο ρευμάτων.
- οι ίδιοι συγγραφείς το 2011 [17] παρουσιάζουν μια εργασία που εστιάζει στη θερμοδυναμική ανάλυση του κύκλου Maisotsenko και συγκεκριμένα στην ενεργειακή και εξεργειακή απόδοσή του σε εφαρμογές κλιματισμού κτηρίων, εξετάζοντας εναλλακτικά την τροφοδοσία ηλεκτρικής ισχύος από το δίκτυο ηλεκτροδότησης και από φωτοβολταϊκό σύστημα. Ανάλογα της διαμόρφωσης, ο κύκλος φέρεται αποτρέπει την εκπομπή ως και $3.8\frac{kg_{CO_2}}{day}$ σε περιβάλλοντα θερμοκρασίας ως και 35^oC.
- οι C. Zhan, Z. Duan, X. Zhao, S. Smith, H. Jin και S. Riffat το 2011 [16] δημοσιεύουν μια ενδιαφέρουσα εργασία σχετικά με τον κύκλο Maisotsenko. Χωρίς να ακολουθούν ακριβώς τη βασική γεωμετρική διαμόρφωση, αναλύουν τη συμπεριφορά του κύκλου σε υλοποιήσεις σταυρωτής ροής ή αντιρροής, χρησιμοποιώντας ένα απλό ενεργειακό μοντέλο, βασισμένο σε παραδοχή σταθερού αριθμού Nusselt. Η απόκλιση των αποτελεσμάτων της αριθμητικής προσομοίωσης από τα πειραματικά αποτελέσματα είναι της τάξης του 0.5^oC. Εξετάζεται, επίσης, το κατά πόσο η μείωση του λόγου παροχών επιφέρει αύξηση της απόδοσης (επιβεβαιώνεται θετικά) και πως επιδρά στη λειτουργία του ψύκτη το μήκος του βρεχόμενου στοιχείου (μεγιστοποιείται ασυμπτωτικά με εκθετική πορεία).
- το 2011, ο Z. Duan [18] υποστηρίζει διδακτορική διατριβή, υποβληθείσα στο Πανεπιστήμιο του Νότιγχαμ, σχετικά με τον κύκλο Maisotsenko. Αντικείμενο της εργασίας, πέραν της υπολογιστικής μοντελοποίησης του ψύκτη, ήταν η κατασκευή ενός πρωτοτύπου (όχι με εφαρμογή της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης) ψυκτικής ικανότητας $8kW_c$, με κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος $450W_e$ και βαθμό απόδοσης 102% υπό λόγο παροχών λ ίσο προς 1.275 σε περιβάλλον θερμοκρασίας 38^oC και σχετικής υγρασίας 24%.

Το παρόν Κεφάλαιο διαρθρώνεται στα παρακάτω εδάφια:

1. *Στόχοι πειραματικής αξιολόγησης*
2. *Κατασκευή πειραματικής διάταξης*
3. *Παρουσίαση μετρήσεων*
4. *Σύγκριση με αποτελέσματα υπολογιστικής προσομοίωσης*

§ 6.1. Στόχοι πειραματικής αξιολόγησης

Η πειραματική αξιολόγηση έχει πολλαπλό σκοπό: να επιβεβαιώσει (κατ' αρχήν) τις κατασκευαστικές προδιαγραφές του ψύκτη, να εξετάσει τη διακύμανση των λειτουργικών χαρακτηριστικών συναρτήσει των συνθηκών περιβάλλοντος σε ένα μεγάλο εύρος αυτών, να πιστοποιήσει την ορθότητα του υπολογιστικού μοντέλου που αναπτύχθηκε στο προηγούμενο

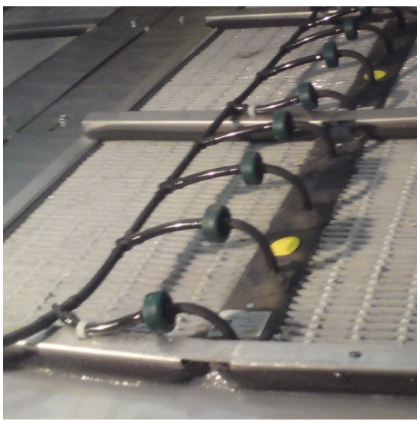
Κεφάλαιο και να θέσει τις βάσεις για την παραμετρική εξέταση του ψύκτη, εξετάζοντας τις δυνατότητες ενίσχυσης των επιδόσεών του ή βελτίωσης της οικονομικότητάς του.

Οι τρεις στόχοι που μόλις αναφέρθηκαν εστιάζουν στη δυνατότητα του ψύκτη να εξυπηρετήσει συγκεκριμένες ανάγκες κλιματισμού, σε όρους παρεχόμενου αέρα. Για το λόγο αυτό δεν κρίθηκε απαραίτητη η χρήση ενός εμπορικού τύπου ψύκτη (με ψυκτική ικανότητα $5RT$, υλοποιούμενο από 6 modules – βλ. Εικόνα 6.4), μιας και ένας τέτοιος είναι εξ' ορισμού μη παραμετροποιήσιμος. Αντίθετα, χρησιμοποιήθηκε ένα module ονομαστικής ψυκτικής ικανότητας $0.35RT$ (περίπου $4'200\,\frac{BTU}{hr}$ ή $1.23kW_c$), τροφοδοτούμενος με ειδικό τρόπο, ώστε η επιθυμητή παραμετροποίηση να είναι εφικτή (βλ. Εικόνα 6.5). Η ψυκτική ισχύς υπολογίστηκε βάσει της ονομαστικής ισχύος της κλιματιστικής συσκευής και η πραγματική τιμή της πρόκειται να αποτελέσει αντικείμενο επομένων εδαφίων.

Εικόνα 6.4: *Εσωτερικό ψύκτη Maisotsenko εμπορικού τύπου· διακρίνονται οι 6 διακριτοί εναλλάκτες θερμότητας και μάζας*

Εικόνα 6.5: *Εναλλάκτης θερμότητας και μάζας που υλοποιεί τον κύκλο Maisotsenko*

Εικόνα 6.6: *Ελεγκτής συστήματος θερμοστάτη του ψύκτη*



Εικόνα 6.7: *Κύκλωμα διανομής νερού στους εναλλάκτες θερμότητας και μάζας*

Η κατασκευή της πειραματικής διάταξης έλαβε χώρα την άνοιξη του 2011, οι δε μετρήσεις ελήφθησαν κατά τον Ιούλιο και το Νοέμβριο του ίδιου έτους. Μολονότι τα αποτελέσματα όλων των παραμετροποιήσεων δεν ήταν ενθαρρυντικά, ή, τουλάχιστον, άμεσης εφαρμογής στον κλιματισμό, εντούτοις από την εκτέλεσή τους στην πράξη κατανοήθηκαν σε βάθος οι λειτουργικές λεπτομέρειες του ψύκτη και τα φαινόμενα που διέπουν τη συμπεριφορά του εν γένει. Η σειρά αξιολόγησης των αποτελεσμάτων είναι η ακόλουθη:

- συσχέτιση των αποτελεσμάτων με τις στιγμιαίες συνθήκες του αέρα περιβάλλοντος· οι συνθήκες αυτές ενδέχεται να καταστήσουν επιρρεπή τα αποτελέσματα σε σφάλματα μετρήσεων.
- προσδιορισμός του βαθμού απόδοσης, της ψυκτικής ικανότητας και της ειδικής κατανάλωσης νερού.
- αξιολόγηση των σφαλμάτων μετρήσεων και της συνεισφοράς του κάθε μετρητικού οργάνου στο συνολικό σφάλμα.

Η πολυσύνθετη φύση του προβλήματος και η συνδυαστική χρήση των μετρήσεων κατέστησαν απαραίτητη την ανάλυση της μετάδοσης των σφαλμάτων των οργάνων, κάτι που με χρήση κατάλληλου λογισμικού είναι αρκετά εύκολη. Η γενική σχέση που χρησιμοποιείται για τη μετάδοση των σφαλμάτων των μεταβλητών $\bar{x}_1 + \delta x_1$, $\bar{x}_2 + \delta x_2$, … $\bar{x}_n + \delta x_n$ που συνδέονται με συνάρτηση της μορφής $f = f(x_1, x_2, ..., x_n)$ δίνεται από την Εξίσωση {6.1}.

$$\delta f(x_1, x_2, ..., x_n) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left[\frac{\partial}{\partial x_i} f(\bar{x}_1, \bar{x}_2, ..., \bar{x}_n) \cdot \delta x_i \right]^2} \qquad \{6.1\}$$

Τα σφάλματα θα παρέχονται μαζί με τα μετρούμενα μεγέθη, ώστε να μπορούν να προσδιοριστούν τα κριτήρια αξιολόγησης που παρουσιάστηκαν στο εδάφιο §1.5.

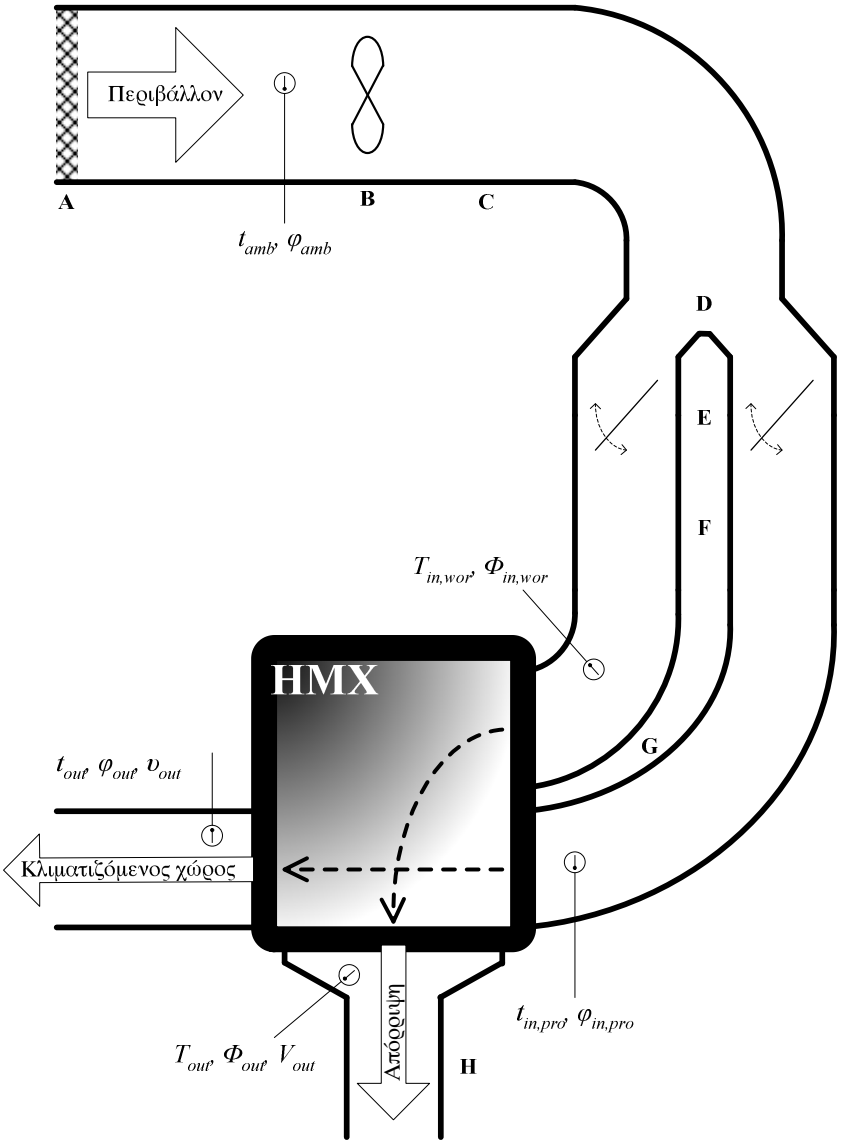
§ 6.2. Κατασκευή πειραματικής διάταξης

Η πειραματική διάταξη έχει εγκατασταθεί στο συγκρότημα Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π., σε ανοιχτό χώρο ώστε να γίνεται με εύκολο τρόπο η τροφοδοσία της με αέρα και η απαγωγή των ρευμάτων. Δόθηκε ιδιαίτερη προσοχή στο να τοποθετηθούν αρκούντως μακριά η αναρρόφηση του αέρα και η απόρριψη του εργαζομένου ρεύματος, μιας και στην αντίθετη περίπτωση θα υπήρχε βάσιμη πιθανότητα αναρρόφησης αέρα υψηλής υγρασίας, ως εκ τούτου.

Οι πρόνοιες που ελήφθησαν κατά την κατασκευή της διάταξης αναφέρονται παρακάτω:

- προστασία του ψύκτη από την είσοδο αλλοτρίων αντικειμένων μέσω της αναρρόφησης· επετεύχθη με τη συναρμολόγηση σίτας στο στόμιο του αεραγωγού αναρρόφησης, κατά τρόπον ώστε να μην εισάγεται ισχυρός όρος εντοπισμένων απωλειών πίεσης.
- προστασία της διάταξης από απώλειες θερμότητας· επετεύχθη με τη γενικευμένη χρήση θερμομονωτικών αεραγωγών και την τοποθέτηση ικανού στρώματος πολυουρεθάνης στα ελεύθερα μεταλλικά εξαρτήματα
- μηχανική στήριξη των εξαρτημάτων· επετεύχθη με τη στήριξη των αεραγωγών σε σταθερές γέφυρες (αντί της ανάρτησής τους) όπου ήταν δυνατό και με την αρμολόγηση των αεραγωγών σε σταθερά μεταλλικά στοιχεία.
- προστασία των ηλεκτρικών δικτύων από μηχανικές καταπονήσεις και τυχόν διαρροές νερού· επετεύχθη με τη διοχέτευση των καλωδίων μεταφοράς ηλεκτρικής ισχύος μέσα από σκληρούς πλαστικούς σωλήνες και το σταθερό δέσιμο αυτών σε μεταλλικά στοιχεία, καθώς και από την τοποθέτησή τους σε περιοχές απρόσιτες σε τυχόν σταλάζον νερό.
- προστασία των μεταλλικών στοιχείων από διαρροές ηλεκτρισμού· επετεύχθη με την πλήρη γείωση όλων των μεταλλικών στοιχείων.

Στην Εικόνα 6.8 δίνεται μια σύντομη σχηματική παράσταση της πειραματικής διάταξης για κάθε «μισό» του εναλλάκτη (βλ. Εδάφιο §4.3.).



Εικόνα 6.8: *Σχηματική παράσταση πειραματικής διάταξης*

Ο αέρας αναρροφάται από το περιβάλλον (θέση «Α») χωρίς κάποια προετοιμασία ή επεξεργασία αυτού, όπως φαίνεται στην Εικόνα 6.9. Η σίτα αυτή υποκαθιστά το φίλτρο που τοποθετείται στους εμπορικού τύπου ψύκτες και χρησιμεύει στο να εμποδίζεται η είσοδος σωματιδίων, φύλλων, εντόμων κ.λπ. στους αεραγωγούς και να αποφεύγονται επικαθήσεις στα φύλλα του εναλλάκτη θερμότητας. Η είσοδος μικρότερων σωματιδίων είναι αναπόφευκτη, ωστόσο εξαιτίας των υψηλών ταχυτήτων που αναπτύσσονται εντός του ψύκτη και των ικανών διαστάσεων των καναλιών του δεν αναμένεται κάποια κρίσιμη απόφραξη. Η εκτεταμένη ελεύθερη επιφάνεια της σίτας εξασφαλίζει τη μικρότερη δυνατή πτώση πίεσης κατά την αναρρόφηση (αναμφίβολα μικρότερη της πτώσης πίεσης που προκαλεί το φίλτρο μιας εμπορικού τύπου μονάδας Maisotsenko).

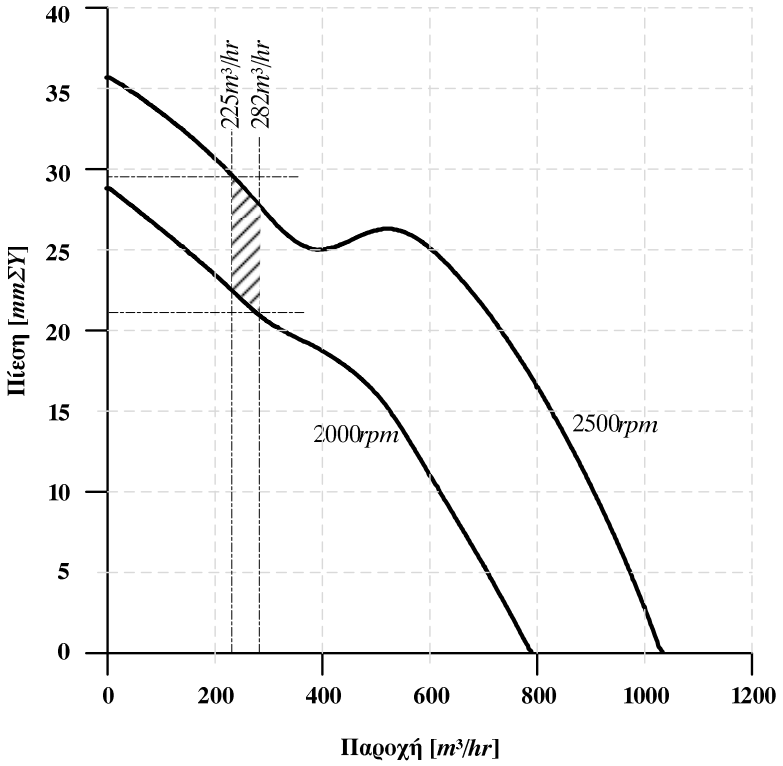
Εικόνα 6.9: *Σίτα αναρρόφησης*

Ο αέρας αναρρόφησης οδηγείται διαμέσου του κυρίου αεραγωγού, ονομαστικής διαμέτρου ∅200· πρόκειται για ολόκληρη την ποσότητα του αέρα, μιας και ακόμα δεν έχει ο διαχωρισμός σε εργαζόμενο και ψυχόμενο ρεύμα. Στον αεραγωγό αυτό είναι προσαρτημένος ο ανεμιστήρας (θέση «Β») και πίσω από αυτόν τα όργανα μέτρησης σχετικής υγρασίας και θερμοκρασίας περιβάλλοντος, όπως φαίνεται στην Εικόνα 6.10.

Εικόνα 6.10: *Τοποθέτηση ανεμιστήρα και γέφυρα στήριξης κύριου αεραγωγού*

Στην Εικόνα αυτή είναι εμφανής η γέφυρα, πάνω στην οποία στηρίζεται σταθερά ο αεραγωγός και στηρίζεται ο ανεμιστήρας. Ο ανεμιστήρας, κατασκευής S&P, είναι αξονικός δύο ταχυτήτων, ισχύος $80W/120W$, ονομαστικής παροχής $800\,\frac{m^3}{hr}@\,2000\,rpm$ και $1100\,\frac{m^3}{hr}@\,2500\,rpm$ και τροφοδοτείται από μονοφασική παροχή $230V$, η δε χαρακτηριστική του καμπύλη δίνεται στην

Εικόνα 6.11, τόσο για την υψηλή ταχύτητα, όσο και για τη χαμηλή· η γραμμοσκιασμένη περιοχή αντιστοιχεί στο εύρος λειτουργίας του ανεμιστήρα κατά την πειραματική διαδικασία.



Εικόνα 6.11: *Χαρακτηριστικές καμπύλες ανεμιστήρα*

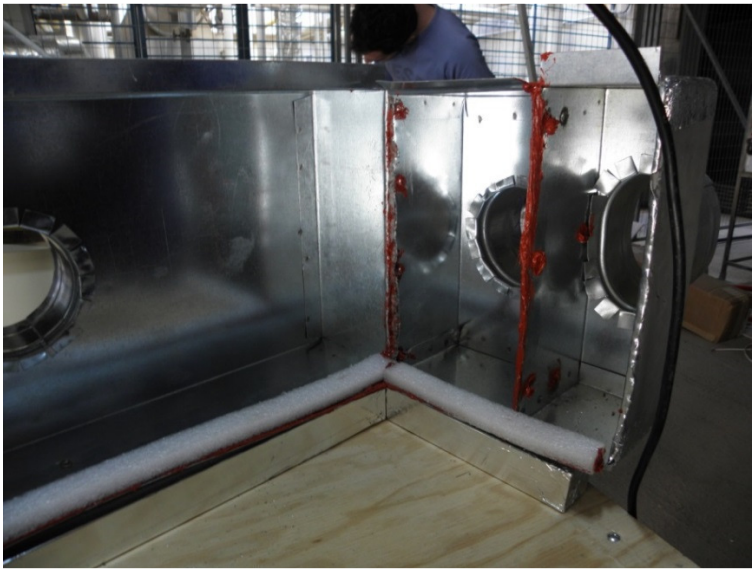
Στο άνω αριστερό μέρος της Εικόνας 6.10 διακρίνεται το άκρο ενός σκληρού πλαστικού σωλήνα, από το εσωτερικό του οποίου διέρχονται διάφοροι ηλεκτρικοί αγωγοί, καθώς και τα μετρητικά όργανα καταγραφής θερμοκρασίας και υγρασίας περιβάλλοντος, t_{amb} και ϕ_{amb}. Παρά το γεγονός ότι (όπως φαίνεται και στο σχέδιο της εγκατάστασης) υπάρχουν όμοια όργανα ακριβώς πριν τον ψύκτη, εντούτοις επειδή (όπως θα αναφερθεί σε επόμενη παράγραφο) θα εκτελεστούν πειράματα με ενεργοποιημένους τους αντιστάτες, είναι απαραίτητη η γνώση της ανά πάσα στιγμή θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας του περιβάλλοντος κι εκεί ακριβώς αποσκοπεί το σετ αυτών των δύο οργάνων.

Ακριβώς μετά τον ανεμιστήρα είναι τοποθετημένος ο ***δευτερεύων αντιστάτης*** (θέση «C»), ονομαστικής ισχύος $1kW$. Ο αντιστάτης αυτός αποσκοπεί στη βοηθητική προθέρμανση του αέρα και, λόγω της θέσης του, η λειτουργία του επηρεάζει ολόκληρη την ποσότητα του αέρα. Ο τυχόν προθερμανθείς αέρας συνεχίζει να κινείται μέσα στον κύριο αεραγωγό, μέχρις ότου να συναντήσει το διαχωριστή (βλ. Εικόνα 6.12). Ο διαχωριστής (θέση «D»), είναι μια συσκευή σε σχήμα αντεστραμμένου Y, φέρει θερμική μόνωση και διαιρεί συμμετρικά το ενιαίο ρεύμα αέρα που εισέρχεται σε αυτόν από τον κύριο αεραγωγό· έχουν πια σχηματιστεί τα δύο ρεύματα αέρα, το εργαζόμενο και το ψυχόμενο, αμφότερα κινούμενα σε εύκαμπτο μονωμένο αεραγωγό ∅150. Οι παροχές των ρευμάτων αυτών ελέγχονται ανεξάρτητα, μιας και, αντίθετα με τον ανεμιστήρα, η ρύθμιση της ταχύτητας του οποίου αφορά στο σύνολο του αέρα, εδώ η ρύθμιση γίνεται για κάθε ρεύμα ξεχωριστά (χρησιμοποιούνται δύο ρυθμιστές παροχής, (θέση «E»))· ωστόσο, από άποψης αυστηρότητας η ρύθμιση του ενός ρεύματος επηρεάζει ως ένα βαθμό και το άλλο (π.χ. αν το ένα ρεύμα «κλείσει» υπερβολικά, θα εμφανιστεί μια μεγάλη εντοπισμένη απώλεια και ο αέρας αυθόρμητα θα κινηθεί προς το άλλο ρεύμα, ωστόσο οι ρυθμίσεις παροχής δεν ήταν «ακραίες», ώστε το παραπάνω φαινόμενο να καταστήσει ανεξέλεγκτη τη λειτουργία της διάταξης).

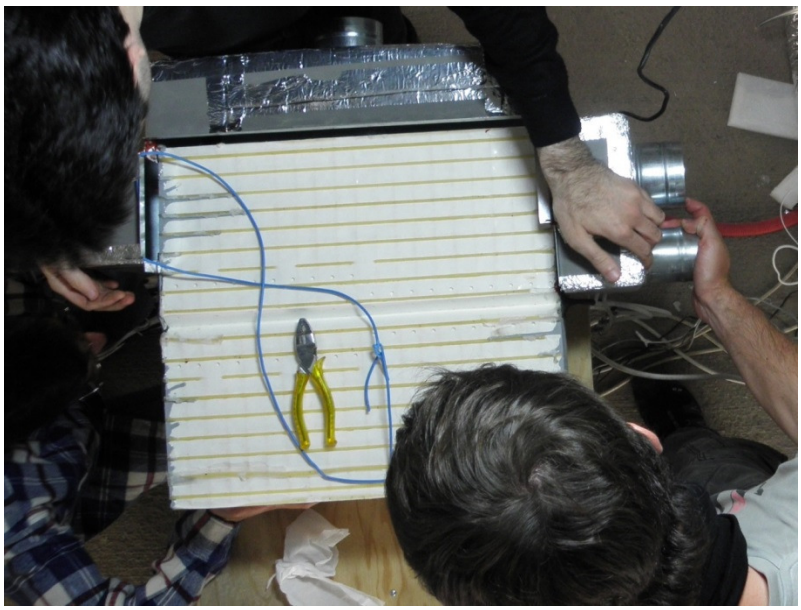
Η απαίτηση για σταθερότητα της διάταξης εξασφαλίζεται από το σταθερό ικρίωμα, επάνω στο οποίο έχουν πακτωθεί οι ρυθμιστές παροχής, όπως φαίνεται στην Εικόνα 6.12. Επάνω στους ρυθμιστές είναι βιδωμένοι οι ***κύριοι αντιστάτες*** (θέση «F»), ισχύος $1kW$ έκαστος, οι οποίοι μπορούν να προθερμάνουν ξεχωριστά και ανεξάρτητα το κάθε ρεύμα, ώστε να καθίσταται δυνατή η οποιαδήποτε προθέρμανση είναι επιθυμητή. Τόσο το σώμα των ρυθμιστών παροχής, όσο και το κυλινδρικό μεταλλικό περίβλημα των αντιστατών (διαστάσεων ∅150) είναι αμόνωτα, επομένως για την αποφυγή διαρροών θερμότητας προστέθηκε εκ των υστέρων μια παχιά στρώση πολυουρεθάνης· η κίνηση αυτή δεν είχε άμεσο αντίκτυπο στην ποιότητα του πειράματος και των μετρήσεων (μιας και, όπως προαναφέρθηκε, εγκαταστάθηκαν στην είσοδο του ψύκτη μετρητικά όργανα), ωστόσο οι πολύ υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονταν στο περίβλημα των αντιστατών όσο αυτό ήταν αμόνωτο, οδήγησε στην απόφαση για την επιμελή θερμική του μόνωση.

Εικόνα 6.12: *Διαχωριστής, ρυθμιστές παροχής και κύριοι αντιστάτες*

Σταθερά συγκρατούμενοι πάνω σε μεταλλικό πλέγμα, οι δύο αεραγωγοί οδηγούν τον «επεξεργασμένο» αέρα στο εσωτερικό του εναλλάκτη θερμότητας και μάζας. Για την ομαλή διοχέτευση του αέρα, οι αεραγωγοί δε συνδέονται άμεσα με τον εναλλάκτη, αλλά μεσολαβούντων παραλληλεπίπεδων θερμομονωτικών κουτιών βάθους $100mm$, ώστε η καθ' ύψος και κατά πλάτος κατανομή της ταχύτητας του αέρα να είναι πιο ομαλή. Στις Εικόνες 6.13 ως 6.15, οι οποίες ελήφθησαν κατά τη φάση της κατασκευής της μονάδας, παρουσιάζεται η συναρμολόγηση των κουτιών μεταξύ τους, η τοποθέτηση σιλικόνης για την κάλυψη των κενών μεταξύ των κουτιών, οι βάσεις από σκληρό φελιζόλ για την προετοιμασία τοποθέτησης του ψύκτη και εν τέλει το μοντάρισμα των κουτιών επάνω στον ψύκτη και η σύνδεση των αεραγωγών.



Εικόνα 6.13: *Συναρμολόγηση κουτιών οδήγησης αέρα*



Εικόνα 6.14: *Μοντάρισμα κουτιών πάνω στον ψύκτη*

Εικόνα 6.15: *Σύνδεση αεραγωγών στα κουτιά*

Για την τροφοδοσία του νερού χρησιμοποιήθηκαν εύκαμπτοι σωλήνες τύπου ενυδρείου, ενώ ελήφθη μέριμνα για την αποχέτευση του σταλάζοντος νερού και την αποφυγή συγκέντρωσής του στο κάτω μέρος των κουτιών που έχουν μονταριστεί στην έξοδο των εργαζόμενων ρευμάτων. Το νερό διοχετεύεται με φυσική ροή από δοχείο, τοποθετημένο ψηλότερα από τον ψύκτη, ενώ με βάνες είναι δυνατή η ρύθμιση της παροχής του νερού (απαιτείται μεγαλύτερη παροχή κατά την έναρξη κάθε περιόδου μετρήσεων, ώστε ο ψύκτης να υγρανθεί πιο γρήγορα).

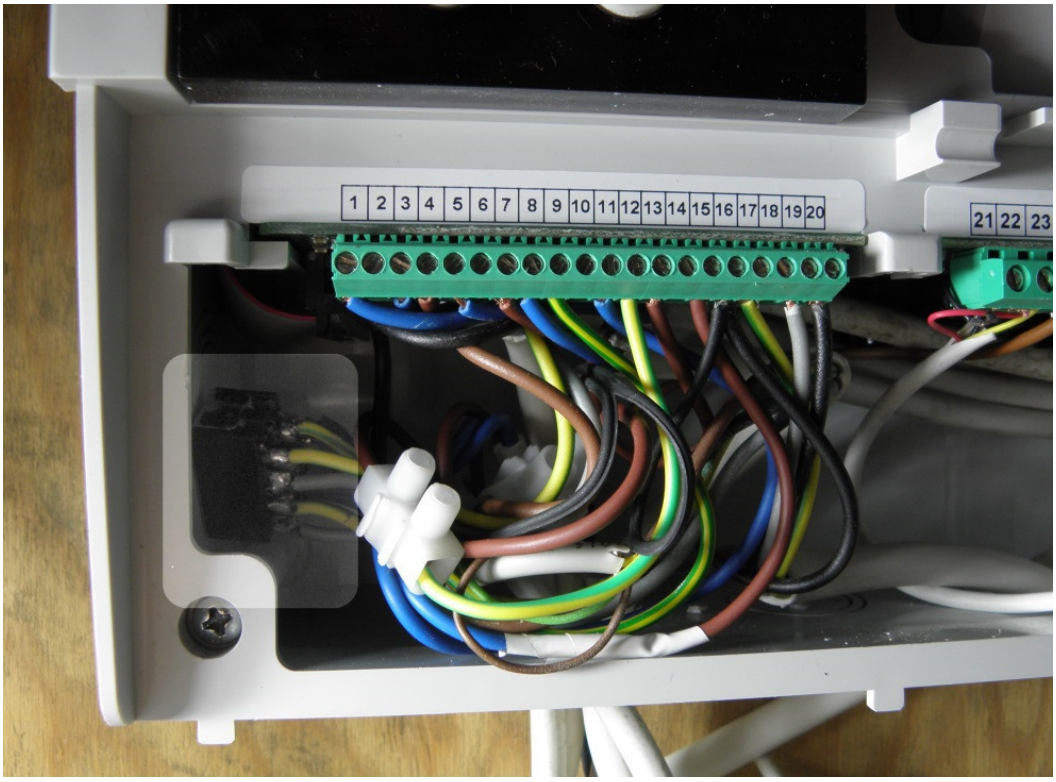
Το ηλεκτρολογικό και ηλεκτρονικό δίκτυο της μονάδας ήταν αρκετά σύνθετα. Όλες οι ηλεκτρικές καταναλώσεις (αντιστάτες, ανεμιστήρας, καταγραφικό μετρήσεων, βοηθητικές συσκευές) ελέγχονται από ασφαλειοδιακόπτες έντασης $10A$, για την αποφυγή δε τυχόν υπερθερμάνσεων που θα μπορούσαν να προκύψουν από τη λειτουργία κάποιου αντιστάτη χωρίς αυτός να ψύχεται, ο ανεμιστήρας συνδέθηκε κατευθείαν στο γενικό διακόπτη της εγκατάστασης· με τον τρόπο αυτό αποκλείεται να λειτουργεί κάποιος αντιστάτης, χωρίς ταυτόχρονα να λειτουργεί ο ανεμιστήρας. Τα μετρητικά όργανα, τα οποία συνδέθηκαν σε καταγραφική συσκευή 10 θέσεων (άλλως, 20 ακροδεκτών), είναι τα ακόλουθα:

- μέτρηση θερμοκρασίας· χρησιμοποιήθηκαν θερμόμετρα απόλυτης ακρίβειας $\pm 0.5^{o}C$ τύπου θερμίστορ αρνητικού συντελεστή θερμοκρασίας (NTC).
- μέτρηση σχετικής υγρασίας· χρησιμοποιήθηκα μετρητικές ράβδοι απόλυτης ακρίβειας $\pm 3\%$ τύπου 4-20mA.

Λόγω του περιορισμένων θέσεων στην καταγραφική συσκευή, οι συσκευές συνδέθηκαν στους ακροδέκτες ως εξής:

- [ακροδέκτες 1 – 2] μέτρηση σχετικής υγρασίας ψυχόμενου ρεύματος (είσοδος ψύκτη)
- [ακροδέκτες 3 – 4] μέτρηση θερμοκρασίας ξηρού βολβού ψυχόμενου ρεύματος (είσοδος ψύκτη)
- [ακροδέκτες 5 – 6] μέτρηση σχετικής υγρασίας εργαζόμενου ρεύματος (είσοδος ψύκτη)
- [ακροδέκτες 7 – 8] μέτρηση θερμοκρασίας ξηρού βολβού εργαζόμενου ρεύματος (είσοδος ψύκτη)
- [ακροδέκτες 9 – 10] μέτρηση σχετικής υγρασίας ψυχόμενου ρεύματος (έξοδος ψύκτη)
- [ακροδέκτες 11 – 12] μέτρηση θερμοκρασίας ξηρού βολβού ψυχόμενου ρεύματος (έξοδος ψύκτη)
- [ακροδέκτες 13 – 14] μέτρηση σχετικής υγρασίας εργαζόμενου ρεύματος (έξοδος ψύκτη)
- [ακροδέκτες 15 – 16] μέτρηση θερμοκρασίας ξηρού βολβού εργαζόμενου ρεύματος (έξοδος ψύκτη)
- [ακροδέκτες 17 – 18] μέτρηση σχετικής υγρασίας περιβάλλοντος
- [ακροδέκτες 19 – 20] μέτρηση θερμοκρασίας ξηρού βολβού περιβάλλοντος

Τα πρώτα 8 μετρούμενα μεγέθη μπορεί να αναφέρονται είτε στο ένα «μισό» του ψύκτη, είτε στο άλλο, τα οποία μπορούν να λειτουργούν παράλληλα και ανεξάρτητα. Για το λόγο αυτό, και ακριβώς εξαιτίας των περιορισμένων θέσεων της καταγραφικής συσκευής, οι ακροδέκτες των αντίστοιχων συσκευών συγκολλήθηκαν σε 12-πολικό μεταγωγό τύπου on-on, ώστε με την επιλογή της κατάλληλης θέσης στο διακόπτη αυτό να εξετάζεται ανά πάσα στιγμή το εκάστοτε «μισό» το ψύκτη· το εσωτερικό της καταγραφικής συσκευής, με όλες τις συνδέσεις να είναι περαιωμένες, παρουσιάζεται στην Εικόνα 6.16.

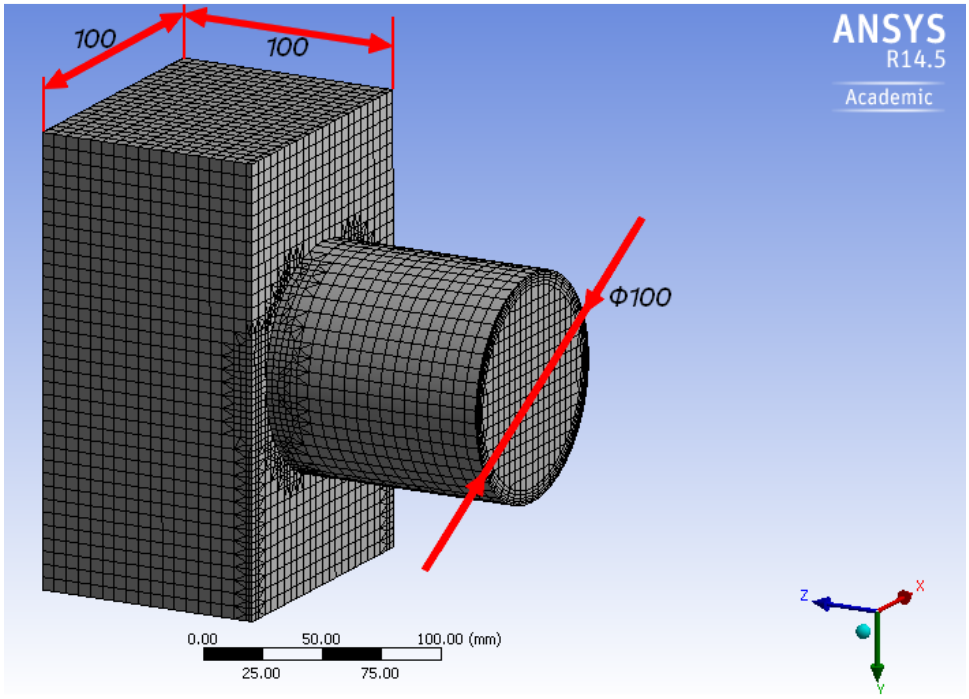


Εικόνα 6.16: *Καταγραφική συσκευή· επισημαίνεται η θέση του 12-πολικού μεταγωγού*

Η συσκευή καταγραφής συνοδεύεται από λογισμικό, φιλικό προς το χρήστη και σε περιβάλλον MS Windows, ώστε να διευκολύνεται η λήψη, καταγραφή, αποθήκευση και πινακοποίηση των μετρήσεων. Το γραφικό περιβάλλον του λογισμικού καταγραφής δίνεται στην Εικόνα 6.17.

Εικόνα 6.17: *Καταγραφή μετρήσεων ψύκτη (γραφικό περιβάλλον χρήστη)*

Για τη μέτρηση της παροχής του αέρα χρησιμοποιήθηκαν ράβδοι μέτρησης ταχύτητας, ακρίβειας $\pm 0.2 m/s$. Το θερμονήμα μέτρησης τοποθετήθηκε στο κέντρο καθενός αεραγωγού, ώστε να μετρά τη μέγιστη ταχύτητα του ρεύματος, και για την αναγωγή του σε μέση ταχύτητα (άρα και σε παροχή μάζας) χρησιμοποιήθηκε ένα απλό μοντέλο υπολογιστικής ρευστομηχανικής, το πλέγμα του οποίου συντίθεται από 43’368 στοιχεία (για το ψυχόμενο ρεύμα) και από 21’603 στοιχεία (για το εργαζόμενο ρεύμα) και δίνεται στην Εικόνα 6.18· προσεγγιστικά, η μέση ταχύτητα ήταν ίση με το 61% της μέγιστης και στα δύο ρεύματα, ενώ διαπιστώθηκε ότι η σημειακά μετρούμενη θερμοκρασία στην έξοδο είναι ίση με τη μέση θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου ρεύματος από τον ψύκτη . Οι συσκευές μέτρησης της ταχύτητας των ρευμάτων (στις τέσσερις συνολικά εξόδους του ψύκτη) εμφανίζονται στην Εικόνα 6.19.



Εικόνα 6.18: *Υπολογιστικό πλέγμα εκτίμησης μέσης ταχύτητας αεραγωγών εξόδου*

Εικόνα 6.19: *Ενδείκτες ταχύτητας αέρα*

Στην Εικόνα 6.20 φαίνεται η έξοδος του ψυχόμενου ρεύματος. Διακρίνονται (με μαύρο καλώδιο) το θερμοστοιχείο τύπου NTC για τη μέτρηση της θερμοκρασίας ξηρού βολβού, το (κάτω τοποθετημένο) όργανο μέτρησης της σχετικής υγρασίας και το (άνω τοποθετημένο) θερμονήμα μέτρησης της τοπικής ταχύτητας. Με όμοιο τρόπο είναι τοποθετημένα τα αντίστοιχα μετρητικά όργανα στην έξοδο του εργαζόμενου ρεύματος. Η ελάχιστη απόσταση μεταξύ της περιοχής εξόδου των ρευμάτων και των μετρητικών οργάνων εξασφαλίζει την ελαχιστοποίηση της συναλλασσόμενης θερμότητας με το περιβάλλον, έτσι ώστε η ακρίβεια των μετρήσεων να μην επηρεάζεται δυσμενώς.

Εικόνα 6.20: *Τοποθέτηση μετρητικών οργάνων στην έξοδο του ψυχόμενου ρεύματος*

Στο επόμενο εδάφιο θα παρουσιαστούν οι μετρήσεις που ελήφθησαν κατά τη λειτουργία του ψύκτη, καθώς και η ανάλυση και επεξεργασία τους, ώστε να αξιολογηθεί ο κύκλος Maisotsenko στην πράξη για τα μεσογειακά κλίματα.

Εις ότι αφορά στη θερμική μόνωση του ψύκτη, αυτή εξασφαλίστηκε μερικώς από όγκους πολυουρεθάνης, τοποθετημένους περιμετρικά. Δεδομένου ότι οι πραγματικοί εξατμιστικοί ψύκτες δεν είναι μονωμένοι ως προς το περιβάλλον (τουναντίον, ενθαρρύνεται η εξωτερική τοποθέτησή τους), αλλά και των τεχνικών δυσκολιών της πλήρους θερμικής μόνωσης μιας πειραματικής μονάδας με πολλές εξόδους, περιορισμένο χώρο ανάπτυξης μονώσεων και, κυρίως, ισχυρή παρουσία νερού, αξιολογήθηκε ως πλέον πρόσφορη η εκτίμηση των θερμικών απωλειών του ψύκτη και η συμπερίληψή τους στο ενεργειακό ισοζύγιο αυτού. Ο Πίνακας 6.1 δίνει την κατανομή των υλικών στην παράπλευρη επιφάνεια του ψύκτη

Πίνακας 6.1: *Υλικά παράπλευρης επιφάνειας ψύκτη*

Θέση	**εμπρός**		**πίσω**		**πάνω**		**κάτω**		**Αριστερά & δεξιά**		**Σύνολο**	
Υλικό	[%]	[m^2]	[%]	[m^2]	[%]	[m^2]	[%]	[m^2]	[%]	[m^2]	[m^2]	%
πίσσα	11	0.009	22.1	0.018	0	0	5	0.012	0	0	0.040	3.96
χαρτί	0	0	0	0	13.1	0.032	49.6	0.120	0	0	0.151	15.08
έξοδος	65	0.054	77.9	0.065	35.8	0.086	45.4	0.110	100	0.177	0.669	66.67
πολυουρεθάνη	24	0.021	0	0	51.1	0.123	0	0	0	0	0.143	14.29
Σύνολο	100	0.084	100	0.084	100	0.241	100	0.242	100	0.177		

Λειτουργώντας τον ψύκτη σε ξηρή διέλευση κατά τη διάρκεια χειμερινού μήνα μπόρεσαν να προσδιοριστούν οι απώλειες θερμότητας (οι οποίες ποσοτικοποιούνται μέσω της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ εισόδου και εξόδου του ψύκτη), καταμερισμένες σε όλο τον όγκο του ψύκτη και ίσες με $(UA) = 4.10\frac{W}{K} \Rightarrow U\big|_{A=0.399m^2} = 10.56\frac{W}{m^2K}$. δεχόμενοι ότι μεταξύ των 28 παράλληλων λειτουργικών ζευγών του ψύκτη, μόνο τα 4 «εξωτερικά» αλληλεπιδρούν ενεργειακά με τον αέρα, τότε η ίδια ενεργειακή απώλεια θα πρέπει να διέλθει από μικρότερη επιφάνεια (πλέον, τη μεγαλύτερη συμμετοχή στο εμβαδό συναλλαγής έχουν οι πάνω και κάτω επιφάνειες), ώστε ο διορθωμένος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας να υπολογίζεται $U\big|_{A=0.235m^2} = 17.42\frac{W}{m^2K}$. Οι συντελεστές αυτοί θα πρέπει να ενσωματωθούν στο υπολογιστικό μοντέλο (και συγκεκριμένα στην εξίσωση {5.22}, ώστε να είναι συγκρίσιμα τα αποτελέσματα της υπολογιστικής προσομοίωσης και των πειραματικών μετρήσεων.

§ 6.3. Ανάλυση μετρήσεων

Η λήψη των μετρήσεων πραγματοποιήθηκε υπό τις παρακάτω συνθήκες αέρα, που θα εξεταστούν ξεχωριστά:

- συνήθεις θερμοκρασίες θέρους με συνήθη υγρασία
- συνθήκες πολύ θερμού και ξηρού κλίματος
- συνθήκες εξαιρετικά θερμού και ξηρού κλίματος
- προθέρμανση ψυχόμενου ρεύματος με θερμό και εξαιρετικά θερμό αέρα

Όλα τα σετ μετρήσεων ελήφθησαν σε διαφορετικές ημέρες, ωστόσο λόγω των σχεδόν όμοιων συνθηκών περιβάλλοντος, είναι συγκρίσιμες. Προφανώς, η πιο «κοντινή» κατάσταση με τις προδιαγραφές σχεδιασμού του ψύκτη είναι η πρώτη (συνήθεις θερμοκρασίες θέρους με συνήθη υγρασία), ωστόσο παρουσίαζε ενδιαφέρον η «οριακή» λειτουργία του ψύκτη, γι' αυτό και επιλέχθηκαν τα υπόλοιπα τρία σενάρια. Εις ότι αφορά στην παραμετροποίηση του λόγου παροχών λ (βλ. σχετικά εδάφιο §1.6.), εξετάζονται οι περιπτώσεις:

- λ = 1:1
- λ = 2:1
- λ = 1:2

πάντα υπό συνθήκες υψηλής θερμοκρασίας και χαμηλής υγρασίας.

§ 6.3.1. Συμπεριφορά ψύκτη υπό συνήθεις θερμοκρασίες θέρους με συνήθη υγρασία

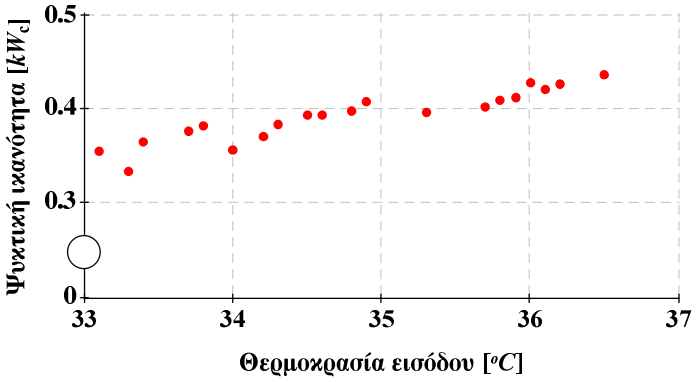
Το παρόν εδάφιο εξετάζει τη συμπεριφορά του κύκλου Maisotsenko υπό συνήθεις συνθήκες περιβάλλοντος. Με τον τρόπο αυτό μπορεί να αξιολογηθεί ο κύκλος επί των συνθηκών σχεδιασμού του, με τρόπο συγκρίσιμο, τόσο προς τα χαρακτηριστικά που παρέχονται από τον κατασκευαστή του ψύκτη, όσο και προς τις λοιπές εργασίες που έχουν εκπονηθεί σχετικά με αυτόν.

Κατά την ημέρα αξιολόγησης των συνήθων συνθηκών, ελήφθησαν οι μετρήσεις που καταγράφονται στον Πίνακα 6.1.. Καθ' όλη τη διάρκεια των μετρήσεων η μετρούμενη ταχύτητα του εργαζόμενου ρεύματος ήταν $V = 4.24\frac{m}{s}$, του δε ψυχόμενου $\upsilon = 4.07\frac{m}{s}$ και οι παροχές ήταν $0.024\frac{kg_{da}}{s}$ σε αμφότερα τα ρεύματα (υπενθυμίζεται ότι ο αέρας του ψυχόμενου ρεύματος, ως ψυχρότερος, είναι πυκνότερος από αυτόν του εργαζομένου).

Πίνακας 6.2: *Αποτελέσματα μετρήσεων με απευθείας εισαγωγή του αέρα περιβάλλοντος (λήψη στις 19.07.2011)*

t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} [^oC]	ϕ_{out} [%]	T_{out} [^oC]	Φ_{out} [%]
33.1	32.4	21.1	58.8	30.5	79.7
33.3	33.5	21.5	62.0	30.6	78.1
33.4	32.2	21.2	58.6	30.7	79.3
33.7	31.8	21.2	58.5	30.8	79.0
33.8	31.8	21.2	58.5	30.8	79.5
34.0	32.8	21.6	62.0	30.9	78.6
34.2	32.7	21.6	61.6	30.9	78.6
34.3	32.0	21.5	60.1	31.2	79.1
34.5	31.9	21.5	60.1	30.9	78.3
34.6	31.4	21.5	59.6	31.3	78.8
34.8	32.4	21.8	60.8	31.3	79.4
34.9	30.9	21.5	59.0	31.2	77.9
35.3	32.4	22.3	60.9	31.7	80.4
35.7	31.2	22.2	60.9	31.8	80.1
35.8	31.1	22.2	60.6	32.0	79.0
35.9	31.3	22.3	60.6	31.9	80.3
36.0	31.7	22.3	60.7	31.8	80.7
36.1	30.8	22.3	60.0	32.1	80.4
36.2	30.9	22.3	60.2	31.9	80.0
36.5	30.3	22.3	59.8	31.9	80.9

Η ψυκτική ικανότητα του εναλλάκτη σχηματοποιείται στην Εικόνα 6.21. Επειδή ο λόγος υγρασίας ήταν σταθερός καθ' όλη τη διάρκεια των μετρήσεων, μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως μόνη ανεξάρτητη μεταβλητή η θερμοκρασία.

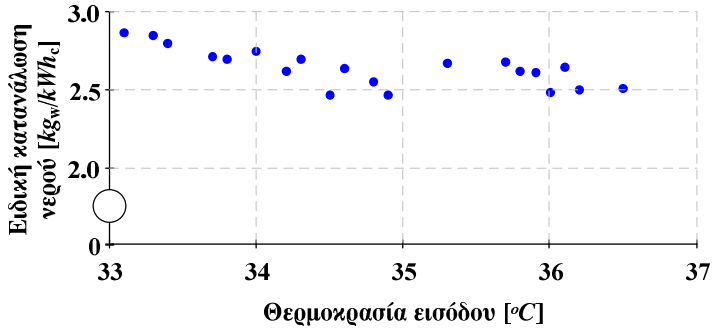


Εικόνα 6.21: *Ψυκτική ικανότητα*

Από το παραπάνω γράφημα διαπιστώνεται η αυξητική τάση της ψυκτικής ικανότητας ταυτόχρονα με τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η θερμοκρασιακή πτώση εντός του ψύκτη τείνει να αυξηθεί για υψηλότερες θερμοκρασίες περιβάλλοντος (στις οριακές περιπτώσεις διαπιστώθηκε ότι η επιτυγχανόμενη θερμοκρασιακή πτώση ανέρχεται σε 12.0^oC σε περιβάλλον 33.1^oC και σε 14.2^oC σε περιβάλλον 36.5^oC), εξαιτίας ακριβώς της συμπεριφοράς του ψύκτη ως «θερμική μάζα» θερμοκρασίας τείνουσας στο θεωρητικό κάτω όριο (όπως αναλύθηκε διεξοδικά στο 3° Κεφάλαιο). Είναι, επίσης, σαφής η συσχέτιση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος με την παρεχόμενη θερμότητα για εξάτμιση (που είναι άμεσα συνδεδεμένη με την ψυκτική ικανότητα): σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 33.1^oC, το εργαζόμενο ρεύμα εξέρχεται με λόγο

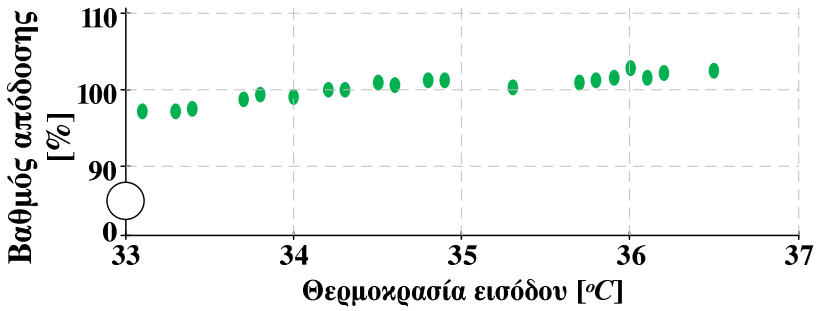
υγρασίας $W_{out} = 0.221 \frac{kg_w}{kg_{da}}$, ενώ στην υψηλότερη θερμοκρασία του πειράματος, το εργαζόμενο ρεύμα εμφάνισε λόγο υγρασίας $W_{out} = 0.244 \frac{kg_w}{kg_{da}}$.

Η ειδική κατανάλωση νερού είναι μια συνάρτηση 8 μεταβλητών και οι τιμές αυτής παρίστανται στην Εικόνα 6.22 βάσει της οποίας παρατηρείται μια τάση ελαφριάς μείωσης της ειδικής κατανάλωσης νερού καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία του περιβάλλοντος. Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι η ψυκτική ικανότητα τείνει να αυξηθεί εντονότερα από την κατανάλωση νερού, ώστε η ειδική κατανάλωση νερού να μειώνεται αυξανομένης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος· το πλεονέκτημα της ειδικής κατανάλωσης νερού ως μεγέθους έναντι της ωριαίας κατανάλωσης σε σχέση με τη συγκέντρωση ισχύος της ψυκτικής εγκατάστασης είναι σαφές.



Εικόνα 6.22: *Ειδική κατανάλωση νερού*

Ο βαθμός απόδοσης προκύπτει από την εξίσωση {1.1} και είναι συνάρτηση μόνο τριών μεταβλητών (των t_1, ϕ_1, και $t_{2,pro}$), μιας και η θερμοκρασία υγρού βολβού μπορεί να εκφραστεί ως συνάρτηση της θερμοκρασίας ξηρού βολβού και της σχετικής υγρασίας. Στην Εικόνα 6.23 έχουν τοποθετηθεί οι τιμές και έχει χαραχθεί η καμπύλη προσαρμογής του βαθμού απόδοσης.



Εικόνα 6.23: *Βαθμός απόδοσης*

Η αυξημένη θερμότητα που εισάγεται στον ψύκτη όταν ο αέρας του περιβάλλοντος είναι θερμότερος και ενισχύει το φαινόμενο της εξάτμισης, οδηγεί, όπως εξετάστηκε σε προηγούμενη παράγραφο, σε υψηλότερες διαφορές θερμοκρασίας μεταξύ αέρα εισόδου και εξόδου. Ωστόσο, η μετρούμενη διακύμανση του βαθμού απόδοσης δεν υπερβαίνει το 5%, επιβεβαιώνοντας τα αποτελέσματα που προέκυψαν κατά τη μελέτη των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών. Η ανεξαρτησία αυτή του βαθμού απόδοσης από τις συνθήκες περιβάλλοντος εγείρει αμφιβολίες σχετικά με τη πρακτική χρησιμότητά του ως μέγεθος, μιας και στερείται νοήματος σε υγρά κλίματα (π.χ. σε μια περιοχή με σχετική υγρασία 80%, όπου η θερμοκρασία υγρού βολβού είναι περίπου κατά 2^oC χαμηλότερη της θερμοκρασίας, ο βαθμός απόδοσης ναι μεν θα ανερχόταν σε 100%, ωστόσο αυτό θα σήμαινε παραγωγή αέρα μόλις κατά 2^oC ψυχρότερου σε σχέση με το περιβάλλον, συνεπώς

εντελώς ακατάλληλου για εφαρμογές κλιματισμού). Από τα αποτελέσματα φαίνεται να υπερκαλύπτεται ο αρχικός στόχος για βαθμό απόδοσης περίπου 90%, μιας και (με χαμηλότερη, μάλιστα, ψυκτική ικανότητα από την ονομαστική) ο ψύκτης πάντα επιτυγχάνει απόδοση περίπου 100%. Τα αποτελέσματα αυτά καθιστούν τον εξατμιστικό κύκλο του Maisotsenko ως ιδιαίτερα ελκυστική λύση για τα μεσογειακά κλίματα, δοκιμασμένη πλέον και κατά τις πιο θερμές ημέρες του έτους, ενώ είναι σε συμφωνία με τις μελέτες άλλων ερευνητών (βλ. εδάφιο §6.0).

Η ανάλυση σφάλματος για αυτό το σετ μετρήσεων δίνεται στον συγκεντρωτικό Πίνακα 6.7. Εκεί περιγράφεται απλά ο τρόπος με τον οποίο το κάθε ψυχρομετρικό μέγεθος και οι μεταβλητές από τις οποίες εξαρτάται επηρεάζουν τη μετάδοση του σφάλματος στα τελικά μεγέθη αξιολόγησης.

§ 6.3.2. Συμπεριφορά ψύκτη υπό συνθήκες πολύ θερμού και ξηρού κλίματος

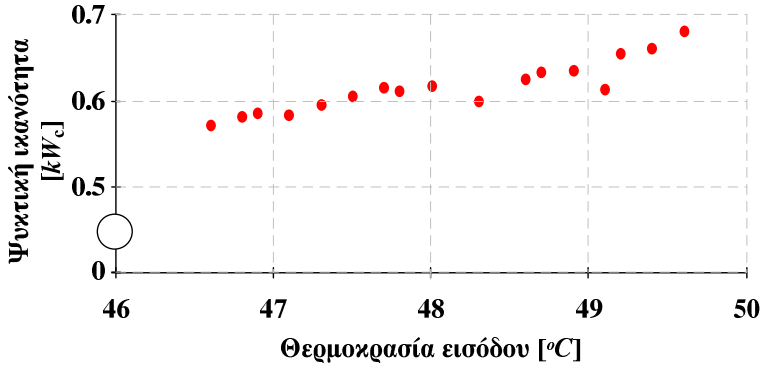
Για τις ανάγκες του παρόντος υποεδαφίου, ενεργοποιήθηκε ο δευτερεύων αντιστάτης, ώστε να προθερμαίνεται ολόκληρη η ποσότητα του αέρα κατά 13^oC περίπου· για τις συνθήκες αυτές, οι ταχύτητες των ρευμάτων μετρήθηκαν ίσες προς ήταν $V = 4.07\frac{m}{s}$ και $\upsilon = 3.97\frac{m}{s}$, οι δε παροχές ήταν $0.021\frac{kg_{da}}{s}$. Οι ληφθείσες μετρήσεις δίνονται στον Πίνακα 6.3.

Πίνακας 6.3: *Αποτελέσματα μετρήσεων με προθέρμανση των δύο ρευμάτων (με χρήση του δευτερεύοντος αντιστάτη – λήψη στις 17 Ιουλίου 2011)*

t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} [^oC]	ϕ_{out} [%]	T_{out} [^oC]	Φ_{out} [%]
46.6	21.6	26.2	58.4	37.2	85.1
46.8	20.5	25.9	56.8	36.9	84.3
46.9	20.4	25.9	56.8	37.1	83.0
47.1	19.9	25.9	56.4	36.3	83.3
47.3	19.8	25.9	56.1	36.3	80.3
47.5	19.5	25.9	55.3	36.8	82.6
47.7	19.0	25.9	53.9	37.2	81.6
47.8	19.0	26.0	54.2	37.0	82.7
48.0	19.6	26.2	55.7	37.3	81.3
48.3	19.0	26.4	55.5	37.6	81.0
48.6	18.0	26.2	52.7	36.8	83.3
48.7	17.0	25.7	51.6	37.4	84.6
48.9	17.6	26.1	52.4	37.1	82.7
49.1	17.9	26.4	54.7	37.4	84.9
49.2	16.6	25.6	51.3	37.3	81.8
49.4	16.7	25.8	51.1	37.8	83.3
49.6	16.8	25.8	50.9	37.4	86.0

Κατ' αρχήν, διαπιστώνεται ότι ενώ ο αέρας που εισέρχεται στον ψύκτη είναι θερμότερος σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση που εξετάστηκε, εντούτοις ο ψυχόμενος αέρας καταλήγει κατά μόλις 4^oC. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η θερμοκρασία υγρού βολβού του περιβάλλοντος (που αποτελεί το θερμοδυναμικό κάτω όριο της «θερμικής μάζας» του ψύκτη) είναι λιγότερο αυξημένη σε σχέση με πριν, συγκριτικά με τη θερμοκρασία ξηρού βολβού, κάτι εξ' άλλου που επιβεβαιώνεται και από τις τελικές θερμοκρασίες του εργαζομένου ρεύματος (αντί να τείνουν προς τις θερμοκρασίες περιβάλλοντος, τώρα είναι σαφώς χαμηλότερες).

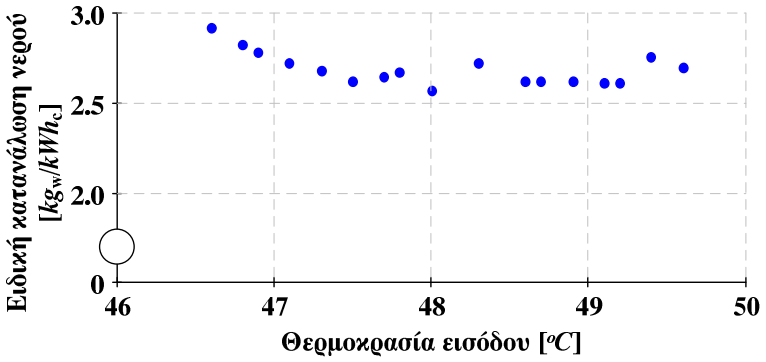
Βάσει όλων αυτών των μεγεθών, είναι δυνατό να χαραχθεί η καμπύλη της ψυκτικής ικανότητας ως συνάρτηση της θερμοκρασίας, όπως φαίνεται στην Εικόνα 6.24.



Εικόνα 6.24: *Ψυκτική ικανότητα*

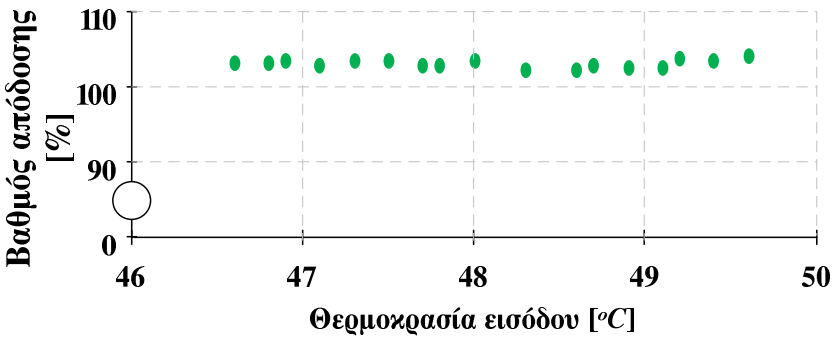
Η ψυκτική ικανότητα, όπως αναμενόταν, εμφανίζεται σαφώς αυξημένη σε σχέση με την «συνήθη», μιας και η επιτυγχανόμενη θερμοκρασιακή πτώση είναι εδώ σαφώς μεγαλύτερη (πιο συγκεκριμένα, μετρήθηκε ότι επιτυγχάνεται πτώση 20.4^oC σε περιβάλλον 46.6^oC και πτώση 23.8^oC σε περιβάλλον 49.6^oC), καίτοι η τελική θερμοκρασία είναι υψηλότερη. Επίσης, επιβεβαιώνεται κι εδώ η ελαφρώς αυξητική τάση της ψυκτικής ικανότητας αυξανομένης της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος.

Η αυξημένη ψυκτική ικανότητα είναι αναμενόμενο να επιφέρει αύξηση στην ωριαία κατανάλωση του νερού, ωστόσο ενδιαφέρον παρουσιάζει η διακύμανση της ειδικής κατανάλωσης νερού, η οποία απεικονίζεται στην Εικόνα 6.25. Διαπιστώνεται πειραματικά ότι η ειδική κατανάλωση νερού τείνει να σταθεροποιείται στην τιμή των $2.7\frac{kg_w}{kWh_c}$, η οποία ελάχιστα απέχει από τη «συνήθη» τιμή της κατανάλωσης αυτής. Αυτό είναι αποτέλεσμα του γεγονότος ότι η ωριαία κατανάλωση του νερού «ακολουθεί» την ψυκτική ικανότητα, ώστε η ειδική κατανάλωση να φαίνεται σταθερή, ωστόσο αυτό δεν αναιρεί σε καμία περίπτωση το γεγονός ότι πλέον απαιτούνται σχεδόν $2.7\frac{kg_w}{h}$, ήτοι διπλάσια ποσότητα σε σχέση με τη «συνήθη». Το συμπέρασμα αυτό μπορεί να αξιοποιηθεί κατά τη μελέτη ενεργειακών συστημάτων που χρησιμοποιούν τον κύκλο Maisotsenko σε μη κλιματιστικές εφαρμογές (π.χ. κατά την ενδιάμεση ψύξη του αέρα σε πολυβάθμιους συμπιεστές, όπου ο αέρας υπό πίεση αποτελεί ψυχόμενο ρεύμα και βρίσκεται σε υψηλή θερμοκρασία).



Εικόνα 6.25: *Ειδική κατανάλωση νερού*

Ομοίως σταθεροποιημένος και ελάχιστα υψηλότερος από τον «συνήθη» εμφανίζεται και ο βαθμός απόδοσης του ψύκτης, κυμαινόμενος περί το 103%, όπως φαίνεται και στην Εικόνα 6.26.



Εικόνα 6.26: *Βαθμός απόδοσης*

§ 6.3.3. Συμπεριφορά ψύκτη υπό συνθήκες εξαιρετικά θερμού και ξηρού κλίματος

Μολονότι τεχνικά μη ρεαλιστική και από άποψης κλιματισμού μη απαιτητή, εξετάστηκε με ενδιαφέρον η πλέον ακραία κατάσταση αέρα που θα μπορούσε να παραχθεί στην πειραματική διάταξη, έχοντας ενεργοποιήσει, όχι μόνο το δευτερεύοντα αντιστάτη, αλλά και τους δύο κύριους αντιστάτες, ώστε η θερμοκρασία του προσαγόμενου αέρα να υπερβεί τους 75°C (υπενθυμίζεται ότι κάθε κύριος αντιστάτης θερμαίνει «μισή» ποσότητα αέρα σε σχέση με το δευτερεύοντα, επομένως αναμένεται να προκαλέσει διπλάσια θερμοκρασιακή αύξηση) και η θερμοκρασία υγρού βολβού να ξεπεράσει τους 30°C. Σε αυτό το στάδιο των μετρήσεων, οι ταχύτητες που καταγράφηκαν ήταν για με το ψυχόμενο ρεύμα $\upsilon = 3.73\frac{m}{s}$, για δε το εργαζόμενο ρεύμα $V = 4.00\frac{m}{s}$, οι δε παροχές ήταν $0.018\frac{kg_{da}}{s}$. Καταγράφηκαν, επίσης, οι παρακάτω συνθήκες αέρα στην προσαγωγή και στις εξόδους του ψύκτη (βλ. Πίνακα 6.4).

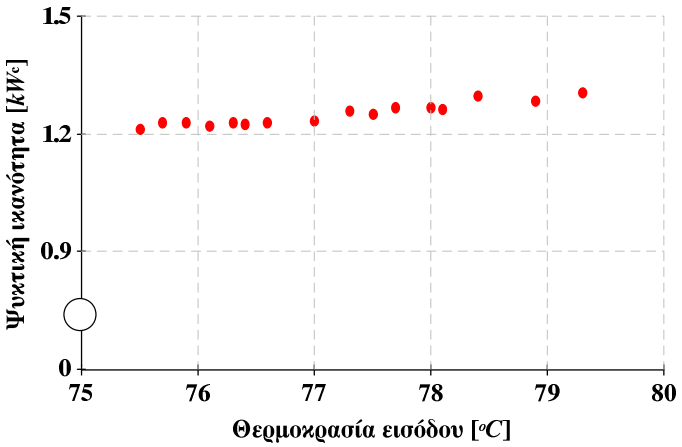
Πίνακας 6.4: *Αποτελέσματα μετρήσεων με προθέρμανση των δύο ρευμάτων (με χρήση όλων των διαθέσιμων αντιστατών – λήψη στις 19 Ιουλίου 2011)*

t_{amb} [°C]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} [°C]	ϕ_{out} [%]	T_{out} [°C]	Φ_{out} [%]
75.5	4.1	26.4	34.9	49.1	85.7
75.7	4.2	26.4	35.3	49.3	86.2
75.9	4.1	26.5	34.5	49.4	87.6
76.1	4.1	26.7	35.3	49.3	87.8
76.3	4.0	26.7	34.1	49.4	87.6
76.4	4.1	26.7	36.1	49.5	88.4
76.6	4.1	26.8	36.0	49.4	87.9
77.0	3.9	26.9	34.4	49.8	88.1
77.3	4.8	27.6	41.5	50.0	89.2
77.5	4.2	27.2	37.4	50.4	87.5
77.7	4.4	27.4	38.4	50.3	88.3
78.0	4.6	27.9	39.9	50.5	88.7
78.1	4.4	27.6	39.4	50.5	88.3
78.4	4.7	27.8	40.6	50.4	88.1
78.9	4.2	27.4	39.3	51.1	86.6
79.3	4.2	27.4	39.2	51.1	86.3

Παρατηρείται ότι παρά τη συντριπτικά υψηλή θερμοκρασία στην είσοδο του ψύκτη, η θερμοκρασία του ψυχόμενου ρεύματος φαίνεται να μην είναι αντίστοιχα μεγαλύτερη από αυτή που εξετάστηκε

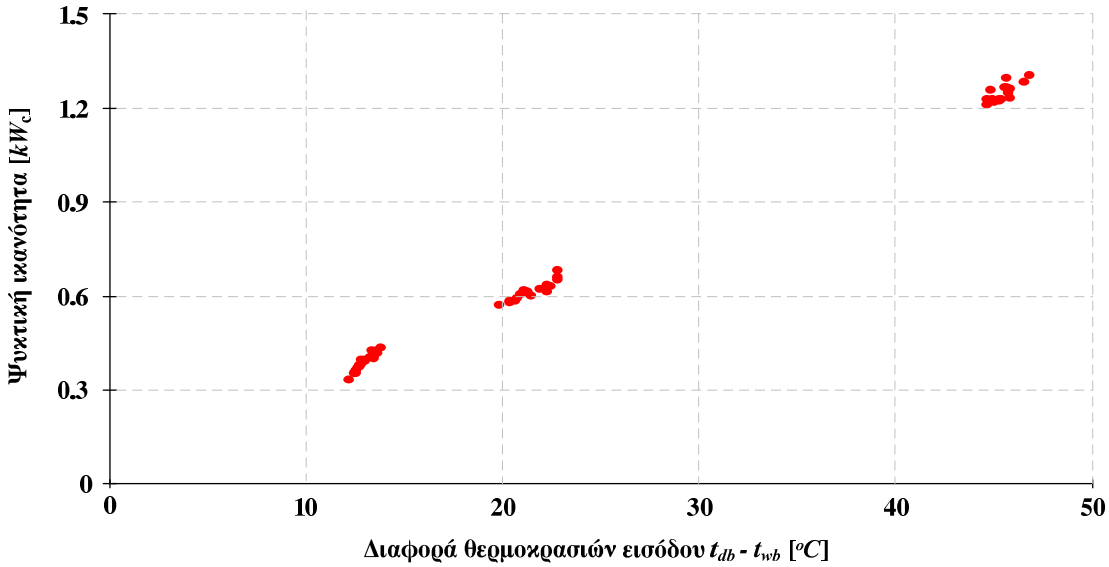
στη προηγούμενη περίπτωση. Με τον τρόπο αυτό επιβεβαιώνεται η θεώρηση και προσέγγιση του υλικού του ψύκτη ως «θερμική μάζα» κοντά στη θερμοκρασία υγρού βολβού του περιβάλλοντος.

Βάσει των παραπάνω τιμών είναι δυνατό να χαραχθεί η καμπύλη της ψυκτικής ικανότητας συναρτήσει της θερμοκρασίας του προσαγόμενου αέρα, όπως φαίνεται στην Εικόνα 6.27.



Εικόνα 6.27: *Ψυκτική ικανότητα*

Ο αντίκτυπος της σταθεροποίησης της θερμοκρασίας του ψυχόμενου ρεύματος σε χαμηλά επίπεδα παρά την έντονη προθέρμανση του προσαγόμενου αέρα είναι εμφανής: πλέον η ψυκτική ικανότητα έχει διπλασιαστεί και προσεγγίζει την ονομαστική ψυκτική ικανότητα του εναλλάκτη. Ωστόσο, μετά την έντονη εξάρτησή της από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος (στο εδάφιο §6.3.1) και τη μικρότερη (στο εδάφιο §6.3.2), πλέον παρατηρείται μια σταθεροποίηση της ψυκτικής ικανότητας, γεγονός που σχετίζεται με την «τάση» του εξατμιστικού ψύκτη να στοχεύει στη θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα τροφοδοσίας: στις χαμηλές θερμοκρασίες, η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ των θερμοκρασιών ξηρού & υγρού βολβού (του αέρα τροφοδοσίας) είναι πολύ μικρότερη σε σχέση με την εμφανιζόμενη σε εξαιρετικά υψηλές θερμοκρασίες. Αναζητώντας, επομένως, κάποια «κανονικότητα» μεταξύ των μεγεθών αυτών, κρίνεται χρήσιμη η χάραξη ενός επιπλέον διαγράμματος, στο οποίο θα συσχετίζονται οι παραγόμενες ψυκτικές ικανότητες με τη διαφορά των θερμοκρασιών ξηρού & υγρού βολβού στην είσοδο του ψύκτη· η Εικόνα 6.28 αναπαριστά ένα τέτοιο διάγραμμα.



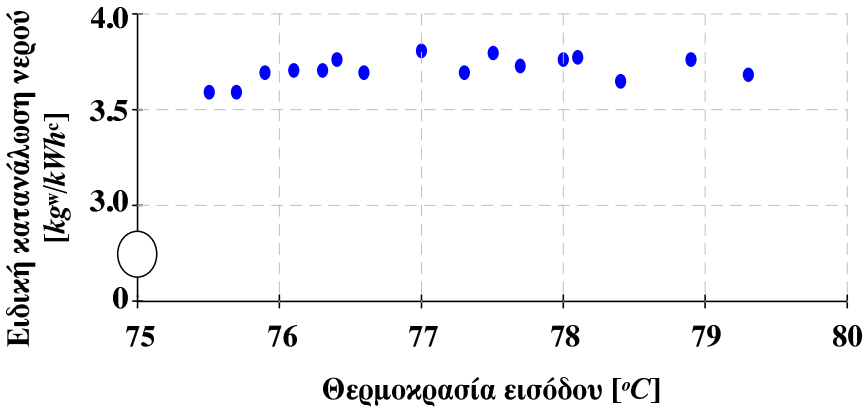
Εικόνα 6.28: *Ειδική κατανάλωση νερού*

Από το ανωτέρω γράφημα συνάγεται σαφώς ότι υπάρχει μια περίπου γραμμική σχέση, η οποία μπορεί να γραφεί ως:

$$Q_c(\Delta t) = 0.0265 \cdot (t_{db} - t_{wb}) + 0.0469 \ [kW_c] \qquad \{6.2\}$$

και μάλιστα η σχέση αυτή αναπαριστά με ικανοποιητική ακρίβεια το φαινόμενο, μιας και παρουσιάζει $R^2 = 0.9983$. Η παραπάνω διαπίστωση είναι ιδιαιτέρως χρήσιμη, μιας και ενοποιεί τις συνθήκες περιβάλλοντος (μέσω της θερμοκρασιακής διαφοράς) με το παραγόμενο ψυκτικό αποτέλεσμα, για δεδομένη παροχή μάζας· η παροχή μάζας τονίζεται ως μέγεθος, μιας και χαμηλότερες ή υψηλότερες παροχές δεν οδηγούν στις ίδιες θερμοκρασίες εξόδου, ως εκ τούτου δεν υπάρχει γραμμική σχέση μεταξύ παροχής μάζας και ψυκτικής ικανότητας (κάτι που πρόκειται να επιβεβαιωθεί και σε επόμενο εδάφιο).

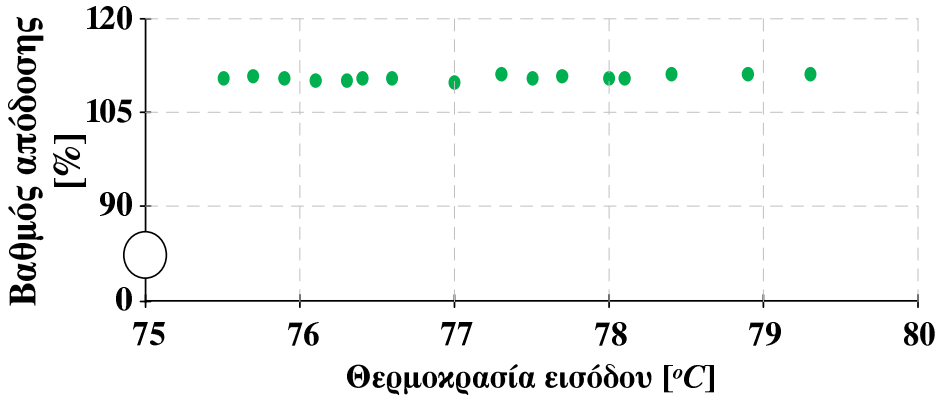
Ο αέρας στην έξοδο του εργαζόμενου ρεύματος είναι περισσότερο υγρός από ότι σε άλλες περιπτώσεις (σημειώθηκε τιμή της σχετικής υγρασίας σχεδόν 89%), ως εκ τούτου η ειδική κατανάλωση του νερού αναμένεται να αυξηθεί· το γράφημα της Εικόνας 6.29 είναι κατατοπιστικό.



Εικόνα 6.29: *Ειδική κατανάλωση νερού*

Εδώ η ειδική κατανάλωση του νερού έχει σταθεροποιηθεί περί την τιμή των $3.7 \frac{kg_w}{kWh_c}$, η οποία είναι μεν υψηλή, αν όμως ιδωθεί υπό το πρίσμα της μεγάλης θερμοκρασιακής πτώσης του ψυχόμενου ρεύματος (είναι $\Delta t|_{\max} = 51.9^o C$), τότε γίνονται σε όλο το εύρος τους αντιληπτές οι δυνατότητες της εξατμιστικής ψύξης και του κύκλου Maisotsenko· αξίζει να αναφερθεί ότι ένας άμεσος εξατμιστικός ψύκτης βαθμού απόδοσης 80% (όπως αυτός που εξετάστηκε στο 3ο Κεφάλαιο) θα επιτύγχανε θερμοκρασιακή πτώση μόλις $\Delta t_{DEC}(\eta = 80\%) = 37.3^o C$, ενώ ένας απλός έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης απόδοσης 45% δε θα μπορούσε να ψύξει τον αέρα κατά λιγότερο από $\Delta t_{IEC}(\eta = 45\%) = 21.0^o C$.

Το τελευταίο μέγεθος που εξετάζεται είναι ο βαθμός απόδοσης. Η μεγάλη θερμοκρασιακή μείωση προδιαθέτει για υψηλές τιμές αυτής της παραμέτρου· η διακύμανση του βαθμού απόδοσης, μαζί με τα σφάλματα των μετρήσεών του, δίνεται στην Εικόνα 6.30.



Εικόνα 6.30: *Βαθμός απόδοσης*

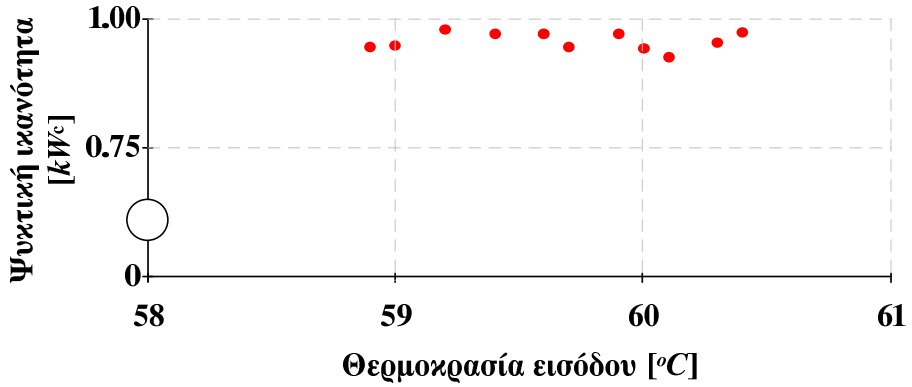
Οι τιμές του βαθμού απόδοσης έχουν πια υπερβεί το 110% και, μολονότι έχει γίνει παραδεκτό ότι τέτοιες θερμοκρασίες είναι μη ρεαλιστικές για αέρα περιβάλλοντος, εντούτοις έχουν πια προσεγγιστεί οι κατασκευαστικές τιμές απόδοσης του κύκλου Maisotsenko, όχι μόνο ως συσκευή κλιματισμού, αλλά και ως συσκευή ψύξης εν γένει. Και σε αυτό το σετ μετρήσεων διαπιστώνεται ότι ο βαθμός απόδοσης είναι σχεδόν σταθεροποιημένος.

§ 6.3.4. Συμπεριφορά ψύκτη με προθέρμανση του ψυχόμενου ρεύματος

Καίτοι μη άμεσης χρησιμότητας σε εφαρμογές γενικού κλιματισμού, η μελέτη της συμπεριφοράς του κύκλου Maisotsenko σε ακραίες συνθήκες επιτρέπει την βαθύτερη κατανόηση των του τρόπου λειτουργίας του. Θα μπορούσε να τεθεί, όμως, στο σημείο αυτό ένα ερώτημα: «εφ' όσον ο κύκλος Maisotsenko οφείλει την υψηλή του απόδοση στο γεγονός ότι κατά την έναρξη της συναλλαγής θερμότητας το εργαζόμενο ρεύμα είναι ψυχρότερο του ψυχόμενου, ποια θα ήταν η συμπεριφορά του αν προθερμαινόταν μόνο το ψυχόμενο ρεύμα, ώστε η διαφορά θερμοκρασία μεταξύ των ρευμάτων να αυξηθεί κι άλλο;». Για να απαντηθεί το ερώτημα αυτό, πραγματοποιήθηκε μια πλήρης σειρά μετρήσεων, έχοντας ενεργοποιημένο μόνο τον αντιστάτη του ψυχόμενου ρεύματος. Γίνεται ωστόσο αντιληπτό ότι μια τέτοια μέτρηση θα μπορούσε να δώσει μόνο ενδεικτικά αποτελέσματα, μιας και το ψυχόμενο ρεύμα βρίσκεται υπό ατμοσφαιρική πίεση και δεν είναι «πολύ» θερμότερο του εργαζόμενου. Τα αποτελέσματα αυτής της σειράς μετρήσεων παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.5· εδώ η θερμοκρασιακή πτώση προσεγγίζει τους 40^oC, ενώ σε σύγκριση με τις συνθήκες συνήθους τροφοδοσίας η τελική θερμοκρασία του ψυχόμενου ρεύματος είναι εδώ κατά τι χαμηλότερη, αν και σε καμία περίπτωση δε θα συνέφερε να δαπανάται $1kW_e$ για μια τόσο μικρή μείωση. Εντούτοις, η κατανόηση που προσφέρει αυτό το σετ στις μη κλιματιστικές εφαρμογές του κύκλου Maisotsenko είναι άκρως σημαντική: όχι μόνο τείνει να τεκμηριώνεται η πρόταση εφαρμογής του κύκλου κατά την ενδιάμεση ψύξη διβάθμιων συμπιεστών, αλλά μπορεί και να χρησιμοποιηθεί ως έναυσμα για την περαιτέρω διερεύνηση της ένταξης του κύκλου Maisotsenko σε διατάξεις ανάκτησης ενέργειας για την παραγωγή ψύξης χαμηλού ενεργειακού αποτυπώματος. Όμοια με τα προηγούμενα σετ, εξετάζεται η ψυκτική ικανότητα της διάταξης· προηγουμένως, καταγράφονται οι ταχύτητες των δύο ρευμάτων, ίσες προς $\upsilon = 3.98\frac{m}{s}$ και $V = 4.44\frac{m}{s}$ (η απόκλιση μεταξύ των παροχών είναι περίπου 7%). Η καμπύλη της ψυκτικής ικανότητας «χαράσσεται» στην Εικόνα 6.31.

Πίνακας 6.5: *Αποτελέσματα μετρήσεων με προθέρμανση του ψυχόμενου ρεύματος (λήψη στις 21 Ιουλίου 2011)*

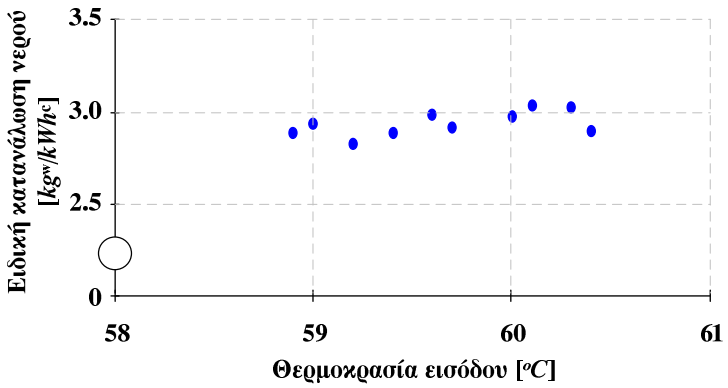
t_{in} [^oC]	ϕ_{in} [%]	T_{in} [^oC]	Φ_{in} [%]	t_{out} [^oC]	ϕ_{out} [%]	T_{out} [^oC]	Φ_{out} [%]
58.9	7.0	34.1	23.2	20.8	48.8	40.1	81.5
59.0	6.8	34.2	22.8	20.6	48.5	40.0	83.1
59.2	6.4	34.4	21.0	20.3	44.9	39.8	82.3
59.4	6.3	34.3	21.2	20.6	44.0	40.1	82.1
59.6	6.3	34.3	21.5	20.7	44.5	40.3	83.6
59.7	7.0	34.4	23.9	21.3	49.9	40.3	82.1
59.9	7.1	34.7	23.8	21.2	49.8	40.3	79.6
60.0	6.9	34.7	23.6	21.6	49.3	40.7	81.5
60.1	7.4	34.7	25.7	22.0	53.1	41.0	81.8
60.3	7.5	35.0	25.6	21.8	53.1	40.9	84.2
60.4	6.3	34.8	21.5	21.3	44.8	40.2	82.6



Εικόνα 6.31: *Ψυκτική ικανότητα*

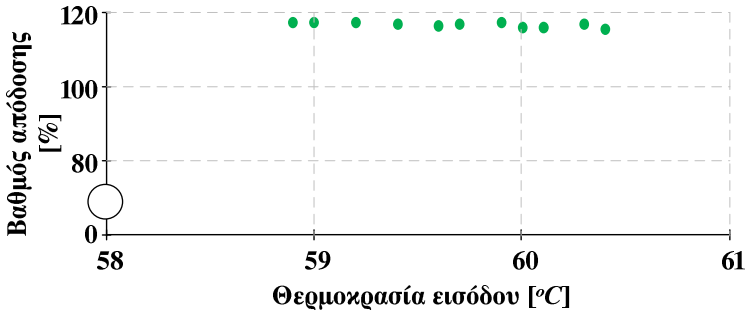
Η ψυκτική ικανότητα φαίνεται να σταθεροποιείται στο 78% περίπου της ονομαστικής, γεγονός το οποίο οφείλεται στην υψηλή θερμοκρασιακή πτώση που επιτυγχάνεται. Είναι, δηλαδή, σχεδόν διπλάσια σε σχέση με αυτήν που εξετάστηκε στο υποεδάφιο §6.3.2. (για σχεδόν παρεμφερή θερμοκρασία εισόδου του ψυχόμενου ρεύματος).

Η ειδική κατανάλωση νερού δίνεται στην Εικόνα 6.32. Η τάση σταθεροποίησης της ειδικής κατανάλωσης νερού περί τα $3\frac{kg_w}{kWh_c}$ υπό συνήθη ή όχι ακραία τροφοδοσία εργαζομένου ρεύματος οδηγεί στο συμπέρασμα ότι το μέγεθος αυτό δεν εξαρτάται έντονα από τις συνθήκες του ρεύματος αυτού.



Εικόνα 6.32: *Ειδική κατανάλωση νερού*

Εξετάζεται, τέλος, και ο βαθμός απόδοσης του συστήματος, ως συνάρτηση της θερμοκρασίας εισόδου του ψύκτη (βλ. Εικόνα 6.33).



Εικόνα 6.33: *Βαθμός απόδοσης*

Με τις ιδιότυπες συνθήκες τροφοδοσίας που αναφέρθηκαν εδώ, επετεύχθη ο μέγιστος βαθμός απόδοσης που καταγράφηκε με τη παραμετροποίηση των θερμοκρασιών. Έτσι, μπορεί να δοθεί θετική απάντηση στο ερώτημα που διατυπώθηκε στην αρχή αυτού του εδαφίου, μιας και η αυξημένη θερμοκρασιακή διαφορά οδήγησε στο αναμενόμενο αποτέλεσμα της αύξησης της απόδοσης του συστήματος. Αντί, λοιπόν, της ταυτόσημης τροφοδοσίας των δύο ρευμάτων (με θερμό αέρα), είναι προτιμότερο ο θερμός αέρας να διοχετεύεται μόνο στο ψυχόμενο ρεύμα και να χρησιμοποιείται ατμοσφαιρικός αέρας στο εργαζόμενο ρεύμα.

Στον Πίνακα 6.5 καταγράφεται η μετάδοση σφάλματος. Τα μεγέθη αναγράφονται κατά σειρά χρήσης τους στον ψυχρομετρικό χάρτη (π.χ. η τάση ατμών είναι συνάρτηση μόνο της θερμοκρασίας, άρα το σφάλμα της σχετίζεται με το σφάλμα μέτρησης θερμοκρασίας και μεταφέρεται στον υπολογισμό του σφάλματος της μερικής πίεσης του υδρατμού, που είναι συνάρτηση της τάσης ατμών και της σχετικής υγρασίας κ.ο.κ.), έχει δε χρησιμοποιηθεί η απλή ψυχρομετρία κατά ASHRAE. Με τη χρήση μαθηματικού λογισμικού (όπως το MathCAD), η εφαρμογή της εξίσωσης {6.1}, προσαρμοσμένης στις ανάγκες της κάθε συσχέτισης, είναι ευχερής, τα δε βήματα της διαδικασίας προσδιορισμού του μεταδιδόμενου σφάλματος μετρήσεων δίνονται παρακάτω:

- κατ' αρχήν, συναρτήσει της θερμοκρασίας υπολογίζεται το σφάλμα υπολογισμού της τάσης ατμών:

$$p_s = f(t) \qquad \{6.3\}$$

$$\delta p_s(t) = \frac{dp_s}{dt} \cdot \delta t \qquad \{6.4\}$$

- ακολούθως, δεδομένης της σχετικής υγρασίας, υπολογίζεται το σφάλμα της μερικής πίεσης του υδρατμού και του ξηρού αέρα:

$$p_{wv}(\phi,t)=\phi\cdot p_s(t) \qquad \{6.5\}$$

$$\delta p_{wv}(\phi,t)=\sqrt{\left(\frac{\partial p_{wv}}{\partial\phi}\cdot\delta\phi\right)^2+\left(\frac{\partial p_{wv}}{\partial t}\cdot\delta t\right)^2} \qquad \{6.6\}$$

$$\delta p_{da}(\phi,t)=\sqrt{\left(\frac{\partial p_{da}}{\partial\phi}\cdot\delta\phi\right)^2+\left(\frac{\partial p_{da}}{\partial t}\cdot\delta t\right)^2} \qquad \{6.7\}$$

- κατά παραδοχή του αέρα ως ιδανικού μείγματος τελείων αερίων, υπολογίζεται ο ειδικός όγκος και το σφάλμα αυτού:

$$v(\phi,t)=\frac{1}{\dfrac{p_{da}(\phi,t)}{\dfrac{\underline{R}}{28.966\dfrac{kg}{kmole}\cdot(t+273.15)}}+\dfrac{p_{wv}(\phi,t)}{\dfrac{\underline{R}}{18.015268\dfrac{kg}{kmole}\cdot(t+273.15)}}} \qquad \{6.8\}$$

$$\delta v(\phi,t)=\sqrt{\left(\frac{\partial v}{\partial\phi}\cdot\delta\phi\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial t}\cdot\delta t\right)^2} \qquad \{6.9\}$$

- πλέον, είναι δυνατός ο υπολογισμός της παροχής μάζας του ψυχόμενου ρεύματος και του αντίστοιχου σφάλματος, χρησιμοποιώντας τη συσχέτιση μεταξύ μετρούμενης και μέσης ταχύτητας στους αεραγωγούς εξόδου του ψύκτη:

$$m(v,\phi_{out},t_{out})=\frac{0.61\cdot v\cdot 7.85\cdot 10^{-3}}{v(\phi_{out},t_{out})} \qquad \{6.10\}$$

$$\delta m(v,\phi_{out},t_{out})=\sqrt{\left(\frac{\partial m}{\partial v}\cdot\delta v\right)^2+\left(\frac{\partial m}{\partial\phi_{out}}\cdot\delta\phi_{out}\right)^2+\left(\frac{\partial m}{\partial t_{out}}\cdot\delta t_{out}\right)^2} \qquad \{6.11\}$$

- το σφάλμα του λόγου υγρασίας προκύπτει ως συνάρτηση δύο μεταβλητών, ως ακολούθως:

$$\delta W(\phi,t)=\sqrt{\left(\frac{\partial W}{\partial\phi}\cdot\delta\phi\right)^2+\left(\frac{\partial W}{\partial t}\cdot\delta t\right)^2} \qquad \{6.12\}$$

Τα υπόλοιπα μεγέθη προσδιορίζονται με εφαρμογή της εξίσωσης {6.1} στις σύνθετες ψυχρομετρικές εξισώσεις που αναπτύχθηκαν στο 2ο Κεφάλαιο και έχουν παρουσιαστεί στο Παράρτημα 1. Η μεθοδολογία υπολογισμού των σφαλμάτων δίνεται στο Παράρτημα 5.

Πίνακας 6.6: *Σφάλματα μετρήσεων*

Μετρούμενο μέγεθος	**Μέσο σφάλμα μέτρησης [%]**			
	§6.3.1	**§6.3.2**	**§6.3.3**	**§6.3.4**
Τάση ατμών, p_s	3.1	3.0	2.9	3.1
Μερική πίεση υδρατμού, p_2	5.9	6.3	8.6	7.0
Παροχή μάζας ψυχόμενου ρεύματος, m	0.2	0.2	0.2	0.2
Λόγος υγρασίας αέρα περιβάλλοντος, $w_{amb} = W_{amb}$	10.0	16.6	24.0	24.9
Λόγος υγρασίας ψυχόμενου ρεύματος, w_{out}	5.9	6.4	8.7	4.0
Ενθαλπία ψυχόμενου ρεύματος, h_{amb}	4.8	7.0	6.6	9.9
Ενθαλπία ψυχόμενου ρεύματος, h_{out}	3.8	3.9	1.5	1.4
Ψυκτική ικανότητα, Q_c	**21.4**	**22.7**	**26.3**	**23.9**
Παροχή μάζας εργαζόμενου ρεύματος, M	0.2	0.2	0.3	0.2
Λόγος υγρασίας εργαζόμενου ρεύματος, W_{out}	4.9	4.7	4.7	4.8
Ειδική κατανάλωση νερού, *swc*	**30.9**	**33.6**	**38.5**	**24.8**
Θερμοκρασία υγρού βολβού ψυχόμενου ρεύματος, $t_{wb,amb}$	13.9	21.6	26.3	36.6
Βαθμός απόδοσης, η	**7.4**	**5.4**	**8.4**	**6.7**

Τα υπολογισθέντα σφάλματα είναι σημαντικά, όχι όμως μη αναμενόμενα, μιας και τα τελικά μεγέθη επηρεάζονται από πολλά όργανα (η ψυκτική ικανότητα επηρεάζεται από 5 όργανα, η ειδική κατανάλωση νερού από 8 όργανα και ο βαθμός απόδοσης από 3 όργανα). Δεδομένων των θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών των βασικών σημείων του ψύκτη, αναμένεται τη μεγαλύτερη επίδραση να έχουν τα όργανα μέτρησης της σχετικής υγρασίας, ωστόσο η μεγάλη διαφοροποίηση των σφαλμάτων της ψυκτικής ικανότητας και της ειδικής κατανάλωσης νερού από το βαθμό απόδοσης οδηγεί στο συμπέρασμα ότι είναι μη αμελητέα η (σωρευτική) επίδραση των σφαλμάτων των μετρητών ταχύτητας των ρευμάτων.

§ 6.3.5. Παραμετροποίηση λόγου παροχών

Παρά τα ενίοτε ενδιαφέροντα αποτελέσματα της παραμετρικής μελέτης της θερμοκρασίας του αέρα τροφοδοσίας, στα προηγούμενα εδάφια διαπιστώθηκε ότι για την ικανοποίηση αναγκών κλιματισμού η βέλτιστη λύση είναι η μη προθέρμανση του αέρα και αντί αυτής απλώς η χρήση αέρα περιβάλλοντος. Η προσπάθεια, όμως, για τη βελτιστοποίηση του ψύκτη είναι διττή: όχι μόνο αύξηση της ψυκτικής ικανότητας, αλλά και μείωση της ειδικής κατανάλωσης του νερού. Εξετάστηκε, λοιπόν, ως ενδεχόμενος τρόπος επίτευξης των δύο αυτών στόχων η μεταβολή των παροχών στα δύο ρεύματα. Αν και εκ πρώτης όψεως θα μπορούσε κανείς να ισχυριστεί ότι η μείωση της παροχής του ψυχόμενου ρεύματος θα μπορούσε να οδηγήσει σε αύξηση της θερμοκρασιακής του πτώσης, εντούτοις δε μπορούσε να προβλεφθεί η συμπεριφορά του ψύκτη και η δυνατότητά του να εξατμίζει ικανοποιητικά λόγω της μειωμένης προσφοράς θερμότητας από το ψυχόμενο ρεύμα. Από την άλλη μεριά, ο περιορισμός της παροχής του εργαζόμενου ρεύματος θα μπορούσε να οδηγήσει σε ελάττωση της ποσότητας του νερού που εξατμίζεται, όμως κάτι τέτοιο θα αναμενόταν να επιδράσει στη δυνατότητα ψύξης του ψυχόμενου ρεύματος.

Οι μετρήσεις ελήφθησαν κατά το μήνα Νοέμβριο του 2011, με αποτέλεσμα να απαιτηθεί η ταυτόχρονη λειτουργία των τριών αντιστατών, ώστε η θερμοκρασία προσαγωγής να είναι περίπου 40^oC, αν και η σχετική υγρασία ήταν μοιραία χαμηλότερη σε σχέση με αυτή του καλοκαιριού (μολονότι ελήφθησαν αποτελέσματα της παραμετροποίησης του λ και κατά το καλοκαίρι, εντούτοις η μη σταθεροποίηση της τιμής του λόγου υγρασίας δε μπορούσε να δώσει συγκρίσιμα μεταξύ τους

αποτελέσματα). Οι μετρήσεις που ελήφθησαν καλύπτουν ένα εύρος θερμοκρασιών από 38^oC ως 42^oC περίπου και παρουσιάζονται στους Πίνακες 6.6 έως 6.8.

Πίνακας 6.7: *Μετρήσεις παραμετροποίησης με λ = 1:1 (λήψη στις 20 Νοεμβρίου 2011)*

t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} [^oC]	ϕ_{out} [%]	T_{out} [^oC]	Φ_{out} [%]	v [m/s]	V [m/s]
38.2	14.7	19.1	46.3	28.1	81.6		
38.5	14.6	19.1	45.8	28.1	82.8		
38.8	14.5	19.2	46.0	28.3	82.6		
39.0	14.2	19.2	46.8	28.0	82.1		
39.2	14.3	19.1	46.6	28.5	81.7		
39.2	14.3	19.1	46.8	28.4	82.8		
39.5	14.0	19.2	46.9	28.4	81.9		
39.9	13.8	19.2	46.2	29.5	82.8		
40.0	13.7	19.3	46.2	29.6	84.2	3.4	4.1
40.3	13.6	19.3	46.4	29.5	83.9		
40.6	13.4	19.3	46.3	29.2	82.3		
40.8	13.5	19.3	47.3	29.6	82.8		
41.2	13.2	19.3	47.1	30.2	81.2		
41.4	12.5	18.7	48.7	31.1	80.6		
41.6	12.7	19.2	46.8	30.5	82.7		
41.8	12.7	19.3	47.1	30.9	83.2		
42.1	12.3	19.2	46.9	30.9	82.6		

Πίνακας 6.8: *Μετρήσεις παραμετροποίησης με λ = 1:2 (λήψη στις 21 Νοεμβρίου 2011)*

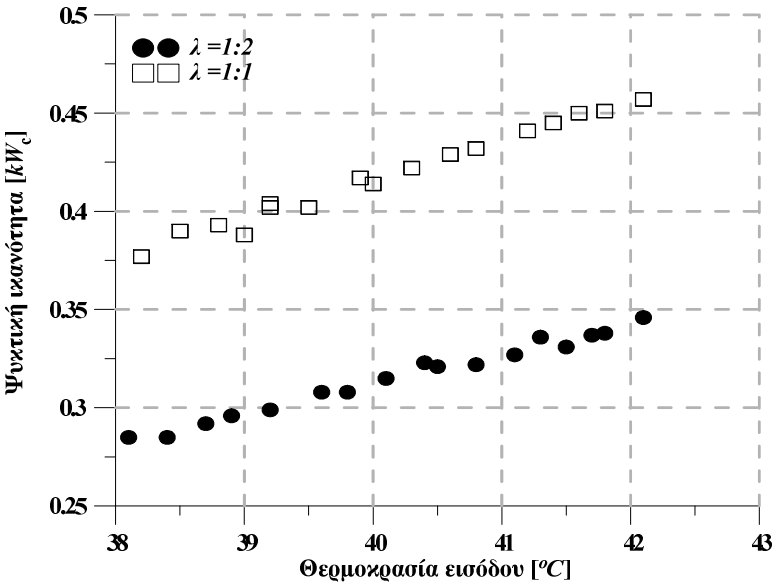
t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} [^oC]	ϕ_{out} [%]	T_{out} [^oC]	Φ_{out} [%]	v [m/s]	V [m/s]
38.1	14.9	17.4	43.4	25.1	81.5		
38.4	14.7	17.6	43.2	25.5	80.5		
38.7	14.4	17.5	42.8	25.0	83.8		
38.9	14.3	17.5	42.6	25.2	82.9		
39.2	14.2	17.6	42.7	25.1	82.6		
39.6	13.9	17.5	42.3	25.4	82.9		
39.8	13.9	17.6	42.7	25.7	83.6		
40.1	13.7	17.5	42.7	25.8	83.0		
40.4	13.6	17.5	41.9	25.6	86.0	2.1	4.1
40.5	13.4	17.5	42.4	25.8	83.6		
40.8	13.5	17.7	43.0	25.8	85.6		
41.1	13.2	17.7	42.4	25.6	85.4		
41.3	13.1	17.6	41.6	25.9	84.0		
41.5	12.8	17.5	43.5	25.7	85.4		
41.7	12.7	17.3	43.8	25.7	85.7		
41.8	12.3	17.2	43.2	27.3	84.6		
42.1	12.4	17.2	43.4	26.5	85.4		

Πίνακας 6.9: *Μετρήσεις παραμετροποίησης με λ = 2:1 (λήψη στις 22 Νοεμβρίου 2011)*

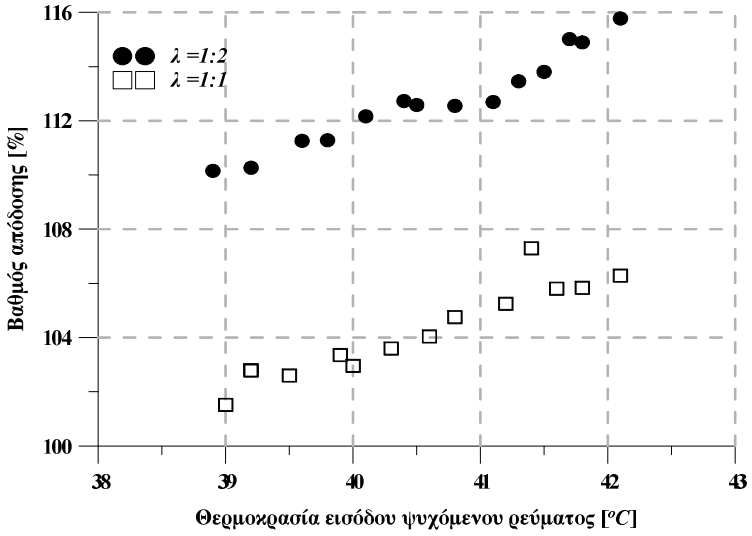
t_{amb} [ºC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} [ºC]	ϕ_{out} [%]	T_{out} [ºC]	Φ_{out} [%]	v [m/s]	V [m/s]
39.8	13.2	20.7	45.5	26.6	86.6		
39.9	13.1	20.8	45.3	26.5	86.7		
40.0	13.1	20.6	44.5	26.8	86.4		
40.1	13.1	20.8	44.6	26.7	86.5		
40.2	13.1	21.0	40.8	27.2	86.1		
40.4	12.9	21.2	40.6	27.3	86.2		
40.5	12.8	21.2	40.7	27.4	86.1		
40.6	12.8	21.3	41.3	27.3	86.1		
40.9	12.7	21.4	40.7	27.5	86.1	3.4	1.8
41.0	12.6	21.4	41.2	27.2	86.0		
41.1	12.6	21.3	41.2	27.2	86.0		
41.4	12.4	21.3	39.5	27.6	85.4		
41.7	12.1	21.7	39.8	27.9	85.7		
41.8	12.0	21.4	39.8	27.6	85.5		
42.0	11.9	21.6	38.9	27.9	85.8		
42.2	11.8	21.5	39.1	28.1	85.0		
42.4	11.6	21.6	38.2	28.2	85.3		

Από τους παραπάνω πίνακες εκτιμάται ποιοτικά η μεταβολή της συμπεριφοράς του ψύκτη για τις τιμές του λ, η οποία επιβεβαιώνει τις υποθέσεις που διατυπώθηκαν στην αρχή του παρόντος υποεδαφίου: καθώς η παροχή μάζας του ψυχομένου ρεύματος μειώνεται, η τελική υγρασία του εργαζομένου ρεύματος τείνει να αυξηθεί και αυτό επιδρά ευεργετικά στην περαιτέρω μείωση της θερμοκρασίας, στην οποία καταλήγει το ψυχόμενο ρεύμα· από την άλλη, μειώνοντας την παροχή του εργαζομένου ρεύματος, η ποσότητα του νερού που εξατμίζεται μειώνεται κι αυτή, άρα η εξάτμιση δεν επαρκεί για να ψύξει αρκετά το ψυχόμενο ρεύμα, ωστόσο το νερό που εξατμίζεται είναι λιγότερο.

Δεδομένου ότι κάθε τροποποίηση στη λειτουργία του ψύκτη συνιστά απόκλιση από τις ονομαστικές προδιαγραφές του, αναμένεται κατ' αρχήν η μείωση της ψυκτικής ικανότητάς του. Σύμφωνα με την εξίσωση {1.4} αυτό εξηγείται είτε από τη μείωση της παροχής του ψυχόμενου ρεύματος, είτε από την αύξηση της τελικής θερμοκρασίας του ίδιου ρεύματος. Στην Εικόνα 6.34 παριστάνεται η ψυκτική ικανότητα συναρτήσει της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος: είναι σαφές ότι η μείωση της παροχής αέρα στο ψυχόμενο ρεύμα επιδρά σημαντικά στην ψυκτική ικανότητα, αφού η διαφορά ενθαλπίας (που αυξάνεται, λόγω της μεγαλύτερης ψύξης του αέρα) μεταξύ παραγόμενου αέρα και περιβάλλοντος δεν είναι ικανή να καλύψει την κατά 50% μειωμένη παροχή. Αν, πάλι, μειωθεί η παροχή μάζας του εργαζομένου ρεύματος, διαπιστώνεται ότι η εξασθένιση του φαινομένου της εξάτμισης, ώστε να μην είναι μεγάλη η θερμοκρασιακή πτώση στο ψυχόμενο ρεύμα, λειτουργεί επιβαρυντικά για την ψυκτική ικανότητα, όχι όμως τόσο πολύ όσο η μείωση παροχής στο ψυχόμενο ρεύμα. Επομένως, αν στόχος είναι η επίτευξη της μέγιστης δυνατής ψυκτικής ικανότητας, τότε ο ψύκτης θα πρέπει να λειτουργεί με λ=1:1, όπως δηλαδή έχει προδιαγραφεί. Οι καμπύλες του βαθμού απόδοσης ως συνάρτηση της θερμοκρασίας περιβάλλοντος και του λ παρίστανται στην Εικόνα 6.35.



***Εικόνα 6.34**: Ψυκτική ικανότητα*



***Εικόνα 6.35:** Βαθμός απόδοσης*

Δεν υπάρχει κάποια αμφιβολία για την επίδραση της μείωσης του εργαζομένου ρεύματος στη βελτίωση του βαθμού απόδοσης του ψύκτη. Για λόγο λ=1:2, ο ψύκτης φτάνει απόδοση της τάξης του 115%, τη στιγμή που χωρίς κάποια ρύθμιση υπό τις ίδιες συνθήκες θα επιτύγχανε μόνο 107%, «κερδίζοντας» πρόσθετη ψύξη στο ψυχόμενο ρεύμα κατά 2^oC περίπου. Αντίθετα, καταδεικνύεται το πόσο αρνητικά επιδρά η μείωση της παροχής του εργαζομένου ρεύματος, αφού η εξασθένιση της εξάτμισης από τη μείωση αυτή καθιστά τον ψύκτη ανεπαρκή για μεγάλη μείωση της θερμοκρασία του αέρα, ωστόσο τονίζεται ότι ακόμα και έτσι η απόδοσή του είναι συγκρίσιμη με αυτή των συστημάτων άμεσης εξάτμισης και σχεδόν διπλάσια από τα συστήματα έμμεσης εξάτμισης.

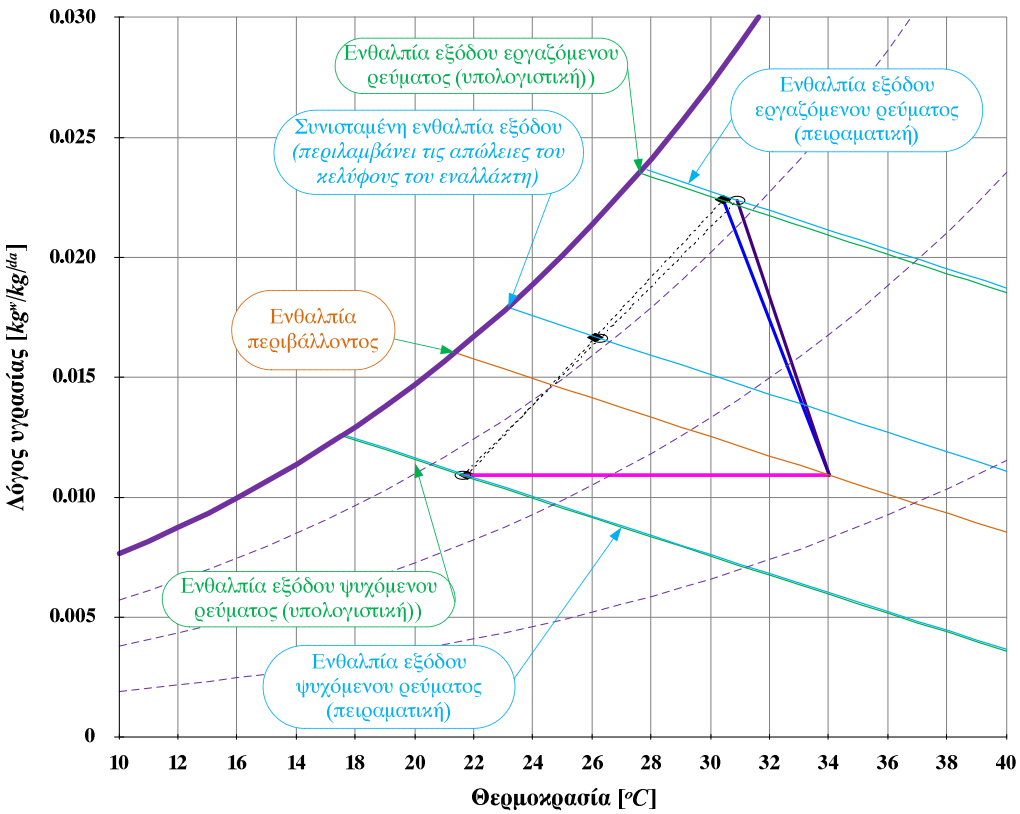
Τα σφάλματα των μετρήσεων που χρησιμοποιήθηκαν στο παρόν υποεδάφιο συνοψίζονται στον Πίνακα 6.10. Σε αντίθεση με την παραμετροποίηση ως προς τη θερμοκρασία του προσαγόμενου αέρα, όπου οι πολύ χαμηλές μετρούμενες τιμές της σχετικής υγρασίας οδήγησαν σε δυσανάλογα υψηλά σφάλματα του λόγου υγρασίας, εδώ όλα τα μετρούμενα μεγέθη παρουσιάζουν παρεμφερή, κατά το μάλλον ή ήττον, σφάλματα.

Πίνακας 6.10: *Σφάλματα μετρήσεων*

Μετρούμενο μέγεθος	**Μέσο σφάλμα μέτρησης [%]**		
	1:1	**1:2**	**2:1**
Τάση ατμών, p_s	1.1	1.1	1.0
Μερική πίεση υδρατμού, p_2	2.1	2.3	2.3
Ειδικός όγκος, v	0.1	0.1	0.1
Παροχή μάζας ψυχόμενου ρεύματος, m	0.1	0.1	0.1
Ενθαλπία ψυχόμενου ρεύματος, h_{amb}	1.9	1.9	2.0
Ενθαλπία ψυχόμενου ρεύματος, h_{out}	1.3	1.3	1.3
Ψυκτική ικανότητα, Q_c	**5.6**	**4.5**	**6.4**
Παροχή μάζας εργαζόμενου ρεύματος, M	0.1	0.1	0.1
Λόγος υγρασίας εργαζόμενου ρεύματος, W_{out}	1.5	1.5	1.5
Ειδική κατανάλωση νερού, *swc*	**8.3**	**8.3**	**9.4**
Θερμοκρασία υγρού βολβού ψυχόμενου ρεύματος, $t_{wb,amb}$	5.4	5.4	5.5
Βαθμός απόδοσης, η	**1.8**	**1.7**	**1.8**

§ 6.4. Σύγκριση με αποτελέσματα υπολογιστικής προσομοίωσης

Το τελευταίο «στάδιο» αξιοποίησης των πειραματικών μετρήσεων θα περιλάβει την επιβεβαίωση της ακρίβειας του υπολογιστικού μοντέλου που αναπτύχθηκε στο προηγούμενο Κεφάλαιο, με σκοπό την επέκτασή τους σε συνθήκες διαφορετικές από αυτές της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης. Η Εικόνα 6.36 παρουσιάζει συγκριτικά τις ψυχρομετρικές μεταβολές των δύο ρευμάτων όπως προέκυψαν από το πείραμα και όπως προβλέφθηκαν από το υπολογιστικό μοντέλο, υπό συνθήκες περιβάλλοντος 34^oC/32.8% και λόγο παροχών 1:1.



Εικόνα 6.36: *Σύγκριση εξαγομένων υπολογιστικού κώδικα και πειραματικών μετρήσεων*

Στον Πίνακα 6.11 παρατίθενται οι συγκρίσεις των μετρούμενων και υπολογιζόμενων μεγεθών, καθώς επίσης και στατιστικά στοιχεία που αφορούν στο σφάλμα του υπολογιστικού κώδικα (μέσο, μέγιστο κι ελάχιστο σφάλμα και τυπική απόκλιση).

Πίνακας 6.11: *Σύγκριση πειραματικών αποτελεσμάτων & προσομοιώσεων (βλ. Πίνακα 6.1)*

t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} [^oC]			T_{out} [^oC]			W_{out} [kg_w/kg_{da}]		
		πειρ.	**υπολ.**	**σφάλμα [%]**	**πειρ.**	**υπολ.**	**σφάλμα [%]**	**πειρ.**	**υπολ.**	**σφάλμα [%]**
33.1	32.4	21.1	21.1	0.00	30.5	29.7	2.69	0.022	0.022	0.00
33.3	33.5	21.5	21.4	0.47	30.6	29.9	2.34	0.022	0.022	0.00
33.4	32.2	21.2	21.2	0.00	30.7	29.9	2.68	0.022	0.022	0.00
33.7	31.8	21.2	21.3	0.47	30.8	30.1	2.33	0.022	0.022	0.00
33.8	31.8	21.2	21.4	0.93	30.8	30.2	1.99	0.023	0.022	4.55
34.0	32.8	21.6	21.7	0.46	30.9	30.4	1.64	0.022	0.022	0.00
34.2	32.7	21.6	21.9	1.37	30.9	30.5	1.31	0.022	0.023	4.35
34.3	32.0	21.5	21.7	0.92	31.2	30.6	1.96	0.023	0.023	0.00
34.5	31.9	21.5	21.8	1.38	30.9	30.7	0.65	0.022	0.023	4.35
34.6	31.4	21.5	21.7	0.92	31.3	30.8	1.62	0.023	0.023	0.00
34.8	32.4	21.8	22.1	1.36	31.3	31.0	0.97	0.023	0.023	0.00
34.9	30.9	21.5	21.9	1.83	31.2	31.0	0.65	0.022	0.023	4.35
35.3	32.4	22.3	22.5	0.89	31.7	31.4	0.96	0.024	0.024	0.00
35.7	31.2	22.2	22.5	1.33	31.8	31.6	0.63	0.024	0.024	0.00
35.8	31.1	22.2	22.5	1.33	32.0	31.7	0.95	0.023	0.023	0.00
35.9	31.3	22.3	22.7	1.76	31.9	31.8	0.31	0.024	0.024	0.00
36.0	31.7	22.3	22.8	2.19	31.8	31.9	0.31	0.024	0.024	0.00
36.1	30.8	22.3	22.7	1.76	32.1	31.9	0.63	0.025	0.024	4.17
36.2	30.9	22.3	22.7	1.76	31.9	32.0	0.31	0.024	0.024	0.00
36.5	30.3	22.3	22.8	2.19	31.9	32.2	0.93	0.024	0.025	4.00
Μέσο σφάλμα				1.17			1.29			1.29
Μέγιστο σφάλμα				2.19			2.69			4.55
Ελάχιστο σφάλμα				0.00			0.31			0.00
Τυπική απόκλιση				0.66			0.80			2.02

Τα ανωτέρω παρουσιαζόμενα αποτελέσματα επιβεβαιώνουν την ισχύ του αναπτυχθέντος υπολογιστικού εργαλείου, μιας και τα σφάλματα είναι ιδιαιτέρως χαμηλά, ώστε να μην επηρεάζεται η αξιοπιστία των εξαγομένων. Εφ' όσον, λοιπόν, έχει πιστοποιηθεί η ικανοποιητική ακρίβεια των υπολογιστικών μοντέλων, στα πλαίσια πάντοτε των περιορισμών και των ιδιαιτεροτήτων της πειραματικής διάταξης, η παραμετροποίηση και βελτίωση της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης πρόκειται να αποτελέσουν το αντικείμενου του μεθεπόμενου Κεφαλαίου.

Ονοματολογία

Μεγέθη

h	ενθαλπία ψυχόμενου ρεύματος	$[kJ/kg]$
H	ενθαλπία εργαζόμενου ρεύματος	$[kJ/kg]$
p	πίεση	$[bar]$
$\boldsymbol{Q_c}$	ψυκτική ικανότητα	$[kW_c]$
swc	ειδική κατανάλωση νερού	$[kg_w/kWh_c]$
t	θερμοκρασία ψυχόμενου ρεύματος	$[^oC]$
T	θερμοκρασία εργαζόμενου ρεύματος	$[^oC]$
ϕ	σχετική υγρασία ψυχόμενου ρεύματος	[-]
$\boldsymbol{\Phi}$	σχετική υγρασία εργαζόμενου ρεύματος	[-]
V	ταχύτητα εργαζόμενου ρεύματος	$[m/s]$
w	λόγος υγρασίας ψυχόμενου ρεύματος	$[kg_w/kg_{da}]$
W	λόγος υγρασίας εργαζόμενου ρεύματος	$[kg_w/kg_{da}]$
υ	ταχύτητα ψυχόμενου ρεύματος	$[m/s]$
η	βαθμός απόδοσης	[-]

Δείκτες

amb	περιβάλλον (είσοδος ψύκτη· ομοιόμορφες συνθήκες)
da	ξηρός αέρας
db	ξηρού βολβού (αναφέρεται σε θερμοκρασία)
DEC	άμεσος εξατμιστικός ψύκτης
IEC	έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης
in	είσοδος ψύκτη (μη ομοιόμορφες συνθήκες)
out	έξοδος ψύκτη
wb	υγρού βολβού (αναφέρεται σε θερμοκρασία)

7ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ
ΣΥΓΚΡΙΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ MAISOTSENKO

§ 7.0. Εισαγωγή

Αντικείμενο των δύο προηγούμενων Κεφαλαίων υπήρξε η ανάπτυξη ενός ισχυρού υπολογιστικού μοντέλου πρόβλεψης της συμπεριφοράς ενός εξατμιστικού ψύκτη που υλοποιεί τον κύκλο Maisotsenko και η συγκρότηση μιας πειραματικής διάταξης για την παραμετροποίηση του κύκλου Maisotsenko υπό διάφορες συνθήκες περιβάλλοντος. Η επιτυχής επαλήθευση των υπολογιστικών προσομοιώσεων με βάση τα πειραματικά αποτελέσματα επιβεβαίωσε την ισχύ του υπολογιστικού μοντέλου και την ικανότητά του να προσδιορίζει με ικανοποιητική ακρίβεια τις συνθήκες εξόδου των δύο ρευμάτων αέρα.

Πέραν της σύγκρισης μεταξύ της εδώ παραχθείσας υπολογιστικής και πειραματικής εργασίας, ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η αντιπαράθεση των αποτελεσμάτων της παρούσας Διατριβής με τα αποτελέσματα της ίδιας της εταιρείας Coolerado [45] και του Πανεπιστημίου του Wroclaw, το οποίο μόλις την άνοιξη του 2014 δημοσίευσε μια ιδιαίτερα ενδιαφέρουσα ανάλυση [46] για την υπολογιστική μοντελοποίηση του κύκλου Maisotsenko. Μολονότι υπάρχουν κάποιες διαφορές, οι οποίες σχετίζονται με τις συνθήκες εκτέλεσης των πειραμάτων, η αναγωγή των αποτελεσμάτων σε συγκρίσιμα και η σύγκρισή τους αποτελεί κρίσιμο βήμα για την αδιαμφισβήτητη επικύρωση της ισχύος του υπολογιστικού μοντέλου και τον σαφή εντοπισμό των εγγενών αδυναμιών του.

Κατά τη συνεργασία με τους δύο ανωτέρω φορείς διαπιστώθηκε ότι η εξέλιξη του σχεδιασμού των εναλλακτών θερμότητας και μάζας προχωρεί και ήδη διατίθενται στην αγορά βελτιωμένες συσκευές, με τροποποιημένο πορώδες, ώστε να ενισχύεται η διαβροχή και να ελαχιστοποιείται η ποσότητα του μη χρησιμοποιημένου αποχετευόμενου νερού. Εντούτοις, η οργάνωση του υπολογιστικού μοντέλου, όπως αυτό περιεγράφηκε στο 5ο Κεφάλαιο, επιτρέπει ευχερώς τη μοντελοποίηση οποιασδήποτε διάταξης ακολουθεί το σχεδιασμό της σταυρωτής ροής και την εισαγωγή οποιαδήποτε τιμής ή τιμών των συντελεστών μεταφοράς, ώστε τα αποτελέσματα να μπορούν να αναχθούν σε κάθε ξεχωριστή συσκευή.

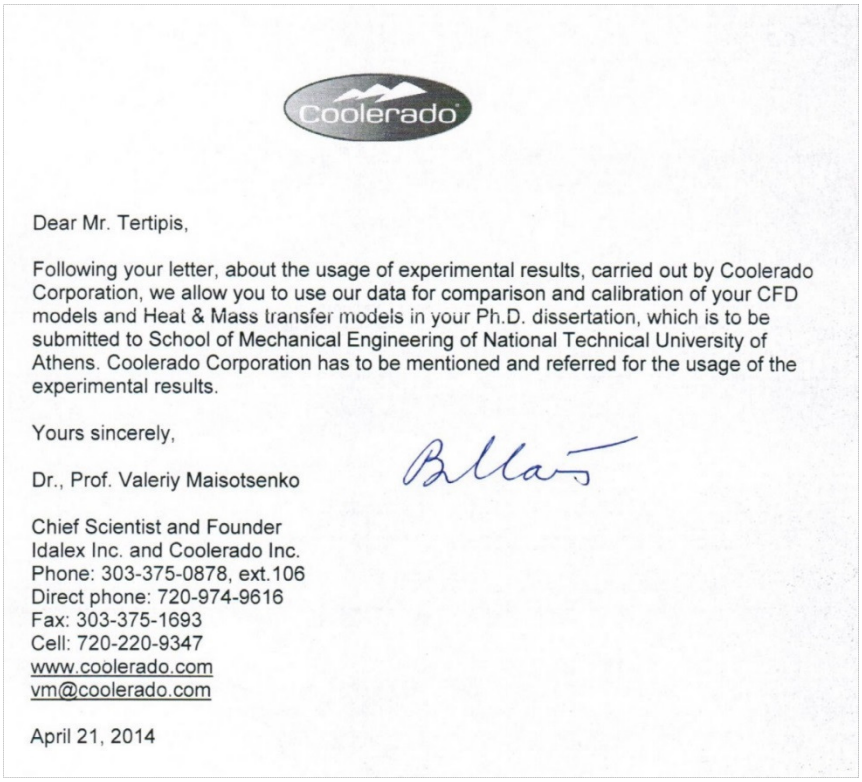
Το παρόν Κεφάλαιο διαρθρώνεται στα παρακάτω εδάφια:

1. *Ανάλυση αποτελεσμάτων της Coolerado Corp.*
2. *Ανάλυση αποτελεσμάτων του Πανεπιστημίου του Wroclaw*
3. *Καθορισμός ρευστομηχανικών συντελεστών*

§ 7.1. Ανάλυση αποτελεσμάτων της Coolerado Corp.

Κατόπιν τηλεφωνικών συνομιλιών με τον Καθ. Valeriy Maisotsenko, στις αρχές του 2014 η εταιρεία Coolerado κοινοποίησε προς το Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής ένα εσωτερικό της έγγραφο, το οποίο παρουσιάζει συνοπτικά κάποιες πειραματικές μετρήσεις που διεξήχθησαν το 2011. Οι μετρήσεις αυτές δεν είναι δημοσιευμένες σε κάποιο επιστημονικό περιοδικό και χρησιμοποιούνται στο παρόν Κεφάλαιο κατόπιν ενυπόγραφης άδειας του Valeriy

Maisotsenko, ως ιδρυτή και επιστημονικού επικεφαλής της εταιρείας Coolerado (βλ. σχετικά Εικόνα 7.1).



Coolerado

Dear Mr. Tertipis,

Following your letter, about the usage of experimental results, carried out by Coolerado Corporation, we allow you to use our data for comparison and calibration of your CFD models and Heat & Mass transfer models in your Ph.D. dissertation, which is to be submitted to School of Mechanical Engineering of National Technical University of Athens. Coolerado Corporation has to be mentioned and referred for the usage of the experimental results.

Yours sincerely,

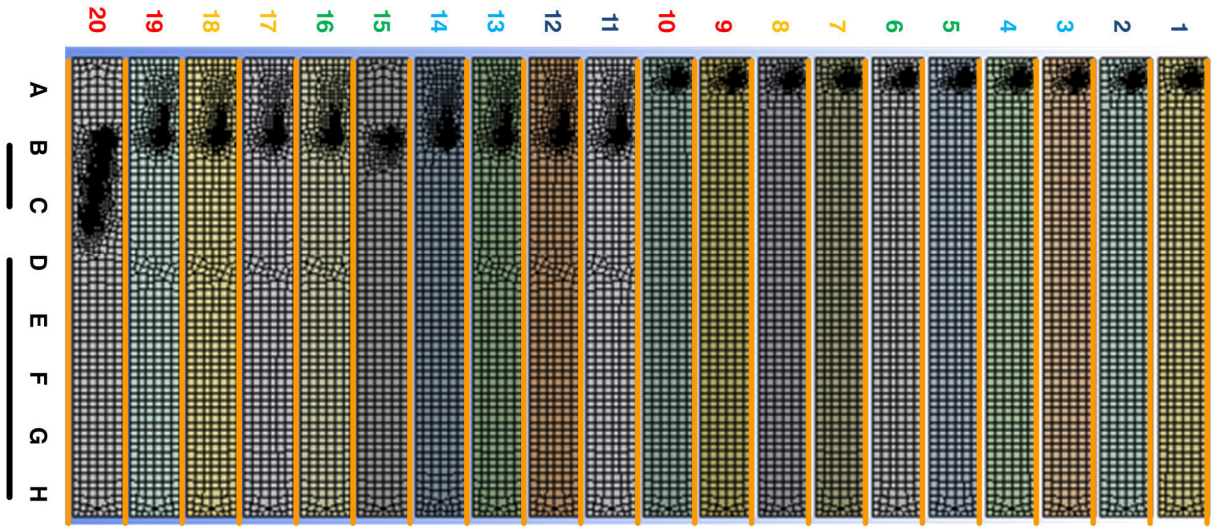
Dr., Prof. Valeriy Maisotsenko

Chief Scientist and Founder
Idalex Inc. and Coolerado Inc.
Phone: 303-375-0878, ext.106
Direct phone: 720-974-9616
Fax: 303-375-1693
Cell: 720-220-9347
www.coolerado.com
vm@coolerado.com

April 21, 2014

Εικόνα 7.1: *Επιστολή αδειοδότησης για τη χρήση των πειραματικών αποτελεσμάτων της εταιρείας Coolerado*

Για την εκτέλεση των μετρήσεων, η εργαστηριακή ομάδα της Coolerado μελετά ένα επίπεδο ψύκτη, τοποθετώντας μετρητικά όργανα στις εξόδους των καναλιών· σε αντίθεση με την πειραματική διάταξη που μελετήθηκε στο 5ο Κεφάλαιο, οπότε και μετρήθηκαν συνιστάμενες συνθήκες στην έξοδο του εργαζόμενου και του ψυχόμενου ρεύματος, εδώ τα διακριτά κανάλια αντιμετωπίστηκαν ως διακριτές συνιστώσες του κάθε ρεύματος και μετρήθηκαν ξεχωριστά. Ωστόσο, και για λόγους μετρητικής απλότητας, τα 20 κανάλια εργαζόμενου ρεύματος ομαδοποιήθηκαν ανά δύο (παρέχοντας 10 σημεία μετρήσεων), ενώ τα 5 κανάλια ψυχόμενου ρεύματος ομαδοποιήθηκαν σε ένα, όπως φαίνεται στην Εικόνα 7.2.



Εικόνα 7.2: Απλοποίηση πλέγματος ψύκτη

Οι θερμοκρασίες των δύο επιπέδων, καθώς ο ψύκτης τροφοδοτείται από περιβάλλον θερμοκρασίας 40^oC και υγρασίας $0.012\,{kg_w}/{kg_{da}}$, δίνονται στους Πίνακες 7.1 και 7.2.

Πίνακας 7.1: *Θερμοκρασίες υγρών καναλιών [^oC]*

	1	**2 – 3**	**4 – 5**	**6 – 7**	**8 – 9**	**10**	**11**	**12 – 13**	**14 – 15**	**16 – 17**	**18 – 19**	**20**
A	30.0	27.2	23.3	22.8	19.4	17.8						
B							20.6	20.0	17.8	16.1	15.6	13.9
C	33.9	29.4	26.1	25.0	21.7	22.2	21.7	20.6	18.3	17.8	16.7	16.1
D – H	35.6	32.8	30.6	28.3	27.8	26.1	25.0	23.9	21.7	21.1	20.0	20.0

Πίνακας 7.2: *Θερμοκρασίες ξηρών καναλιών [^oC]*

	1	**2 – 3**	**4 – 5**	**6 – 7**	**8 – 9**	**10 – 11**	**12 – 13**	**14 – 15**	**16 – 17**	**18 – 19**	**20**
A	37.2	31.7	27.8	22.8	19.4	17.2					
B	35.6	32.8	29.4	26.7	24.4	22.2	19.4	18.3	15.6	13.9	16.7
C	37.8	35.6	33.3	30.0	26.7	24.4	22.8	22.2	20.0	18.3	16.7
D – H	38.3	36.7	35.6	32.8	31.1	27.8	26.7	24.4	23.9	22.8	20.6

Στον Πίνακα 7.3 δίνονται τα διαμέσου της βρεχόμενης επιφάνειας ποσοστά επί της συνολικής θερμορροής, με δεδομένο ότι η τελευταία ισούται με $47.038W$.

Πίνακας 7.3: *Ποσοστά συνολικής θερμορροής [%]*

	1 – 2	**3 – 4**	**5 – 6**	**7 – 8**	**9 – 10**	**11 – 12**	**13 – 14**	**15 – 16**	**17 - 18**	**19 - 20**
A	6	3	2	1	0					
B – C	6	3	3	3	3	2	1	1	1	0
D – H	12	5	10	8	9	3	5	4	3	6

Στους Πίνακες 7.4 και 7.5 δίνονται τα ποσοστά επί της συνολικής παροχής μάζας του εργαζόμενου ρεύματος και επί της συνολικής ποσότητας νερού που εξατμίζεται· τα μεγέθη αυτά ανέρχονται σε $0.001\,{kg_{da}}/{s}$ (δηλαδή, παραπλήσια της συνολικής παροχής που μετρήθηκε κατά τα πειράματα του προηγούμενου κεφαλαίου) και $0.014\,{g_w}/{s}$, αντιστοίχως.

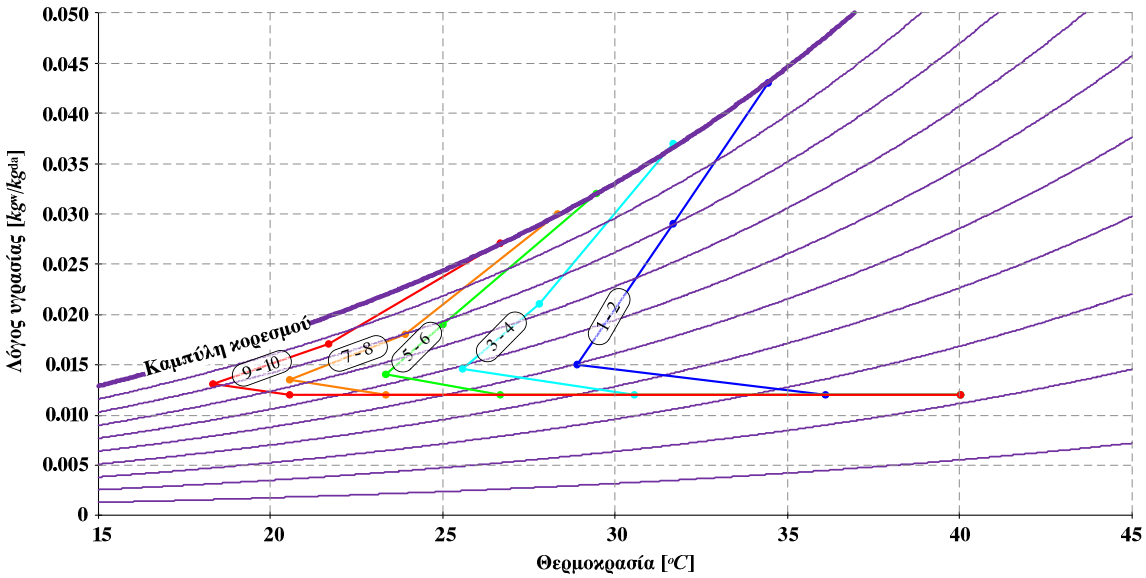
Πίνακας 7.4: *Ποσοστά συνολικής παροχής μάζας εργαζομένου ρεύματος [%]*

	1 – 2	**3 – 4**	**5 – 6**	**7 – 8**	**9 – 10**	**11 – 12**	**13 – 14**	**15 – 16**	**17 - 18**	**19 - 20**
A										
B – C	11	4	11	10	13	5	9	10	9	17
D – H										

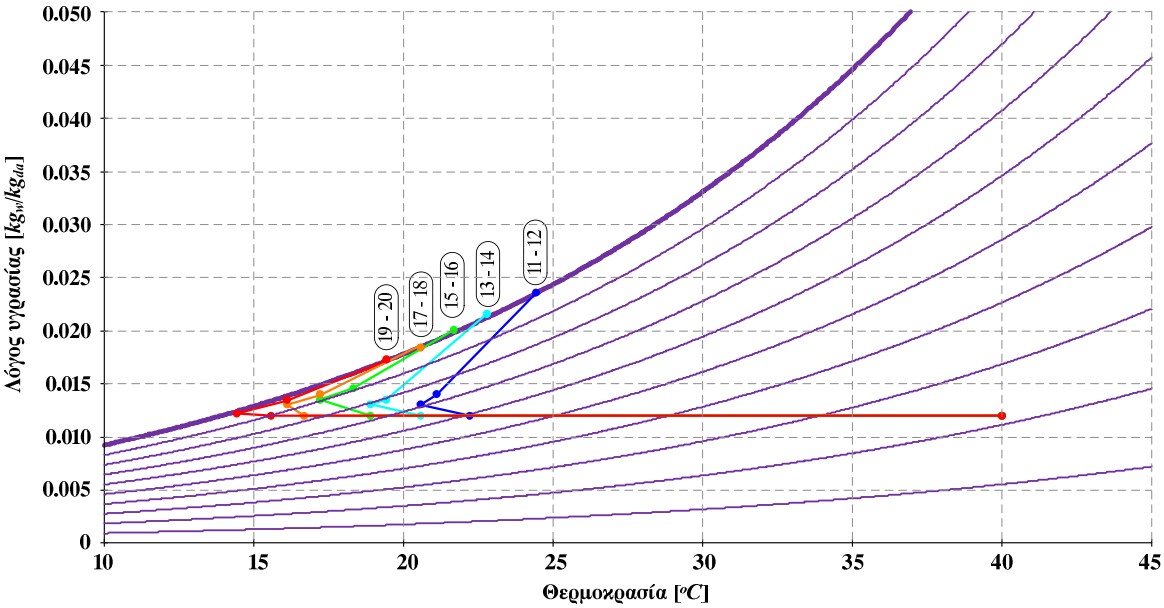
Πίνακας 7.5: *Ποσοστά συνολικής παροχής εξατμιζόμενου νερού [%]*

	1 – 2	3 – 4	5 – 6	7 – 8	9 – 10	11 – 12	13 – 14	15 – 16	17 - 18	19 - 20
A										
B – C	23	7	15	12	14	4	6	6	5	8
D – H										

Σύμφωνα με τα πειραματικά αποτελέσματα της Coolerado, ο αέρας του εργαζόμενου ρεύματος απεικονίζεται να καταλήγει σε πλήρη κορεσμό, όπως παρίσταται στις Εικόνες 7.2 και 7.3. Εντούτοις, αργότερα διασαφηνίζεται ότι στην πράξη ο αέρας δεν επιτυγχάνει πλήρη κορεσμό, αλλά μερικό. Σημειώνεται ότι τα πειράματα έλαβαν χώρα στην περιοχή του Denver, ήτοι σε υψόμετρο περίπου 1500m, συνεπώς για την ψυχρομετρική τους αποτύπωση απαιτείται κατάλληλος ψυχρομετρικός χάρτης (βλ. εδάφιο §2.5).



Εικόνα 7.3: *Επιμέρους διαδρομές καναλιών εργαζόμενου ρεύματος (κανάλια υπ' αρίθμ. 1 έως 10)*



Εικόνα 7.4: *Επιμέρους διαδρομές καναλιών εργαζόμενου ρεύματος (κανάλια υπ' αρίθμ. 11 έως 20)*

Με υπολογισμό των συνιστάμενων ρευμάτων, διαπιστώνεται ότι το ψυχόμενο ρεύμα μεταφέρει ποσότητα ενθαλπίας ίση με $22.5 \, {}^{kJ}/_{kg_{da}}$, η οποία, λόγω της αδιαβατικότητας του ψύκτη, παραλαμβάνεται εξ' ολοκλήρου από το εργαζόμενου. Τα συνολικά συμπεράσματα της μελέτης της Coolerado, χωρίς να συνοδεύονται από κάποιο υπολογιστικό μοντέλο, είναι τα ακόλουθα:

1. απαιτείται ένας διορθωτικός συντελεστής για τον προσδιορισμό του θεωρητικού ρυθμού εξάτμισης βάσει των μετρήσεων, ο οποίος κυμαίνεται μεταξύ του 24.5% και του 39%. Πρακτικά, αυτό ερμηνεύεται ως η ποσότητα του νερού που παρασύρεται από το ρεύμα του αέρα, μη προλαβαίνοντας να εξατμιστεί και που δεν μοντελοποιείται υπολογιστικά.
2. δεν εντοπίζεται κάποια ουσιώδης διαφορά μεταξύ διαφορετικών επιπέδων ψύκτη, γεγονός που οδηγεί στο συμπέρασμα πως όλα τα επίπεδα λειτουργούν με παρόμοιο τρόπο, εφ' όσον υποβάλλονται σε κοινές συνθήκες περιβάλλοντος.
3. εμφανίζονται έντονες διακυμάνσεις στην παραγωγή ψυκτικής ισχύος μεταξύ των διαφόρων περιοχών του επιπέδου ψύκτη:
    - το 50% περίπου επί της συνολικής θερμορροής εμφανίζεται στα πρώτα 6 εργαζόμενα κανάλια, το ήμισυ της οποίας εντοπίζεται στα πρώτα 2 κανάλια
    - το 48% περίπου επί της συνολικής εξάτμισης λαμβάνει χώρα στα πρώτα 6 εργαζόμενα κανάλια, το ήμισυ της οποίας παρατηρείται στα πρώτα 2 κανάλια
4. διαπιστώθηκαν δυσκολίες στην άμεση συσχέτιση μεταξύ των κατανομών παροχής μάζας και των μετρήσεων πτώσης πίεσης. Στο σημείο αυτό υπάρχει σαφής αντίθεση με τα αποτελέσματα της υπολογιστικής ρευστομηχανικής ανάλυσης του 5ου Κεφαλαίου, βάσει των οποίων επιβεβαιώθηκε σε ικανοποιητικό βαθμό μια αναλογική συσχέτιση μεταξύ της πίεσης και του τετραγώνου της παροχής μάζας μακροσκοπικά, καθώς και μεταξύ της πίεσης και της κατανομής των παροχών μάζας ειδικότερα.
5. παρατηρήθηκαν κατά την εκτέλεση των μετρήσεων σταθερές ασυνέχειες στην κατανομή της εξάτμισης (συγκεκριμένα, η ροή μέσω των καναλιών 3 – 4 ήταν σταθερά χαμηλότερη), γεγονός που πιθανότητα εξηγείται βάσει κάποιας δυσπλασίας της βρεχόμενης επιφάνειας και της συνεπακόλουθης μειωμένης μεταφοράς μάζας. Επίσης, κάποιες ασυνέχειες μεταξύ παροχής εργαζόμενου ρεύματος και ρυθμού εξάτμισης οδηγούν στο συμπέρασμα ότι κάποια κανάλια μπορούν να καλύπτονται από διαφορετικού πάχους βρεχόμενη επιφάνειας.
6. αποκαλύφθηκε, μέσω της ψυχρομετρικής ανάλυσης, ότι τα υγρά εργαζόμενα κανάλια εκκινούν (μετά την οπή τους) ως μη κορεσμένα και κατά κανόνα δεν εξέρχονται καν κορεσμένα. Το γεγονός αυτό μπορεί να αποδοθεί στους γεωμετρικούς και λειτουργικούς περιορισμούς του εξατμιστικού ψύκτη (μη άπειρη επιφάνεια συναλλαγής, μη τέλεια μεταφορά μάζας). Η απόκλιση αυτή ταυτίζεται με τη διαπίστωση των πειραματικών μετρήσεων πως το συνιστάμενο εργαζόμενο ρεύμα δεν επιτυγχάνει πλήρη κορεσμό, γεγονός στο οποίο συμφώνησε και ο ίδιος ο Καθ. V. Maisotsenko.

§ 7.2. Ανάλυση αποτελεσμάτων του Πανεπιστημίου του Wroclaw

Η εργασία του Πανεπιστημίου του Wroclaw [46] παρουσιάζει ενδιαφέρον λόγω της συνεργασίας του δεύτερου εκ των συγγραφέων της με την εταιρεία Coolerado. Για την εν λόγω εργασία, αναπτύχθηκε υπολογιστικός κώδικας σε περιβάλλον Mathematica, το δε πρόβλημα επιλύθηκε με τη μέθοδο των πεπερασμένων διαφορών. Τα αποτελέσματα της μελέτης καταγράφονται παρακάτω:

- (συνθήκες μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας)
    - η θερμοκρασία του εργαζομένου ρεύματος μειώνεται καθώς αυτό οδεύει κατά μήκος του άνω καναλιού, χωρίς μεταβολή της υγρασίας του· εντοπίζεται, μάλιστα, σημαντική διακύμανση του επιτόπιου βαθμού απόδοσης κάθε εργαζόμενου καναλιού (μεταξύ 20% και 170%). Η συμπεριφορά του εργαζόμενου ρεύματος είναι πιο «νευρική» μετά τη διέλευσή του από τις οπές: καθώς το εργαζόμενο ρεύμα χαμηλού λόγου υγρασίας έρχεται σε επαφή με τη βρεχόμενη επιφάνεια, η υγρασία του αυξάνεται έντονα, τείνοντας προς τον κορεσμό. Οι ροές που διέρχονται από τις τελευταίες οπές χαρακτηρίζονται από μια πολύ υψηλή τιμή της σχετικής υγρασίας, μιας και έχουν έντονα προψυχθεί, και αυτό τις διευκολύνει να προσεγγίσουν ευκολότερα την κατάσταση κορεσμού (εφ' όσον ο ψύκτης θεωρηθεί τέλεια μονωμένος).
    - το ψυχόμενο ρεύμα συναρτάται έντονα από τις συνθήκες του εργαζομένου ρεύματος και της βρεχόμενης επιφάνειας. Η παραγωγή ψυκτικής ικανότητας από μια περιοχή του εναλλάκτη σχετίζεται από τη θερμοκρασία και τη σχετική υγρασία του εκεί εργαζομένου ρεύματος: αν το εργαζόμενο ρεύμα είναι θερμό και ξηρό, τότε η ψυκτική ικανότητα αποτελεί απόρροια της έντονης εξάτμισης· αντίθετα, αν το εργαζόμενο ρεύμα είναι ψυχρό και υγρό, τότε η εξάτμιση αξιοποιείται στη διατήρηση της χαμηλής θερμοκρασίας του υγρού ρεύματος, η οποία λειτουργεί ως κινούσα δύναμη για την παραγωγή ψυκτικής ικανότητας.
- (συνθήκες εισόδου)
    - η θερμοκρασία εισόδου μεταβλήθηκε μεταξύ των 25^oC και των 45^oC, διατηρώντας τα υπόλοιπα μεγέθη σταθερά. Η θερμοκρασία εξόδου για τις δύο αυτές τιμές κατήλθε στους $12.7\,^oC$ και στους $25.7\,^oC$, αντίστοιχα (δηλαδή, ένα εύρος 20^oC των θερμοκρασιών εισόδου οδήγησε σε ένα εύρος 13^oC των θερμοκρασιών εξόδου). Επιβεβαιώθηκε, λοιπόν, κατ' αυτόν τον τρόπο ότι ο κύκλος Maisotsenko είναι αποδοτικότερος καθώς τροφοδοτείται με θερμό αέρα.
    - διατηρώντας σταθερή τη θερμοκρασία στους 45^oC και μεταβάλλοντας τη σχετική υγρασία από το 20% ως το 60%, η θερμοκρασία του εξερχόμενου αέρα κυμαίνεται μεταξύ 21.3^oC και 35.8^oC και η ψυκτική ικανότητα μειώνεται από τα $27.4kW_c$ στα $20.2kW_c$.
- (διαμόρφωση ψύκτη)
    - εις ότι αφορά στο ύψος των καναλιών, οι προσομοιώσεις έδειξαν ότι το μέγεθος αυτό επιδρά στο βαθμό απόδοσης του ψύκτη. Συγκεκριμένα, τροφοδοτώντας τον ψύκτη με αέρα θερμοκρασίας 30^oC και σχετικής υγρασίας 45%, η θερμοκρασία του εξερχόμενου αέρα αυξάνεται από τους 19.2^oC στους 28^oC, καθώς το ύψος του καναλιού αυξάνεται από τα $2.5mm$ ως τα $20mm$. Όμως, το βραχύτερο κανάλι οδηγεί σε υψηλότερες απώλειες πίεσης, συνεπώς υψηλότερη δαπάνη ηλεκτρικής ενέργειας, ωστόσο σε κάθε περίπτωση συμφέρει η χρήση πολλών βραχέων καναλιών αντί λίγων ψηλών.
    - το μήκος του ψύκτη (και συγκεκριμένα το μήκος της ξηρής διαδρομής) επηρεάζει θετικά το βαθμό απόδοσης του ψύκτη: με τροφοδοσία αέρα θερμοκρασίας 30^oC και σχετικής υγρασίας 45%, η θερμοκρασία του εξερχόμενου αέρα μειώνετα από τους 24.3^oC ως τους 20.2^oC, καθώς το μήκος της ξηρής διαδρομής αυξάνεται από $250mm$ σε $1000mm$.
- (λειτουργικές συνθήκες)
    - η ταχύτητα του αέρα σε αμφότερα τα ρεύματα του ψύκτη λειτουργεί αρνητικά για το βαθμό απόδοσης του ψύκτη. Συγκεκριμένα, προσομοιώθηκε ότι για αέρα

θερμοκρασίας 30^oC και σχετικής υγρασίας 45%, καθώς η ταχύτητα αυξάνεται από $1.5m/s$ στα $7.5m/s$ η θερμοκρασία του εξερχόμενου αέρα, όπως αναμενόταν, αυξάνεται από τους 19.5^oC ως τους 23.1^oC. Αυτό σχετίζεται με την ανάπτυξη των φαινομένων μεταφοράς

- ο λόγος λ συνδέεται αρνητικά με το βαθμό απόδοσης του ψύκτη, ήτοι αύξηση του λόγου λειτουργεί αρνητικά για την απόδοση της συσκευής· το γεγονός αυτό έχει επιβεβαιωθεί και πειραματικά στα πλαίσια της παρούσας διατριβής. Ωστόσο, η εργασία του Πανεπιστημίου του Wroclaw δεν ασχολείται με τιμές του λ μικρότερες της μονάδας, αντιθέτως δηλώνει ως σταθεροποιημένες τις τιμές της θερμοκρασίας του εξερχόμενου αέρα γι' αυτό το πεδίο τιμών.

§ 7.3. Καθορισμός ρευστομηχανικών συντελεστών

Η εργασία της Coolerado Corp., παρά την απλοϊκότητά της, αποτέλεσε μια ικανή αφετηρία για την ανάλυση των ρευστομηχανικών συνθηκών στον εναλλάκτη θερμότητας και μάζας. Παρά το γεγονός ότι πλέον (το 2014) ο σχεδιασμός του επιπέδου ψύκτη έχει διαφοροποιηθεί ελαφρώς, εντούτοις η δημοσίευση του 2011 τηρεί τη γεωμετρική διαμόρφωση που μελετήθηκε στα πλαίσια της παρούσας διατριβής. Αξίζει, επομένως, μια ειδική μνεία στον προσδιορισμό των ρευστομηχανικών συντελεστών που διέπουν τα φαινόμενα μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας στον ψύκτη.

Πίνακας 7.6: *Συντελεστές εντοπισμένων απωλειών*

Α/Α οπής	p_{dry} $[Pa]$	p_{wet} $[Pa]$	υ $[m/s]$	ζ
A1	130	21	1.14	137.84
A2	90	18	0.96	128.66
A3	63	15	0.82	116.09
A4	44	12	0.70	107.47
A5	30	10	0.60	90.97
A6	21	9	0.51	76.27
A7	15	7	0.42	73.46
A8	11	6	0.39	53.05
A9	9	6	0.37	36.30
A10	8	6	0.36	24.86
B11	35	11	0.73	73.15
B12	24	9	0.59	69.94
B13	18	8	0.53	58.19
B14	14	7	0.50	46.30
B15	13	6	0.42	63.31
B16	9	5	0.36	51.43
B17	8	5	0.33	44.21
B18	8	5	0.33	46.24
B19	8	5	0.31	49.65
B20	8	5	0.38	34.11

Στον Πίνακα 7.6 δίνονται οι συντελεστές εντοπισμένων απωλειών που χαρακτηρίζουν τις οπές που οδηγούν το εργαζόμενο ρεύμα από το άνω επίπεδο στο κάτω επίπεδο· υπενθυμίζεται ότι η τιμή του συντελεστή ζ δίνεται από τη σχέση:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\frac{\varrho \cdot \overline{v}^2}{2}} \qquad \{7.1\}$$

Από τη μελέτη των παραπάνω πινάκων διαπιστώνεται ότι, παρά το γεγονός ότι όλες οι οπές είναι της αυτής διαμέτρου, εντούτοις ο συντελεστής εντοπισμένων απωλειών παρουσιάζεται μειούμενος και εξαρτώμενος από την παροχή που διακινείται μέσω της κάθε οπής.

Στον Πίνακα 7.7 δίνεται ο γραμμικός συντελεστής απωλειών κατά μήκος των 20 υγρών καναλιών, σύμφωνα με τη σχέση Darcy - Weisback:

$$\Lambda_p = \frac{\Delta p}{\frac{L}{d_h} \cdot \frac{\varrho \cdot \overline{v}^2}{2}} \qquad \{7.2\}$$

Πίνακας 7.7: *Συντελεστές γραμμικών απωλειών υγρών καναλιών*

Α/Α καναλιού	**L [*mm*]**	**Re**	**Λ_p**
1	200	599.93	4.34
2		504.69	4.25
3		433.81	4.02
4		368.14	3.90
5		316.33	3.60
6		267.61	3.52
7		222.64	3.64
8		207.13	3.08
9		193.96	2.87
10		191.34	2.63
11	175	386.43	3.22
12		312.44	3.38
13		279.68	3.16
14		262.32	2.79
15		224.34	3.55
16		188.15	3.49
17		175.74	3.56
18		171.85	3.72
19		165.84	3.99
20		200.09	2.74

Σύμφωνα με τα ανωτέρω παρουσιαζόμενα, οι γραμμικές απώλειες είναι σχεδόν σταθεροποιημένες. Η εξάρτηση της τιμής του οικείου συντελεστή από τον αντίστοιχο αριθμό Reynolds είναι σαφής, ενώ

τα φαινόμενα τύρβης διαφοροποιούν την τιμή του συντελεστή γραμμικών απωλειών από την αναμενόμενη τιμή $\lambda_p = \frac{64}{\mathrm{Re}}$. Αντίθετο συμπέρασμα συνάγεται από τον υπολογισμό του συντελεστή γραμμικών απωλειών των καναλιών που συνθέτουν το ψυχόμενο ρεύμα:

$$\lambda_p = \frac{150\,Pa}{\frac{8}{\pi^2} \cdot \frac{0.503m \cdot 1.225\frac{kg}{m^3}}{(0.00528m)^5} \cdot \left(8.6858911 \cdot 10^{-4}\,\frac{kg}{s}\right)^2} = 0.06128 \qquad \{\mathbf{7.3}\}$$

Αποδεικνύεται ότι η ύπαρξη των οπών και οι συνεπακόλουθοι στροβιλισμοί που μεταφέρονται στα υγρά κανάλια οδηγούν σε μια εντελώς διαφοροποιημένη ρευστομηχανική συμπεριφορά των καναλιών αυτών σε σχέση με τα αντίστοιχα ξηρά κανάλια του ψυχόμενου ρεύματος, η ομαλή προσαγωγή του αέρα στα οποία λειτουργεί ευμενώς για τις πτώσεις πίεσης και τις αντίστοιχες απαιτήσεις ανεμιστήρα.

Ονοματολογία

Μεγέθη

d_h	υδραυλική διάμετρος	[m]
h	ενθαλπία ψυχόμενου ρεύματος	[kJ/kg]
H	ενθαλπία εργαζόμενου ρεύματος	[kJ/kg]
p	πίεση	[bar]
t	θερμοκρασία ψυχόμενου ρεύματος	[^oC]
T	θερμοκρασία εργαζόμενου ρεύματος	[^oC]
ϕ	σχετική υγρασία ψυχόμενου ρεύματος	[-]
Φ	σχετική υγρασία εργαζόμενου ρεύματος	[-]
V	ταχύτητα εργαζόμενου ρεύματος	[m/s]
w	λόγος υγρασίας ψυχόμενου ρεύματος	[kg_w/kg_{da}]
W	λόγος υγρασίας εργαζόμενου ρεύματος	[kg_w/kg_{da}]
ζ	συντελεστής εντοπισμένων απωλειών πίεσης	[-]
λ_p	συντελεστής γραμμικών απωλειών πίεσης ψυχόμενου ρεύματος	[-]
Λ_p	συντελεστής γραμμικών απωλειών πίεσης εργαζόμενου ρεύματος	[-]
υ	ταχύτητα ψυχόμενου ρεύματος	[m/s]
η	βαθμός απόδοσης	[-]

Δείκτες

in	είσοδος ψύκτη (μη ομοιόμορφες συνθήκες)
out	έξοδος ψύκτη

8ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ
ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΗ & ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΠΟΙΗΣΗ ΒΑΣΙΚΗΣ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗΣ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ MAISOTSENKO

§ 8.0. Εισαγωγή

Έχοντας ολοκληρώσει τις πειραματικές μετρήσεις και συγκροτήσει ένα περιεκτικό υπολογιστικό μοντέλο για την προσομοίωση της βασικής γεωμετρίας του κύκλου Maisotsenko, υπάρχει πια το υπόβαθρο για μια βαθύτερη διείσδυση στη συμπεριφορά του, θέτοντας πια τεχνικά προσανατολισμένα κριτήρια λειτουργίας και βελτιστοποίησης.

Με σκοπό τη βελτιστοποίηση του κύκλου, πρέπει προηγουμένως να διατυπωθούν τα ερωτήματα, πάνω στα οποία θα οργανωθεί αυτή:

- πως οι συνθήκες περιβάλλοντος επηρεάζουν τον κύκλο;
- πως οι βρεχόμενες επιφάνειες λειτουργούν ευεργετικά ή αποθαρρυντικά στη λειτουργία του κύκλου;
- πως ο λόγος παροχών μάζας μπορεί να αυξήσει έτι περισσότερο το δυναμικό θερμοκρασιακής πτώσης, ώστε να παραληφθούν ακόμα χαμηλότερες θερμοκρασίες;

Σύμφωνα με τα ανωτέρω κριτήρια θα εκτιμηθούν υπολογιστικά οι βέλτιστες συνθήκες διαμόρφωσης και λειτουργίας του ψύκτη ως προς την ψυκτική ικανότητα και την ειδική κατανάλωση του νερού.

Το παρόν Κεφάλαιο διαρθρώνεται στα παρακάτω εδάφια:

1. *Αξιολόγηση επίδρασης κλιματικών συνθηκών*
2. *Αξιολόγηση επίδρασης βρεχόμενης επιφάνειας*
3. *Αξιολόγηση επίδρασης λόγου παροχών*

§ 8.1. Αξιολόγηση επίδρασης κλιματικών συνθηκών

Τα ξηρά κλίματα, όπως το ελληνικό ηπειρωτικό, είναι εκ προοιμίου κατάλληλα για τη λειτουργία εξατμιστικών συστημάτων, εντούτοις τόσο οι απαιτήσεις από τις ψυκτικές εγκαταστάσεις εν γένει, όσο και οι προσδοκίες από μια νέα τεχνική, όπως ο κύκλος Maisotsenko, είναι υψηλές αμφότερες. Προκειμένου, λοιπόν, να επιβεβαιωθεί αναντίρρητα η καταλληλότητα εφαρμογής του κύκλου σε πραγματικές εφαρμογές θα πρέπει να εξεταστεί η συμπεριφορά του υπό διαφορετικές κλιματολογικές συνθήκες και τούτο συνιστά σαφώς βελτιστοποίηση ως προς το περιβάλλον λειτουργίας, με σκοπό, δε, την ακριβέστερη και πλέον επίκαιρη αποτύπωση των εν λόγω χαρακτηριστικών, θα χρησιμοποιηθεί ο πρόσφατος Κανονισμός Ενεργειακής Απόδοσης των Κτηρίων (Κ.Εν.Α.Κ.) και η Τεχνική Οδηγία Τ.Ε.Ε. 20701-3 [47].

Η ικανοποίηση των απαιτήσεων ψύξης είναι προφανής και μη διαπραγματεύσιμη για κάθε χρήστη συστημάτων κλιματισμού και ως τέτοια θα πρέπει να κριθεί η λειτουργία των εξατμιστικών ψυκτών. Είναι, επομένως, απαραίτητη η εξέταση των πλέον ακραίων συνθηκών περιβάλλοντος και συγκεκριμένα των συνθηκών σχεδιασμού θέρους κατά 1%. Βάσει αυτών, πρόκειται να εξεταστούν οι πόλεις του Πίνακα 8.1, στον οποίο δίνονται και οι συνθήκες σχεδιασμού σε όρους θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας.

Πίνακας 8.1: *Κλιματικά δεδομένα εξεταζόμενων πόλεων*

Πόλη	**Θερμοκρασία [^oC]**	**Σχετική Υγρασία [%]**
Αθήνα (κέντρο)	36.0^oC	29.2%
Θεσσαλονίκη (κέντρο)	35.0^oC	44.7%
Πάτρα (Άραξος)	34.5^oC	46.6%
Ηράκλειο	32.5^oC	49.7%
Ιωάννινα	34.5^oC	33.4%
Λάρισα	36.5^oC	33.5%
Αλεξανδρούπολη	34.0^oC	40.2%
Άργος	37.0^oC	34.0%
Αγρίνιο	36.5^oC	39.6%

Για ονομαστικές παροχές μάζας, όπως αυτές ορίστηκαν σε προηγούμενο Κεφάλαιο, η βασική διαμόρφωση του κύκλου Maisotsenko, αναμένεται να αποδώσει τα αποτελέσματα που δίνονται στον Πίνακα 8.2[1].

Πίνακας 8.2: *Απόδοση βασικής διαμόρφωσης κύκλου Maisotsenko (με λ=1) σε ελληνικές πόλεις*

Πόλη	**Θερμοκρασία εξόδου [^oC]**		**Βαθμός απόδοσης [%]**		**swc [kg_w/kWh_c]**	
	λ= 1:1	***λ= 1:2***	***λ= 1:1***	***λ= 1:2***	***λ= 1:1***	***λ= 1:2***
Αθήνα (κέντρο)	22.8	20.4	93.8	111.3	2.700	3.801
Θεσσαλονίκη (κέντρο)	25.5	23.9	94.6	110.6	2.706	3.831
Πάτρα (Άραξος)	25.5	24.0	94.5	110.5	2.706	3.830
Ηράκλειο	24.5	23.1	94.0	110.5	2.699	3.813
Ιωάννινα	22.8	20.3	93.7	113.5	2.698	3.817
Λάρισα	24.2	22.1	94.3	111.0	2.705	3.818
Αλεξανδρούπολη	23.8	22.0	94.1	111.0	2.700	3.808
Άργος	24.7	22.6	94.5	111.0	2.707	3.824
Αγρίνιο	24.3	23.8	94.4	110.7	2.705	3.834

Τα απεικονιζόμενα αποτελέσματα είναι ενδιαφέροντα και διαφωτιστικά:

- ξεχωρίζει, κατ' αρχήν, η μη σημαντική εξάρτηση του βαθμού απόδοσης από τις συνθήκες περιβάλλοντος σε αμφότερες τις ρυθμίσεις, γεγονός που είχε εξακριβωθεί, εξ' άλλου, και

[1] Θεωρείται ότι όλες οι πόλεις βρίσκονται στην επιφάνεια της θάλασσας, των Ιωαννίνων εξαιρουμένων (για τα οποία χρησιμοποιήθηκε ειδικός ψυχρομετρικός χάρτης, για υψόμετρο 600m).

κατά τη φάση των πειραματικών μετρήσεων. Ωστόσο, πρέπει να επαναληφθεί ότι ο βαθμός απόδοσης, λόγω του τρόπου με τον οποίο ορίζεται, σχετίζεται έντονα με την υγρασία του περιβάλλοντος και τούτο εξηγεί γιατί η Αθήνα και τα Ιωάννινα επιτυγχάνουν τόσο χαμηλές θερμοκρασίες· αντίθετα, η Θεσσαλονίκη και η Πάτρα, εξαιτίας του υγρού κλίματός τους, δεν καταφέρνουν να παραλάβουν ψύξη θερμοκρασίας κάτω των 25^oC, γεγονός που θα πρέπει να ληφθεί πολύ σοβαρά υπ' όψιν κατά την αξιολόγηση εξατμιστικών ψυκτών ως επιλογή για κλιματισμό χώρων.

- η ειδική κατανάλωση του νερού παραμένει, όπως θα ανέμενε κανείς σταθερή (μιας και στα μεν ξηρά κλίματα, ναι μεν εξατμίζεται περισσότερο νερό, αλλά παράλληλα εξασφαλίζεται υψηλότερη ψυκτική ικανότητα)
- το Αγρίνιο, το Άργος και η Λάρισα, οι παραδοσιακά θερμότερες πόλεις της Ελλάδας επιτυγχάνουν αξιοσημείωτα αποτελέσματα.
- η ελάττωση της παροχής του ψυχόμενου ρεύματος επιτρέπει τη δραματική αύξηση της θερμοκρασιακής πτώσης, επιτυγχάνοντας άνετα βαθμούς απόδοσης της τάξης του 110% και ψύχοντας πολύ ικανοποιητικά, για οποιαδήποτε εφαρμογή κλιματισμού τον αέρα. Κι εδώ ξεχωρίζουν η Αθήνα και τα Ιωάννινα, απολαμβάνοντας ψυχρό αέρα θερμοκρασίας σχεδόν 20^oC.

Συμπερασματικά, λοιπόν, διαπιστώνεται η ικανότητα του κύκλου Maisotsenko να καλύπτει ανάγκες κλιματισμού σε διάφορες πόλεις, ακόμα κι αν αυτές χαρακτηρίζονται από υψηλή υγρασία, εφ' όσον ρυθμιστεί σωστά. Ποιος είναι, όμως, ο βέλτιστος λόγος παροχών; Η απάντηση πρόκειται να δοθεί σε επόμενο εδάφιο, πριν, όμως από αυτό θα πρέπει προηγουμένως να διερευνηθεί ο τρόπος με τον οποίο η βρεχόμενη επιφάνεια επιδρά στην απόδοση του ψύκτη.

§ 8.2. Αξιολόγηση επίδρασης βρεχόμενης επιφάνειας

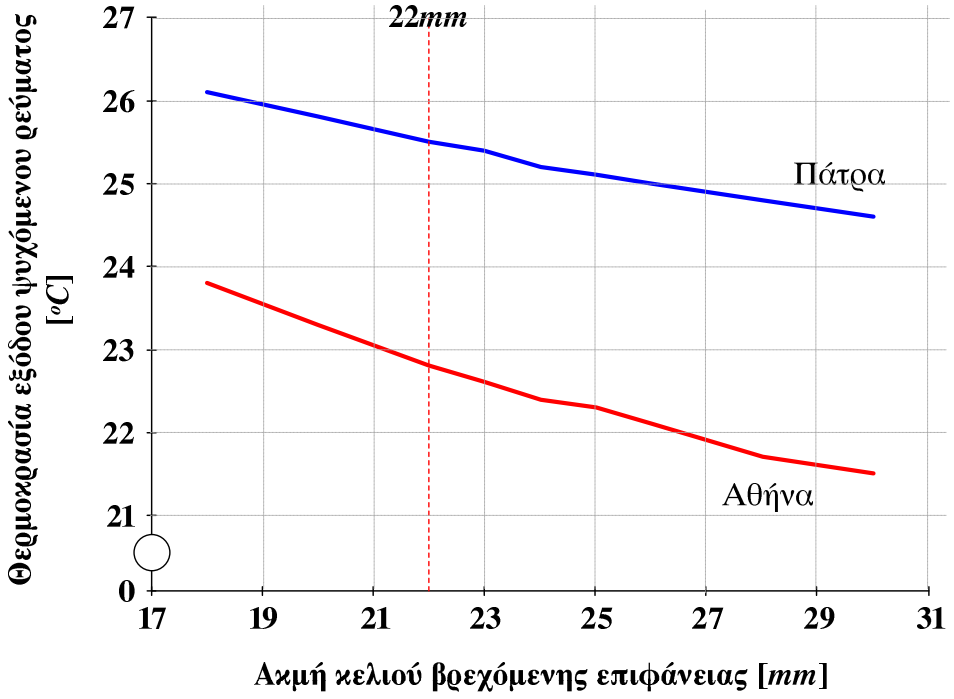
Η μελέτη των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών στο 3ο Κεφάλαιο κατέδειξε την επίδραση του πορώδους του μπλοκ ύγρανσης στην απόδοση των συσκευών αυτών. Κατά την εφαρμογή, όμως, του κύκλου Maisotsenko, βάσει της οποίας το μπλοκ ύγρανσης έχει αντικατασταθεί από βρεχόμενες επιφάνειες, το πορώδες δεν έχει νόημα· χάριν πληρότητας, το πορώδες ενός επιπέδου της βασικής διαμόρφωσης ανέρχεται σε:

$$\alpha_L = \frac{20 \cdot (200mm \cdot 22mm)}{6mm \cdot 500mm \cdot 200mm} = 147m^{-1} \qquad \{\mathbf{8.1}\}$$

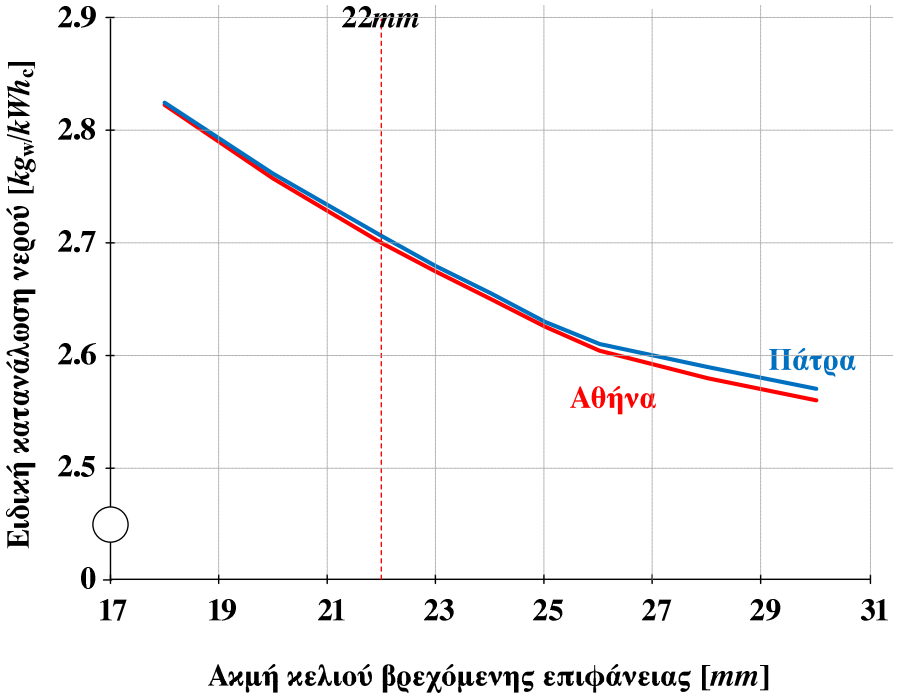
Στο παρόν εδάφιο θα εξεταστεί η επίδραση της βρεχόμενης επιφάνειας στην απόδοση του κύκλου Maisotsenko με δύο τρόπους:

- με αύξηση του πλάτους του γεωμετρικού κελιού, αυξάνοντας ταυτόχρονα την παροχή μάζας
- με μεταβολή των λειτουργικών ρευμάτων.

Εις ότι αφορά στον πρώτο τρόπο, εξετάζεται η μεταβολή του πλάτους του κελιού και η επίδρασή της στη θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου ρεύματος και στην ειδική κατανάλωση νερού. Τα αποτελέσματα δίνονται στα παρακάτω γραφήματα:



Εικόνα 8.1: *Εξάρτηση θερμοκρασίας παραγόμενου αέρα από το πλάτος του γεωμετρικού κελιού*



Εικόνα 8.2: *Εξάρτηση ειδικής κατανάλωσης νερού από το πλάτος του γεωμετρικού κελιού*

Αφού πρώτα επιβεβαιωθεί η μη εξάρτηση της ειδικής κατανάλωσης νερού από τις κλιματικές συνθήκες της περιοχής, στην οποία λειτουργεί ο ψύκτης, διαπιστώνεται ότι η αύξηση της βρεχόμενης επιφάνειας οδηγεί σε παραγωγή ακόμα ψυχρότερου αέρα και στην κατανάλωση ακόμα λιγότερου νερού (ανά μονάδα παραγόμενου ψυκτικού αποτελέσματος). Η μείωση της κατανάλωσης νερού εξηγείται από το γεγονός ότι διατίθεται επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας για περισσότερο χρόνο αφ' ης στιγμής ο αέρας του εργαζομένου ρεύματος έχει κορεστεί (δηλαδή, με μικρή αύξηση της στιγμιαίας κατανάλωσης, αυξάνεται δυσανάλογα η παραγόμενη ψυκτική ισχύς, συνεπώς το κλάσμα της ειδικής κατανάλωσης νερού γίνεται μικρότερο).

Επόμενο βήμα είναι η διερεύνηση της επίδρασης της βρεχόμενης επιφάνειας, καθώς το πλήθος των λειτουργικών καναλιών μεταβάλλεται. Εξετάζεται ακολούθως η συμπεριφορά του ψύκτη με δύο και ένα λιγότερα ψυχόμενα κανάλια (και τη συνεπακόλουθη μεταβολή της παροχής μάζας)· ο παρακάτω Πίνακας συνοψίζει τα αποτελέσματα της προσομοίωσης για την πόλη της Αθήνας.

Πίνακας 8.3: *Παραμετρική διερεύνηση της επίδρασης του πλήθους των ψυχόμενων καναλιών στη συμπεριφορά του ψύκτη*

Πλήθος καναλιών	**Αναγωγή παροχής ψυχόμενου ρεύματος**	**Θερμοκρασία εξόδου [^oC]**	**Βαθμός απόδοσης [%]**	**swc [kg_w/kWh_c]**
3	ναι	22.3	98.2	3.633
	όχι	24.2	84.3	2.876
4	ναι	22.5	96.0	3.054
	όχι	23.4	89.7	2.773
5		22.8	93.8	2.700

Δε χρειάζεται να σχολιαστεί το γιατί δε θεωρήθηκαν περισσότερα ψυχόμενα κανάλια, μιας και έχει αποδειχθεί πειραματικά και υπολογιστικά [8], [11], [45], [46] ότι το εργαζόμενο ρεύμα εξέρχεται σε θερμοκρασία σχεδόν περιβάλλοντος, συνεπώς τυχόν επέκταση του ψύκτη προς τα δεξιά δε θα είχε ευεργετικό αποτέλεσμα. Αντίθετα, η συρρίκνωσή του προς τα αριστερά μπορεί υπό προϋποθέσεις να είναι θετική, ωστόσο το τίμημα σε όρους αύξησης της κατανάλωσης του νερού είναι μάλλον δυσανάλογο (αύξηση κατά 25% οδηγεί σε ωφέλεια κατά μόλις 0.5^oC). Καθώς, λοιπόν, η ειδική κατανάλωση νερού αυξάνεται σημαντικά και όμοια μειώνεται η συγκέντρωση ψυκτικής ισχύος, συμπεραίνεται ότι το πλήθος των ψυχόμενων καναλιών έχει κατά τρόπο βέλτιστο επιλεγεί.

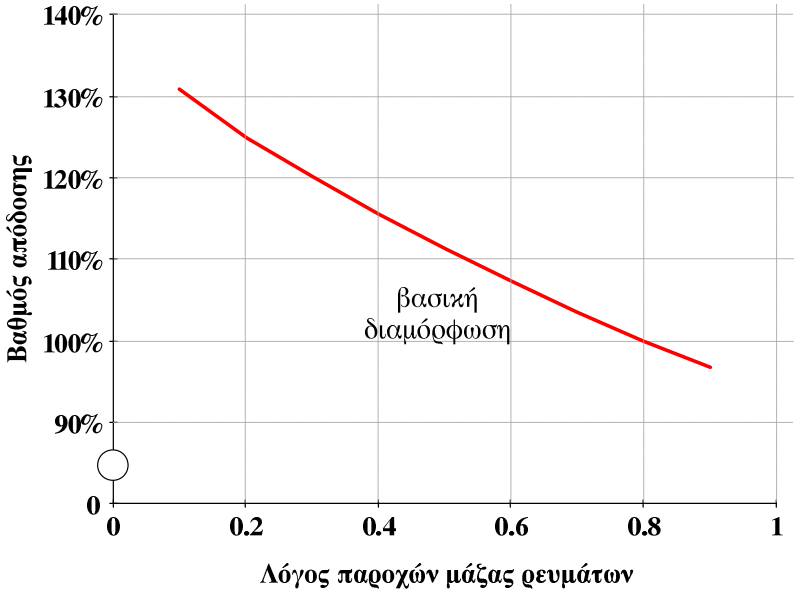
§ 8.3. Αξιολόγηση επίδρασης λόγου παροχών

Το τελευταίο μέγεθος που εξετάζεται είναι η παραμετροποίηση του λόγου παροχών. Και εδώ, τα αποτελέσματα αναμένεται να είναι θετικά, καθώς το ψυχόμενο ρεύμα καταστέλλεται, ωστόσο μοιραία θα υπάρχει κάποιο όριο, πέραν του οποίου η ειδική κατανάλωση του νερού θα καθίσταται απαγορευτική λόγω της δραματικής μείωσης της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος (και της συνεπακόλουθης μείωσης της συγκέντρωσης ψυκτικής ισχύος), η οποία κινείται γοργότερα από την αναμενόμενη μεγάλη θερμοκρασιακή πτώση. Αν, ιδανικά, το εργαζόμενο ρεύμα απορρίπτεται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος (δηλαδή, αν η εξάτμιση οδηγεί σε μεταβολή αισθητού φορτίου μόνο του ψυχόμενου ρεύματος), τότε από την εφαρμογή της εξίσωσης {4.6} προκύπτει ότι:

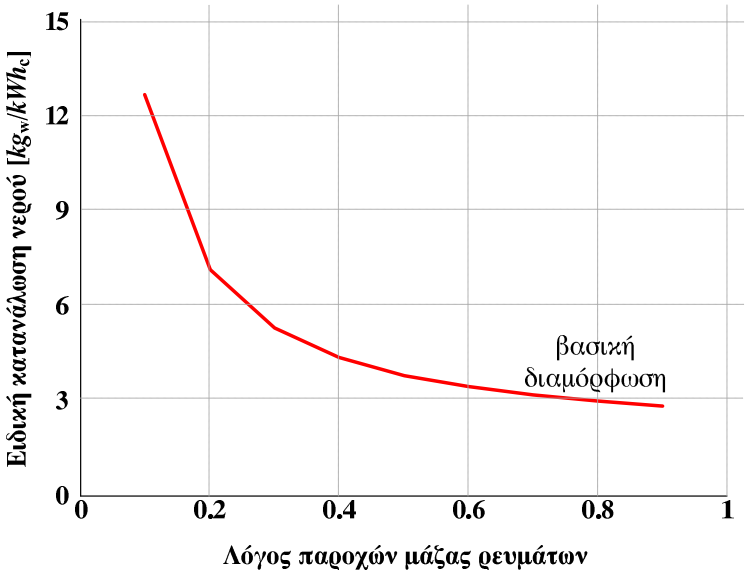
$$\dot{m} \cdot \Delta h = \dot{M} \cdot \Delta H \Rightarrow \frac{\Delta H}{\Delta h} = \lambda \approx \frac{\Delta W \cdot r}{\Delta t \cdot c_p} \Rightarrow \Delta t(\lambda) = \frac{\Delta W \cdot r}{\lambda \cdot c_p} \qquad \{8.2\}$$

δηλαδή, όπως έχει διαπιστωθεί και σε προηγούμενα Κεφάλαια, η μείωση του λόγου παροχών οδηγεί σε αύξηση της επιτυγχανόμενης θερμοκρασιακής πτώσης στο ψυχόμενο ρεύμα.

Στα δύο ακόλουθα γραφήματα δίνεται η μεταβολή του βαθμού απόδοσης και της ειδικής κατανάλωσης νερού για έναν ψύκτη, εγκατεστημένο στην Αθήνα, που εξασφαλίζει επαρκή εξάτμιση από 0.024*kg/s* εργαζόμενου ρεύματος· εξετάζονται λόγοι παροχών 0.1, 0.2, … 0.9.



Εικόνα 7.3: *Παραμετροποίηση λόγου παροχών (επίδραση στο βαθμό απόδοσης)*



Εικόνα 7.4: *Παραμετροποίηση λόγου παροχών (επίδραση στην ειδική κατανάλωση νερού)*

Πέραν του ότι επανεπιβεβαιώνεται η υπεροχή της προτεινόμενης διαμόρφωσης των οπών, ώστε να μεταβληθεί η ροή του εργαζόμενου μέσου, διαπιστώνεται ότι η καταστολή του ψυχόμενου ρεύματος οδηγεί σε μια σημαντική αύξηση του βαθμού απόδοση, ακόμα και πέραν των «επίσημων» προδιαγραφών του κύκλου· ειδικά, μάλιστα, η προτεινόμενη διαμόρφωση των ροών σε λόγο 1:1 επιτυγχάνει βαθμό απόδοσης σημείου δρόσου (βλ. 2ο Κεφάλαιο) της τάξης του 95.1%· τα αποτελέσματα είναι ποιοτικώς σε συμφωνία με τις δημοσιευμένες εργασίες των C. Zhan et al., X. Zhao et al. [16], [17] και B. Rinagvilaikul [8], [9] (καίτοι μη συγκρίσιμα, μιας και οι συγγραφείς αυτοί δε δίνουν γεωμετρικά στοιχεία για τα μοντέλα τους, ώστε να είναι πλήρως συγκρίσιμα). Ωστόσο, οι τόσο χαμηλοί λόγοι παροχών οδηγούν μοιραία σε κατακόρυφη αύξηση της ειδικής κατανάλωσης νερού και σε δραματική μείωση της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος και της συγκέντρωσης ψυκτικής

ισχύος, καθιστώντας αναγκαστική την εν παραλλήλω λειτουργία πολλών modules, ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή παραγωγή ψύξης. Εδώ, συνεπώς, αναπτύσσονται οι δυνατότητες του κύκλου Maisotsenko σε όλο τους το εύρος και εναπόκειται πια στις ιδιαιτερότητες της κάθε εφαρμογής το πώς θα αξιοποιήσουν τα πλεονεκτήματά του.

Επανερχόμενοι στο θεμελιώδες ερώτημα της ποιότητας του κλιματιζόμενου αέρα, σε όρους θερμοκρασίας, η μεταβολή του λόγου παροχών μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως μέσο βελτίωσης της απόδοσης ενός ψύκτη σε περιοχές υψηλής (ή, τουλάχιστον, υψηλότερης από το επιθυμητό) υγρασίας ή ακόμα και της ελάττωσης της κατανάλωσης του ψύκτη σε περιοχές χαμηλής υγρασίας (μέσω της μείωσης της παροχής του εργαζόμενου ρεύματος). Ο Πίνακας 8.4 παρέχει υπολογιζόμενες τιμές του βαθμού απόδοσης και της ειδικής κατανάλωσης νερού για διάφορα περιβάλλοντα, θέτοντας ως στόχο την παραγωγή αέρα θερμοκρασίας 21°C.

Πίνακας 8.4: *Βαθμός απόδοσης & ειδική κατανάλωση νερού σε διάφορα περιβάλλοντα*

Θερμοκρασία [^{o}C]	**Σχετική υγρασία [%]**									
	20%		**30%**		**40%**		**50%**		**60%**	
	λ	*swc*	λ	*swc*	λ	*swc*	λ	*swc*	λ	*swc*
30	2.5	2.02	1.8	2.19	1	2.69	0.5	3.81	<0.1	>12
34	1.5	2.33	0.9	2.83	0.3	5.34	<0.1	>12	<0.1	>12
38	0.9	2.84	0.4	4.41	<0.1	>12	<0.1	>12	<0.1	>12
42	0.55	3.64	<0.1	>12	<0.1	>12	<0.1	>12	<0.1	>12
46	0.2	7.37	<0.1	>12	<0.1	>12	<0.1	>12	<0.1	>12

Ο Πίνακας είναι κατατοπιστικός· η αδυναμία του κύκλου να λειτουργήσει σε υγρά ή σε θερμά και μέτριας υγρασίας κλίματα επιβεβαιώνεται με σαφήνεια, ωστόσο διαπιστώνεται η δυνατότητα περαιτέρω εξοικονόμησης νερού, εφ' όσον η παραγωγή αέρα σε θερμοκρασία 17°C ή 18°C) δεν είναι αναγκαία.

Ονοματολογία

<u>Μεγέθη</u>

a_L	κλάσμα βρεχόμενης επιφάνειας προς μεικτό όγκο εναλλάκτη	$[m^{-1}]$
c_p	ειδική θερμοχωρητικότητα	$[kJ/kg{\cdot}K]$
r	λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης	$[kJ/kg_w]$
swc	ειδική κατανάλωση νερού	$[kg_w/kWh_c]$
t	θερμοκρασία	$[^oC]$
ϕ	σχετική υγρασία	$[\%]$
η	βαθμός απόδοσης	$[\%]$
λ	λόγος παροχών μάζας ρευμάτων (ψυχόμενου προς εργαζόμενο)	[-]

9ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ
ΑΝΑΠΤΥΞΗ & ΑΝΑΛΥΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΙΚΩΝ ΓΕΩΜΕΤΡΙΩΝ ΕΞΑΤΜΙΣΤΙΚΗΣ ΨΥΞΗΣ

§ 9.0. Εισαγωγή

Κατά τα τρία προηγούμενα Κεφάλαια μελετήθηκε εκτεταμένα, τόσο πειραματικά όσο και υπολογιστικά, η υπάρχουσα τεχνική υλοποίησης του κύκλου Maisotsenko και προσδιορίστηκαν τα βέλτιστα σημεία λειτουργίας και ρύθμισης αυτής, σε όρους θερμοκρασίας εξόδου, βαθμού απόδοσης και ειδικής κατανάλωσης νερού. Η εξαγωγή των συμπερασμάτων αυτών είναι ιδιαίτερα σημαντική, διότι, όχι μόνο κατέδειξε την καταλληλότητα της εφαρμογής αυτής στο κλίμα της Ελλάδας, αλλά και επιτρέπει την εύκολη παραμετροποίηση ακόμα και μιας έτοιμης συσκευής, ώστε η απόδοσή της να βελτιστοποιείται κατά τρόπο αδιάλειπτο.

Ωστόσο, η προτεινόμενη ορθογωνική γεωμετρία παρουσιάζει κάποια μειονεκτήματα, με βασικότερο όλων την εγγενώς περιορισμένη βρεχόμενη επιφάνεια σε σχέση με τη διακινούμενη ποσότητα του αέρα (η αντιπαραβολή με τις σπογγοειδείς γεωμετρίες που μελετήθηκαν στο 3ο Κεφάλαιο, οι οποίες παρείχαν πορώδες την τάξης του $400m^{-1}$ υπήρξε συντριπτική). Αντί αυτής, λοιπόν, αξίζει να εξεταστεί η ανάπτυξη άλλων γεωμετριών και συγκεκριμένα γεωμετριών κυλινδρικής μορφής, μιας και ο κύκλος είναι το γεωμετρικό σχήμα με τη μικρότερη περίμετρο για δεδομένο εμβαδό. Τις γεωμετρίες αυτές, τόσο υλοποιώντας απλή έμμεση εξατμιστική ψύξη, όσο και τον κύκλο του Maisotsenko, εξετάζει το Κεφάλαιο αυτό.

Το παρόν Κεφάλαιο διαρθρώνεται στα παρακάτω εδάφια:

1. *Στόχοι και παραδοχές εναλλακτικών γεωμετριών*
2. *Ανάπτυξη έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη κυλινδρικής μορφής*
3. *Ανάπτυξη έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη κυλινδρικής μορφής κατά Maisotsenko.*

§ 9.1. Στόχοι και παραδοχές εναλλακτικών γεωμετριών

Η υιοθέτηση της κυλινδρικής γεωμετρίας αποσκοπεί, όπως προαναφέρθηκε, στη μεγιστοποίηση της βρεχόμενης επιφάνειας, με την οποία έρχεται σε επαφή το εργαζόμενο ρεύμα. Λόγω της φύσης του προβλήματος και της απουσίας βιβλιογραφίας, η υπολογιστική προσομοίωση θα διεξαχθεί χρησιμοποιώντας τις πλέον θεμελιώδεις συσχετίσεις που παρέχει η Μετάδοση Θερμότητας, ακόμα και αν αυτές δεν είναι οι πλέον εξειδικευμένες, ώστε οι λύσεις να είναι γενικές και παραδεκτές.

Κύριος στόχος της κυλινδρικής γεωμετρίας δεν είναι άλλος από την περαιτέρω βελτίωση των επιδόσεων των εξατμιστικών ψυκτών, όχι μόνο αυτών που ακολουθούν τον κύκλο Maisotsenko, αλλά και των απλών· εξ' άλλου είναι αναγκαία η μελέτη ενός απλού εξατμιστικού ψύκτη, ώστε αυτός να αποτελέσει τη βάση μελέτης του ψύκτη κατά Maisotsenko. Ωστόσο, η τεχνογνωσία που αποκτήθηκε κατά την ανάλυση της βασικής γεωμετρίας θα πρέπει, όχι απλώς να μη χαθεί σε αυτή τη φάση, αλλά να χρησιμοποιηθεί συγκριτικά.

Βασικό χαρακτηριστικό των εξατμιστικών ψυκτών μη σπογγοειδούς διαμόρφωσης είναι το μάλλον περιορισμένο μήκος αυτών, αρκετά χαμηλότερο από το εκατονταπλάσιο της υδραυλικής διαμέτρου, ώστε η (εν γένει) στρωτή ροή να θεωρηθεί πλήρως διαμορφωμένη. Υφίσταται, εντούτοις, το πλεονέκτημα της πρακτικά σταθερής θερμοκρασίας της βρεχόμενης επιφάνειας (και πραγματικά σταθερής σε πεπερασμένο μικρό μήκος), το οποίο επιτρέπει τη χρήση σταθεροποιημένης τιμής του αριθμού Nusselt, σύμφωνα με τη σχέση:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot \frac{d_h}{L} \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr}}{1 + 0.04 \cdot \left(\frac{d_h}{L} \cdot \mathrm{Re} \cdot \mathrm{Pr} \right)^{\frac{2}{3}}} \qquad \{\mathbf{9.1}\}$$

όπου ο αριθμός Prandlt δίνεται ως συνάρτηση της θερμοκρασίας:

$$\mathrm{Pr}(t) = 6 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 - 2.8222 \cdot 10^{-4} \cdot t + 0.715145 \qquad \{\mathbf{9.2}\}$$

ο δε αριθμός Reynolds υπολογίζεται βάσει, μεταξύ άλλων, και της συνεκτικότητας, σύμφωνα με τη σχέση:

$$\nu(t) = \left(8 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 - 0.0898 \cdot t + 13.31711\right) \cdot 10^{-6} \qquad \{\mathbf{9.3}\}$$

Εις ότι αφορά τη μεταφορά μάζας, αυτή χαρακτηρίζεται από τον αριθμό Lewis, ο οποίος, λόγω του έντονα υγρού περιβάλλοντος στο εργαζόμενο ρεύμα, δίνεται, κατά τα γνωστά, από τη σχέση {2.12}. Τέλος, για τον υπολογισμό του αριθμού Reynolds είναι απαραίτητη η γνώση της υδραυλικής διαμέτρου, η οποία για μεν τις κυκλικές διατομές είναι ίση προς την ονομαστική διάμετρο, για δε τις δακτυλιοειδείς διατομές είναι ίση με τη διαφορά της διαμέτρου του εσωτερικού κύκλου από τον εξωτερικό.

§ 9.2. Ανάπτυξη έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη κυλινδρικής μορφής

Η πλήρης ανάπτυξη ενός υπολογιστικού μοντέλου προσομοίωσης έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών, χωρίς χρήση λογισμικού υπολογιστικής ρευστομηχανικής (όπως το ANSYS/FLUENT) καθιστά αναγκαστική την όσο το δυνατό αναλυτικότερη διατύπωση των θεμελιωδών και των σύνθετων εξισώσεων περιγραφής των φαινομένων μεταφοράς. Και, μολονότι η εμπειρία καταδεικνύει ότι μεταξύ των εναλλακτών ομορροής και αντιρροής, οι δεύτεροι υπερτερούν, εντούτοις η υπολογιστική απλότητα των εναλλακτών ομορροής καθιστά απαραίτητη τη μοντελοποίησή τους, ώστε αυτή να χρησιμοποιηθεί ως βάση στα επόμενα βήματα.

Με σκοπό την κατά το δυνατό αμεσότερη σύγκριση με την επίπεδη γεωμετρία, θεωρείται ένας έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης ομορροής, ο οποίος συντίθεται από δύο ομόκεντρους κυλίνδρους, η διάμετρος του εσωτερικού εκ των δύο είναι $9.17mm$ και του άλλου είναι $12.97mm$, το δε κοινό μήκος είναι ίσο με $200mm$· βάσει των διαμέτρων εξασφαλίζεται διατομής ροής, τόσο για το εσωτερικά ρέον ψυχόμενο ρεύμα, όσο και για το εργαζόμενο ρεύμα, ίσης προς $66mm^2$ (μιας και θεωρείται ότι η διαχωριστική επιφάνεια είναι αμελητέου πάχους). Αμφότερα τα ρεύματα τροφοδοτούνται από την ίδια πλευρά με αέρα περιβάλλοντος, κατάστασης.

Για τη μελέτη της εξέλιξης των φαινομένων κατά μήκος του ψύκτη, θεωρείται στοιχειώδες μήκος του ψύκτη $1mm$, ώστε η στοιχειώδης βρεχόμενη επιφάνεια να είναι ίση με $28.808mm^2$· το στοιχειώδες μήκος προέκυψε βάσει ελέγχου ανεξαρτησίας πλέγματος (ελέγχθηκε η συνέπεια αποτελεσμάτων βάσει στοιχειωδών μηκών $0.01mm$, $0.05mm$, $0.1mm$, $0.5mm$, $1mm$, $2mm$, $5mm$, $10mm$). Η στοιχειώδης βρεχόμενη αυτή επιφάνεια αλληλεπιδρά σε μια στοιχειώδη φέτα (κατ' αναλογία με το υπολογιστικό κελί του επίπεδου ψύκτη) με τα δύο ρεύματα ως εξής:

- συναλλάσσοντας αισθητή θερμότητα με το ψυχόμενο ρεύμα, η οποία δίνεται από τη σχέση

$$q = k_h \cdot F \cdot \frac{t_n - t_p}{\ln \frac{t_n - t_{wall}}{t_p - t_{wall}}} \qquad \{9.4\}$$

- συναλλάσσοντας αισθητή θερμότητα με το εργαζόμενο ρεύμα, η οποία δίνεται από τη σχέση

$$Q_s = K_h \cdot F \cdot \frac{T_n - T_p}{\ln \frac{T_n - T_{wall}}{T_p - T_{wall}}} \qquad \{9.5\}$$

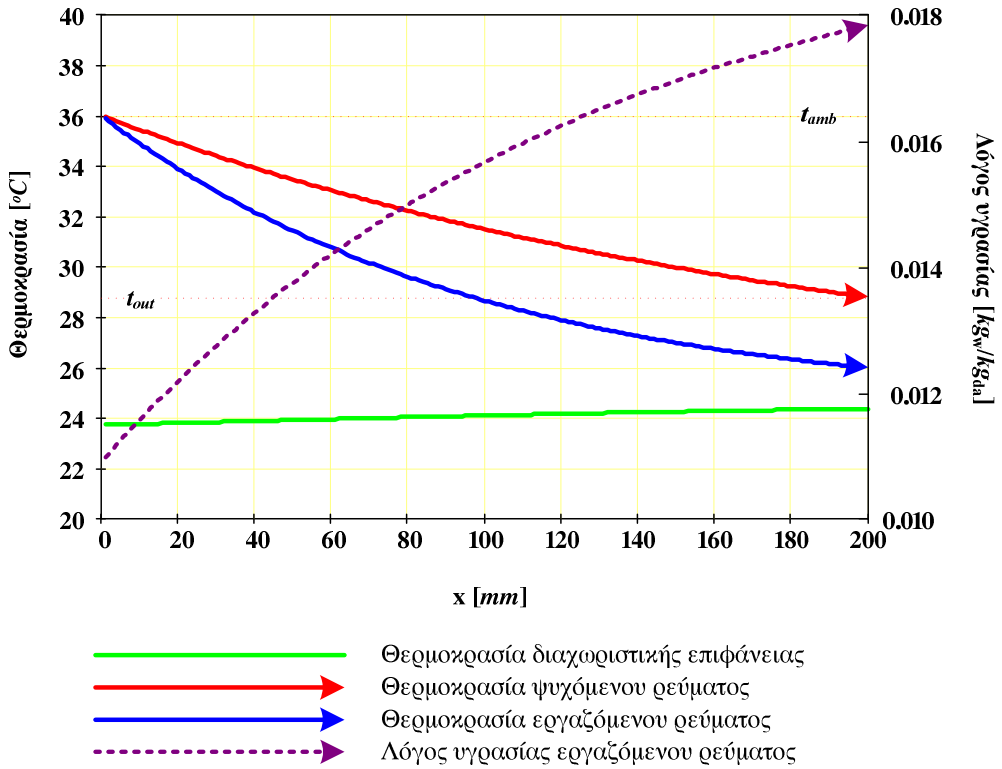
- συναλλάσσοντας λανθάνουσα θερμότητα με το εργαζόμενο ρεύμα, η οποία δίνεται από τη σχέση

$$Q_s = K_m \cdot F \cdot r \cdot \left(W^{sat}\left(t_{wall}\right) - W_p\right) \qquad \{9.6\}$$

όπου:

- k_h και K_h είναι οι γενικευμένοι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας για το ψυχόμενο και εργαζόμενο ρεύμα, αντίστοιχα (τηρούνται ακριβώς οι ίδιοι συμβολισμοί που χρησιμοποιήθηκαν κατά την ανάλυση της επίπεδης γεωμετρίας)
- K_m είναι ο γενικευμένος συντελεστής μεταφοράς μάζας, ο οποίος υπολογίζεται βάσει του K_h, του αριθμού Lewis και της θερμοκρασίας, σύμφωνα με τη σχέση {6.9}
- F είναι η στοιχειώδης βρεχόμενη επιφάνεια
- *"p"* και *"n"* είναι ενδείξεις για την είσοδο και την έξοδο στη στοιχειώδη φέτα, αντίστοιχα.

Η χρήση της στοιχειώδους φέτας επιτρέπει την πλήρη επίλυση του ψύκτη, μιας και η έξοδος κάθε φέτας αποτελεί την είσοδο της ακριβώς επόμενης. Αναπτύσσοντας μια τεχνική εντελώς όμοια με αυτή που αναπτύχθηκε στο εδάφιο §5.3, ο ψύκτης επιλύεται αρκετά γρήγορα και με ακρίβεια (μιας και εδώ το πρόβλημα αναπτύσσεται μονοδιάστατα)· για παροχή μάζας ίση με $8 \cdot 10^{-5} kg/s$ σε αμφότερα τα ρεύματα και συνθήκες περιβάλλοντος όπως αυτές του Αστεροσκοπείου Αθηνών, η κατά μήκος μεταβολή των θερμοκρασιών, του λόγου υγρασίας του εργαζόμενου ρεύματος και της υπέρβασης της θερμοκρασίας υγρού βολβού στη βρεχόμενη επιφάνεια δίνονται στο παρακάτω γράφημα.



Εικόνα 9.1: *Έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης σε ομορροή*

Ο βαθμός απόδοσης του ψύκτη ανέρχεται σε 51.4%, μιας και το ψυχόμενο ρεύμα εξέρχεται του ψύκτη σε θερμοκρασία 28.8^oC, προφανώς και εντελώς ακατάλληλη για την οποιαδήποτε εφαρμογή κλιματισμού. Το εργαζόμενο ρεύμα τελικώς επιτυγχάνει σχετική υγρασία 83.7%, η δε ειδική κατανάλωση του νερού ανέρχεται σε 3.452kg_w/kWh_c, ενώ για την παραγωγή 1kW_c απαιτείται η εν παραλλήλω εγκατάσταση και λειτουργία 1'693 τέτοιων ψυκτικών στοιχείων. Η απόδοση αυτής της συσκευής είναι πολύ χαμηλή και η κατανάλωσή της είναι μάλλον υψηλή, οπότε η τεχνική και πρακτική της ακαταλληλότητα είναι δεδομένες. Πάντως, το γεγονός ότι ο βαθμός απόδοσης κινείται σε «λογικές» τιμές αποτελεί ένδειξη ότι οι μέχρι τώρα παραδοχές έχουν διατυπωθεί σε σωστή κατεύθυνση.

Δεν πρόκειται, ωστόσο, η μέθοδος επίλυσης του ψύκτη ομορροής να καταστεί άχρηστη και τούτο διότι μπορεί να αξιοποιηθεί σε προβλήματα αντιρροής. Ο τρόπος είναι ιδιαίτερα απλός: κατά την ομορροή, αμφότερα τα αλληλεπιδρώντα φαινόμενα κινούνται προς την αυτή κατεύθυνση, επομένως είναι δυνατή η γνώση των αριθμητικών του τιμών σε όλο το μήκος λειτουργίας του εναλλάκτη· αντίθετα, κατά την αντιρροή οι κοινές είσοδοι είναι απέναντι τοποθετημένες, επομένως το πρόβλημα δε λύνεται άμεσα, παρά μόνο ***αντίστροφα*** και με ορισμό κριτηρίου σύγκλισης.

Για την καλύτερη κατανόηση της μελέτης των φαινομένων αντιρροής, προτιμάται η αλλαγή της φοράς του ψυχόμενου και όχι του εργαζόμενου ρεύματος· η σύμβαση αυτή τηρείται χωρίς καμία βλάβη της γενικότητας και με το σκεπτικό ότι το εργαζόμενο ρεύμα υφίσταται δύο ειδών ενεργειακές συναλλαγές (αισθητή αλλά και λανθάνουσα θερμότητα), άρα μεταξύ των δύο ρευμάτων είναι το πλέον «δύσκολο». Έτσι, στη θέση $x=0$ για το εργαζόμενο ρεύμα ισχύει $T(x)=t_{amb}$ και $W(x)=W_{amb}$, ενώ στη θέση $x=200$ για το ψυχόμενο ρεύμα ισχύει $t(200)=t_{amb}$. Η έμμεση επίλυση του εναλλάκτη αυτού βασίζεται στην εξής απλή συλλογιστική διαδικασία:

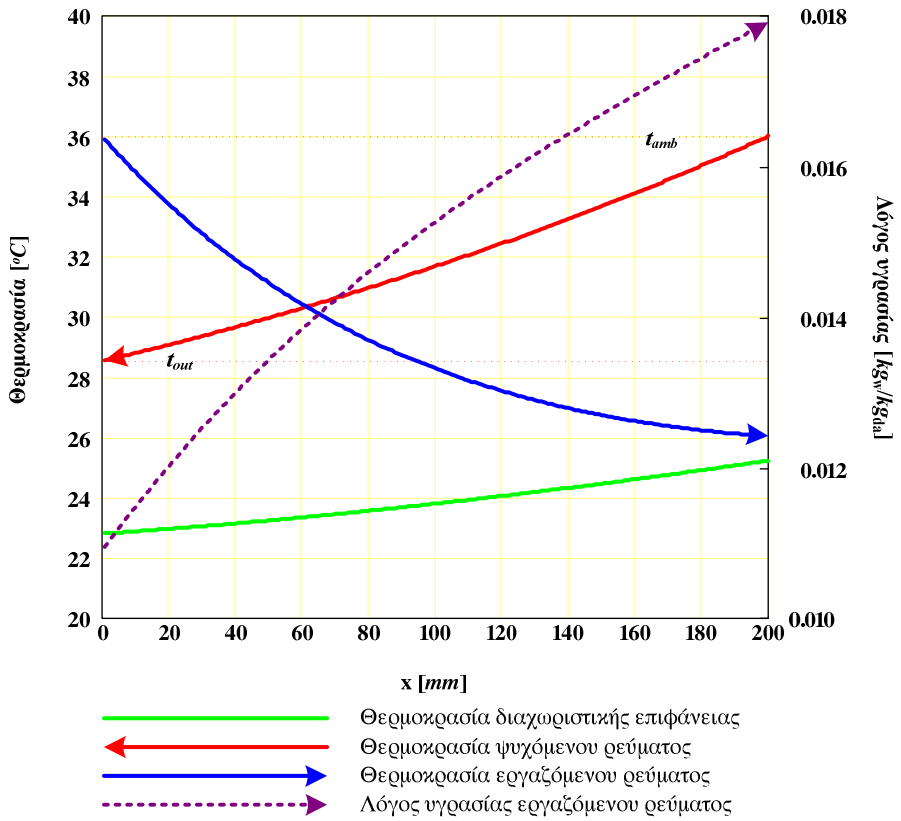
- εφ' όσον το φαινόμενο μπορεί να λυθεί άμεσα μόνο σε ομορροή, θεωρείται μια υποθετική θερμοκρασία για το ψυχόμενο ρεύμα και ο ψύκτης επιλύεται σαν να λειτουργούσε σε ομορροής.

- βάσει της παραπάνω υποθετικής θερμοκρασίας, το ψυχόμενο ρεύμα «θερμαίνεται» και τελικώς υπολογίζεται η $t(200)$. Εδώ υπάρχει, σε σχέση με την ομορροή, διαφοροποίηση θερμοδυναμικής φύσης, μιας και θα πρέπει οι προσημάνσεις να επιλέγονται με τρόπο ώστε το ρεύμα αυτό να «θερμαίνεται».
- η επίλυση έχει ολοκληρωθεί όταν η υποθετική θερμοκρασία $t(200)$ επιλέγεται τέτοια, ώστε η να εξάγεται ίση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Η εντολή «root» του λογισμικού MathCAD επιτρέπει την εύκολη σύνταξη του αναγκαίου κώδικα και συγκλίνει με ταχύτητα και ασφάλεια στη λύση.

Εισάγοντας ακριβώς τις ίδιες συνθήκες με το προηγούμενο παράδειγμα, η επίλυση του ψύκτη αντιρροής δίνει τα αποτελέσματα που απεικονίζονται στην Εικόνα 8.2· λόγω της πολυπλοκότητας των φαινομένων και για καλύτερη κατανόηση της λειτουργίας της συσκευής, έχουν χαραχθεί οι παρακάτω καμπύλες:

- θερμοκρασία ξηρού βολβού εργαζόμενου ρεύματος
- θερμοκρασία ξηρού βολβού ψυχόμενου ρεύματος (κινείται από δεξιά προς τα αριστερά)
- υπέρβαση θερμοκρασίας υγρού βολβού στη βρεχόμενη επιφάνεια
- θερμοκρασία υγρού βολβού εργαζόμενου ρεύματος
- θερμοκρασία βρεχόμενης επιφάνειας
- λόγος υγρασίας εργαζόμενου ρεύματος

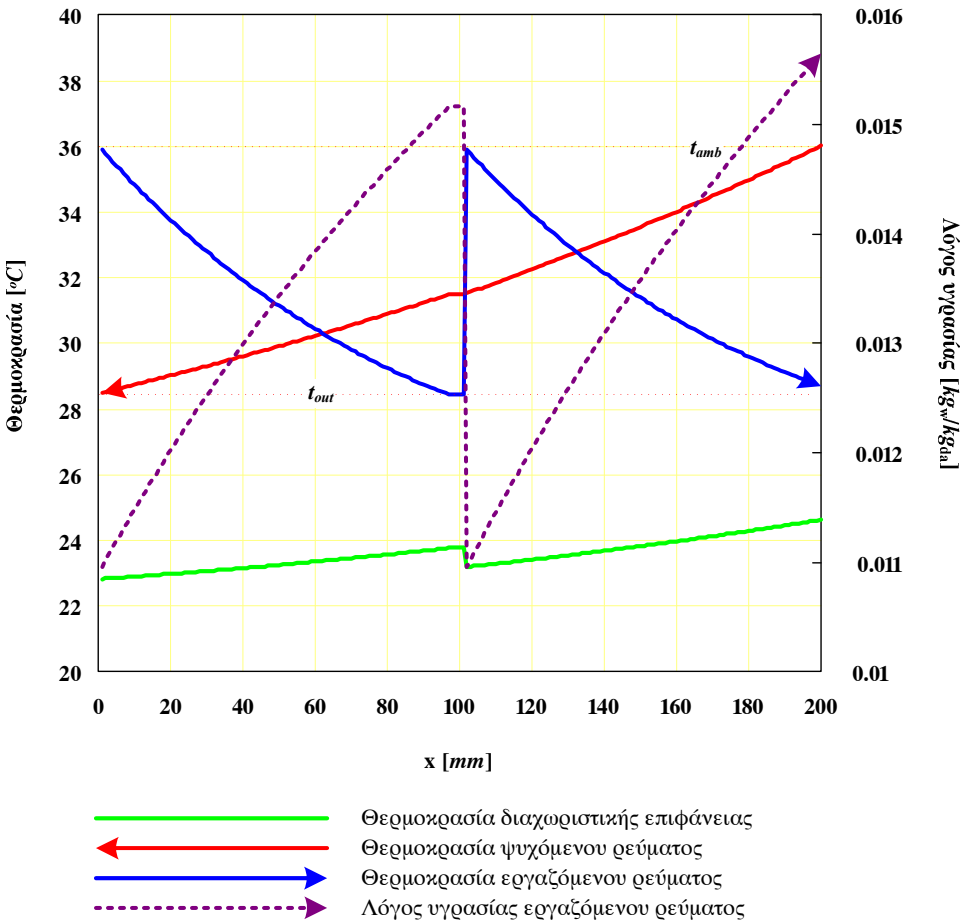


Εικόνα 9.2: *Έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης σε αντιρροή*

Εξετάζοντας το παραπάνω γράφημα, μπορεί να υπολογιστεί ότι η υπέρβαση της θερμοκρασίας υγρού βολβού κινείται αυξητικά και όχι μειωτικά (όπως στον ψύκτη ομορροής)· αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι στις «δεξιές» θέσεις του ψύκτη, η υψηλή θερμοκρασία του εργαζομένου ρεύματος επιβαρύνει τη διαχωριστική επιφάνεια με μεγάλα ποσά αισθητής θερμότητας. Πέραν αυτού, ο βαθμός απόδοσης αυτής τη συσκευής ανέρχεται στο 53.3%, παρέχοντας ψυχρό αέρα σε

θερμοκρασία 28.5^oC και καταναλώνοντας 3.358kg_w/kWh_c· η διαφοροποίηση των τιμών αυτών σε σχέση με τον ψύκτη ομορροής είναι μικρές, ωστόσο η αντιρροή θα προτιμηθεί λόγω των γεωμετρικών πλεονεκτημάτων της στις επόμενες συσκευές. Είναι ευνόητο ότι ούτε αυτή η συσκευή μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε εφαρμογές κλιματισμού, παρά μονάχα ίσως για πρόψυξη κάποιου ρεύματος αέρα.

Παραμένοντας, λοιπόν, στην επιλογή της αντιρροής, εξετάζεται τώρα η συμπεριφορά ενός έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη με ενδιάμεση ανατροφοδότηση ατμοσφαιρικού αέρα. Με τον τρόπο αυτό εξασφαλίζεται η ανετότερη εξάτμιση του νερού, ωστόσο στον ψύκτη εισάγεται διπλάσιο ποσό θερμότητας μέσω των δύο εισόδων εργαζόμενου ρεύματος, κάτι που μπορεί να επηρεάσει αρνητικά την απόδοσή του, όπως φαίνεται παρακάτω.



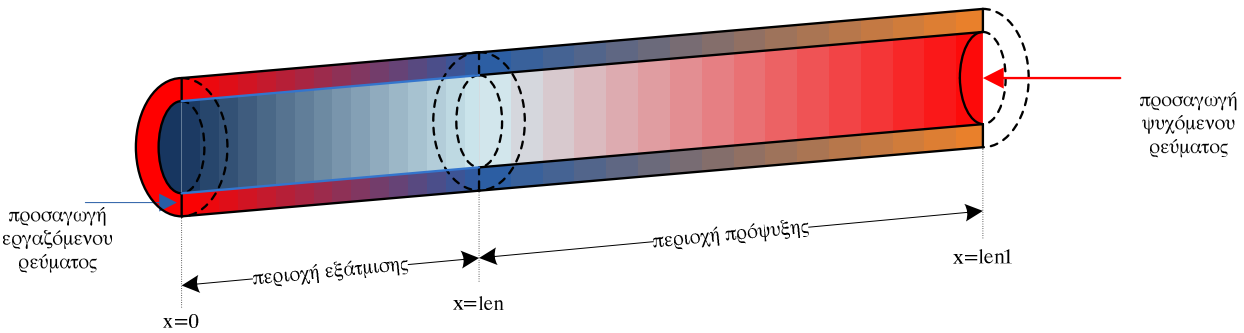
Εικόνα 9.3: *Έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης με ενδιάμεση ανατροφοδότηση αέρα*

Τα αποτελέσματα της παραπάνω υλοποίησης είναι κατ' αρχήν αποθαρρυντικά: ο βαθμός απόδοσης έχει καθηλωθεί στο 53.8%, την ίδια στιγμή που η ειδική κατανάλωση του νερού έχει εκτοξευτεί στα 4.275kg_w/kWh_c. Μια προσεκτικότερη, όμως, ματιά στο γράφημα αποκαλύπτει πως ο λόγος υγρασίας στην έξοδο αμφότερων των εργαζόμενων ρευμάτων έχει συγκρατηθεί σε μια αρκετά χαμηλή τιμή. Θα ήταν, επομένως, εφικτή η ανάμειξη όλων των ρευμάτων (του ψυχόμενου και των δύο εργαζόμενων), με σκοπό την αύξηση της ψυκτικής ικανότητας: η επιλογή αυτή οδηγεί στην παραγωγή ενός «τελικού» αέρα με θερμοκρασία 28.5^oC, σχετική υγρασία 57%, καταναλώνοντας μόλις 1.425kg_w/kWh_c. Αν, επομένως, η μεγάλη μείωση της θερμοκρασίας δεν είναι αναγκαία και υπάρχει μια κάποια ανοχή ως προς τη σχετική υγρασία, η παραπάνω λύση είναι αρκετά ελκυστική, μιας και εμφανίζει ίδιο βαθμό απόδοσης με τον απλό ψύκτη, αλλά καταναλώνει 2.5 φορές λιγότερο νερό για την παραγωγή της αυτής ψυκτικής ισχύος.

Εντούτοις, η θερμοκρασία παραμένει αρκετά υψηλή και σίγουρα όχι ικανή για κλιματισμό χώρων. Η ιδέα, όμως, από την προηγούμενη υλοποίηση δεν πρέπει να αμεληθεί: το εργαζόμενο ρεύμα εξέρχεται αρκετά κρύο και η ιδιότητά του αυτή δεν πρέπει να μείνει ανεκμετάλλευτη. Πως αυτή, όμως, θα μπορούσε να αξιοποιηθεί; Μια ιδέα θα ήταν η διοχέτευση του εργαζόμενου ρεύματος σε έναν μη εξατμιστικό εναλλάκτη θερμότητας, ώστε να παραχθεί άλλο ένα ρεύμα ψυχρού αέρα. Για λόγους απλότητας και συγκρισιμότητας, ο μη εξατμιστικός εναλλάκτης έχει ακριβώς τα ίδια γεωμετρικά και λειτουργικά χαρακτηριστικά με τον εξατμιστικό (παροχές μάζας, μήκος και διαμέτρους) και θεωρείται ότι συνδέεται με τον εξατμιστικό μέσω τέλεια μονωμένων αεραγωγών. Εκτελώντας το υπολογιστικό μοντέλο, λαμβάνονται τα παρακάτω αποτελέσματα:

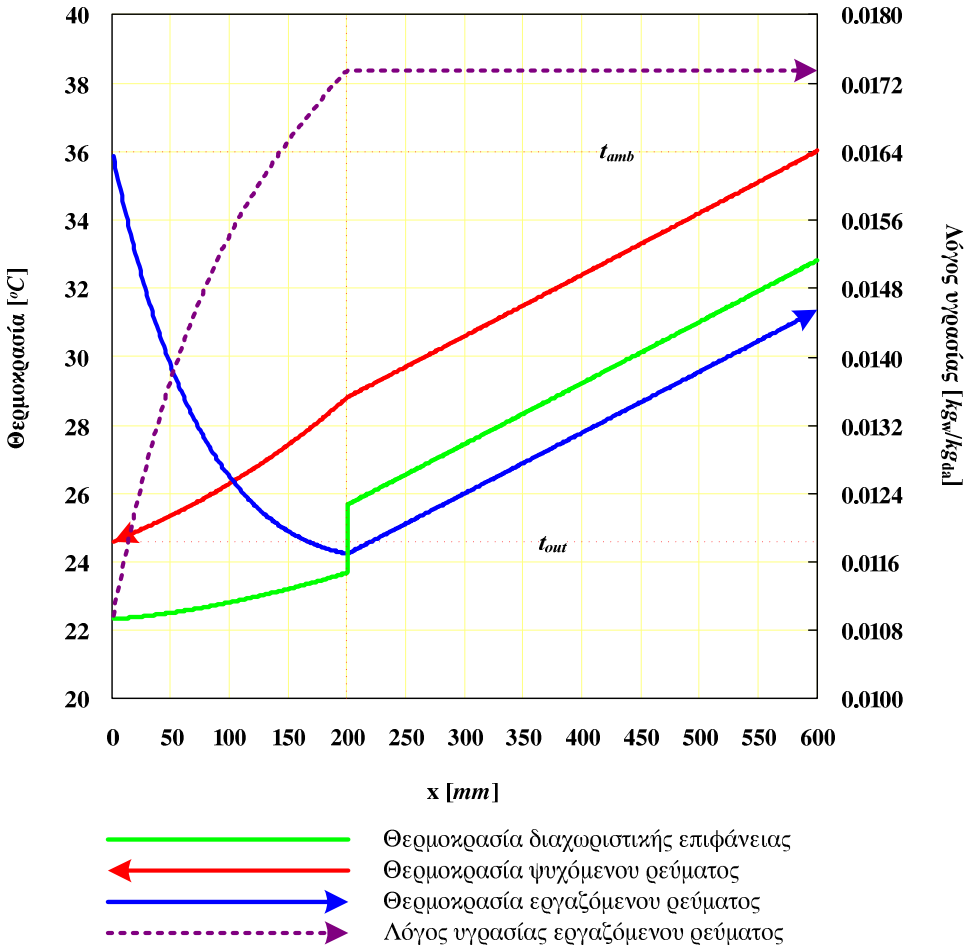
- το εργαζόμενο ρεύμα εισέρχεται στον δευτερεύοντα εναλλάκτη σε θερμοκρασία 26.1^oC και εξέρχεται από αυτόν σε θερμοκρασία 29.8^oC· ταυτόχρονα, το δευτερεύον ωφέλιμο ρεύμα, που προσάγεται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος 36^oC, εξέρχεται στους 32.3^oC, αυξάνοντας μεν κατά 50% την ψυκτική ικανότητα του όλου συγκροτήματος, παρέχοντας όμως έναν αέρα πολύ κακών χαρακτηριστικών
- η ειδική κατανάλωση του νερού μειώθηκε στα $2.25kg_w/kWh_c$, ως αποτέλεσμα της εντατικής χρήσης του εργαζόμενου ρεύματος.

Όλες οι παραπάνω υλοποιήσεις είναι εύκολα εφικτές, ωστόσο τα αποτελέσματά τους πόρρω απέχουν από το να χαρακτηριστούν ως ικανοποιητικά: οι θερμοκρασίες σαφώς δε μπορούν να καλύψουν τις ανάγκες κλιματισμού χώρων. Έτσι, έχοντας την εμπειρία των πειραματικών μετρήσεων (βλ. 6ο Κεφάλαιο), θα γίνει μια σύνθεση των άνω περιγραφέντων υλοποιήσεων σε μια συμπαγή, απλή και αποδοτική γεωμετρία, η οποία θα συνίσταται από την άμεση σύνδεση του εξατμιστικού και του δευτερεύοντος εναλλάκτη και τη χρήση του εξερχόμενου εργαζόμενου ρεύματος για την πρόψυξη του ψυχόμενου. Εύκολα, λοιπόν, μπορεί να προβλέψει κανείς τη συμπεριφορά ενός τέτοιου συστήματος: η θερμοκρασία του ψυχόμενου ρεύματος θα τείνει συνεχώς μειούμενη, ενώ αυτή του εργαζόμενου θα τείνει μειούμενη στην περιοχή εξάτμισης και αυξανόμενη στην περιοχή πρόψυξης· το παρακάτω σκαρίφημα είναι κατατοπιστικό (με κόκκινα χρώματα επισημαίνονται οι υψηλές θερμοκρασίες αέρα και με μπλε οι χαμηλές, ενώ με γαλάζια γραμμή διακρίνεται η εξατμιστική διαχωριστική επιφάνεια στην περιοχή εξάτμισης και με μαύρη γραμμή η αντίστοιχη μη εξατμιστική στην περιοχή πρόψυξης).



Εικόνα 9.4: *Έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης αντιρροής με πρόψυξη ψυχόμενου ρεύματος*

Η κατασκευαστική απλότητα του παραπάνω ψυκτικού στοιχείου είναι προφανής: αρκεί η τύλιξη δύο διαχωριστικών επιφανειών σε κυλινδρικό σχήμα και η εξασφάλιση διαβροχής επί της εσωτερικής. Η κατανομή θερμοκρασιών και λόγων υγρασίας του στοιχείου, για μήκη της περιοχής εξάτμισης $200mm$ και πρόψυξης $400mm$, δίνεται στην κάτωθι Εικόνα.



Εικόνα 8.5: *Έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης αντιρροής με πρόψυξη ψυχόμενου ρεύματος*

Η κατά μήκος ανάλυση του ψύκτη δίνει ενδιαφέρουσες πληροφορίες για τη συμπεριφορά του· το ψυχόμενο ρεύμα (που εισέρχεται από τα δεξιά) προψύχεται μέχρι θερμοκρασίας 28.8^oC, αξιοποιώντας το ενεργειακό περιεχόμενο του εργαζόμενου ρεύματος, το οποίο άλλως θα απορριπτόταν στο περιβάλλον σε χαμηλή θερμοκρασία. Με τον τρόπο αυτό, το ψυχόμενο ρεύμα εισέρχεται στην περιοχή εξάτμισης όντας σε αρκετά χαμηλότερη θερμοκρασία από αυτήν του περιβάλλοντος, διευρύνοντας έτσι τη δυνατότητα ψύξης του, η δε πορεία της θερμοκρασίας του είναι μάλλον αναμενόμενη: κατά μήκος της περιοχής πρόψυξης η κλίση της θερμοκρασίας είναι σταθερή, ενώ στην περιοχή εξάτμισης το προφίλ της θερμοκρασίας προσομοιάζει σε εκθετική μορφή. Εντελώς αντίστροφη είναι η εικόνα της θερμοκρασίας του εργαζόμενου ρεύματος, η οποία μειώνεται θεαματικά στην περιοχή εξάτμισης και τείνει αυξανόμενη στην περιοχή πρόψυξης, ώστε τελικά το εν λόγω ρεύμα να απορριφθεί σε θερμοκρασία 31.3^oC και όχι 24.3^oC, όπως θα συνέβαινε αν απορριπτόταν κατ' ευθείαν στο περιβάλλον (ο βαθμός απόδοσης της περιοχής πρόψυξης ανέρχεται σε 61.1%). Κατά τα αναμενόμενα, δε, η θερμοκρασία της διαχωριστικής επιφάνειας είναι χαμηλότερη των δύο ρευμάτων στην περιοχή εξάτμισης και ενδιάμεση μεταξύ των δύο στην περιοχή πρόψυξης, ενώ ο λόγος υγρασίας αυξάνεται εκθετικά μέχρι το όριο των δύο περιοχών και κατόπιν σταθεροποιείται, μιας και στην περιοχή πρόψυξης δεν πραγματοποιείται συναλλαγή υγρασίας. Βάσει των παραπάνω, ο συνολικός βαθμός απόδοσης του ψυκτικού στοιχείου ως προς τη θερμοκρασία υγρού βολβού του περιβάλλοντος ανέρχεται σε 81.4%, για δε την παραγωγή 1kW_c απαιτείται η εν παραλλήλω λειτουργία 1'426 όμοιων στοιχείων. Είναι απολύτως σαφές ότι η διαμόρφωση αυτή οδηγεί σε αυτόνομα ψυκτικά στοιχεία πολύ μικρής ψυκτικής ικανότητας (αν και αυτό θα μπορούσε να εκτιμηθεί θετικά, αν αναλογιστεί κανείς ότι τα διακριτά κανάλια της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης του κύκλου Maisotsenko είναι αδύνατο να λειτουργήσουν αυτόνομα).

Τα αποτελέσματα αυτής της υλοποίησης είναι θετικά και ενθαρρυντικά, συνεπώς θα ήταν ενδιαφέρον να πραγματοποιηθεί μια παραμετρική ανάλυση των επιδόσεων αυτών των ψυκτών, εξετάζοντας παράλληλα πέντε μεταβλητές:

- περιοχή εγκατάστασης· εξετάζονται οι περιοχές Αστεροσκοπείου, Ελληνικού, Νέας Φιλαδέλφειας και Τατοΐου.
- παροχή μάζας· η βασική παροχή μάζας των δύο ρευμάτων διορθώνεται κατά ±25%, ώστε να εξεταστεί η ικανότητα κάλυψης αυξημένων φορτίων με ρύθμιση της παροχής.
- λόγος παροχών· βάσει της εμπειρίας των πειραματικών και υπολογιστικών μετρήσεων στη βασική συσκευή Maisotsenko, αξιολογείται η αύξηση της απόδοσης του ψύκτη λόγω μείωσης της παροχής του ψυχόμενου ρεύματος κατά 10% και 20%, κατά περίπτωση. Ο λόγος παροχών παραμετροποιείται μόνο για την περιοχή του Αστεροσκοπείου, ως την πλέον ευνοϊκή για τέτοιες υλοποιήσεις (μιας και έχει διαπιστωθεί ότι δεν υπάρχει σημαντική εξάρτηση των εξαγομένων ενός εξατμιστικού ψύκτη από τις συνθήκες του περιβάλλοντος, στο οποίο αυτός λειτουργεί).
- μήκος περιοχής εξάτμισης· το μήκος της περιοχής εξάτμισης επηρεάζει ανάλογα το εμβαδό της βρεχόμενης επιφάνειας, άρα και το δυναμικό παραλαβής υγρασίας από το εργαζόμενο ρεύμα, συνεπώς μελετώνται τρία διαφορετικά μήκη της περιοχής αυτής (200mm, 300mm και 500mm).
- μήκος περιοχής πρόψυξης· για τη βέλτιστη αξιοποίηση του ενεργειακού περιεχομένου του εργαζόμενου ρεύματος, για κάθε τιμή της περιοχής εξάτμισης επιλέγονται τρεις τιμές για το μήκος της περιοχής πρόψυξης.

Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων παρουσιάζονται στις Πίνακες 9.1 ως 9.6.

Πίνακας 9.1: *Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης για ψύκτη με λ=1 στην περιοχή Αστεροσκοπείου*

Παροχές μάζας [$10^{-5}kg/s$]	**Μήκος περιοχής εξάτμισης** [mm]	**Μήκος περιοχής πρόψυξης** [mm]	t_{out} [^oC]	**ε** [%]	Q_c [W_c]	**swc** [kg_w/kWh_c]
6	200	400	24.61	81.4	0.701	2.019
		800	23.83	87.0	0.749	1.785
		1200	23.47	89.6	0.772	1.685
	300	500	23.46	89.6	0.771	1.930
		1000	22.92	93.5	0.805	1.730
		1500	22.67	95.2	0.820	1.646
8	200	400	25.83	72.7	0.835	2.139
		800	24.92	79.2	0.909	1.866
		1200	24.47	82.4	0.947	1.746
	300	500	24.38	83.0	0.954	2.043
		1000	23.64	88.3	1.014	1.805
		1500	23.29	90.8	1.043	1.701
	500	800	22.96	93.2	1.070	1.865
		1200	22.72	95.0	1.091	1.754
10	200	400	26.89	65.1	0.936	2.237
		800	25.93	72.0	1.033	1.936
		1200	25.43	75.6	1.085	1.799
	300	500	25.27	76.7	1.201	2.139
		1000	24.41	82.9	1.190	1.871
		1500	23.97	86.0	1.234	1.751
	500	800	23.50	89.3	1.282	1.944

Τα αποτελέσματα του Πίνακα 9.1 είναι ενδεικτικά των επιδόσεων της προτεινόμενης γεωμετρίας:

- η θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το ψυχόμενο ρεύμα είναι αρκετά χαμηλή, συνεπώς ικανή, σε συνδυασμό με τις αυξημένες παροχές αέρα που είναι συνήθεις στη λειτουργία των εξατμιστικών ψυκτών, να καλύψει τις ανάγκες κλιματιζόμενων χώρων.
- η πρόψυξη του αέρα που διοχετεύεται στο ψυχόμενο λειτουργεί ευεργετικά τόσο για το βαθμό απόδοσης, όσο και για την ειδική κατανάλωση νερού.
- η αύξηση του μήκους της περιοχής εξάτμισης (συνεπώς, και της βρεχόμενης επιφάνειας) λειτουργεί κατά κανόνα θετικά για το βαθμό απόδοσης, όχι όμως πάντα σε συμφωνία με την ειδική κατανάλωση του νερού.
- βάσει των παραπάνω, βέλτιστη επιλογή φαίνεται να είναι η χρήση μήκους 300*mm* για την περιοχή εξάτμισης και 1500*mm* για την περιοχή πρόψυξης· το μήκος των στοιχείων δεν υπερβαίνει τα 2*m*, επιτυγχάνεται άκρως ικανοποιητική μείωση της θερμοκρασίας του αέρα και η ειδική κατανάλωση του νερού συγκρατείται χαμηλά.

Ωστόσο, η περιοχή του Αστεροσκοπείου κρίνεται ως η μάλλον ευνοϊκή για την εγκατάσταση εξατμιστικών συστημάτων, εξαιτίας της χαμηλής σχετικής υγρασίας, κατά συνέπεια είναι επιβεβλημένη η εξέταση των επιδόσεων αυτών σε περιβάλλον υψηλότερης υγρασίας, όπως αυτό του Ελληνικού· ο Πίνακας 9.2 είναι κατατοπιστικός.

Πίνακας 9.2: *Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης για ψύκτη με λ=1 στην περιοχή Ελληνικού*

Παροχές μάζας [$10^{-5}kg/s$]	**Μήκος περιοχής εξάτμισης** [*mm*]	**Μήκος περιοχής πρόψυξης** [*mm*]	t_{out} [^oC]	**ε** [%]	Q_c [W_c]	**swc** [kg_w/kWh_c]
6	200	400	26.92	81.8	0.533	2.039
		800	26.35	87.3	0.568	1.801
		1200	26.09	89.8	0.584	1.700
	300	500	26.07	90.0	0.586	1.949
		1000	25.67	93.8	0.610	1.746
		1500	25.60	95.4	0.620	1.660
8	200	400	27.84	73.1	0.634	2.160
		800	27.17	79.5	0.690	1.883
		1200	26.83	82.7	0.718	1.761
	300	500	26.75	83.5	0.724	2.063
		1000	26.21	88.6	0.769	1.822
		1500	25.95	91.1	0.791	1.716
	500	800	25.70	93.6	0.812	1.883
10	200	400	28.63	65.5	0.711	2.260
		800	27.92	72.3	0.784	1.954
		1200	27.55	75.9	0.823	1.816
	300	500	27.42	77.1	0.837	2.160
		1000	26.78	83.2	0.903	1.888
		1500	26.46	86.3	0.936	1.767
	500	800	26.10	89.7	0.973	1.963

Θα ήταν δύσκολο να μην προσέξει κανείς το γεγονός ότι οι βαθμοί απόδοσης για όλα τα όμοια σενάρια μεταξύ Αστεροσκοπείου και Ελληνικού είναι σχεδόν όμοιοι· με τον τρόπο αυτό επιβεβαιώνεται και σε αυτή την περίπτωση ότι ο βαθμός απόδοσης δεν εξαρτάται κατά κύριο λόγο από τις συνθήκες του περιβάλλοντος. Εντούτοις, οι αυξημένες τιμές του λόγου υγρασίας

λειτουργούν δυσμενώς για τη θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου ρεύματος, η οποία στις περισσότερες των περιπτώσεων είναι υψηλότερη της θερμοκρασίας που αντιστοιχεί σε συνθήκες ανέσεως, καθιστώντας τις διατάξεις αυτές ακατάλληλες για κλιματισμό. Αν, πάντως, ήταν αναγκαία η παραγωγή ψυχρού αέρα θερμοκρασίας για μη κλιματιστικές εφαρμογές (π.χ. της τάξης των 30^oC), η προτεινόμενη γεωμετρία μπορεί να εξεταστεί ως μια σοβαρή εναλλακτική λύση έναντι των συμβατικών συστημάτων.

Παρόμοιο με το κλίμα του Αστεροσκοπείου (θερμό και ξηρό), κατά συνέπεια και υποψήφιο για καλή εφαρμογή της εξατμιστικής ψύξης, είναι αυτό της Νέας Φιλαδέλφειας· στον Πίνακα 9.3 δίνονται συστηματικά τα αποτελέσματα της παραμετρικής ανάλυσης του εξατμιστικού ψύκτη, εγκατεστημένου στην εν λόγω περιοχή.

Πίνακας 9.3: *Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης για ψύκτη με λ=1 στην περιοχή Νέας Φιλαδέλφειας*

Παροχές μάζας [10^{-5}***kg/s***]	**Μήκος περιοχής εξάτμισης** [***mm***]	**Μήκος περιοχής πρόψυξης** [***mm***]	t_{out} [^oC]	**ε** [%]	Q_c [W_c]	**swc** [kg_w/kWh_c]
6	200	400	26.06	81.7	0.706	2.025
		800	25.30	87.2	0.754	1.789
		1200	24.94	89.8	0.776	1.689
	300	500	24.92	89.9	0.777	1.936
		1000	24.39	93.7	0.809	1.735
		1500	24.15	95.4	0.240	1.650
8	200	400	27.28	73.0	0.841	2.145
		800	26.38	79.5	0.916	1.871
		1200	25.93	82.7	0.953	1.750
	300	500	25.84	83.4	0.960	2.049
		1000	25.11	88.6	1.020	1.810
		1500	24.76	91.1	1.049	1.705
	500	800	24.43	93.4	1.076	1.870
10	200	400	28.34	65.5	0.943	2.244
		800	27.39	72.3	1.041	1.941
		1200	26.89	75.9	1.092	1.804
	300	500	26.72	77.1	1.120	2.145
		1000	25.86	83.1	1.197	1.876
		1500	25.44	86.2	1.242	1.755
	500	800	24.96	89.6	1.290	1.950

Η ανάλυση του παραπάνω Πίνακα καταδεικνύει τη σημασία του λόγου υγρασίας του αέρα περιβάλλοντος: με μόλις κατά υγρότερο αέρα, οι παραγόμενες θερμοκρασίες του ψυχόμενου ρεύματος είναι σχεδόν σταθερά υψηλότερες κατά περίπου 1.5^oC σε σχέση με την περιοχή του Αστεροσκοπείου, καίτοι οι βαθμοί απόδοσης και οι ειδικές καταναλώσεις νερού παραμένουν στα ίδια επίπεδα. Παρ' όλα αυτά, οι θερμοκρασίες δεν είναι εντελώς απορριπτέες, μιας και οι μεγάλου μήκους ψύκτες φαίνεται να είναι σε θέση παράσχουν αέρα θερμοκρασίας περίπου 24^oC, δηλαδή οριακά επαρκή για συνήθεις εφαρμογές κλιματισμού.

Τελευταία παρουσιάζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων για την περιοχή του Τατοΐου, τα οποία δίνονται στον Πίνακα 9.4.

Πίνακας 9.4: *Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης για ψύκτη με λ=1 στην περιοχή Τατοΐου*

Παροχές μάζας [$10^{-5}kg/s$]	**Μήκος περιοχής εξάτμισης** [mm]	**Μήκος περιοχής πρόψυξης** [mm]	t_{out} [^oC]	**ε** [%]	Q_c [W_c]	**swc** [kg_w/kWh_c]
6	200	400	25.72	81.7	0.605	2.029
		800	25.06	87.1	0.646	1.793
		1200	24.76	89.7	0.665	1.693
	300	500	24.74	89.8	0.666	1.940
		1000	24.28	93.6	0.694	1.738
		1500	24.07	95.4	0.707	1.653
8	200	400	26.67	72.9	0.720	2.149
		800	25.99	79.4	0.784	1.875
		1200	25.60	82.6	0.816	1.754
	300	500	25.52	83.3	0.823	2.053
		1000	27.90	88.5	0.874	1.814
		1500	24.60	91.0	0.899	1.709
	500	800	23.41	93.4	0.923	1.874
10	200	400	27.67	65.3	0.807	2.249
		800	26.85	72.1	0.891	1.945
		1200	26.42	75.7	0.935	1.808
	300	500	26.28	76.9	0.950	2.150
		1000	25.55	83.1	1.026	1.880
		1500	25.18	86.1	1.064	1.759
	500	800	24.77	89.5	1.106	1.954
		1700	24.27	93.7	1.157	1.734

Τα αποτελέσματα, όπως αναμενόταν, ήταν παρεμφερή με αυτά της Νέας Φιλαδέλφειας, μιας και οι περιοχές αυτές χαρακτηρίζονται από σχεδόν ίδια θερμοκρασία υγρού βολβού. Η επίτευξη βαθμών απόδοσης άνω του 90% είναι εύκολα επιτεύξιμη, ενώ σε συνδυασμό με την ονομαστική παροχή μάζας, εύκολα επιτυγχάνεται ψυκτική ικανότητας της τάξης του $1W_c$, ώστε να μειώνεται ο αναγκαίος αριθμός παραλλήλως λειτουργούντων στοιχείων για την παραγωγή της επιθυμητής ψυκτικής ισχύος.

Στη συνέχεια, εξετάζεται η συμπεριφορά του ψυκτικού στοιχείου στην περιοχή του Αστεροσκοπείου, η οποία αποδείχθηκε ως η πλέον αποδοτική για την εγκατάσταση εξατμιστικών συστημάτων, για μείωση κατά 10% και 20% της παροχής μάζας του ψυχόμενου ρεύματος (μεγαλύτερες μειώσεις δεν κατέστη δυνατό να εξεταστούν, λόγω θερμοδυναμικής αστάθειας των υπολογιστικών μοντέλων). Τα αποτελέσματα συνοψίζονται στους παρακάτω Πίνακες για διάφορες τιμές των μηκών περιοχών εξάτμισης και πρόψυξης.

Πίνακας 9.5: *Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης για ψύκτη με λ=0.9 στην περιοχή Αστεροσκοπείου*

Παροχή μάζας εργαζόμενου ρεύματος [$10^{-5}kg/s$]	**Μήκος περιοχής εξάτμισης** [mm]	**Μήκος περιοχής πρόψυξης** [mm]	t_{out} [^oC]	**ε** [%]	Q_c [W_c]	**swc** [kg_w/kWh_c]
6	200	400	24.15	84.7	0.657	2.100
		800	23.42	89.9	0.697	1.866
		1200	23.08	92.3	0.716	1.769
	300	500	23.10	92.2	0.716	2.017
8	200	400	25.33	76.3	0.788	2.215
		800	24.45	82.6	0.854	1.942
		1200	24.01	85.7	0.886	1.823
	300	500	23.94	86.2	0.891	2.126
		1000	23.24	91.2	0.942	1.888
		1500	22.92	93.5	0.966	1.786

Πίνακας 9.6: *Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης για ψύκτη με λ=0.8 στην περιοχή Αστεροσκοπείου*

Παροχή μάζας εργαζόμενου ρεύματος [$10^{-5}kg/s$]	**Μήκος περιοχής εξάτμισης** [mm]	**Μήκος περιοχής πρόψυξης** [mm]	t_{out} [^oC]	**ε** [%]	Q_c [W_c]	**swc** [kg_w/kWh_c]
6	200	400	23.68	88.1	0.607	2.209
		800	23.02	92.8	0.639	1.982
	300	500	22.75	94.8	0.652	2.135
8	200	400	24.80	80.1	0.736	2.315
		800	23.97	86.0	0.790	2.046
		1200	23.58	88.8	0.816	1.933
	300	500	23.49	89.6	0.822	2.231
		1000	22.87	93.8	0.862	2.006

Οι επιδόσεις της προτεινόμενης γεωμετρίας υπό μειωμένη παροχή ψυχόμενου ρεύματος ταυτίζονται, τρόπον τινά, με αυτές της βασικής γεωμετρίας, όπως προέκυψε κατά την πειραματική και υπολογιστική αξιολόγησή της. Επίσης, διαφαίνεται ότι η άκριτη μείωση της παροχής του ρεύματος αυτού δεν είναι πάντα η βέλτιστη επιλογή· π.χ. μείωση κατά 10% σε συνδυασμό με μεγάλου μήκους περιοχή πρόψυξης επιτυγχάνει την αυτή θερμοκρασία ψυχόμενου ρεύματος σε σχέση με τη μείωση κατά 20% και μέσου μήκους περιοχή πρόψυξης, εξοικονομώντας όμως περίπου 10% νερό και αποδίδοντας περισσότερη ψυκτική ισχύ ανά στοιχείο. Σε κάθε περίπτωση, οι βαθμοί απόδοσης είναι, όπως αναμενόταν, καλύτεροι σε σχέση με τη λειτουργία υπό λόγο παροχών λ=0.8, επιτρέποντας στα ψυκτικά στοιχεία να παράσχουν θερμοκρασία μικρότερη των 23^oC.

§ 9.3. Ανάπτυξη έμμεσου εξατμιστικού ψύκτη κυλινδρικής μορφής κατά Maisotsenko

Έχοντας κατανοήσει τα πλεονεκτήματα της κυλινδρικής γεωμετρίας, είναι πλέον εφικτό αυτή να χρησιμοποιηθεί εναλλακτικά προς τη βασική επίπεδη γεωμετρία, με την οποία υλοποιείται ο κύκλος

Maisotsenko. Η πολυπλοκότητα και η καινοτομία του κύκλου αυτού βασίζεται, όπως έχει αναλυθεί και προηγουμένως, σε τρία στοιχεία:

- η πρόψυξη του εργαζόμενου μέσου, ώστε να ενισχυθούν τα αισθητά φορτία μέσω αυτού
- η αυξημένη παροχή μάζας εργαζόμενου μέσου στις θερμές περιοχές του επιπέδου, ώστε μέσω αυτής να ισοσκελίζονται οι θερμοκρασιακές δυσχέρειες.
- η ανακυκλοφορία του εργαζόμενου ρεύματος

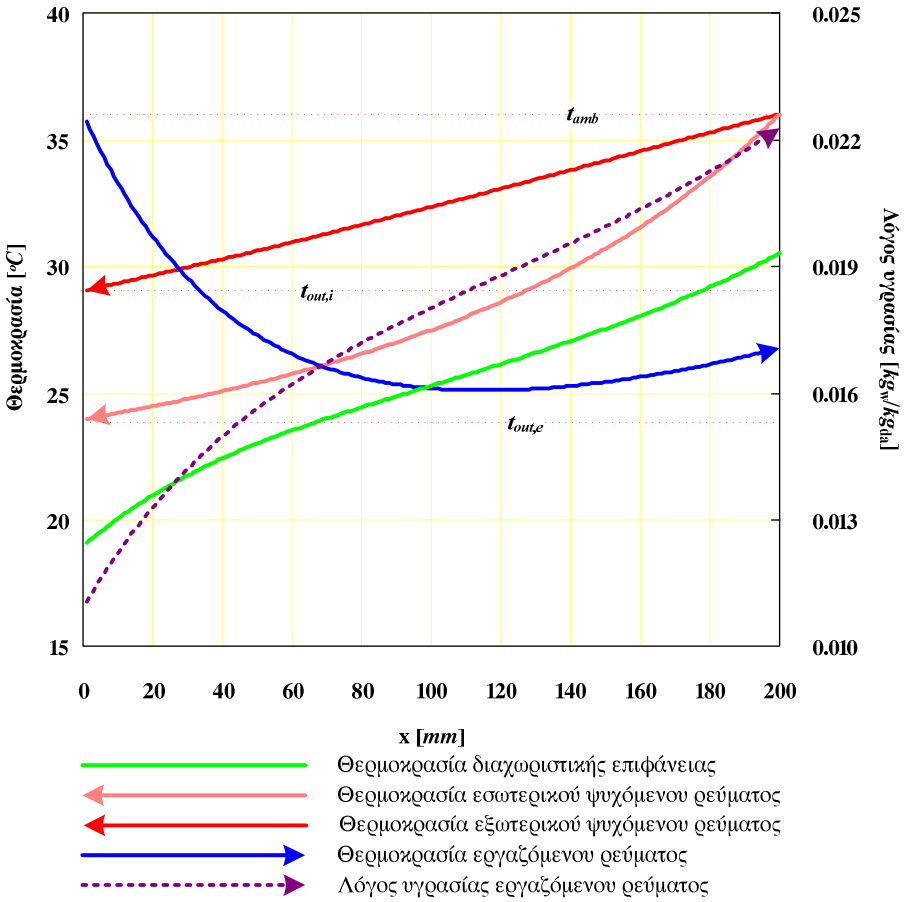
Εδώ, κομίζοντας την εμπειρία της επίπεδης γεωμετρίας, θα αναπτυχθεί μια εναλλακτική γεωμετρία, η οποία θα ακολουθεί τον κύκλο του Maisotsenko και θα επιτυγχάνει ικανοποιητικές αποδόσεις.

Το πρώτο βήμα για την ανάπτυξη της γεωμετρίας αυτής είναι η αναγνώριση των ροών: υπάρχουν πλέον τρία (και όχι δύο, όπως στο προηγούμενο εδάφιο) ρεύματα, εκ των οποίων το ένα είναι το ψυχόμενο, το άλλο είναι το υγρό εργαζόμενο και το τρίτο είναι το ξηρό εργαζόμενο. Κρατώντας την ιδέα των ομόκεντρων κυλινδρικών αγωγών, εύκολα κανείς συμπεραίνει ότι θα πρέπει το υγρό εργαζόμενο ρεύμα να χωροθετηθεί στο μεσαίο μεταξύ των τριών σωλήνα, ώστε να γειτνιάζει και με τα δύο ξηρά ρεύματα ταυτόχρονα· η κατασκευαστική απλότητα αυτής της διάταξης είναι εξασφαλισμένη. Η πρώτη, λοιπόν, προσέγγιση της επιθυμητής γεωμετρίας θα εκτελεστεί με ένα σύστημα τριών ομόκεντρων σωλήνων, εκ των οποίων ο μεσαίος θα υποστηρίζει τη διεργασία της εξάτμισης και θα φιλοξενεί το εργαζόμενο ρεύμα και οι δύο ακραίοι θα εξυπηρετούν δύο ανεξάρτητα (για την ώρα) ψυχόμενα ρεύματα.

Η διάμετρος του εξωτερικού σωλήνα θα είναι τέτοια, ώστε η ελεύθερη διατομή μεταξύ των ορίων του να είναι ίδια με αυτή του μεσαίου και του εσωτερικού σωλήνα· εκκινώντας από το κέντρο των σωλήνων, οι διαχωριστικές επιφάνειες τοποθετούνται με τρόπο ώστε να σχηματίζονται διάμετροι $9.17mm$ (βρεχόμενη), $12.97mm$ (βρεχόμενη) και $15.88mm$ (αδιαβατική). Εκ πρώτης όψεως, η αρκετά μικρότερη υδραυλική διάμετρος του εξωτερικού σωλήνα, σε συνδυασμό με τον κατά πολύ μικρότερο αριθμό Reynolds, προϊδεάζει για ικανότητα παραγωγής από αυτόν ψυχρότερου αέρα σε σχέση με τον εσωτερικό, μιας και ο γενικευμένος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας είναι σχεδόν τριπλάσιος, προσεγγίζοντας την τιμή $36.44\frac{W}{m^2K}$, τη στιγμή που για το εσωτερικό και για το μεσαίο ρεύμα το εν λόγω μέγεθος λαμβάνει τις τιμές $13.31\frac{W}{m^2K}$ και $26.87\frac{W}{m^2K}$, αντίστοιχα. Η επίλυση, εντούτοις, του προβλήματος είναι δυσχερέστερη από αυτή του προηγούμενου εδαφίου και τούτο για δύο λόγους:

- πλέον υπάρχουν άλλοι δύο άγνωστοι (θερμοκρασία της δεύτερης βρεχόμενης επιφάνειας και εξωτερικού ψυχόμενου ρεύματος), για τους οποίους συντάσσεται μια εξίσωση όμοια με την {8.4} (με διαφοροποίηση ως προς το στοιχειώδες βρεχόμενο εμβαδό και το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας) και διατυπώνεται η παραδοχή κοινής θερμοκρασίας για τις δύο βρεχόμενες επιφάνειες.
- εξελίσσονται ταυτόχρονα δύο φαινόμενα μετάδοσης θερμότητας με αντιρροή, επομένως το «τέχνασμα» επίλυσης των εναλλακτών αντιρροής θα πρέπει να προσαρμοστεί για την εκτίμηση δύο θερμοκρασιών· η εντολή “root” δε μπορεί εδώ να δώσει λύση, επομένως είναι αναγκαία η σύνταξη μορφής “Given – Find”.

Εισάγοντας τα παραπάνω στοιχεία και εκτελώντας τον κώδικα επίλυσης του στοιχείου, προκύπτει η παρακάτω κατανομή θερμοκρασιών και λόγων υγρασίας.



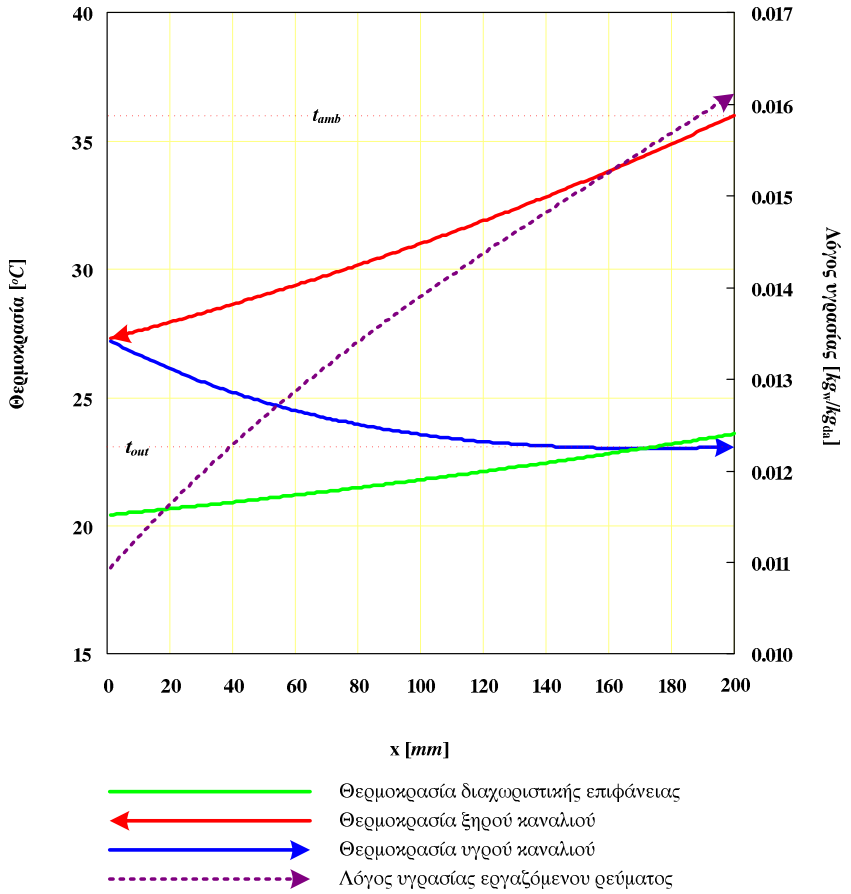
Εικόνα 9.6: *Έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης αντιρροής με δύο ψυχόμενα ρεύματα*

Τα αποτελέσματα είναι αρκετά ενδιαφέροντα, τόσο από άποψης επιδόσεων του στοιχείου, αλλά κυρίως από τη βαθύτερη κατανόηση της λειτουργίας του. Ξεχωρίζει, κατ' αρχήν, η επιβεβαίωση της υπόθεσης πως το εξωτερικό ψυχόμενο ρεύμα επιτυγχάνει αποδοτικότερη ψύξη του αέρα, με βαθμό απόδοσης 85.9%, έναντι 49.7% του εσωτερικού. Η ειδική κατανάλωση του νερού δεν είναι ιδιαίτερα θεαματική, μόλις $2.138\frac{kg_w}{kWh_c}$, που οφείλεται αφ' ενός στην αυξημένη ισχύ του στοιχείου, αφ' ετέρου στη σχεδόν ολοκληρωτική παραλαβή υγρασίας από τον αέρα (η σχετική υγρασία στην έξοδο ανέρχεται σε 99%). Ξεχωρίζει, εντούτοις, η αυξητική τάση της θερμοκρασίας του εργαζόμενου ρεύματος λίγο πριν την έξοδό του, η οποία οφείλεται στην υπερπροσφορά αισθητής θερμότητας στην εκεί περιοχή, με αποτέλεσμα, αντί οι διαχωριστικές επιφάνειες να ψύχουν το εργαζόμενο ρεύμα, να συμβαίνει το ακριβώς αντίθετο· η παρατήρηση αυτή έρχεται σε συμφωνία με την εργασία των Finlay και Harris [33], για τη συμπεριφορά των εξατμιστικών ψυκτών νερού.

Ωστόσο, μια σημαντική παράμετρος του κύκλου Maisotsenko, η ανακυκλοφορία του εργαζόμενου ρεύματος, δεν έχει ακόμα υπεισέλθει στην ανάπτυξη των εναλλακτικών γεωμετριών. Για το σκοπό αυτό, θα πρέπει να προσομοιωθεί μια απλή γεωμετρία με ανακυκλοφορία και συγκεκριμένα η εικονιζόμενη στην Εικόνα 4.3, παραβλέποντας το γεγονός ότι αυτή η μεμονωμένη διάταξη συνιστά άμεση εξατμιστική ψύξη. Εισάγοντας τις εν γένει χρησιμοποιούμενες σε αυτό το Κεφάλαιο συνθήκες εισόδου, λαμβάνονται οι παρακάτω κατανομές θερμοκρασίας και λόγων υγρασίας. Η γεωμετρία αυτή υλοποιείται με αντιρροή, ωστόσο η εδώ αντιρροή είναι σαφώς δυσκολότερη σε σχέση με τις προηγούμενες, μιας και περιλαμβάνει μόνο μια είσοδο· με σκοπό την άρση αυτής της δυσχέρειας, ακολουθείται το παρακάτω τέχνασμα:

- με βάση την απλή αντιρροή, θεωρείται μια κοινή θερμοκρασία στο σημείο αναστροφής. Αυτή η παραδοχή είναι εντελώς λογική, μιας και οριακά η έξοδος του ξηρού καναλιού ταυτίζεται με την είσοδο του υγρού.
- ο ψύκτης επιλύεται σε αντιρροή συναρτήσει της παραπάνω κοινής θερμοκρασίας, μέχρις ότου σημειωθεί σύγκλιση σε μια κοινή θερμοκρασία, τέτοια ώστε η «έξοδος» του ξηρού καναλιού (που στην πραγματικότητα είναι είσοδος) να είναι ίση με τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος.

Η κοινή θερμοκρασία είναι εμφανής, μιας και στη θέση $x=0$ ισχύει $t(0)=T(0)$. Αναμενόμενη ήταν, επίσης, η ελαφριά αύξηση της θερμοκρασίας ξηρού βολβού, λόγω της μη εκτέλεσης αδιαβατικής εξάτμισης στο υγρό κανάλι. Οι επιδόσεις του παραπάνω στοιχείου είναι αξιοσημείωτες και ευθέως συγκρίσιμες με αυτές που έχουν προσδιοριστεί (για εντελώς, όμως, διαφορετική γεωμετρία) στο 3ο Κεφάλαιο: ο βαθμός απόδοσης ανέρχεται σε 92.2%, επιτρέποντας στο ρεύμα του αέρα να ψυχθεί μέχρι θερμοκρασίας 23.1^oC, η δε ειδική κατανάλωση νερού είναι εξαιρετικά χαμηλή, της τάξης των $1.443\frac{kg_w}{kWh_c}$. Η πολύ υψηλή σχετική υγρασία του παραγόμενου αέρα (90%) τον καθιστά εκ προοιμίου ακατάλληλο για εφαρμογές κλιματισμού, ωστόσο η αισθητή θερμότητά του σίγουρα δε μπορεί να μείνει ανεκμετάλλευτη…



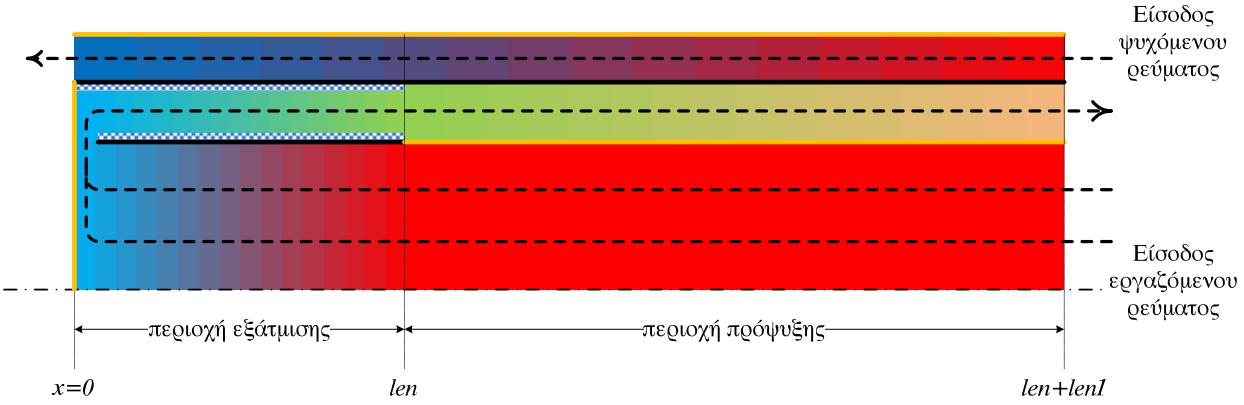
Εικόνα 9.7: *Άμεσος εξατμιστικός ψύκτης με αναστροφή*

Έχοντας, πλέον, κατανοήσει τόσο τη συμπεριφορά των εναλλακτών διπλής αντιρροής και της αναστροφής των ρευμάτων, είναι δυνατή η σχεδίαση της δεύτερης εναλλακτικής γεωμετρίας, η οποία θα βασιστεί στις παρακάτω παραδοχές:

- χρήση εναλλάκτη διπλής αντιρροής, με χρήση του εξωτερικού αγωγού από το ψυχόμενο ρεύμα

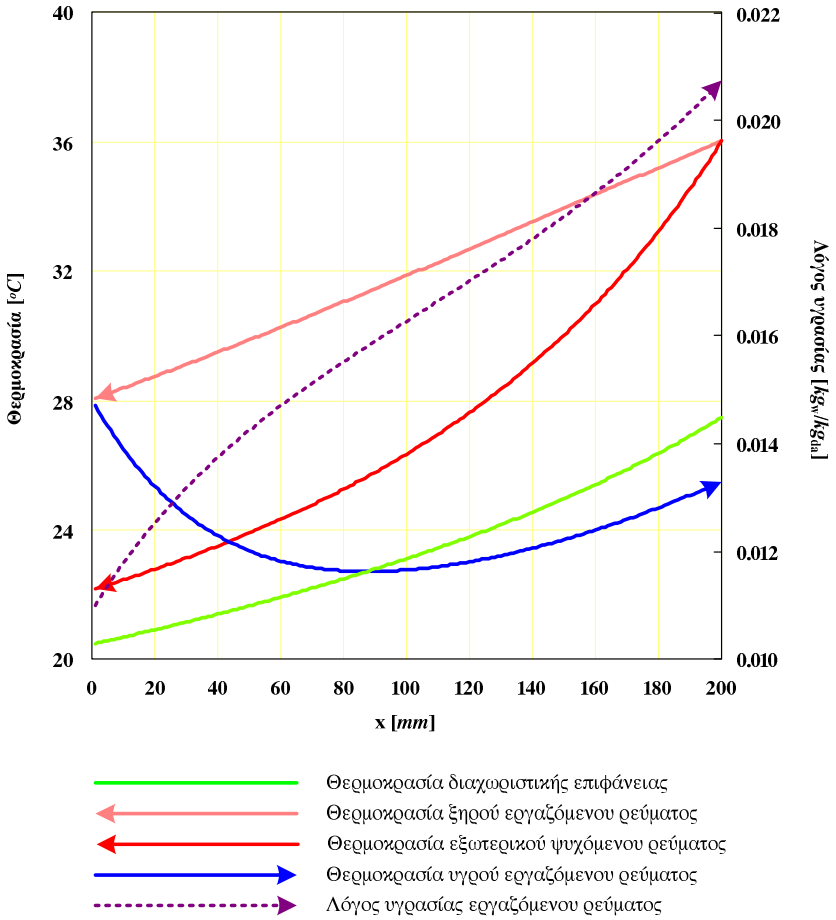
- πρόταξη μη εξατμιστικού εναλλάκτη για την πρόψυξη του ψυχόμενου ρεύματος με αξιοποίηση της χαμηλής θερμοκρασίας εξόδου του εργαζόμενου ρεύματος.

Σχηματικά, η παραπάνω υλοποίηση παρουσιάζεται σε ημιτομή στην Εικόνα 9.8, χρησιμοποιώντας πορτοκαλί χρώμα για την επισήμανση των μονωμένων διαχωριστικών επιφανειών, μαύρο για τις μη μονωμένες επιφάνειες και γαλάζιο για τις εξατμιστικές μη μονωμένες.



Εικόνα 9.8: *Έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης αντιρροής Maisotsenko με πρόψυξη ψυχόμενου ρεύματος*

Πριν την εξέταση του παραπάνω στοιχείου, αξίζει τον κόπο η αξιολόγηση της απόδοσής του χωρίς την περιοχή πρόψυξης. Εισάγοντας στο λογισμικό MathCAD τις συνήθεις συνθήκες εισόδου και τις διαμέτρους που αναφέρονται σε προηγούμενη παράγραφο, λαμβάνονται οι παρακάτω κατά μήκος κατανομές θερμοκρασιών και λόγων υγρασίας.



Εικόνα 9.9: *Έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης Maisotsenko χωρίς πρόψυξη*

Τα αποτελέσματα της ανάλυσης είναι άκρως ενθαρρυντικά. Η γεωμετρία αυτή επιτυγχάνει βαθμό απόδοσης 98.9%, ψύχοντας τον αέρα σε θερμοκρασία $22.2^{o}C$ και καταναλώνοντας $2.533\frac{kg_w}{kWh_c}\cdot$ το τίμημα είναι υψηλό, ωστόσο η χαμηλή θερμοκρασία που επιτυγχάνεται σίγουρα δικαιολογεί αυτή την κατανάλωση, η οποία πάντως παραμένει χαμηλότερη από αυτή της βασικής γεωμετρίας. Στον Πίνακα 9.7 συνοψίζονται τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων για τις περιοχές της Αθήνας, σημειώνεται δε ως σημαντικό μέγεθος και η θερμοκρασία του εργαζόμενου ρεύματος στη θέση $x=0$. Παράλληλα, παραμετροποιούνται το μήκος του ψυκτικού στοιχείου ($100mm$ και $200mm$) και η παροχή μάζας των δύο ρευμάτων (ονομαστική και μειωμένη κατά 12.5%), ώστε να εκτιμηθεί η συμπεριφορά του στοιχείου για μη μοναδιαία τιμή του λόγου λ.

Πίνακας 9.7: *Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης για ψύκτη Maisotsenko χωρίς πρόψυξη με $\lambda=1.0$*

Περιοχή	**Παροχές μάζας [10^{-5} kg/s]**	**Μήκος στοιχείου [mm]**	**t_{out} [^{o}C]**	**ε [%]**	**t_{curve} [^{o}C]**	**Q_c [W_c]**	**swc [kg_w/kWh_c]**
Αστεροσκοπείο	7	100	24.62	81.4	30.50	0.818	2.767
	8	100	25.23	77.0	30.97	0.884	2.824
		200	22.16	98.9	28.03	1.136	2.533
Ελληνικό	7	100	26.90	82.0	31.34	0.623	2.807
		200	24.74	102.6	28.98	0.779	2.536
	8	100	27.36	77.7	31.69	0.674	2.863
		200	25.13	99.0	29.51	0.859	2.583
Νέα Φιλαδέλφεια	7	100	26.04	81.9	31.95	0.826	2.782
		200	23.10	102.2	28.76	1.037	2.507
	8	100	26.65	77.6	32.42	0.894	2.838
		200	23.63	99.2	29.48	1.142	2.555
Τατόι	7	100	25.71	81.7	30.77	0.706	2.787
		200	23.19	102.7	28.05	0.888	2.510
	8	100	26.23	77.3	31.17	0.764	2.843
		200	23.64	99.0	29.66	0.978	2.558

Το πλέον χαρακτηριστικό αποτέλεσμα, μεταξύ των απεικονιζόμενων στην Εικόνα 9.9 είναι η αυξητική τάση της θερμοκρασίας του εργαζόμενου ρεύματος από ένα χαρακτηριστικό x κι έπειτα. Για το φαινόμενο αυτό, το οποίο είναι σε πλήρη συμφωνία με τα κλασικά μοντέλα έμμεσης εξατμιστικής ψύξης των Finlay και Harris, τονίζεται ξανά ότι δεν υπόκειται στους κανόνες της ομοιότητας (αφού για τιμές του μήκους της περιοχής εξάτμισης μικρότερες από μια χαρακτηριστική, το φαινόμενο δεν παρουσιάζεται).

Η εφαρμογή της εναλλακτικής γεωμετρίας του κύκλου Maisotsenko αποδεικνύεται άρκετά αποδοτική και το δυναμικό περαιτέρω βελτίωσής της είναι σίγουρα σημαντικό, μιας το εργαζόμενο ρεύμα απορρίπτεται σε μάλλον χαμηλή θερμοκρασία, χωρίς να αξιοποιείται· εκεί ακριβώς αποσκοπεί η προσθήκη της περιοχής πρόψυξης, ώστε να επιτευχθούν ακόμα χαμηλότερες θερμοκρασίες και καταναλώσεις νερού. Οι παρακάτω Πίνακες, οι οποίοι συνοδεύονται από αντίστοιχα γραφήματα, είναι ενδεικτικοί των επιδόσεων της προτεινόμενης γεωμετρίας, με

πρωτεύον κριτήριο τη μείωση του μεγέθους της συσκευής και με στόχο την υπέρβαση του 100% στο βαθμό απόδοσης. Τα υπολογιστικά πλέγματα των προσομοιώσεων σημειώνονται στους Πίνακες και λόγω της πολυπλοκότητας των υπολογισμών (δύο περιοχές συναλλαγής θερμότητας, δύο ταυτοχρόνως εξελισσόμενες αντιρροές), ο απαιτούμενος υπολογιστικός χρόνος υπήρξε ιδιαιτέρως υψηλός (άνω των 6 ωρών, ενίοτε προσέγγιζε τις 15 ώρες).

Πίνακας 9.8: *Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης για ψύκτη Maisotsenko με πρόψυξη για παροχή μάζας εργαζόμενου ρεύματος 10^{-4}kg/s με λ=1.0*

Περιοχή	**Μήκος περιοχής εξάτμισης [*mm*]**	**Μήκος περιοχής πρόψυξης [*mm*]**	**t_{out} [^oC]**	**ε [%]**	**t_{curve} [^oC]**	**Q_c [W_c]**	**swc [kg_w/kWh_c]**
Αστεροσκοπείο	100	100	24.98	78.8	31.42	1.131	2.304
		200	24.34	83.3	31.30	1.197	2.050
		300	23.96	86.1	31.23	1.236	1.911
	150	150	23.25	91.1	29.95	1.309	2.121
		450	22.52	96.4	29.71	1.384	1.787
	200	200	22.18	98.8	28.66	1.419	1.997
Ελληνικό	100	100	27.17	79.5	32.05	0.861	2.329
Νέα Φιλαδέλφεια	100	100	26.41	79.3	32.29	1.142	2.312
		200	25.78	83.8	32.77	1.207	2.056
	150	150	24.70	91.5	31.42	1.318	2.129
Τατόι	100	100	26.02	79.1	31.56	0.977	2.317
		200	25.48	83.7	31.47	1.033	2.061
		300	25.15	86.4	31.41	1.067	1.921
	150	150	24.55	91.4	30.31	1.128	2.134
		300	24.15	94,7	30.18	1.169	1.910
		450	23.94	96.5	30.12	1.192	1.796
	200	200	23.65	98.9	29.11	1..221	2.011
		400	23.38	101.2	29.08	1.249	1.815

Ο ορισμός του μήκους του στοιχείου ως περιοριστική παράμετρο για το σχεδιασμό αυτού, επιτρέπει την επίτευξη ικανοποιητικών αποδόσεων, ακόμα και για πολύ μικρή περιοχή εξάτμισης· ο βαθμός απόδοσης κυμαίνεται περί το 80%. Στον αντίποδα, αν η ίδια περιοχή αυξηθεί κατά μήκος (στα 200*mm*), ο βαθμός απόδοσης αγγίζει το 100%, επιτρέποντας την επίτευξη ικανοποιητικά χαμηλών θερμοκρασιών με αρκετά χαμηλή κατανάλωση νερού. Βέλτιστη, συνεπώς, μεταξύ των συγκρινόμενων είναι η τελευταία λύση, η οποία διατηρώντας το συνολικό μήκος του στοιχείου στα 600*mm* επιτυγχάνει υψηλό βαθμό απόδοσης και χαμηλή ειδική κατανάλωση νερού· χάριν συγκρίσεως (βλ. Πίνακα 9.1), η προτεινόμενη γεωμετρία για τον κύκλο Maisotsenko με πρόψυξη επιτυγχάνει σχεδόν κατά 10 ποσοστιαίες μονάδες υψηλότερο βαθμό απόδοσης σε σχέση με στοιχείο απλής αντιρροής με πρόψυξη διπλάσιου μήκους, με σαφή κατασκευαστικά και λειτουργικά πλεονεκτήματα (συγκέντρωση ισχύος, κόστος κατασκευής και ισχύς ανεμιστήρα).

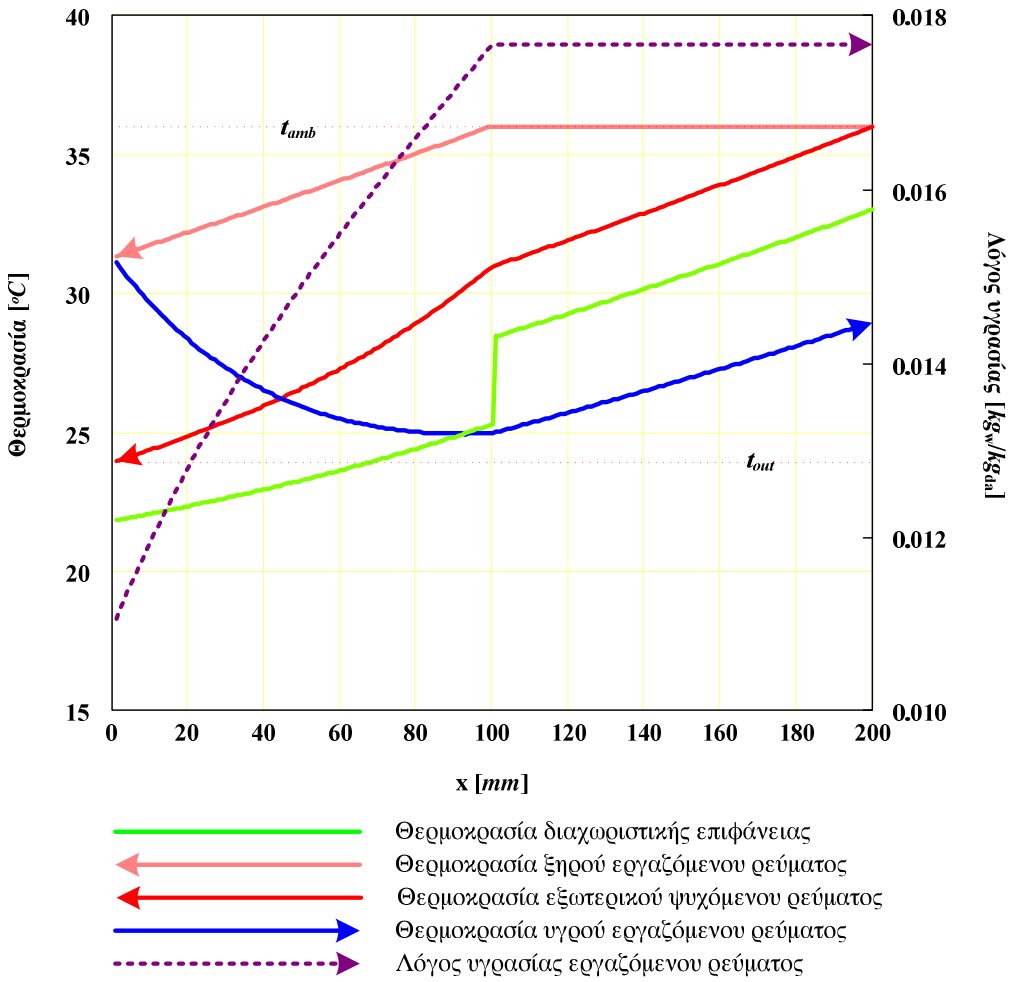
Πίνακας 9.9: *Αποτελέσματα παραμετρικής ανάλυσης για ψύκτη Maisotsenko με πρόψυξη για παροχή μάζας εργαζόμενου ρεύματος 10^{-4}kg/s με λ=0.8*

Περιοχή	**Μήκος περιοχής εξάτμισης [*mm*]**	**Μήκος περιοχής πρόψυξης [*mm*]**	**t_{out} [^oC]**	**ε [%]**	**t_{curve} [^oC]**	**Q_c [W_c]**	**swc [kg_w/kWh_c]**
Αστεροσκοπείο	100	100	23.91	86.4	31.29	0.992	2.486
		200	23.37	90.3	31.17	1.037	2.229
		300	23.05	92.6	31.10	1.063	2.091
	150	150	22.39	97.3	29.77	1.118	2.314
		300	22.03	99.8	29.63	1.146	2.090
		450	21.85	101.1	29.55	1.162	1.981
	200	200	21.48	103.8	28.45	1.192	2.193
		400	21.26	105.4	28.31	1.210	1.998
Ελληνικό	200	200	24.66	103.5	29.86	0.898	2.223
		400	24.51	104.9	29.77	0.910	2.021
Νέα Φιλαδέλφεια	100	100	25.35	86.8	32.77	1.000	2.495
	150	300	23.52	99.9	31.12	1.151	2.098
		450	23.34	101.2	31.05	1.166	1.988
	200	200	22.99	103.7	29.93	1.195	2.204
		400	22.78	105.2	29.80	1.212	2.005
Τατόι	100	100	25.11	86.7	31.46	0.857	2.500
		200	24.65	90.5	31.36	0.894	2.240
		300	24.39	92.8	31.31	1.165	2.101
	150	150	23.83	97.4	30.17	0.962	2.329
		300	23.53	99.9	30.05	0.986	2.103
		450	23.38	101.1	29.99	0.999	1.991
	200	200	23.08	103.7	29.04	1.024	2.208
		400	22.89	105.2	28.93	1.039	2.010

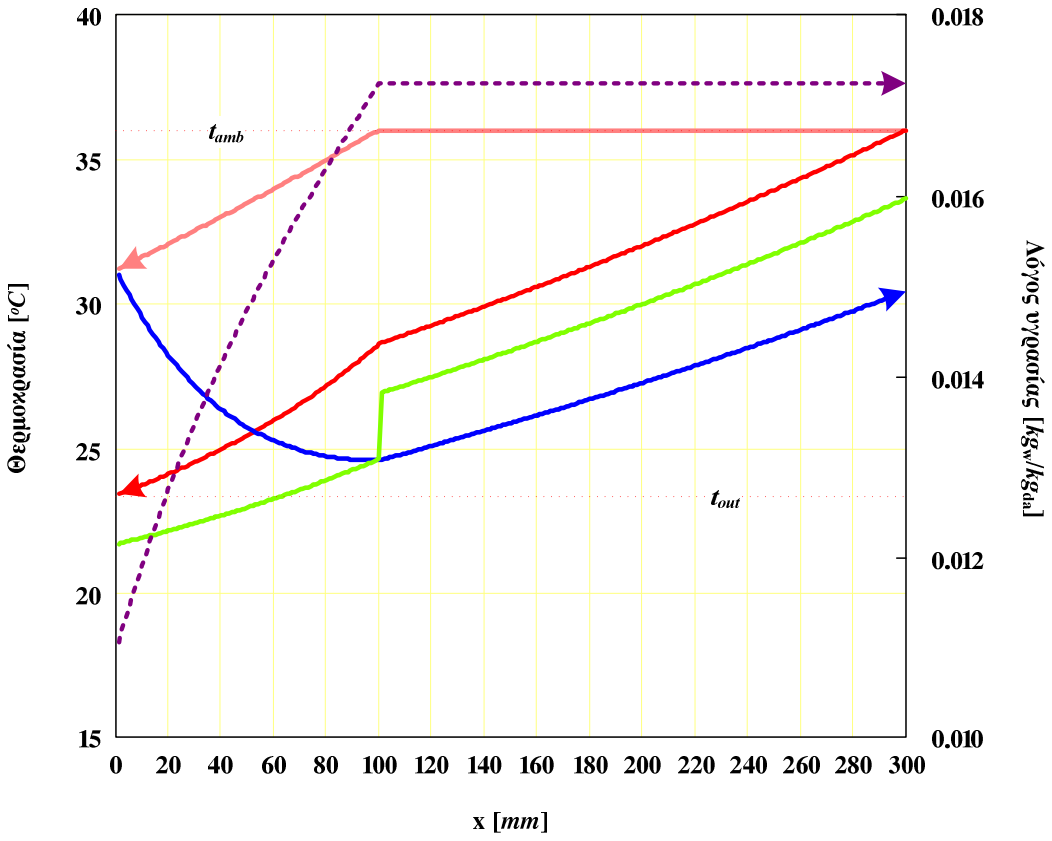
Τα αποτελέσματα που συνοψίζονται στον παραπάνω πίνακα είναι σε πλήρη συμφωνία με τα πειραματικά και υπολογιστικά αποτελέσματα, τα οποία παρουσιάστηκαν στο 5ο και το 8ο Κεφάλαιο. Ο βαθμός απόδοσης του τελευταίου εξεταζόμενου συνδυασμού ξεπερνά το 105%, όμως εδώ η γεωμετρία επιτρέπει τη εξοικονόμηση νερού, μιας και η ειδική κατανάλωση νερού δεν αυξάνεται, αλλά ελαφρώς μειώνεται. Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου ρεύματος δεν προσεγγίζει τη θερμοκρασία περιβάλλοντος, όπως συμβαίνει στη βασική διαμόρφωση, αλλά είναι μάλλον χαμηλότερή της. Με τον τρόπο αυτό, η κατανάλωση του νερού παραμένει χαμηλή, με ελάχιστο τίμημα την όχι μεγάλη θερμοκρασιακή πτώση, χωρίς ωστόσο η παραγόμενη θερμοκρασία να μπορεί να χαρακτηριστεί ως μη ικανοποιητική: στη χαμηλής υγρασίας περιοχή του Αστεροσκοπείου παράγεται αέρας θερμοκρασίας σχεδόν 21^oC, για δε τη ικανοποίηση ψυκτικής ισχύος 1kW_c απαιτείται η παράλληλη λειτουργία 826 όμοιων ψυκτικών στοιχείων.

Για την καλύτερη κατανόηση των φαινομένων μεταφοράς κατά μήκος του ψύκτη, παρατίθενται στα παρακάτω γραφήματα οι τοπικές τιμές θερμοκρασιών και λόγων υγρασίας· τα φαινόμενα εξελίσσονται κατά τον αναμενόμενο τρόπο. Το πλέον ενδιαφέρον σημείο της διάταξης είναι εκείνο

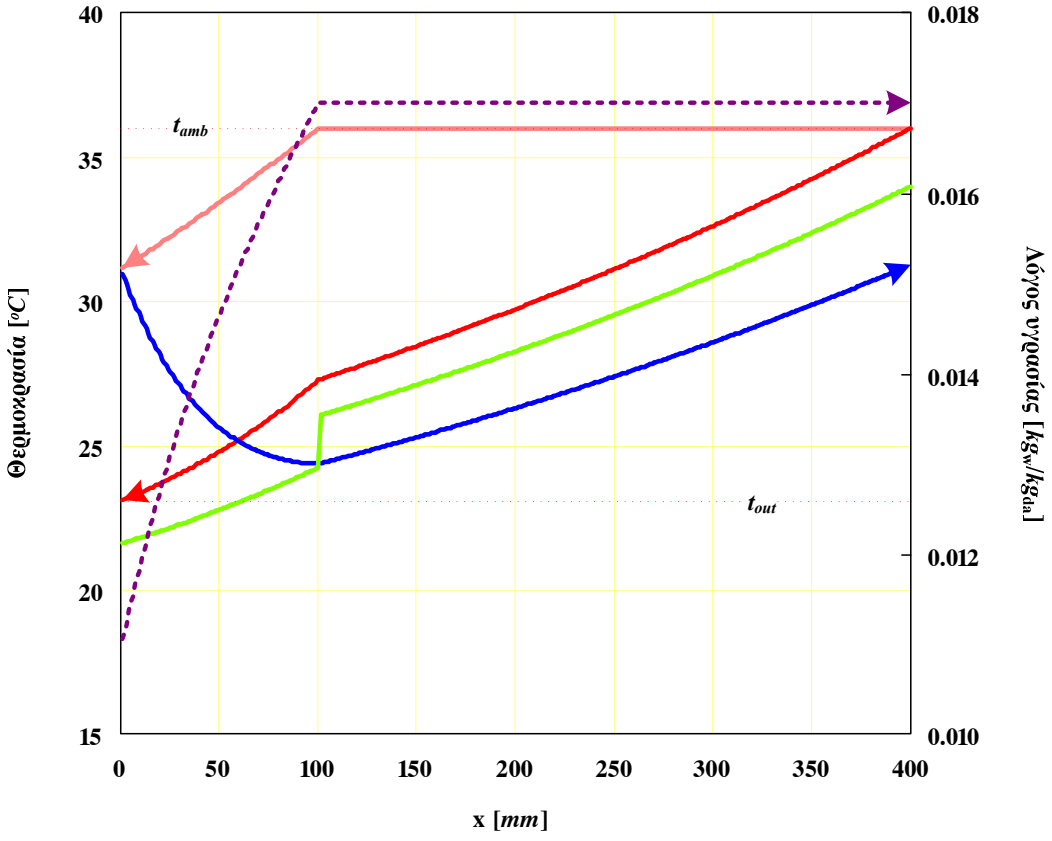
εντός της περιοχής εξάτμισης πέραν του οποίου η θερμοκρασία του εργαζόμενου ρεύματος είναι μικρότερη εκείνης της διαχωριστικής επιφάνειας, με αποτέλεσμα την εμφάνιση ολικού ελάχιστου της θερμοκρασίας του εργαζόμενου ρεύματος στο εν λόγω σημείο, αλλά και του ρυθμού μεταβολής του λόγου υγρασίας του ίδιου ρεύματος (η οποία είναι εκθετικής μορφής μέχρι το «ιδιόμορφο» σημείο και σχεδόν γραμμική μετά από αυτό)· η συμφωνία με τα κλασικά μοντέλα έμμεσων εξατμιστικών ψυκτών είναι δεδομένη. Τα υπόλοιπα σενάρια παρουσιάζουν παρεμφερή συμπεριφορά, καταδεικνύοντας τη μη δυνατότητα εξαγωγής συμπερασμάτων για την απόδοση των ψυκτών βάσει του κριτηρίου της ομοιότητας, μιας και ο λόγος μηκών των δύο περιοχών δεν παίζει κανένα ρόλο στην απόδοση των στοιχείων, σε αντίθεση με τον εντελώς καίριο ρόλο των μηκών καθ' αυτά.



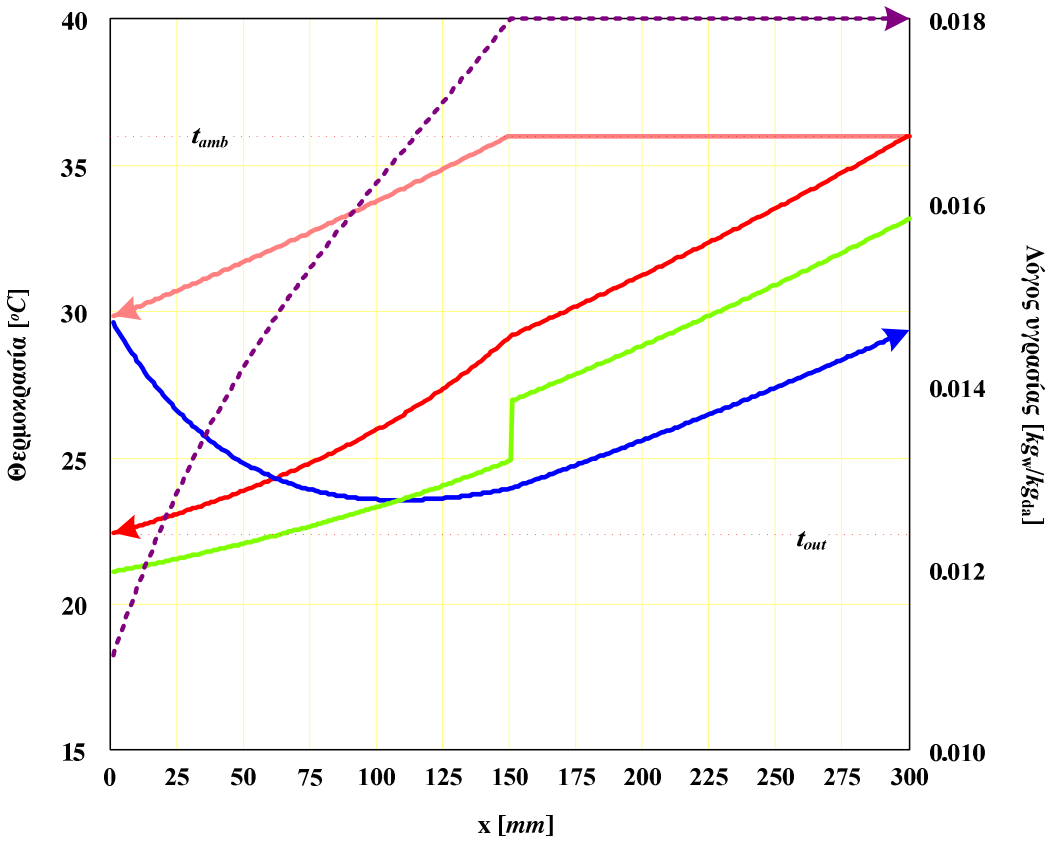
Εικόνα 9.10: *Κατανομή θερμοκρασιών και λόγου υγρασίας για ψύκτη κατά Maisotsenko στην περιοχή Αστεροσκοπείου (Ι)*



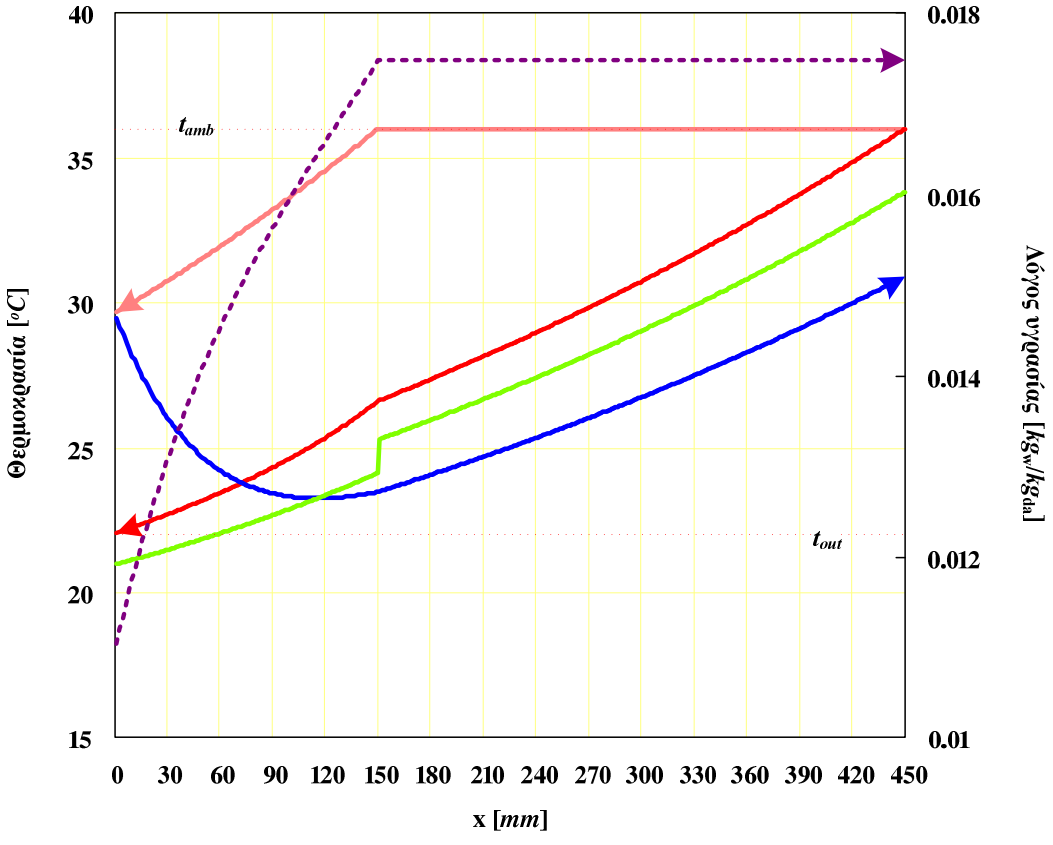
Εικόνα 9.11: *Κατανομή θερμοκρασιών και λόγου υγρασίας για ψύκτη κατά Maisotsenko στην περιοχή Αστεροσκοπείου (II)*



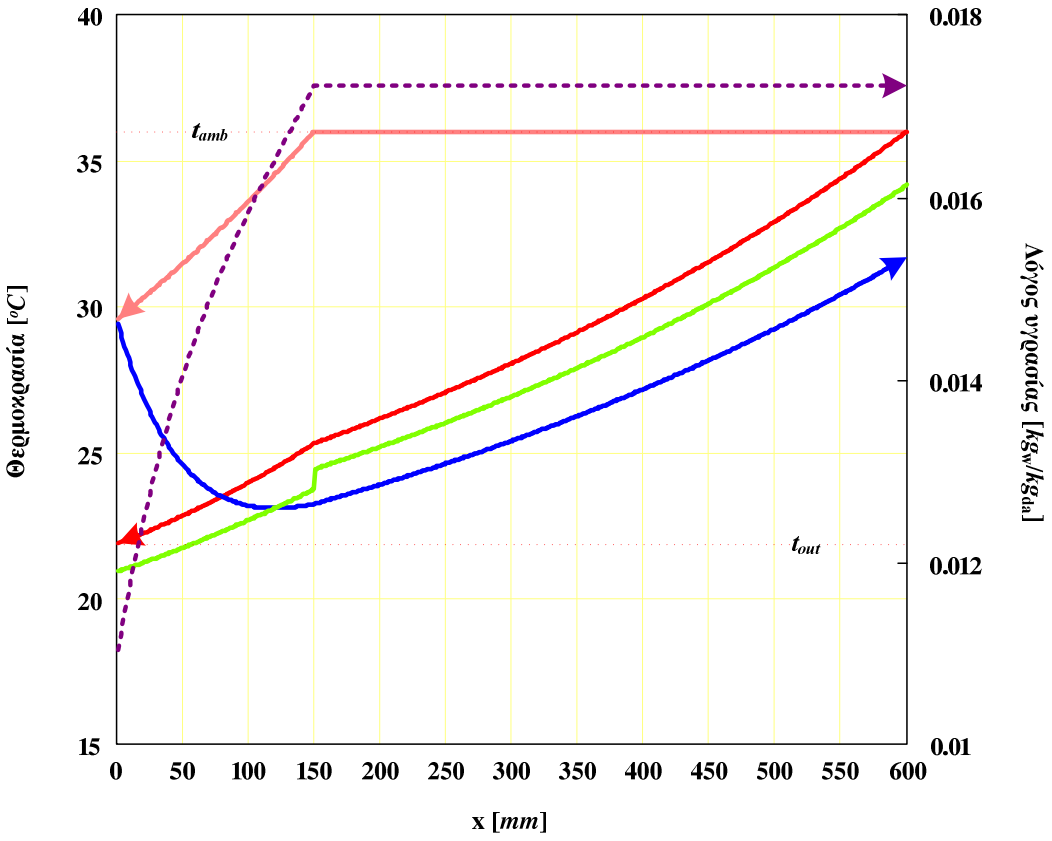
Εικόνα 9.12: *Κατανομή θερμοκρασιών και λόγου υγρασίας για ψύκτη κατά Maisotsenko στην περιοχή Αστεροσκοπείου (III)*



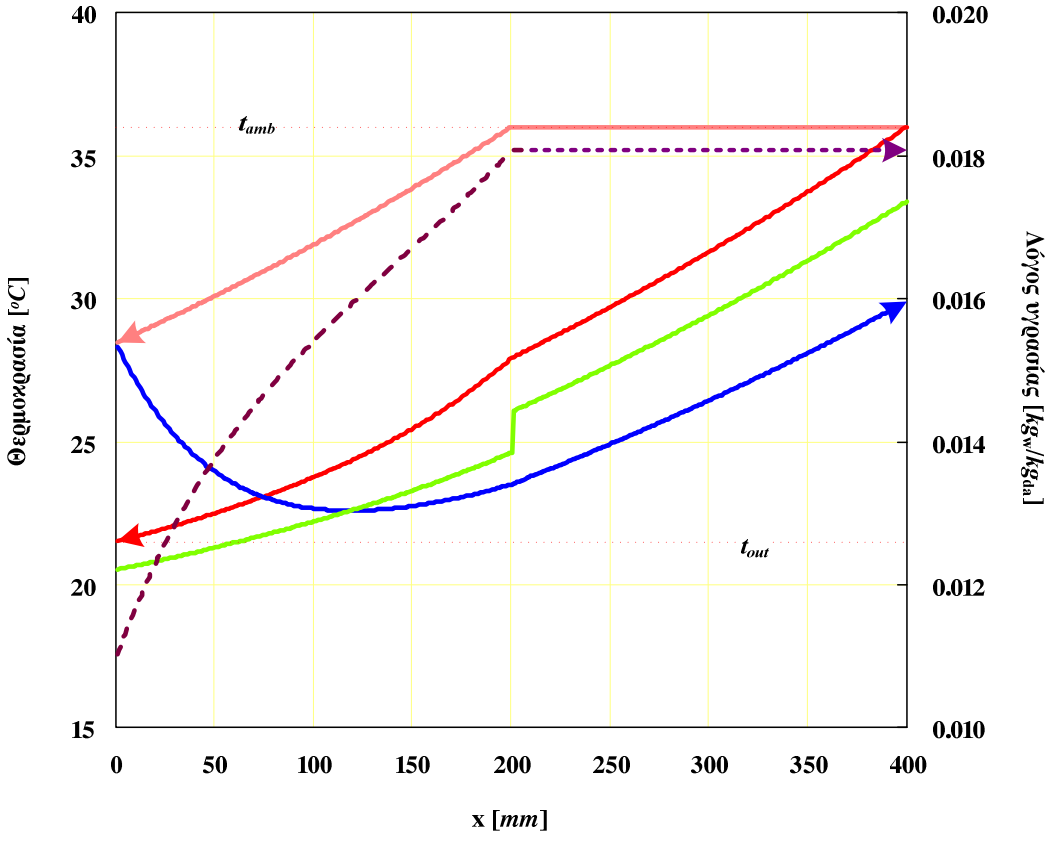
Εικόνα 9.13: *Κατανομή θερμοκρασιών και λόγου υγρασίας για ψύκτη κατά Maisotsenko στην περιοχή Αστεροσκοπείου (IV)*



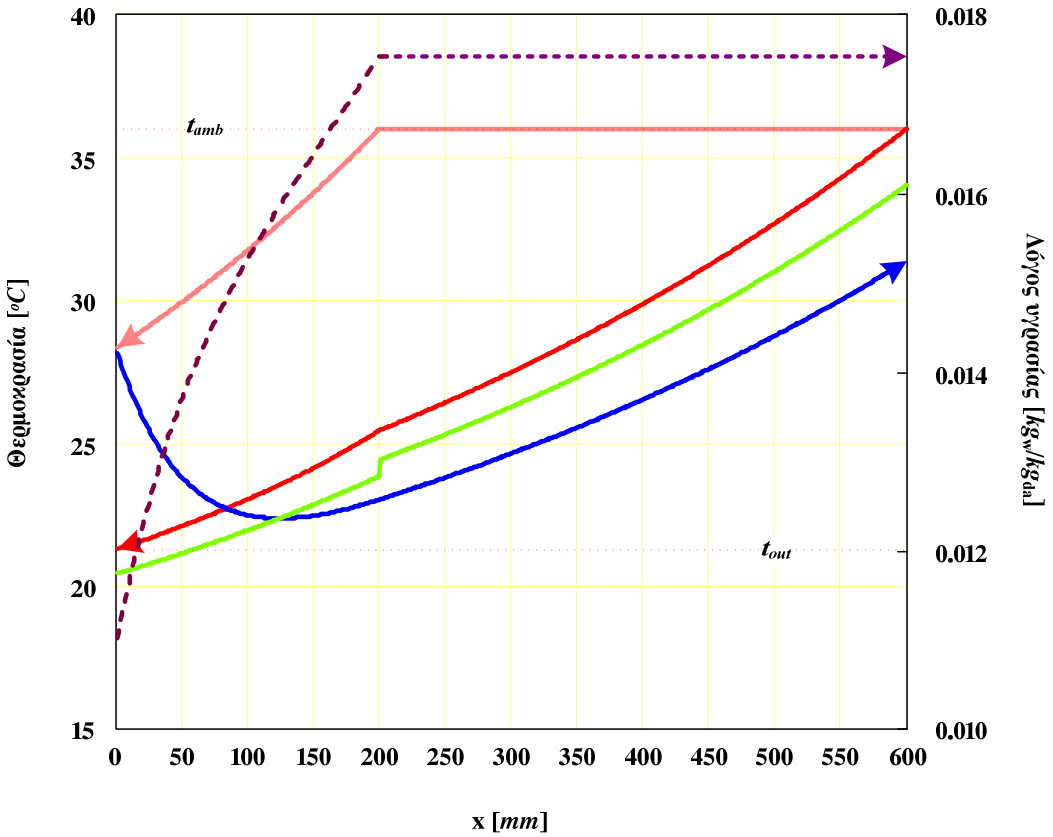
Εικόνα 9.14: *Κατανομή θερμοκρασιών και λόγου υγρασίας για ψύκτη κατά Maisotsenko στην περιοχή Αστεροσκοπείου (V)*



Εικόνα 9.15: *Κατανομή θερμοκρασιών και λόγου υγρασίας για ψύκτη κατά Maisotsenko στην περιοχή Αστεροσκοπείου (VI)*



Εικόνα 9.16: *Κατανομή θερμοκρασιών και λόγου υγρασίας για ψύκτη κατά Maisotsenko στην περιοχή Αστεροσκοπείου (VII)*



Εικόνα 9.17: *Κατανομή θερμοκρασιών και λόγου υγρασίας για ψύκτη κατά Maisotsenko στην περιοχή Αστεροσκοπείου (VIII)*

Η υπεροχή της κυλινδρικής γεωμετρίας που βασίζεται στον κύκλο Maisotsenko είναι σαφής: με μια αρκετά μικρή, ευέλικτη και εύκολα κατασκευάσιμη διάταξη, ο βαθμός απόδοσης επιτυγχάνει πολύ ικανοποιητικές τιμές, διατηρώντας παράλληλα σε μάλλον χαμηλά επίπεδα την ειδική κατανάλωση του νερού (συγκρίσιμα με τη βασική γεωμετρική διαμόρφωση και κατά τι χειρότερα από την προτεινόμενη διακίνηση του αέρα μέσω της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης. Είναι, επομένως, η εδώ αναπτυχθείσα και αξιολογηθείσα γεωμετρία μια πολύ ελκυστική εναλλακτική λύση απέναντι στη βασική διαμόρφωση.

Αξίζει, ολοκληρώνοντας την αξιολόγηση των εναλλακτικών γεωμετριών, να περιγραφεί ο τρόπος εν παραλλήλω τοποθέτησης των ψυκτικών στοιχείων, ώστε να ελαχιστοποιηθεί ο απαιτούμενος όγκος συσκευής. Η λεγόμενη «εξαγωνική» χωροθέτηση εξασφαλίζει τη βέλτιστη αξιοποίηση του χώρου και βάσει αυτής θα διαμορφωθούν ένα ενδεικτικό παράδειγμα οργάνωσης των ψυκτικών στοιχείων: ας υποτεθεί ότι πρέπει να καλυφθεί ψυκτικό φορτίο $60'000\frac{Btu}{hr} = 17.568kW_c$ στην περιοχή του Αστεροσκοπείου. Σύμφωνα με τον Πίνακα 9.9, επιλέγεται η χρήση στοιχείων με μήκος περιοχής εξάτμισης ίσο προς $200mm$ και μήκος περιοχής πρόψυξης ίσο προς $400mm$, συνεπώς είναι αναγκαία η συγκρότηση μιας κλιματιστικής συσκευής από $\frac{17568W_c}{1.21W_c} = 14519$ εν παραλλήλω λειτουργούντα στοιχεία. Αποδεικνύεται ότι η εξαγωνική τοποθέτηση κύκλων σε ένα ορθογώνιο καλύπτει ποσοστό $\frac{\pi}{\sqrt{12}} = 90.7\%$ επί της συνολικής επιφάνειας, συνεπώς τα ψυκτικά στοιχεία θα πρέπει να διαταχθούν σε παραλληλόγραμμο

ορθογώνιο εμβαδού $\dfrac{14519 \cdot \dfrac{\pi \cdot (15.88mm)^2}{4}}{0.907} = 3.171m^2$. Συγκριτικά με τον εξατμιστικό ψύκτη Maisotsenko που έχει αποκτήσει το Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής και που αποδίδει ονομαστικά $60'000\dfrac{Btu}{hr}$ (μολονότι οι εργαστηριακές δοκιμές κατέδειξαν ότι αυτή η απόδοση δύσκολα επιτυγχάνεται στην περιοχή της Πολυτεχνειούπολης) απαιτεί περίπου $0.756m^2$, ωστόσο η κατά περίπου 20% χαμηλότερη κατανάλωση νερού της κυλινδρικής «εκδοχής» του κύκλου Maisotsenko αποτελεί ένα σαφές κίνητρο για την περαιτέρω εξέλιξη της ιδέας αυτής.

Ονοματολογία

Μεγέθη

c_p	ειδική θερμοχωρητικότητα	$[kJ/kgK]$
d_h	υδραυλική διάμετρος	$[m]$
F	βρεχόμενη επιφάνεια	$[m^2]$
h	ειδική ενθαλπία (ξηρή περιοχή)	$[kJ/kg_{da}]$
H	ειδική ενθαλπία (υγρή περιοχή)	$[kJ/kg_{da}]$
k_h	συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (ξηρή περιοχή)	$[W/m^2 \cdot K]$
K_h	συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (υγρή περιοχή)	$[W/m^2 \cdot K]$
K_m	συντελεστής μεταφοράς μάζας	$[kg/m^2 \cdot s]$
m	παροχή μάζας (ξηρή περιοχή)	$[kg/s]$
M	παροχή μάζας (υγρή περιοχή)	$[kg/s]$
Pr	αριθμός Prandlt	[-]
q	ενέργεια ή θερμότητα (ξηρή περιοχή)	$[kJ/kg_{da}]$
Q	ενέργεια ή θερμότητα (υγρή περιοχή)	$[kJ/kg_{da}]$
Q_c	ψυκτική ικανότητα	$[kW_c]$
r	λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης	$[kJ/kg]$
Re	αριθμός Reynolds	[-]
swc	ειδική κατανάλωση νερού	$[kg_w/kWh_c]$
t	θερμοκρασία (ξηρή περιοχή)	$[^oC]$
T	θερμοκρασία (υγρή περιοχή)	$[^oC]$
W	λόγος υγρασίας (υγρή περιοχή)	$[kg_w/kg_{da}]$
x	μήκος	$[mm]$
η	βαθμός απόδοσης	$[\%]$
λ	λόγος παροχών μάζας ψυχόμενου προς εργαζόμενο ρεύμα	[-]
λ_M	λόγος μοριακών βαρών (νερού προς αέρα)	[-]
ϕ	σχετική υγρασία	$[\%]$

Δείκτες

amb	συνθήκες εισόδου
c	ψύξη
dp	σημείο δρόσου (αφορά σε θερμοκρασία)
k	συνάρτηση που βασίζεται σε φαινόμενα μεταφοράς
l	λανθάνουσα (αφορά σε θερμότητα)
n	«επόμενο» (αφορά σε υπολογιστικό κελί)
out	συνθήκες εξόδου
p	«προηγούμενο» (αφορά σε υπολογιστικό κελί)
ps	συνάρτηση που βασίζεται στην ψυχρομετρία
s	αισθητή (αφορά σε θερμότητα)
sat	κορεσμένος ατμός
w	νερό
wall	διαχωριστική επιφάνεια (υγρής ή ξηρής περιοχής)
wb	υγρού βολβού (αφορά σε θερμοκρασία)

10ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ
ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΤΗΣ ΕΞΑΤΜΙΣΤΙΚΗΣ ΨΥΞΗΣ ΣΤΗΝ ΕΛΛΑΔΑ

§ 10.0. Εισαγωγή

Η παρούσα Διατριβή πρόκειται να ολοκληρωθεί με μια συζήτηση σχετικά με τη δυνατότητα εφαρμογής της εξατμιστικής ψύξης, ως τεχνικής και τεχνολογίας, στην Ελλάδα. Όντας μια τεχνική η οποία λειτουργεί καλά σε ξηρά και θερμά κλίματα, με υψηλές απαιτήσεις σε ψύξη, αντιλαμβάνεται κανείς το πόσο αξίζει να διερευνηθεί η δυνατότητα διείσδυσης της τεχνολογίας αυτής στην ελληνική αγορά.

Σε καμία περίπτωση δε θα μπορούσε κάποιος να ισχυριστεί ότι η εξατμιστική ψύξη είναι σε θέσει να υπερσκελίσει τις αξιόπιστες, δοκιμασμένες και αποδοτικές συσκευές συμβατικού κλιματισμού· αν μη τι άλλο, τα υβριδικά αυτοκίνητα δεν εκτόπισαν τα συμβατικά, ωστόσο η παρουσία τους στους δρόμους σίγουρα δεν είναι αμελητέα. Πρέπει, λοιπόν, η εξατμιστική ψύξη να προβληθεί και να προωθηθεί ως ιδέα εναλλακτική προς τον συμβατικό κλιματισμό και μόνο εκεί που μπορεί να εφαρμοστεί, είτε ακολουθώντας τη βασική γεωμετρική διαμόρφωση, είτε τις παραλλαγές της.

Το παρόν κεφάλαιο διαρθρώνεται στα παρακάτω εδάφια:

1. *Υλοποίση της εξατμιστικής ψύξης σε ελληνικές πόλεις*
2. *Αξιοποίηση ομβρίων υδάτων*

§ 10.1. Υλοποίηση της εξατμιστικής ψύξης σε ελληνικές πόλεις

Έχοντας κατανοήσει τα πλεονεκτήματα της εξατμιστικής ψύξης και τον τρόπο με τον οποίο αυτά επιτυγχάνονται, αλλά και τις ευεργετικές της συνέπειες στο περιβάλλον (μείωση εκπομπών CO_2 για ηλεκτροπαραγωγή και απουσία επικίνδυνων ψυκτικών μέσων), η εφαρμογή της εξατμιστικής ψύξης και ειδικά του κύκλου Maisotsenko αποτελεί το αντικείμενο αυτού του εδαφίου. Για 43 διαφορετικές πόλεις, οι συνθήκες σχεδιασμού θέρους τους δίνονται από την Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 20701-3/2010 [47], υπολογίζονται για τη βασική γεωμετρική διαμόρφωση του κύκλου:

- η θερμοκρασία του ψυχρού αέρα. Βάσει αυτής, η εφαρμογή του κύκλου Maisotsenko χαρακτηρίζεται ως αποδεκτή (για θερμοκρασία κάτω των 22.5^oC), ως οριακά ανεκτή (για θερμοκρασίες μεταξύ 22.5^oC και 24.0^oC) και ως ανεπαρκής (για θερμοκρασία άνω των 24.0^oC).
- η ωριαία κατανάλωση νερού ενός εμπορικού ψύκτη Maisotsenko ισχύος $5RT$. Η ονομαστική κατανάλωση του ψύκτη, βάσει των στοιχείων του κατασκευαστή του ανέρχεται σε $56L$ ανά ώρα λειτουργίας.

Με σκοπό την βελτίωση των χαρακτηριστικών του ψύκτη, θεωρείται καταστολή του ψυχόμενου ρεύματος κατά 50% (ώστε να είναι λ=1:2) και ονομαστική παροχή αέρα (βλ. 6ο και 8ο Κεφάλαιο). Τα αποτελέσματα δίνονται στον Πίνακα 10.1· με κόκκινο χρώμα επισημαίνεται η ανεπάρκεια του κύκλου Maisotsenko, με κίτρινο η οριακή επάρκειά του και με πράσινο η ικανότητά του για παραγωγή ψύξης επιθυμητών χαρακτηριστικών.

Πίνακας 10.1: *Συνθήκες περιβάλλοντος και εξαγόμενα εξατμιστικού ψύκτη Coolerado*

Πόλη	t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} [^oC]	Ωριαία κατανάλωση [kg_w/h]	Χαρακτηρισμός
Αγρίνιο	36.5	39.6	22.0	60.9	
Αλεξανδρούπολη	34.0	41.5	20.6	60.3	
Ανδραβίδα	33.5	50.5	22.8	60.8	
Άργος	37.0	34.0	20.5	60.6	
Αργοστόλι	32.5	57.4	23.7	60.9	
Άρτα	34.8	45.5	22.5	60.8	
Βέροια	34.0	50.9	23.3	61.0	
Βόλος	34.0	43.8	21.3	60.5	
Ελευσίνα	36.0	43.4	22.8	61.1	
Ελληνικό	35.5	42.9	22.3	60.9	
Ηράκλειο	32.5	49.7	21.8	60.4	
Θεσσαλονίκη	35.0	44.7	22.4	60.8	
Ιεράπετρα	35.0	54.1	25.1	61.5	
Ιωάννινα	34.5	33.4	18.5	59.8	
Καβάλα	32.0	51.8	21.9	58.7	
Καλαμάτα	34.5	44.3	21.9	60.7	
Καστοριά	33.5	32.3	17.4	59.5	
Κέρκυρα	34.5	48.9	23.2	61.0	
Κοζάνη	33.5	38.8	19.4	60.0	
Κομοτηνή	33.5	41.0	20.1	60.1	
Κόρινθος	35.5	42.9	22.3	60.9	
Λάρισα	36.5	33.5	20.0	60.4	
Λήμνος	31.0	61.8	23.5	60.7	
Νάξος	30.5	61.5	23.0	60.5	
Νέα Φιλαδέλφεια	37.5	30.7	19.7	60.5	
Πάτρα	34.5	46.6	22.6	60.8	
Πειραιάς	33.5	53.0	23.5	61.0	
Πύργος	35.5	42.9	22.3	60.9	
Ρέθυμνο	35.0	44.7	22.4	60.8	
Ρόδος	32.5	57.4	23.7	60.9	
Σάμος	35.5	36.5	20.3	60.4	
Σέρρες	35.5	40.8	21.6	60.7	
Σητεία	32.0	51.8	21.9	58.7	
Σκύρος	31.5	54.0	22.0	60.4	
Τανάγρα	36.5	33.5	20.0	60.4	
Τρίπολη	34.0	28.7	16.6	59.4	
Χανιά	35.5	36.5	20.2	60.4	

Τα αποτελέσματα του Πίνακα είναι αρκετά ενδιαφέροντα: ο κύκλος Maisotsenko αποδεικνύεται άκρως ελκυστικός για εφαρμογές κλιματισμού στο μεγαλύτερο μέρος της Ελλάδα. Με εξαίρεση κάποιες περιοχές που χαρακτηρίζονται από υψηλή υγρασία, οι υπόλοιπες περιοχές μπορούν να εξυπηρετηθούν από κλιματιστικές συσκευές που υλοποιούν τον κύκλο Maisotsenko. Η διαπίστωση πως ίδιοι ψύκτες με τις αυτές λειτουργικές ρυθμίσεις που λειτουργούν σε διαφορετικά κλίματα επιτυγχάνουν περίπου τον ίδιο βαθμό απόδοσης και καταναλώνουν περίπου την ίδια ποσότητα νερού (που διατυπώθηκε στο 5ο και το 8ο Κεφάλαιο) επιβεβαιώνεται για άλλη μια φορά· η αυξημένη ποσότητα νερού που καταναλώνεται σε σχέση με την ονομαστική οφείλεται στη μειωμένη παροχή ψυχρού αέρα μέσω του ψυχόμενου ρεύματος. Οι απαιτούμενες ποσότητες νερού προς εξάτμιση είναι διόλου αμελητέες και τούτο πρόκειται να αποτελέσει το αντικείμενο του επόμενου εδαφίου.

Αξίζει, στο σημείο αυτό, μια λεπτομερέστερη διερεύνηση της συμπεριφοράς ενός πραγματικού εξατμιστικού ψύκτη Maisotsenko, εγκατεστημένου στην Αθήνα, εξετάζοντάς τον σε βάθος ημέρας, χρησιμοποιώντας βιβλιογραφικά δεδομένα για τη θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά τους μήνες Μάιο, Ιούνιο, Ιούλιο, Αύγουστο και Σεπτέμβριο (βλ. εργασία Δ. Κουρεμένου & Κ. Αντωνόπουλου [48]). Στους Πίνακες 10.2 έως και 10.6 παρουσιάζονται:

- οι συνθήκες περιβάλλοντος μεταξύ των ωρών 9^{00} και 22^{00}, για μέσο λόγο υγρασίας περίπου $0.011\frac{kg_w}{kg_{da}}$.
- η προκύπτουσα θερμοκρασία του παραγόμενου ψυχρού αέρα για διαμορφώσεις $\lambda=1:1$ και $\lambda=1:2$
- η ωριαία κατανάλωση νερού, επιλέγοντας την οικονομικότερη διαμόρφωση παροχών (επισημαίνεται με παχέα στοιχεία) και με απαίτηση παροχής αέρα όχι θερμότερου από 21^oC, παραγόμενου από την εμπορικού τύπου συσκευή που διαθέτει το Εργαστήριο Εφ. Θερμοδυναμικής.

Πίνακας 10.2: *Συμπεριφορά εξατμιστικού ψύκτη Maisotsenko στην Αθήνα, κατά την 21η Μαΐου*

Ώρα	t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} ($\lambda=1:1$) [^oC]	t_{out} ($\lambda=1:2$) [^oC]	**Ωριαία κατανάλωση** [kg_w/h]
9^{00}	21.0	70.5	**17.5**	17.0	6.33
10^{00}	22.2	65.5	**17.9**	17.4	7.74
11^{00}	23.2	61.6	**18.2**	17.6	8.92
12^{00}	24.0	58.7	**18.5**	17.8	9.86
13^{00}	24.4	57.3	**18.6**	17.9	10.33
14^{00}	24.4	57.3	**18.6**	17.9	10.33
15^{00}	24.1	58.4	**18.5**	17.9	9.96
16^{00}	23.4	60.9	**18.3**	17.7	9.15
17^{00}	22.6	63.9	**18.0**	17.5	8.21
18^{00}	21.7	67.5	**17.7**	17.2	7.16
19^{00}	20.9	70.9	**17.4**	17.0	6.22
20^{00}	20.3	73.6	**17.2**	16.9	5.51
21^{00}	19.8	75.9	**17.1**	16.7	4.93
22^{00}	19.4	77.8	**16.9**	16.6	4.47
				Ημερήσια κατανάλωση:	**109.13**

Πίνακας 10.3: *Συμπεριφορά εξατμιστικού ψύκτη Maisotsenko στην Αθήνα, κατά την 21η Ιουνίου*

Ώρα	t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} (λ=1:1) [^oC]	t_{out} (λ=1:2) [^oC]	**Ωριαία κατανάλωση** [kg_w/h]
9^{00}	26.4	50.9	**19.3**	18.5	12.68
10^{00}	28.0	46.4	**19.9**	18.9	14.57
11^{00}	29.4	42.7	**20.3**	19.2	16.29
12^{00}	30.4	40.4	**20.7**	19.5	17.47
13^{00}	30.9	39.2	**20.8**	19.6	18.11
14^{00}	30.9	39.2	**20.8**	19.6	18.11
15^{00}	30.4	40.4	**20.7**	19.5	17.47
16^{00}	29.6	42.3	**20.4**	19.3	16.50
17^{00}	28.6	44.8	**20.1**	19.0	15.29
18^{00}	27.7	47.2	**19.8**	18.8	14.21
19^{00}	26.9	49.4	**19.5**	18.6	13.28
20^{00}	26.2	51.5	**19.3**	18.4	12.44
21^{00}	25.7	53.1	**19.1**	18.3	11.84
22^{00}	25.3	54.3	**19.0**	18.2	11.39
				Ημερήσια κατανάλωση:	**209.66**

Πίνακας 10.4: *Συμπεριφορά εξατμιστικού ψύκτη Maisotsenko στην Αθήνα, κατά την 21η Ιουλίου*

Ώρα	t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} (λ=1:1) [^oC]	t_{out} (λ=1:2) [^oC]	**Ωριαία κατανάλωση** [kg_w/h]
9^{00}	28.1	46.1	**19.9**	18.9	14.70
10^{00}	29.6	42.3	**20.4**	19.3	16.50
11^{00}	30.9	39.2	**20.8**	19.6	18.11
12^{00}	31.9	37.0	21.1	**19.8**	30.81
13^{00}	32.5	35.8	21.3	**19.9**	31.98
14^{00}	32.6	35.6	21.3	**20.0**	32.17
15^{00}	32.4	36.0	21.3	**19.9**	31.78
16^{00}	31.7	37.5	21.1	**19.8**	30.37
17^{00}	30.8	39.4	**20.8**	19.5	17.99
18^{00}	29.8	41.8	**20.5**	19.3	16.75
19^{00}	28.9	44.0	**20.2**	19.1	15.66
20^{00}	28.1	46.1	**19.9**	18.9	14.70
21^{00}	27.4	48.0	**19.7**	18.7	13.87
22^{00}	26.8	49.7	**19.5**	18.6	13.16
				Ημερήσια κατανάλωση:	**298.56**

Πίνακας 10.5: *Συμπεριφορά εξατμιστικού ψύκτη Maisotsenko στην Αθήνα, κατά την 21η Αυγούστου*

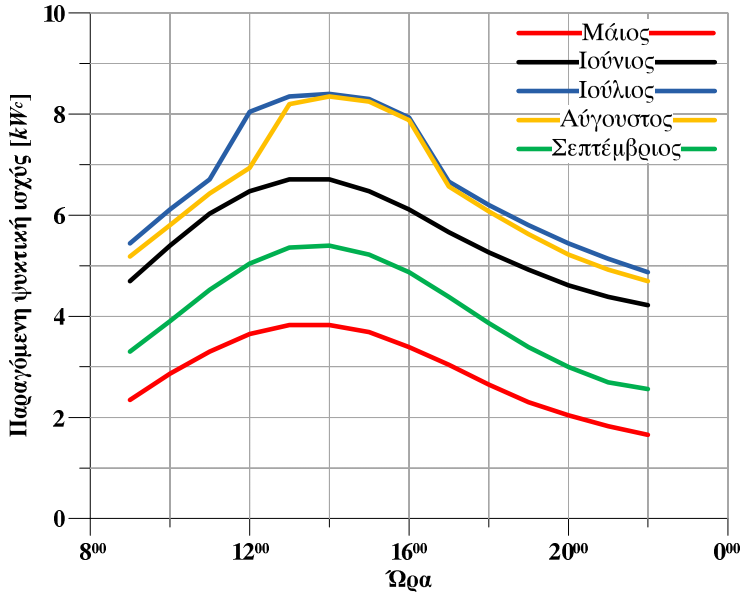
Ώρα	t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} (λ=1:1) [^oC]	t_{out} (λ=1:2) [^oC]	**Ωριαία κατανάλωση** [kg_w/h]
9^{00}	27.5	47.7	**19.7**	18.7	13.99
10^{00}	28.9	44.0	**20.2**	19.1	15.66
11^{00}	30.3	40.6	**20.6**	19.4	17.36
12^{00}	31.4	38.1	**21.0**	19.7	18.72
13^{00}	32.2	36.4	21.2	**19.9**	31.39
14^{00}	32.5	35.8	21.3	**19.9**	31.98
15^{00}	32.3	36.2	21.2	**19.9**	31.59
16^{00}	31.6	37.7	21.0	**19.7**	30.18
17^{00}	30.6	39.9	**20.7**	19.5	17.73
18^{00}	29.5	42.5	**20.4**	19.2	16.39
19^{00}	28.5	45.0	**20.0**	19.0	15.19
20^{00}	27.6	47.5	**19.7**	18.8	14.09
21^{00}	26.9	49.4	**19.5**	18.6	13.28
22^{00}	26.4	50.9	**19.3**	18.5	12.68
				Ημερήσια κατανάλωση:	**280.25**

Πίνακας 10.6: *Συμπεριφορά εξατμιστικού ψύκτη Maisotsenko στην Αθήνα, κατά την 21η Σεπτεμβρίου*

Ώρα	t_{amb} [^oC]	ϕ_{amb} [%]	t_{out} (λ=1:1) [^oC]	t_{out} (λ=1:2) [^oC]	**Ωριαία κατανάλωση** [kg_w/h]
9^{00}	23.2	61.6	**18.2**	17.6	8.92
10^{00}	24.6	56.7	**18.7**	18.0	10.54
11^{00}	26.0	52.1	**19.2**	18.4	12.21
12^{00}	27.2	48.6	**19.6**	18.7	13.62
13^{00}	27.9	46.6	**19.8**	18.8	14.47
14^{00}	28.0	46.4	**19.9**	18.9	14.57
15^{00}	27.6	47.5	**19.7**	18.8	14.09
16^{00}	26.8	49.7	**19.5**	18.6	13.16
17^{00}	25.7	53.1	**19.1**	18.3	11.84
18^{00}	24.5	57.0	**18.7**	18.0	10.44
19^{00}	23.4	60.9	**18.3**	17.7	9.15
20^{00}	22.5	64.3	**18.0**	17.4	8.09
21^{00}	21.8	67.1	**17.7**	17.2	7.28
22^{00}	21.5	68.4	**17.6**	17.2	6.91
				Ημερήσια κατανάλωση:	**155.29**

Η σύγκριση των αποτελεσμάτων που παρουσιάζονται στους παραπάνω Πίνακες είναι κατ' αρχήν ενδεικτική του πόσο απέχει η πραγματικά παραγόμενη ψυκτική ικανότητα σε σχέση με την ονομαστική, γεγονός που (τεχνικά ερμηνεύεται σαν μη συνεχής λειτουργία του ψύκτη και) οδηγεί

μακροσκοπικά σε πολύ χαμηλότερες (σε σχέση με τις ονομαστικές) καταναλώσεις νερού (υπό την προϋπόθεση ότι το αποχετευόμενο νερό επιστρέφει στον ψύκτη). Στην Εικόνα 10.1 διαγραμματοποιείται η παραγόμενη ψυκτική ισχύς του καθενός μήνα.



Εικόνα 10.1: *Πραγματική παραγόμενη ψυκτική ικανότητα*

Έχει πλέον καταστεί σαφές ότι η εφαρμογή του κύκλου Maisotsenko στην Αθήνα είναι εφικτή, με πολύ ελκυστικά αποτελέσματα και χωρίς σημαντικό λειτουργικό κόστος, ώστε να μπορούν να αντικαταστήσουν τις συμβατικές μονάδες παραγωγής ψύξης.

§ 10.2. Αξιοποίηση ομβρίων υδάτων

Η γειτνίαση κάποιων πόλεων με ποταμούς υψηλού δυναμικού (όπως η Βέροια, η Κοζάνη και η Λάρισα) θα μπορούσε να αξιοποιηθεί για την τροφοδοσία των εξατμιστικών ψυκτών με νερό, χωρίς να εμπλέκεται με οποιονδήποτε τρόπο το δημόσιο δίκτυο ύδρευσης, υπό την προϋπόθεση ότι το κτήριο στο οποίο θα εγκατασταθεί η μονάδα εξατμιστικής ψύξης είναι κοντά στον Αλιάκμονα ή τον Πηνειό ή ότι θα ήταν διαθέσιμο ένα δίκτυο διανομής του νερού για το σκοπό αυτό… Κρίνεται, λοιπόν, σκόπιμο να εξεταστεί η δυνατότητα αξιοποίησης των ομβρίων υδάτων για την αξιοποίησή τους σε εξατμιστικό ψύκτη.

Η ιδέα συλλογής του νερού της βροχής δεν είναι νέα, μιας και σε αρκετά νησιά του Αιγαίου με σαφές πρόβλημα λειψυδρίας καλύπτει κάποιες από τις ανάγκες των κτηρίων. Τίθεται, λοιπόν, το ερώτημα: αν θεωρηθεί ότι διατίθεται άπλετος χώρος για την αποθήκευση του νερού και ότι το νερό είναι κατάλληλο για χρήση στον εξατμιστικό ψύκτη (άρα, δεν περιέχει στερεά σωματίδια σε βαθμό τέτοιο ώστε να μειώσουν την ενεργή ωφέλιμη επιφάνεια συναλλαγής υγρασίας στα κανάλια του εργαζόμενου ρεύματος ή υπάρχει δυνατότητα καθαρισμού του νερού), πόσο νερό μπορεί να συλλεγεί και τι ποσοστό της ετήσιας ανάγκης ενός εξατμιστικού ψύκτη μπορεί να καλύψει; Ο Πίνακας 10.7 είναι κατατοπιστικός, παρέχοντας στοιχεία για:

- τον υετό 25 πόλεων
- τη δυνητικά συλλεγόμενη ποσότητα νερού από επιφάνεια $100m^2$

- το ποσοστό κάλυψης των αναγκών νερού από τη συλλογή, θεωρώντας λειτουργία 8 ωρών ανά ημέρα σε πλήρες φορτίο, για διάστημα 120 ημερών
- την αναγκαία επιφάνεια για κάλυψη των αναγκών του ψύκτη κατά 100% από το νερό της βροχής.

Πίνακας 10.7: *Αξιοποίηση ομβρίων υδάτων*

Πόλη	**Υετός** [mm]	**Συλλεγόμενη ποσότητα (100m^2)** [m^3]	**Ποσοστό κάλυψης αναγκών ψύκτη** [%]	**Επιφάνεια συλλογής για κάλυψη 100%** [m^2]
Αγρίνιο	784.2	78.42	121.2	82.5
Αλεξανδρούπολη	553.2	55.32	86.0	116.3
Αργοστόλι	717.9	71.79	111.1	90.0
Άρτα	828.4	82.84	128.2	78.0
Βόλος	500.0	50.00	77.6	128.8
Ελληνικό	364.8	36.48	56.4	177.2
Ηράκλειο	483.2	48.32	75.1	133.2
Θεσσαλονίκη	448.7	44.87	69.4	144.1
Ιεράπετρα	618.9	61.89	95.2	105.1
Ιωάννινα	902.5	90.25	140.8	71.0
Καβάλα	403.2	40.32	63.9	156.5
Καλαμάτα	678.3	67.83	105.1	95.1
Κοζάνη	507.6	50.76	79.2	126.3
Λαμία	573.8	57.38	89.0	112.4
Λάρισα	423.2	42.32	65.7	152.3
Λήμνος	486.6	48.66	75.5	132.5
Νέα Φιλαδέλφεια	414.1	41.41	64.2	155.7
Πάτρα	628.4	62.84	97.2	102.8
Ρέθυμνο	661.8	66.18	102.4	97.7
Ρόδος	590.0	59.00	91.3	109.5
Σέρρες	448.5	44.85	69.5	144.0
Σητεία	478.6	47.86	75.9	131.8
Σκύρος	425.9	42.59	66.2	151.0
Τρίπολη	723.8	72.38	113.5	88.1
Χανιά	589.8	58.98	91.6	109.2

Τα αποτελέσματα του πίνακα είναι ἀκρως ενθαρρυντικά: κατά παραδοχή επιφάνειας 100m^2, η οποία είναι «λογική» για μια κατοικία δύο ορόφων εμβαδού 120m^2) στις περισσότερες πόλεις τα όμβρια ύδατα καλύπτον ποσοστό άνω του 70% της κατανάλωσης του εξατμιστικού ψύκτη, σε κάποιες δε η ανάγκη αυτή υπερκαλύπτεται, λόγω των δυσανάλογα προς τις ανάγκες της εξατμιστικής ψύξης έντονων βροχοπτώσεων.

Ο Πίνακας 10.8 αποτελεί λογική συνέχεια του Πίνακα 8.5: για κάποιες ενδεικτικές πόλεις τίθεται ο στόχος της επιθυμητής θερμοκρασίας ψυχρού αέρα (στους 22^oC περίπου) και αναζητείται μια κατάλληλη τιμή του λ (όχι μεγαλύτερη του 0.5). Ταυτόχρονα, εκτιμάται το ετήσιο κόστος του εξατμιστικού ψύκτη, βάσει των κάτωθι παραδοχών:

- γεωμετρία ψύκτη: βασική
- ψυκτική ικανότητα (ονομαστική): $17.6kW$
- ηλεκτρικές καταναλώσεις: $750W$
- ώρες λειτουργίας (ετησίως): 800
- κόστος ηλεκτρικής kWh: €0.12
- κόστος νερού (ανά m^3): €0.65

Σημειώνεται ότι το κόστος αυτό είναι ενδεικτικό και δεν περιλαμβάνει παραμέτρους όπως το κόστος του χρήματος, ο πληθωρισμός, τα επιτόκια δανεισμού κ.λπ., συνεπώς μόνο προσεγγιστικά μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον προσδιορισμό της περιόδου απόσβεσης της εγκατάστασης ενός εξατμιστικού ψύκτη. Επιπροσθέτως, τα υποστηρικτικά δίκτυα αεραγωγών θα πρέπει, εφ' όσον δεν υπάρχουν, να ληφθούν σοβαρά υπ' όψιν σε τεχνικό και οικονομικό επίπεδο.

Πίνακας 10.8: *Εκτίμηση ετήσιου λειτουργικού κόστους εξατμιστικής ψύξης σε διάφορες πόλεις*

Περιοχή	λ [-]	t_{out} [^oC]	**Βαθμός απόδοσης** [%]	**swc** [kg_w/kWh_c]	**Ετήσια κατανάλωση** [m^3]	**Ετήσιο λειτουργικό κόστος** [€]
Αθήνα	0.5	20.4	111.5	3.8	53.2	106.58
Θεσσαλονίκη	0.1	22.0	130.0	10.4	145.6	166.64
Πάτρα	0.1	22.1	130.7	10.5	147	167.55
Ηράκλειο	0.25	21.9	124.9	5.7	79.8	123.87
Ιωάννινα	0.5	20.3	113.6	3.8	53.2	106.58
Λάρισα	0.45	21.5	115.3	4.4	61.6	112.04
Αλεξανδρούπολη	0.45	21.5	115.8	4.3	60.2	111.13
Άργος	0.4	21.5	119.1	5.1	71.4	118.41
Αγρίνιο	0.2	22.1	125.3	6.1	85.4	127.51

Συνάγεται, λοιπόν, ότι η εφαρμογή της εξατμιστικής ψύξης σε εντοπισμένες περιοχές της Ελλάδας, οι οποίες αποτελούν ένα μη αμελητέο μέρος της έκτασής της, είναι ελκυστική και αποδοτική, χωρίς να υστερεί ποιοτικά έναντι της συμβατικής ψύξης. Θα έχει, συνεπώς, αξιόλογο αποτέλεσμα η προσπάθεια διάδοσης της τεχνικής αυτής, με παράλληλη επαρκή υποστήριξη και ενημέρωση για τις ιδιαιτερότητές της.

Ονοματολογία

Μεγέθη

swc	ειδική κατανάλωση νερού	$[kg_w/kWh_c]$
t	θερμοκρασία	$[^oC]$
λ	λόγος παροχής ψυχόμενου προς εργαζόμενο ρεύμα	[-]
φ	σχετική υγρασία	[%]

Δείκτες

amb	περιβάλλον
w	νερό

11ο ΚΕΦΑΛΑΙΟ
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ - ΣΧΟΛΙΑ

§ 11.1. Συμπεράσματα & Σχόλια

Η παρούσα Διδακτορική Διατριβή είχε ως αντικείμενό της τη μελέτη και την αξιολόγηση, σε πειραματικό και σε υπολογιστικό επίπεδο, των συστημάτων εξατμιστικής ψύξης, με ιδιαίτερη έμφαση στο πλέον καινοτόμο αυτών, τον κύκλο Maisotsenko. Ο διπλός προσανατολισμός της εργασίας αποδείχθηκε ιδιαίτερα χρήσιμος, δεδομένης της ελάχιστης βιβλιογραφίας σε σχέση με το αντικείμενο και της μηδενικής προϋπάρχουσας εμπειρίας πάνω σε αυτό.

Εστιάζοντας στα αποτελέσματα της εργασίας, σημειώνονται τα ακόλουθα συμπεράσματα και παρατηρήσεις:

- κατασκευάστηκε ένας ψυχρομετρικός χάρτης, με σκοπό τον ακριβέστερο δυνατό υπολογισμό των ψυχρομετρικών μεγεθών του αέρα, χωρίς η ακρίβεια να επιτυγχάνεται εις βάρος του υπολογιστικού χρόνου. Κατά τη σύνταξη του χάρτη δεν ελήφθησαν υπ' όψιν οι συνήθεις παραδοχές, αλλά χρησιμοποιήθηκαν οι πλέον πρόσφατες και ακριβείς προσεγγίσεις για τις ιδιότητες του υδρατμού και του ξηρού αέρα. Κάποιες αποκλίσεις σε σχέση με τις απλουστευτικές σχέσεις της ASHRAE εντοπίστηκαν, ωστόσο η τάξη μεγέθους τους ήταν αμελητέα. Το όφελος από τη χρήση του χάρτη αυτού ήταν η επίτευξη της μέγιστης δυνατής ακρίβειας, χωρίς σημαντικό υπολογιστικό χρόνο, μιας και από αυτόν απουσίαζε οποιοσδήποτε βρόχος επαναλήψεων.
- συγκροτήθηκε πειραματική διάταξη, χρησιμοποιώντας έναν εναλλάκτη θερμότητας και μάζας και βιομηχανικού τύπου μετρητικά όργανα, η οποία επέτρεψε την παραμετροποίηση του κύκλου Maisotsenko υπό διάφορες συνθήκες τροφοδοσίας και λειτουργίας. Τα απτά αποτελέσματα της πειραματικής διαδικασίας ήταν τα ακόλουθα:
    - η επιβεβαίωση των επιδόσεων του εξατμιστικού ψύκτη, όπως αυτές είχαν γνωστοποιηθεί από τον κατασκευαστή του.
    - η επίτευξη στην πράξη θερμοκρασίας περίπου 21^oC υπό ονομαστική λειτουργία και κάτω των 17^oC υπό τροποποιημένη λειτουργία (με μείωση της ροής ψυχόμενου ρεύματος), συνοδευόμενης από βαθμούς απόδοσης που κυμάνθηκαν μεταξύ του 100% και του 117%, εντός των προτεινόμενων τιμών.
    - ο προσδιορισμός της κατανάλωσης νερού σε περίπου $2.8kg$ για κάθε ωφέλιμη kWh ψύξης, σε συμφωνία με τις επίσημες κατασκευαστικές τιμές.
    - η ταυτοποίηση της συμπεριφοράς του εξατμιστικού ψύκτη σαν θερμική μάζα, παράγοντας αέρα σχεδόν σταθεροποιημένης θερμοκρασίας, καθώς η θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος μεταβαλλόταν κατά 1^oC ή 2^oC.

  Ωστόσο, το μεγαλύτερο όφελος από την κατασκευή και μελέτη της πειραματικής διάταξης δεν ήταν άλλο από τη σε βάθος κατανόηση, όχι μόνο των ιδιαιτεροτήτων του κύκλου Maisotsenko, αλλά κυρίως των θεμελιωδών αρχών της εξάτμισης, των λειτουργικών στοιχείων του κύκλου και των διαφοροποιήσεων στην λειτουργία του καθώς μεταβαλλόταν κάποια παράμετρος εισόδου.
- για τους άμεσους εξατμιστικούς ψύκτες, αναπτύχθηκε ένα περιεκτικό υπολογιστικό μοντέλο, βασισμένο στο ισοζύγιο αισθητής και λανθάνουσας θερμότητας, το οποίο διαφοροποιείται από τα προϋπάρχοντα ως προς το ότι πλέον η θερμοκρασία του νερού δε λαμβάνεται κατά παραδοχή, αλλά αποτελεί μια ακόμα παράμετρο. Το υπολογιστικό

μοντέλο επαληθεύτηκε με βάση δημοσιευμένες εργασίες και χρησιμοποιήθηκε για την προσομοίωση ενός συγκεκριμένου εξατμιστικού ψύκτη υπό διάφορες συνθήκες. Πιο συγκεκριμένα:

- ο ψύκτης παραμετροποιήθηκε ως προς τη θερμοκρασία και τη σχετική υγρασία του περιβάλλοντος, ως προς την ποσότητα του διακινούμενου αέρα και το πορώδες και, φυσικά, ως προς τη θερμοκρασία του νερού.
- διαπιστώθηκε ότι καθώς το τροφοδοτούμενο νερό τείνει θερμότερο της θερμοκρασίας υγρού βολβού του περιβάλλοντος κατά 1^oC, η θερμοκρασία του παραγόμενου αέρα τείνει κι αυτή αυξανόμενη κατά περίπου 0.8^oC, μειώνοντας την ωφέλιμη ψυκτική ικανότητα του ψύκτη κατά 7% περίπου και αυξάνοντας την ειδική κατανάλωση νερού κατά 25% περίπου· ανάλογες διαφοροποιήσεις διαπιστώθηκαν κατά την παραδοχή τροφοδοσίας με νερό ψυχρότερο της θερμοκρασίας υγρού βολβού του περιβάλλοντος.
- επιβεβαιώθηκε η εξάρτηση της θερμοκρασίας του παραγόμενου αέρα από τη σχετική υγρασία του περιβάλλοντος, μιας και, μολονότι ο βαθμός απόδοσης παρέμενε σχεδόν σταθερός, το ξηρότερο κλίμα οδηγούσε σε μεγαλύτερο δυναμικό θερμοκρασιακής μείωσης, συνεπώς και σε χαμηλότερες θερμοκρασίες. Ενδεικτικά, αέρας θερμοκρασίας 40^oC που οδηγήθηκε σε δεδομένο ψύκτη, ψύχθηκε ως τους 31^oC υπό σχετική υγρασία 40%, αλλά μόλις ως τους 37^oC υπό σχετική υγρασία 80%. Επανεπιβεβαιώθηκε, έτσι, η σαφής ακαταλληλότητα των εξατμιστικών ψυκτών σε υγρά κλίματα.
- εξετάστηκε η εξάρτηση της θερμοκρασίας του παραγόμενου αέρα από τη διακινούμενη παροχή αέρα διαμέσου δεδομένης βρεχόμενης επιφάνειας. Όπως αναμενόταν, η αύξηση της παροχής οδήγησε σε ενίσχυση των συντελεστών μεταφοράς μάζας (κατά εκθέτη 0.81, παρεμφερή με τον 0.77 άλλων μοντέλων) και μετάδοσης θερμότητας, χωρίς όμως να αποτρέπεται μια τάση αύξησης της τελικής θερμοκρασίας καθώς η παροχή έτεινε προς υψηλές τιμές.
- συζητήθηκε, τέλος, η επίδραση του πορώδους, ως μέσου αύξησης της βρεχόμενης επιφάνειας και επιβεβαιώθηκε η θετική συνεισφορά του στην παραγωγή αέρα χαμηλότερης θερμοκρασίας.

- για τον κύκλο Maisotsenko αναπτύχθηκε υπολογιστικό μοντέλο, βασισμένο στη συνδυασμένη χρήση θερμοδυναμικών, ενεργειακών και θερμορρευστομηχανικών εξισώσεων. Με διαμερισμό του ψύκτη σε γεωμετρικά «κελιά», το μοντέλο προέβλεπε όλες τις συνθήκες σε κάθε «κελί» (χαρακτηριστικές θερμοκρασίες και λόγο υγρασίας) και τις συνθήκες εξόδου των δύο ρευμάτων αέρα από τον ψύκτη. Υποστηριζόμενα από ακριβή γνώση των συνθηκών ροής εντός του ψύκτη (οι οποίες είχαν υπολογιστεί προηγουμένως με εξειδικευμένο λογισμικό CFD), τα μοντέλα έδωσαν ικανοποιητικά αποτελέσματα, επιβεβαιούμενα από την πειραματική διαδικασία, με μάλλον χαμηλή απαίτηση σε υπολογιστικό χρόνο (περίπου 20″ σε επεξεργαστή 3*GHz* τύπου Intel Core 2 Duo). Η υπολογιστική προσομοίωση χρησιμοποιήθηκε ακολούθως για την παραμετροποίηση του εξατμιστικού ψύκτη κατά τρόπο πειραματικώς αδύνατο. Βάσει του μοντέλου διαπιστώθηκαν ότι:
    - ο βαθμός απόδοσης του κύκλου Maisotsenko είναι πρακτικώς ανεξάρτητος του περιβάλλοντος λειτουργίας αυτού, εφ' όσον ο κύκλος λειτουργεί υπό τις ίδιες ρευστομηχανικές συνθήκες
    - η βρεχόμενη επιφάνεια του κύκλου συναρτάται άμεσα με την παραγωγή ψυκτικής ισχύος, περιοριζόμενη μόνο από τις διαστάσεις του ψύκτη και την τάση αύξησης της ειδικής κατανάλωσης νερού

  - καθώς ο λόγος παροχών των δύο ρευμάτων μειώνεται εις βάρος του ψυχόμενου ρεύματος, η παραγόμενη ψυκτική ισχύς τείνει μειούμενη, όμως ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται θεαματικά, όπως εξ' άλλου και η ειδική κατανάλωση νερού: με μείωση του λόγου στην τιμή $\lambda=2:5$ ο βαθμός απόδοσης μπορεί να αυξηθεί ως και 20 ποσοστιαίες μονάδες, ωστόσο η ειδική κατανάλωση νερού αυξάνεται κατά 50% περίπου.
  - η ρύθμιση του λόγου παροχών αποτελεί μια αξιόπιστη μέθοδο λειτουργίας του εξατμιστικού ψύκτη σε υγρά περιβάλλοντα, με υπέρμετρη, όμως, αύξηση της κατανάλωσης του νερού.
- με στόχο την περαιτέρω ελάττωση της κατανάλωσης νερού, αναπτύχθηκε μια νέα γεωμετρική προσέγγιση του κύκλου Maisotsenko, βασιζόμενη σε κανάλια ροής αέρα που διαμορφώνονται εντός ομόκεντρων κυλίνδρων. Ο σχεδιασμός και η μοντελοποίηση της γεωμετρίας αυτής υπήρξαν αρκετά δύσκολα, λόγω των ιδιαιτεροτήτων κατά την προσομοίωση εναλλακτών αντιρροής, πάντως τα αποτελέσματα υπήρξαν ιδιαίτερα ενθαρρυντικά:
  - οι επιτυγχανόμενες θερμοκρασίες του αέρα ήταν παρεμφερείς με αυτές της βασικής γεωμετρικής διαμόρφωσης, εξαρτώμενες, όπως πάντα, από τις κλιματικές συνθήκες της εκάστοτε περιοχής.
  - η κατανάλωση νερού εμφανίστηκε κατά 15% ως 20% χαμηλότερη αυτής στη βασική γεωμετρική διαμόρφωση, τείνοντας σε ακόμα χαμηλότερες τιμές (η ταυτοποίηση των οποίων δεν κατέστη δυνατή, λόγω περιορισμών υπολογιστικής ισχύος)

  Μοναδικό μειονέκτημα της μεθόδου αυτής, λόγω του μεγάλου «νεκρού» όγκου της υπήρξε το κατά 6 φορές περίπου μεγαλύτερο μέγεθος ψύκτη, σε σχέση με τη βασική γεωμετρική διαμόρφωση, ωστόσο η μείωση του «νεκρού» όγκου μπορεί να αποτελέσει αντικείμενο περαιτέρω διερεύνησης, κυρίως από ρευστομηχανική σκοπιά.
- εις ότι αφορά στη διείσδυση της εξατμιστικής ψύξης στην Ελλάδα, ένα εκτενές πακέτο προσομοιώσεων επέτρεψε την κατανόηση της σχέσης του περιβάλλοντος, όχι με τον κύκλο Maisotsenko καθ' αυτόν, αλλά με την ποιότητα και τα χαρακτηριστικά του αέρα που αυτός παράγει. Διαπιστώθηκε η σημαντική εξάρτηση της θερμοκρασίας του ψυχόμενου ρεύματος με τις συνθήκες περιβάλλοντος και αποκλείστηκαν οι περισσότερες νησιωτικές και παραθαλάσσιες περιοχές της Ελλάδας· στον αντίποδα οι ηπειρωτικές περιοχές αξιολογήθηκαν ως πλήρως κατάλληλες για την εγκατάσταση συσκευών Maisotsenko, χωρίς συμβιβασμούς στην ποιότητα του παραγόμενου αέρα.

§ 11.2. Στοιχεία καινοτομίας & πρωτοτυπίας

Έχοντας ως αντικείμενο μια εφεύρεση ηλικίας 8 ετών, ήταν αναμενόμενο ένα μεγάλο μέρος της Διατριβής να εκτελεστεί σε περιοχές άγνωστες, όχι τόσο θερμοδυναμικά ή ενεργειακά, αλλά τεχνικά και λειτουργικά. Τα στοιχεία πρωτοτυπίας της εργασίας καταγράφονται παρακάτω:

- εξέλιξη των συμβατικών τεχνικών υπολογισμού των άμεσων εξατμιστικών ψυκτών, με την προσθήκη της θερμοκρασίας του νερού τροφοδοσίας ως παραμέτρου εισόδου
- πλήρης πειραματική αξιολόγηση του κύκλου, όχι μόνο υπό συνθήκες συνήθους τροφοδοσίας, αλλά και υπό συνθήκες ακραία θερμού περιβάλλοντος και μεταβαλλόμενου λόγου παροχών
- προσομοίωση ρευστομηχανικών συνθηκών εντός του εξατμιστικού ψύκτη

- κατασκευή υπολογιστικού μοντέλου για τη βασική γεωμετρική διαμόρφωση του κύκλου Maisotsenko, με συνδυασμένη ενεργειακών και θερμορρευστομηχανικών τεχνικών και επίλυση κελιού (αντί επίλυση ολόκληρου του ψύκτη)
- παραμετροποίηση του εξατμιστικού ψύκτη ως προς τις ροές του εργαζομένου ρεύματος.
- κατασκευή μιας νέας γεωμετρίας, κυλινδρικής μορφής, με σκοπό την ακόμη μεγαλύτερη μείωση της κατανάλωσης νερού.
- πλήρης ανάλυση της εφαρμοσιμότητας της εξατμιστικής ψύξης στην Αθήνα και αξιολόγηση του επιτυγχανόμενου ψυκτικού προϊόντος και της κατανάλωσης νερού.

§ 11.3. Προτάσεις μελλοντικής εργασίας

Με βάση την ως τώρα περατωθείσα εργασία, για τον κύκλο Maisotsenko, αλλά και με βάση κατ' ιδίαν συζητήσεις με τον Καθ. Valeriy Maisotsenko, η έρευνα προτείνεται να στοχεύσει στα ακόλουθα αντικείμενα:

- πλήρης υπολογιστική ενοποίηση θερμικού και ρευστομηχανικού προβλήματος σε περιβάλλον CFD. Στα πλαίσια της διατριβής επιλύθηκε πρώτα το ρευστομηχανικό πρόβλημα και ακολούθως και ανεξάρτητα το θερμικό. Η ενοποίηση αυτή θα είναι υψηλών απαιτήσεων γνώσης λογισμικού CFD και θα επιφέρει ακόμα μεγαλύτερη ακρίβεια στα εξαγόμενα (π.χ. η ροή θα επηρεάζεται από τις θερμοκρασίες, συνεπώς θα μεταβάλλεται, αντί να μείνει σταθερή σε κάθε κελί).
- πλήρης μετρητική κάλυψη του επιπέδου ψύκτη, με τοποθέτηση μετρητικών στοιχείων στο εσωτερικό του, ώστε να προσδιοριστεί με ακρίβεια η χωρική εξέλιξη και κατανομή των θερμοδυναμικών μεγεθών που διέπουν τη λειτουργία του ψύκτη.
- κατασκευή προτύπου επιπέδου εναλλάκτη για την αναδιαμόρφωση των ροών του εργαζομένου ρεύματος, ώστε να επιβεβαιωθούν στην πράξη οι προσομοιώσεις.
- ρευστομηχανική διερεύνηση της μείωσης του «νεκρού» όγκου ενός ψύκτη με κυλινδρικά στοιχεία.
- διερεύνηση των δυνατοτήτων διασύνδεσης των συστημάτων εξατμιστικής ψύξης με άλλα ενεργειακά συστήματα, στοχεύοντας στην επιπλέον αποδυνάμωση του ενεργειακού αποτυπώματός τους. Ενδεικτικά αναφέρονται:
    - μετατροπή του εργαζόμενου ρεύματος σε κλειστό κύκλο ύγρανσης και αφύγρανσης, μέσω θερμικού ηλιακού συστήματος
    - αξιοποίηση οργανικών πτητικών ενώσεων, με σκοπό την επίτευξη πολύ χαμηλών θερμοκρασιών
    - ενσωμάτωση του κύκλου Maisotsenko σε εργοπαραγωγούς κύκλους (π.χ. Diesel, συνδυασμένους), για τη μεγιστοποίηση της ανακτήσιμης θερμότητας.

§ 11.4. Δημοσιευμένες εργασίες, παράλληλες εργασίες

Στα πλαίσια της εκπόνησης της παρούσας διατριβής, συνεγράφησαν και υποβλήθηκαν για έγκριση και δημοσίευση οι παρακάτω εργασίες:

Emmanuel Rogdakis, Irene Koronaki, Dimitrios Tertipis: **Estimation of the water temperature influence on direct evaporative cooler operation**. International Journal of Thermodynamics

16(4), Δεκέμβριος 2013, σελ. 172 – 178.

Emmanuel Rogdakis, Irene Koronaki, Dimitrios Tertipis: **Experimental and computational evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler at Greek climate**. Energy and Buildings 70, Φεβρουάριος 2004, σελ. 497 – 506.

Emmanuel Rogdakis, Irene Koronaki, Dimitrios Tertipis, Alexandros Mustafa: **An energy evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler based on cylinder geometry.** International Conference of Thermal Engineering (συνέδριο· παρουσιάστηκε στη Βαρκελώνη, στις 15 Οκτωβρίου 2013)

Emmanuel Rogdakis, Dimitrios Tertipis: **An accurate and computationally efficient approximation on psychrometric calculations.** International Journal of Latest Research in Science and Technology (online ISSN 2278-5299) 3(3), Ιούνιος 2014, σελ. 15 – 24.

Παράλληλα προς τη διατριβή εκπονήθηκαν, με αντικείμενο συναφές προς αυτήν, τρεις διπλωματικές εργασίες κι ένα υπολογιστικό θέμα:

- **Πειραματική & Τεχνική Αξιολόγηση διατάξεων εξατμιστικής ψύξης**· Δ.Ε. κ. Ιωάννη Μωραΐτη (2010)
- **Πειραματική διάταξη προσομοίωσης συμπεριφοράς εξατμιστικής ψυκτικής μονάδος Maisotsenko**· Δ.Ε. κ Δημητρίου Διαμαντή (2012)
- **Μοντελοποίηση συμπεριφοράς εξατμιστικών ψυκτών τύπου Maisotsenko**· Δ.Ε. κ. Παναγιώτη Αναγνώστου (2013)
- **Σχεδιασμός στοιχείου εξατμιστικής ψύξης χαμηλής κατανάλωσης**· Υ.Θ. κ. Αλεξάνδρου Μουσταφά (2013)

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΕΣ ΑΝΑΦΟΡΕΣ

Αναφορές στην πηγή:

[1] *Gillan L., Maisotsenko V.:* **Maisotsenko open cycle used for gas turbine power generation.** ASME Turbo Expo 2003

[2] *Berman L.D.:* **Evaporative cooling of circulating water.** Pergamon Press 1961.

[3] *Aimiuvu V.:* **Evaporative cooling of water in hot arid regions.** Energy Conversion & Management 1992 (33/1), pp. 69 – 74.

[4] *Wicker K.:* **Life below the wet bulb: The Maisotsenko cycle**. Power, 11-12/2003.

[5] *Karpiscak M., Marion M.:* **Evaporative cooler water use**. The University of Arizona 1991**.**

[6] *Zhao X., Li J., Riffat S.:* **Numerical study of a novel counter-flow heat and mass exchanger for dew point evaporative cooling**. Applied Thermal Engineering 2008 (28), pp. 1942 – 1951.

[7] *Gillan L..:* **Maisotsenko cycle for cooling processes.** Clean Air 2008 (9), pp. 1 – 18

[8] *Riangvilaikul B., Kumar S.:* **An experimental study of a novel dew point evaporative cooling system**. Energy & Buildings 2010 (42/5), pp. 637 – 644.

[9] *Riangvilaikul B., Kumar S.:* **Numerical study of a novel dew point evaporative cooling system.** Energy & Buildings 2010 (42), pp. 2241 – 2250.

[10] *Miyazaki T., Akisawa A., Nikai I.:* **Study on the Maisotsenko cycle evaporative cooler driven by the solar chimney**. Renewable Energy 2010 Abstracts.

[11] *Hasan A.:* **Indirect evaporative cooling of air to a sub-wet bulb temperature**. Applied Thermal Engineering 2010 (30), pp. 2460 – 2468.

[12] *Caliskan H., Dincer I., Hepbasli A.:* **Exergetic and sustainability performance comparison of novel and conventional air cooling systems for building applications**. Energy and Buildings 2011 (43), pp. 1461 – 1472.

[13] *Caliskan H., Dincer I., Hepbasli A.:* **A comparative study on energetic, exergetic and environmental performance assessments of novel M-Cycle based air coolers for buildings**. Energy Conversion & Management 2012 (56), pp. 69 – 79.

[14] *Bruno F.:* **On-site experimental testing of a novel dew point evaporative cooler**. Energy and Buildings 2011 (43), pp. 3475 – 3483.

[15] *Caliskan H., Dincer I., Hepbasli A., Maisotsenko V.:* **Thermodynamic performance assessment of a novel air cooling cycle: Maisotsenko cycle**. International Journal of Refrigeration 2011 (34), pp. 980 – 990.

[16] *Zhan C., Duan Z., Zhao X., Smith S., Jin H., Riffat S.:* **Comparative study of the performance of the M-cycle counter-flow and cross-flow heat exchangers for indirect evaporative cooling e Paving the path toward sustainable cooling of buildings.** Energy 2011 (36), pp. 6790 – 6805.

[17] *Zhan C., Zhao X., Smith S., Jin H., Riffat S.:* **Numerical study of a M-cycle cross-flow heat exchanger for indirect evaporative cooling.** Building and Environment 2011 (46), pp. 657 – 668.

[18] *Duan Z.:* **Investigation of a Novel Dew Point Indirect Evaporative Air Conditioning System for Buildings**. PhD thesis, University of Nottingham 2011.

[19] *Erens P.J., Dreyer A.A..:* **Modelling of indirect evaporative air coolers**. International Journal of Heat and Mass Transfer 1993 (36/1), pp. 17 - 26.

[20] *Wagner W., Kretzschmar H.-J.:* **International steam tables**. Springer 1998

[21] *ASHRAE:* **Handbook 2009 – Fundamentals**.

[22] *Wexler A., Hyland R.:* **Thermodynamic Properties of Dry Air, Moist Air and Water and SI Psychrometric Charts**. ASHRAE, 1983.

[23] *Lemmon E., Jacobsen R., Penoncelio S., Friend D.:* **Thermodynamic properties of air and mixtures of nitrogen, argon, and oxygen from 60*K* to 2000*K* at pressures to 2000*MPa*.** Journal of Physical and Chemical Reference Data 2000 (29/3), pp. 331 – 385.

[24] *Camargo J., Ebinuma C., Cardoso S.:* **A mathematical model for direct evaporative cooling air conditioning system**. Engenharia Termica 2003 (4), pp. 30 – 34.

[25] *Fouda A., Melikyan Z.:* **A simplified model for analysis of heat and mass transfer in a direct evaporative cooler**. Applied Thermal Engineering 2011 (31/5), pp. 932 – 936

[26] *Camargo J., Ebinuma C. Silveira J.*: **Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city**. International Journal of Refrigeration 2005 (28), pp. 1124 – 1132.

[27] *Kachhwaha S., Prabhakar S.:* **Heat and mass transfer study in a direct evaporative cooler.** Journal of Scientific & Industrial Research 2010 (69), pp. 705 – 710.

[28] *Lazzarin R.:* **Introduction of a simple diagram-based method for analyzing evaporative cooling.** Applied Thermal Engineering 2007 (27), pp. 2011 – 2025.

[29] *Heidarinejad G., Farahani M., Delfani S.:* **Investigation of a hybrid system of nocturnal radiative cooling and direct evaporative cooling**. Building and Environment 2010 (45), pp. 1521 – 1528.

[30] *Wu J., Huang X., Zhang H.:* **Numerical investigation on the heat and mass transfer in a direct evaporative cooler**. Applied Thermal Engineering 2009 (29/1), pp. 195 – 201.

[31] *Wu J., Huang X., Zhang H.:* **Theoretical analysis on heat and mass transfer in a direct evaporative cooler.** Applied Thermal Engineering 2009 (29/5-6), pp. 980 – 984.

[32] *Sumathy K., Dai Y.:* **Theoretical study on a cross-flow direct evaporative cooler using honeycomb paper as packing material**. Applied Thermal Engineering 2002 (22), pp. 1417 – 1430.

[33] *Finlay I., Harris D.:* **Evaporative cooling of tube banks.** International Journal of Refrigeration 1984 (7/4), pp. 214 – 224.

[34] *Ren C., Yang H.:* **An analytical model for the heat and mass transfer processes in indirect evaporative cooling with parallel/counter flow configurations.** International Journal of Heat and Mass Transfer 2006 (49), pp. 617 – 627.

[35] *Joudi K., Mehdi S.:* **Application of indirect evaporative cooling to variable domestic cooling load.** Energy Conversion & Management 2000 (41), pp. 1931 – 1951.

[36] *Zhao X., Liu S., Riffat S.:* **Comparative study of heat and mass exchanging materials for indirect evaporative cooling systems**. Building and Environment 2008 (43), pp. 1902 – 1911.

[37] *Krüger E., Cruz E., Givoni B.:* **Effectiveness of indirect evaporative cooling and thermal mass in a hot arid climate.** Building and Environment 2010 (45), pp. 1422 – 1433.

[38] *Facão J., Oliveira A.:* **Heat and mass transfer in an indirect contact cooling tower: CFD simulation and experiment.** Numerical Heat Transfer 2008 (A54), pp. 933 – 944.

[39] *Riffat S., Zhu J.:* **Mathematical model of indirect evaporative cooler using porous ceramic and heat pipe.** Applied Thermal Engineering 2004 (24), pp. 457 – 470.

[40] *Heidarinejad G., Bozorgmehr M.:* **Modelling of indirect evaporative cooling**. 2nd PALENC Conference and 28th AIVC Conference on Building Low Energy Cooling & Advanced Ventilation Technologies in the 21st Century, pp. 416 – 420.

[41] *Alonso J., Marineź F., Gómez E., Plasencia M.:* **Simulation model of an indirect evaporative cooler.** Energy and Buildings 1998 (29), pp. 23 – 27.

[42] *Pitts D., Sissom L.:* **Μετάδοση Θερμότητας**. Εκδόσεις Τζιόλα 1999.

[43] *Halasz B.:* **A general mathematical model of evaporative cooling devices**. International Journal of Thermal Science 1998 (37), pp. 245 – 255

[44] *Stoitchkov N., Dimitrov G.:* **Effectiveness of cross-flow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling.** International Journal of Refrigeration 1998 (21/6), pp. 463 – 471.

[45] *Zube D.:* **Heat & Mass Exchanger temperature and pressure profile study.** Coolerado Corp. 2011.

[46] *Anisimov S., Pandelidis D.:* **Numerical study of the Maisotsenko cycle Heat & Mass Exchanger**. International Journal of Heat and Mass Transfer 2014 (75), pp. 75 – 96.

[47] *Τεχνικό Επιμελητήριο της Ελλάδος:* **Κλιματικά Δεδομένα Ελληνικών Πόλεων.** 2012

[48] *Κουρεμένος Δ., Αντωνόπουλος Κ.*: **Θερμοκρασιακά χαρακτηριστικά 35 ελληνικών πόλεων.** ΤΕκδοτική 1990.

Γενικές αναφορές:

Anisimov S., Pandelidis D.: **Numerical study of perforated indirect evaporative air cooler.** International Journal of Energy for a Clean Environment 2011 (12), pp. 239-250.

Αντωνόπουλος Κ.: **Κλιματισμός.** ΕΜΠ 2002

Armbruster R., Mitrovic J.: **Evaporative cooling of a falling water film on horizontal tubes**. Experimental Thermal and Fluid Science 1998 (18), pp. 183 – 194.

Bajwa Maqsood, Aksugur E., Al-Otaibi G.: **The potential of the evaporative cooling techniques in the Gulf region of the Kingdom of Saudi Arabia.** Renewable Energy 1993 (3/1), pp. 15 – 29.

Bougleuxa P., Saboyab F., Marquesc R. and Parised J.: **Simulation of a direct evaporative cooler and a cooling tower by the effectiveness–NTU method**. International Journal of Mechanical Engineering Education 35/3.

Chen Q., Yang K., Wang M., Pan N., Guo Z.: **A new approach to analysis and optimization of evaporative cooling system I**. Energy 2010 (35), pp. 2448 – 2454.

Chen Q., Pan N., Guo Z.: **A new approach to analysis and optimization of evaporative cooling system II**. Energy 2011 (36), pp. 2890 – 2898.

Costelloe B., Finn D.: **Indirect evaporative cooling potential in air–water systems in temperate climates**. Energy and Buildings 2003 (35), pp. 573 – 591.

Dağtekina M., Karacab C., Yıldızb Y.: **Performance characteristics of a pad evaporative cooling system in a broiler house in a Mediterranean climate.** Biosystems Engineering 2009 (103), pp. 100 – 104.

Datta S., Sahgal P., Subrahmaniyam S., Dhingra S. and Kishore V.: **Design and operating characteristics of evaporative cooling systems.** Revue Générale du Froid 1987 (10), pp. 205 – 208.

Dessouky H., Ettouney H., Al-Zeefari A.: **Performance analysis of two-stage evaporative coolers.** Chemical Engineering Journal 2004 (102), pp. 255 – 266.

Feddaoui M., Belahmidi E., Mir A., Bendou A.: **Numerical study of the evaporative cooling of liquid film in laminar mixed convection tube flows**. International Journal of Thermal Science 2001 (40), pp. 1011 – 1020.

Giabaklou Z., Ballinger J.: **A Passive Evaporative Cooling System by Natural Ventilation.** Building and Environment 1996 (31/6), pp. 503 – 507.

Halasz B.: **Application of a general non-dimensional mathematical model to cooling towers.**. International Journal of Thermal Science 1999 (38), pp. 75 – 88.

Heidarinejad G., Bozorgmehr M.: **Heat and mass transfer modeling of two stage indirect/direct evaporative air coolers**. ASHRAE Journal 2007 – 2008.

Heidarinejad G., Farahani M., Delfani S., Esmaeelian J.: **Experimental investigation of two-stage indirect/direct evaporative cooling system in various climatic conditions**. Building and Environment 2009 (44), pp. 2073 – 2079.

Hosseini R., Beshkani A., Soltani M.: **Performance improvement of gas turbines of Fars (Iran) combined cycle power plant by intake air cooling using a media evaporative cooler**. Energy Conversion & Management 2007 (48), pp. 1055 – 1064.

Kloppers J., Kröger D.: **A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers.** International Journal of Heat and Mass Transfer 2005 (48), pp. 765 – 777.

Kondepudi S.: **A simplified analytical method to evaluate the effects of roof spray evaporative cooling.** Energy Conversion and Management 1993 (34/1), pp. 7 – 16.

Kulkarni R., Rajpu S.: **Theoretical Performance Analysis of Indirect-Direct Evaporative Cooler in Hot and Dry Climates**. International Journal of Engineering Science and Technology 2011 (3/2), pp. 1239 – 1251.

Lawrence S., Tiwari G.: **Performance study of an evaporative cooling system for a typical house in Port Moresby**. Solar & Wind Technology 1989 (6/6), pp. 717 – 724.

Lemouari M., Boumaza M., Kaabi A.: **Experimental analysis of heat and mass transfer phenomena in a direct contact evaporative cooling tower**. Energy Conversion and Management 2009 (50), pp. 229 – 232.

Li W., Wu Z.: **A general criterion for evaporative heat transfer in micro/mini-channels.** International Journal of Heat and Mass Transfer 2010 (53), pp. 1967 – 1976.

Marzo M., Tartarini P., Liao Y., Evans D., Baum H.: **Evaporative cooling due to a gently deposited droplet**. International Journal of Heat and Mass Transfer 1993 (36/17), pp. 4133 – 4139.

Morgan R. Yerazunis S.: **Integrated simulation of buildings and evaporative cooling systems.** Building and Environment 1994 (29/2), pp. 197 – 206.

Παπαευθυμίου Β.: **Θερμοδυναμική ανάλυση ψυκτικής εγκατάστασης απορρόφησης LiBr – H_2O και του πύργου ψύξης.** Διδακτορική Διατριβή 2004, ΕΜΠ

Sehmbey M., Pais M., Chow L.: **A study of diamond laminated surfaces in evaporative spray cooling**. Thin Solid Films 1992 (212) pp. 25 – 29.

Srivastava A., Tiwari G.: **Experimental Validation of a thermal model of an evaporative cooling system.** Energy Conversion & Management 1984 (24/4), pp. 305 – 311.

Steeman M., Janssens A., De Paepe M.: **Performance evaluation of indirect evaporative cooling using whole-building hygrothermal simulations**. Applied Thermal Engineering 2009 (29), pp. 2870 – 2875.

Stoitchkov N., Dimitrov G.: **Effectiveness of cross-flow plate heat exchanger for indirect evaporative cooling.** International Journal of Refrigeration 1998 (21/6), pp. 463 – 471.

Sweetland M., Lienhard J.: **Evaporative cooling of continuously drawn glass fibers bywater sprays.** International Journal of Heat and Mass Transfer 2000 (43), pp. 777 – 790.

Vasiliev L., Maiorov V.: **An analytical study of resistance, heat transfer and stability in evaporative cooling of a porous heat-producing element.** International Journal of Heat and Mass Transfer 1979 (22), pp. 301 – 307.

Yan W.M.: **Evaporative cooling of liquid film in turbulent mixed convection channel flows.** International Journal of Heat and Mass Transfer 1998 (41), pp. 3719 – 3729.

Yan W.M., Lin. T., Tsay Y.: **Evaporative cooling of liquid film through interfacial heat and mass transfer in a vertical channel I.** International Journal of Heat and Mass Transfer 1991 (34/4-5), pp. 1105 – 1111.

Yan W.M., Lin. T.,: **Evaporative cooling of liquid film through interfacial heat and mass transfer in a vertical channel II.** International Journal of Heat and Mass Transfer 1991 (34/4-5), pp. 1113 – 1124.

Zadpoor A.A., Golshan A.H.: **Performance improvement of a gas turbine cycle by using a desiccant-based evaporative cooling system**. Energy 2006 (31), pp. 2652 – 2664.

Zalewski W., Gryglaszewski P.: **Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative fluid coolers**. Chemical Engineering & Processing 1997 (36), pp. 271 – 280.

Zubair S., Qureshi B.: **A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers.** International Journal of Refrigeration 2006 (29), pp. 645 – 668.

Αυτή η σελίδα είναι σκοπίμως κενή.

This page is intentionally left blank.

Αυτή η σελίδα είναι σκοπίμως κενή.

This page is intentionally left blank.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ

Αυτή η σελίδα είναι σκοπίμως κενή.

This page is intentionally left blank.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 1
ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΟΣ ΧΑΡΤΗΣ

Γενικά στοιχεία

$t := 0, 1 .. 80$

$ORIGIN := 1$

Πίεση αναφοράς: $p_{atm} := 101325$

Θερμοκρασία αναφοράς: $T_0 := 273.15$

Σταθερά αερίων: $R := 8.314472$

Μοριακό βάρος αέρα: $M_a := 28.966$

Μοριακό βάρος νερού: $M_w := 18.015268$

Λόγος μοριακών βαρών: $\lambda_M := \frac{M_w}{M_a}$ $\lambda_M = 0.621945$

Τάση ατμων κορεσμένου ατμού (περιοχή 0ºC - 374ºC)

$$VPP := \begin{pmatrix} 1.16705214527670 \times 10^{3} \\ -7.24213167032060 \times 10^{5} \\ -1.70738469400920 \times 10^{1} \\ 1.20208247024700 \times 10^{4} \\ -3.23255503223330 \times 10^{6} \\ 1.49151086135300 \times 10^{1} \\ -4.82326573615910 \times 10^{3} \\ 4.05113405420570 \times 10^{5} \\ -2.38555575678490 \times 10^{-1} \\ 6.50175348447980 \times 10^{2} \end{pmatrix}$$

$$AVPP(\theta) := \theta^2 + VPP_1 \cdot \theta + VPP_2$$

$$BVPP(\theta) := VPP_3 \cdot \theta^2 + VPP_4 \cdot \theta + VPP_5$$

$$CVPP(\theta) := VPP_6 \cdot \theta^2 + VPP_7 \cdot \theta + VPP_8$$

$$Ps_r(\theta) := \left(\frac{2 \cdot CVPP(\theta)}{-BVPP(\theta) + \sqrt{BVPP(\theta)^2 - 4 \cdot AVPP(\theta) \cdot CVPP(\theta)}} \right)^4$$

Μερική πίεση [*Pa*] κορεσμένου ατμού συναρτήσει της θερμοκρασίας [ºC]:

$$p_{sat}(t) := 10^6 \, Ps_r\left(t + T_0 + \frac{VPP_9}{t + T_0 - VPP_{10}} \right)$$

Λόγος υγρασίας κορεσμένου αέρα

Γραμμομοριακή συγκέντρωση υδρατμού στον κορεσμένο αέρα:

$$x_{ws}(t) := \frac{p_{sat}(t)}{p_{atm}}$$

Γραμμομοριακή συγκέντρωση ξηρού αέρα στον κορεσμένο αέρα:

$$x_{da}(t) := 1 - x_{ws}(t)$$

Παράγοντας διαλυτότητας:

$$ENF := \begin{pmatrix} 1.00391607143E+000 \\ -3.34325391691E-006 \\ -6.91287900565E-008 \\ 2.83459596312E-008 \\ -2.93560606253E-010 \end{pmatrix}$$

$$f(t) := \sum_{i=1}^{5} \left(ENF_i \cdot t^{i-1}\right)$$

Λογος υγρασίας κορεσμένου αέρα:

$$W_{sat}(t) := \lambda_M \cdot \frac{f(t)\, p_{sat}(t)}{p_{atm} - f(t) \cdot p_{sat}(t)}$$

Σχετική υγρασία, λόγος υγρασίας & βαθμός κορεσμού

Μερική πίεση υδρατμού:

$$p_2(\varphi, t) := \varphi \cdot p_{sat}(t)$$

Λόγος υγρασίας συναρτήσει θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας:

$$W_{\varphi t}(\varphi, t) := \lambda_M \cdot \frac{f(t) \cdot p_2(\varphi, t)}{p_{atm} - f(t) \cdot p_2(\varphi, t)}$$

Σχετική υγρασία συναρτήσει θερμοκρασίας και λόγου υγρασίας:

$$\varphi_{wt}(w, t) := \frac{w \cdot p_{atm}}{p_{sat}(t) \cdot f(t) \cdot \left(w + \lambda_M\right)}$$

Βαθμός κορεσμού συναρτήσει θερμοκρασίας και λόγου υγρασίας:

$$\mu_{wt}(w, t) := \frac{w}{W_{sat}(t)}$$

Βαθμός κορεσμού συναρτήσει θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας:

$$\mu_{\varphi t}(\varphi, t) := \frac{\varphi}{1 + \frac{(1 - \varphi) \cdot W_{sat}(t)}{\lambda_M}}$$

Ειδικός όγκος

Ειδικός όγκος ξηρού αέρα:

$$DAV := \begin{pmatrix} 4.46416572387E-002 \\ -1.63921767564E-004 \\ 5.95549804471E-007 \\ -1.93655934396E-009 \\ 3.88257576165E-012 \end{pmatrix}$$

$$v_{da}(t) := \frac{1}{\sum_{i=1}^{5} \left(DAV_i \cdot t^{i-1}\right) \cdot M_a}$$

Ειδικός όγκος κορεσμένου αέρα:

$$v_{sa}(t) := \frac{v_{da}(t)}{x_{da}(t)}$$

Ειδικός όγκος υγρού αέρα συναρτήσει του λόγου υγρασίας:

$$v_{wt}(w,t) := v_{da}(t) + \mu_{wt}(w,t)\cdot\left(v_{sa}(t) - v_{da}(t)\right)$$

Ειδικός όγκος υγρού αέρα συναρτήσει της σχετικής υγρασίας:

$$v_{\varphi t}(\varphi,t) := v_{wt}\left(W_{\varphi t}(\varphi,t),t\right)$$

Ειδική ενθαλπία

Γραμμομοριακή ειδική θερμοχωρητικότητα ξηρού αέρα:

$$CP_{coef} := \begin{pmatrix} 26.59077 \\ 0.0050354945 \\ -4.8953125e\text{-}07 \\ 327.73407 \end{pmatrix}$$

$$c_{p_mol}(t) := CP_{coef_1} + CP_{coef_2}\cdot\left(t+T_0\right) + CP_{coef_3}\cdot\left(t+T_0\right)^2 + \frac{CP_{coef_4}}{t+T_0}$$

Ειδική θερμοχωρητικότητα ξηρού αέρα:

$$c_{p_da}(t) := \frac{c_{p_mol}(t)}{M_a}$$

Ολοκλήρωμα $c_p dT$ (γραμμομοριακής ειδικής ενθαλπίας):

$$h_{int_mol}(t) := CP_{coef_1}\cdot\left(t+T_0\right) + \frac{CP_{coef_2}}{2}\cdot\left(t+T_0\right)^2 \ldots + \frac{CP_{coef_3}}{3}\cdot\left(t+T_0\right)^3 + CP_{coef_4}\cdot\ln\left(t+T_0\right)$$

$$h_{int_mol}(0) = 9286.389772011653$$

Γραμμομοριακή ειδική ενθαλπία ξηρού αέρα:

$$h_{da_mol}(t) := h_{int_mol}(t) - 9286.389772011653$$

Ειδική ενθαλπία ξηρού αέρα

$$h_{da}(t) := \frac{h_{da_mol}(t)}{M_a}$$

Ειδική ενθαλπία κορεσμένου ατμού:

$$h_{ss}(t) := hd\left(\frac{p_{sat}(t)}{10^6}, t+T_0\right)$$

Διαφορά ειδικής ενθαλπίας κορεσμένου αέρα:

$$\Delta h_{sa}(t) := h_{ss}(t)\cdot W_{sat}(t)$$

Ειδική ενθαλπία υγρού αέρα συναρτήσει του λόγου υγρασίας:

$$h_{wt}(w,t) := h_{da}(t) + \mu_{wt}(w,t)\cdot\Delta h_{sa}(t)$$

Ειδική ενθαλπία υγρού αέρα συναρτήσει της σχετικής υγρασίας:

$$h_{\varphi t}(\varphi,t) := h_{wt}\left(W_{\varphi t}(\varphi,t),t\right)$$

Ειδική ενθαλπία κορεσμένου αέρα:

$$h_{sat}(t) := h_{da}(t) + \Delta h_{sa}(t)$$

Ειδική εντροπία

Ολοκλήρωμα (c_p/T)dT (γραμμομοριακής ειδικής εντροπίας):

$$s_{int_mol}(t) := CP_{coef_1}\cdot \ln(t+T_0) + CP_{coef_2}\cdot(t+T_0) \ldots + \frac{CP_{coef_3}}{2}\cdot(t+T_0)^2 - \frac{CP_{coef_4}}{(t+T_0)}$$

Γραμμομοριακή ειδική εντροπία ξηρού αέρα σε θερμοκρασία αναφοράς:

$$s_{int_mol}(0) = 149.3321319111$$

Γραμμομοριακή ειδική εντροπία ξηρού αέρα:

$$s_{da_mol}(t) := s_{int_mol}(t) - 149.3321319111$$

Ειδική εντροπία ξηρού αέρα:

$$s_{da}(t) := \frac{s_{da_mol}(t)}{M_a}$$

Ειδική εντροπία κορεσμένου ατμού:

$$s_{ss}(t) := s\left[\frac{p_{sat}(t)}{10^6}, (t+T_0)\right]$$

Διαφορά ειδικής εντροπίας κορεσμένου αέρα:

$$\Delta s_{sa}(t) := s_{ss}(t)\cdot W_{sat}(t)$$

Ειδική ενθαλπία υγρού αέρα συναρτήσει του λόγου υγρασίας:

$$s_{wt}(w,t) := s_{da}(t) + \mu_{wt}(w,t)\cdot \Delta s_{sa}(t)$$

Ειδική ενθαλπία υγρού αέρα συναρτήσει της σχετικής υγρασίας:

$$s_{\varphi t}(\varphi,t) := s_{wt}(W_{\varphi t}(\varphi,t),t)$$

Θερμοκρασία σημείου δρόσου

$$DP := \begin{pmatrix} 6.54 \\ 14.526 \\ 0.7389 \\ 0.09486 \\ 0.4569 \end{pmatrix}$$

Θερμοκρασία σημείου δρόσου συναρτήσει θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας:

$$t_{dp_\varphi t}(\phi,t) := DP_1 + DP_2\cdot \ln\left(\frac{p_2(\phi,t)}{1000}\right) + DP_3\cdot\left(\ln\left(\frac{p_2(\phi,t)}{1000}\right)\right)^2 \ldots + DP_4\cdot\left(\ln\left(\frac{p_2(\phi,t)}{1000}\right)\right)^3 + DP_5\cdot\left(\frac{p_2(\phi,t)}{1000}\right)^{0.1984}$$

Θερμοκρασία σημείου δρόσου συναρτήσει θερμοκρασίας και λόγου υγρασίας:

$$t_{dp_wt}(w,t) := t_{dp_\varphi t}(\varphi_{wt}(w,t),t)$$

Θερμοκρασία υγρού βολβού

Θερμοκρασία υγρού βολβού συναρτήσει θερμοκρασίας και σχετικής υγρασίας:

$$t_{wb_\phi t}(\varphi,t) := \sum_{i=1}^{36}\left(WB3_i\cdot \varphi^{WB1_i}\cdot t^{WB2_i}\right)$$

Θερμοκρασία σημείου δρόσου συναρτήσει θερμοκρασίας και λόγου υγρασίας:

$$t_{wb_wt}(w,t) := t_{wb_\phi t}(\varphi_{wt}(w,t),t)$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 2

ΜΟΝΟΔΙΑΣΤΑΤΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΑΜΕΣΟΥ ΕΞΑΤΜΙΣΤΙΚΟΥ ΨΥΚΤΗ

Αναφορά σε ψυχρομετρικό χάρτη υγρού αέρα: Reference:I:\chapters_final\02\psychro_final_0.xmcd

Συνθήκες περιβάλλοντος:

Θερμοκρασία ξηρού βολβού του αέρα τροφοδοσίας: $t_{amb} := 35$ [°C]

Σχετική υγρασία του αέρα τροφοδοσίας: $\varphi_{amb} := 30\%$

Θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα τροφοδοσίας: $t_{wb_amb} := t_{wb_\phi t}(\varphi_{amb}, t_{amb})$

$t_{wb_amb} = 21.51$ [°C]

Λόγος υγρασίας του αέρα τροφοδοσίας: $W_{amb} := W_{\varphi t}(\varphi_{amb}, t_{amb})$

$W_{amb} = 0.0106$ [kg_w/kg_{da}]

Θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας: $t_{water} := t_{wb_amb}$ [°C]

Συνθήκες λειτουργίας:

Παροχή όγκου του αέρα τροφοδοσίας: $V_a := 2500$ [m^3/h]

Παροχή μάζας του αέρα τροφοδοσίας: $m_a := \dfrac{V_a}{3600 \cdot v_{\varphi t}(\varphi_{amb}, t_{amb})}$

$m_a = 0.7824$ [kg/s]

Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας: $k_h := 117.18 \cdot m_a^{0.81}$

$k_h = 96.0611$ [W/m^2K]

Αριθμός Lewis: $Le := 1$

Όγκος του μπλοκ ύγρανσης: $x_p := 610$ [mm]

$y_p := 335$ [mm]

$z_p := 152$ [mm]

$V := x_p \cdot y_p \cdot z_p \cdot 10^{-9}$

$V = 0.0311$ [m^3]

Πορώδες του μπλοκ ύγρανσης: $\alpha := 600$ [m^{-1}]

Επιφάνεια συναλλαγής: $A_w := \alpha \cdot V$

$A_w = 18.6367$ [m^2]

Επιλύτης:

Πλέγμα μονοδιάστατου υπολογισμού: $N := 100$

Αδιαστατοποίηση κατεύθυνσης ροής: $Z := 1$

Υπολογισμός της ειδικής θερμότητας κορεσμένου νερού:

$ORIGIN \equiv 0$

$t := 0, 0.1 .. 100$

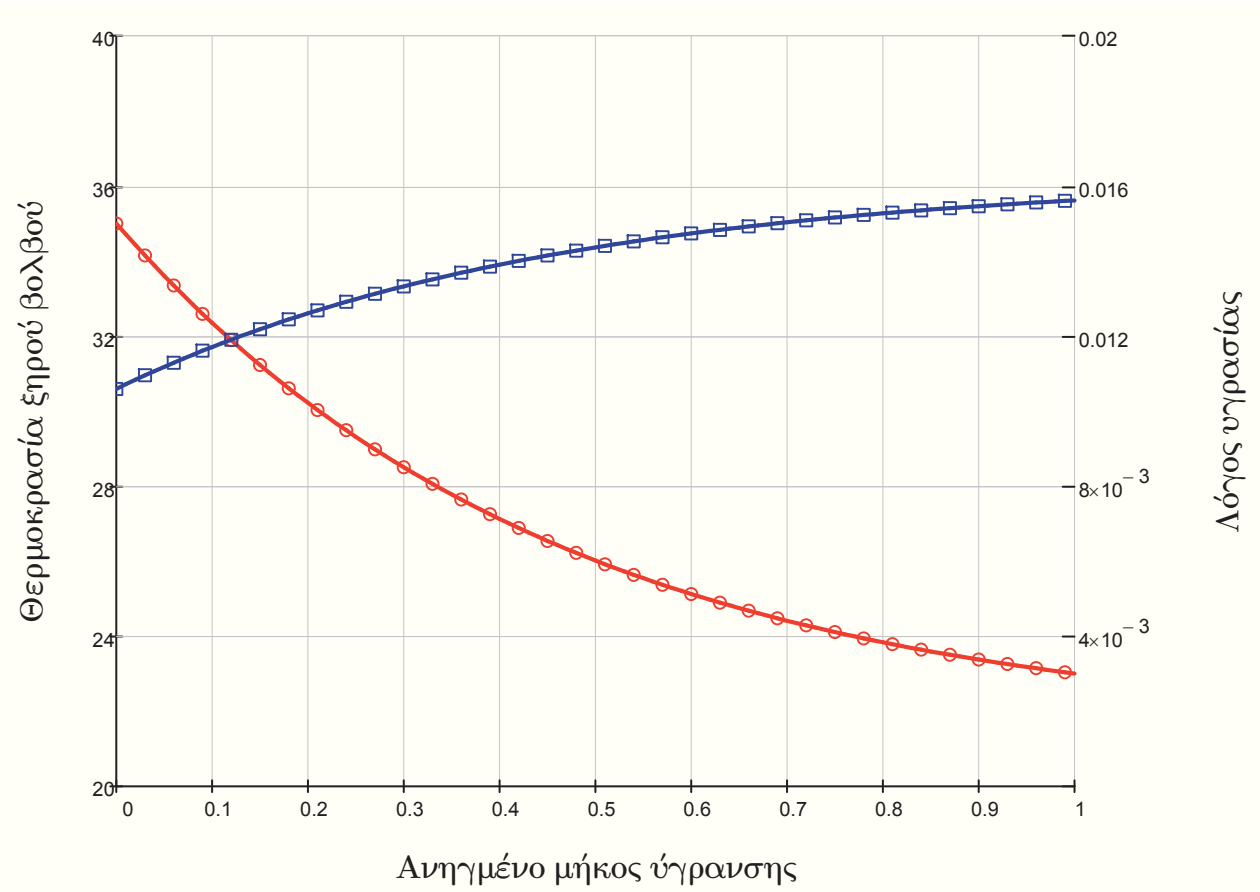
$$cw := \begin{pmatrix} 1.8541 \\ 5.1523 \times 10^{-4} \\ 2.9312 \times 10^{-6} \\ 9.3046 \times 10^{-8} \end{pmatrix}$$

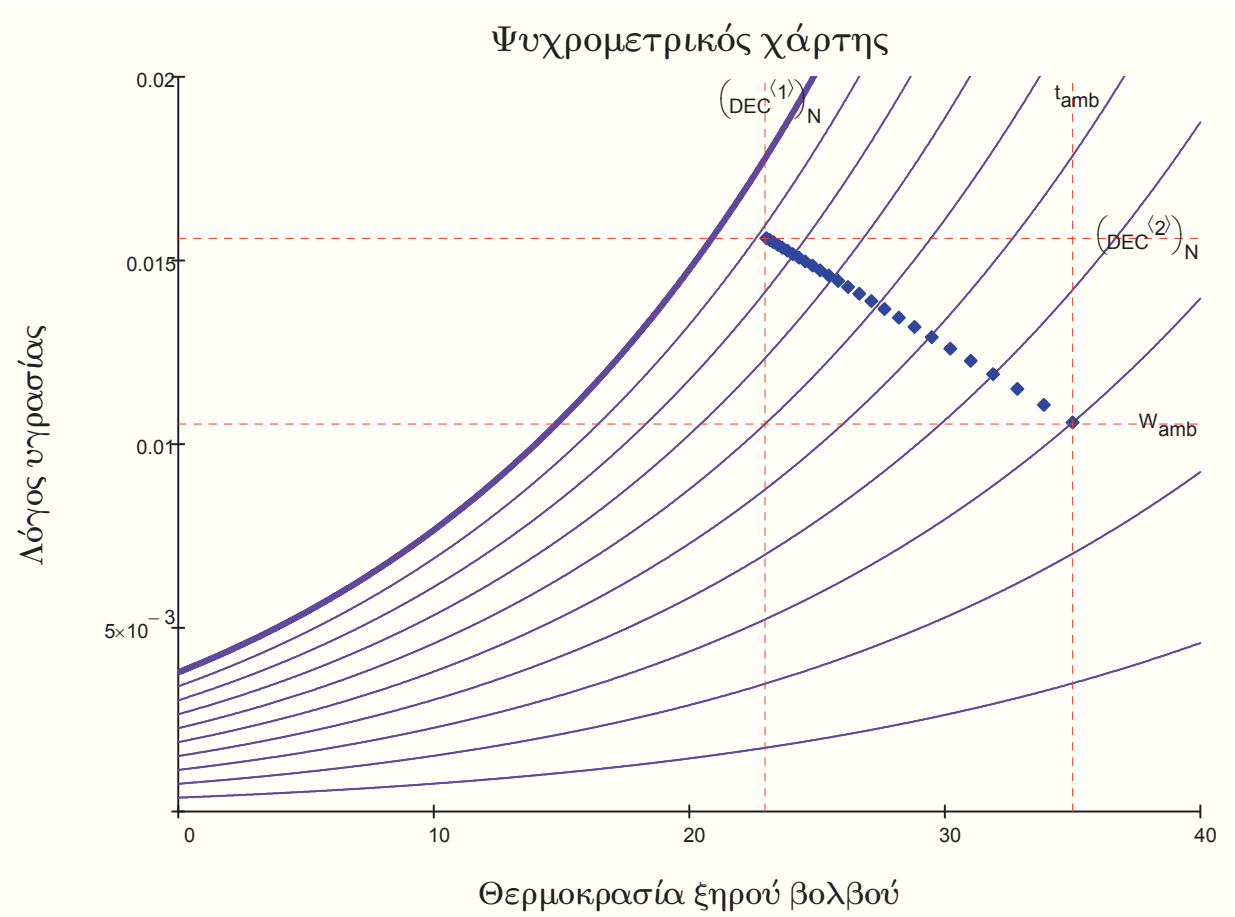
$$Cpws(t) := 10^3 \cdot \sum_{j=0}^{3} \left(cw_j \cdot t^j\right)$$

Επίλυση συστήματος Δ.Ε. με βάση την αριθμητική μέθοδο Adams:

$$DEC := \left| \begin{array}{l} Cpm(t_{water}) \leftarrow 1000\, c_{p_da}(t_{amb}) + W_{sat}(t_{water}) \cdot Cpws(t_{water}) \\ k_m(t_{water}) \leftarrow \dfrac{k_h}{Le \cdot Cpm(t_{water})} \\ D(Z,Y) \leftarrow \begin{bmatrix} -\left[\left[\dfrac{A_w \cdot k_h}{m_a \cdot Cpm(t_{water})} - \dfrac{Cpws(t_{water})}{Cpm(t_{water})} \cdot \dfrac{k_m(t_{water}) \cdot A_w \cdot \left(W_{sat}(t_{water}) - Y_1\right)}{m_a}\right] \cdot \left(Y_0 - t_{water}\right)\right] \\ \dfrac{k_m(t_{water}) \cdot A_w \cdot \left(W_{sat}(t_{water}) - Y_1\right)}{m_a} \end{bmatrix} \\ S(t_{amb}, W_{amb}) \leftarrow Adams\left[\begin{pmatrix} t_{amb} \\ W_{amb} \end{pmatrix}, 0, Z, N, D\right] \\ S(t_{amb}, W_{amb}) \end{array} \right.$$

Αποτελέσματα:





Θερμοκρασία εξόδου του αέρα:

$$t_{out} := \left(DEC^{\langle 1 \rangle}\right)_N$$

$$t_{out} = 23.008$$

Λόγος υγρασίας εξόδου του αέρα:

$$W_{out} := \left(DEC^{\langle 2 \rangle}\right)_N$$

$$W_{out} = 0.016$$

Θερμοκρασιακή πτώση:

$$\Delta t := t_{amb} - t_{out}$$

$$\Delta t = 11.992$$

Σχετική υγρασία ψυχρού αέρα:

$$\varphi_{out} := \varphi_{wt}\left(W_{out}, t_{out}\right)$$

$$\varphi_{out} = 87.9 \cdot \%$$

Βαθμός απόδοσης ψύκτη (ονομαστικός):

$$\varepsilon_{nom} := \frac{\Delta t}{t_{amb} - t_{wb_amb}}$$

$$\varepsilon_{nom} = 88.9 \cdot \%$$

Ψυκτική ισχύς:

$$Q_c := m_a \cdot \frac{c_{p_da}\left(t_{amb}\right) + c_{p_da}\left(t_{out}\right)}{2} \cdot \Delta t$$

$$Q_c = 9.4434 \qquad [kW_c]$$

Κατανάλωση νερού:

$$m_w := m_a \cdot \left(W_{out} - W_{amb}\right) \cdot 3600$$

$$m_w = 14.1498 \qquad [kg/h]$$

Ειδική κατανάλωση νερού:

$$swc := \frac{m_w}{Q_c}$$

$$swc = 1.4984 \qquad [kg/kWh_c]$$

Θερμοκρασία υγρού βολβού ψυχρού αέρα:

$$t_{wb_out} := t_{wb_\phi t}\left(\varphi_{out}, t_{out}\right)$$

$$t_{wb_out} = 21.5 \qquad [^oC]$$

Βαθμός απόδοσης ψύκτη (πραγματικός):

$$\varepsilon_{real} := \frac{\Delta t}{t_{amb} - \frac{\left(t_{wb_amb} + t_{wb_out}\right)}{2}}$$

$$\varepsilon_{real} = 89 \cdot \%$$

Θεωρητικός βαθμός απόδοσης:

$$\varepsilon_{th} := 1 - \exp\left[\frac{-k_h \cdot A_w}{m_a \cdot \left(10^3\, c_{p_da}\left(t_{amb}\right)\right)}\right]$$

$$\varepsilon_{th} = 89.7 \cdot \%$$

Απόκλιση θερμοκρασίας υγρού βολβού ψυχρού αέρα από νερό τροφοδοσίας:

$$tde := t_{wb_out} - t_{water}$$

$$tde = 0.03 \qquad [^oC]$$

Μεταβολή ενθαλπίας κατά την ύγρανση:

$$\Delta h := h_{wt}\left(W_{out}, t_{out}\right) - h_{wt}\left(W_{amb}, t_{amb}\right)$$

$$\Delta h = 0.5 \qquad [kJ/kg_{da}]$$

Απόκλιση ενθαλπίας:

$$\sigma h := \frac{\Delta h}{h_{wt}\left(W_{amb}, t_{amb}\right)}$$

$$\sigma h = 0.76 \cdot \%$$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 3

ΠΑΡΟΧΕΣ ΜΑΖΑΣ ΒΑΣΙΚΗΣ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΗΣ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗΣ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ MAISOTSENKO

Πίνακας Π3.1: *Κατανομή ροών εργαζομένου ρεύματος για πίεση 350Pa*

	a		b		c		Σύνολο		
	Παροχή [$10^{-5}kg/s$]	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ταχύτητα [m/s]**	**Ποσοστό**
1	13.565320	16.15%					13.565320	1.678	9.15%
2	11.592203	13.80%					11.592203	1.434	7.82%
3	10.368480	12.34%					10.368480	1.282	6.99%
4	9.123454	10.86%					9.123454	1.128	6.15%
5	8.215581	9.78%					8.215581	1.016	5.54%
6	7.223414	8.60%					7.223414	0.893	4.87%
7	6.205050	7.39%					6.205050	0.767	4.19%
8	6.039456	7.19%					6.039456	0.747	4.07%
9	5.829031	6.94%					5.829031	0.721	3.93%
10	5.835187	6.95%			10.130155	**33.96%**	5.835187	0.722	3.94%
11			9.779130	15.22%			9.779130	1.210	6.60%
12			8.000646	12.45%			8.000646	0.990	5.40%
13			7.390650	11.51%			7.390650	0.914	4.99%
14			7.067624	11.00%	10.350587	**34.70%**	7.067624	0.874	4.77%
15			6.098897	9.49%			6.098897	0.754	4.11%
16			5.220504	8.13%			5.220504	0.646	3.52%
17			4.991650	7.77%			4.991650	0.617	3.37%
18			4.922797	7.66%	9.345185	**31.33%**	4.922797	0.609	3.32%
19			4.813160	7.49%			4.813160	0.595	3.25%
20M			3.568787	5.56%			5.952827	0.736	4.02%
20μ					2.384040	3.71%			
Σύνολο	**83.997177**	**100%**	**64.237884**	**100%**			**148.235062**		**100.0%**

Πίνακας Π3.2: *Κατανομή ροών εργαζομένου ρεύματος για πίεση 300Pa*

	a		b		c		Σύνολο		
	Παροχή [$10^{-5}kg/s$]	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ταχύτητα [m/s]**	**Ποσοστό**
1	12.747246	16.64%					13.565320	1.577	9.49%
2	10.910062	14.24%					11.592203	1.349	8.12%
3	9.712296	12.68%					10.368480	1.201	7.23%
4	8.468143	11.05%					9.123454	1.047	6.30%
5	7.520586	9.82%					8.215581	0.930	5.60%
6	6.505097	8.49%					7.223414	0.805	4.84%
7	5.494052	7.17%					6.205050	0.680	4.09%
8	5.253450	6.86%					6.039456	0.650	3.91%
9	5.005757	6.53%					5.829031	0.619	3.73%
10	4.986191	6.51%			9.221112	**34.19%**	5.835187	0.617	3.71%
11			8.952027	15.50%			9.779130	1.107	6.66%
12			7.319945	12.67%			8.000646	0.905	5.45%
13			6.697693	11.59%			7.390650	0.828	4.98%
14			6.356368	11.00%	9.414532	**34.91%**	7.067624	0.786	4.73%
15			5.480818	9.49%			6.098897	0.678	4.08%
16			4.667723	8.08%			5.220504	0.577	3.47%
17			4.433588	7.67%			4.991650	0.548	3.30%
18			4.364011	7.55%	8.330958	**30.89%**	4.922797	0.540	3.25%
19			4.256437	7.37%			4.813160	0.526	3.17%
20M			3.133700	5.42%			5.952827	0.649	3.90%
20μ					2.110601	3.65%			
Σύνολο	**76.602880**	**100%**	**57.772912**	**100%**			**134.375792**		**100.0%**

Πίνακας Π3.3: *Κατανομή ροών εργαζομένου ρεύματος για πίεση 250Pa*

	a		b		c		Σύνολο		
	Παροχή [$10^{-5}kg/s$]	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ταχύτητα [m/s]**	**Ποσοστό**
1	11.633634	16.90%					11.633634	1.439	9.68%
2	9.880059	14.35%					9.880059	1.222	8.22%
3	8.704894	12.64%					8.704894	1.077	7.24%
4	7.557174	10.97%					7.557174	0.935	6.29%
5	6.679351	9.70%					6.679351	0.826	5.56%
6	5.790344	8.41%					5.790344	0.716	4.82%
7	4.917412	7.14%					4.917412	0.608	4.09%
8	4.709956	6.84%					4.709956	0.583	3.92%
9	4.501100	6.54%					4.501100	0.557	3.74%
10	4.484360	6.51%			8.237726	**34.47%**	4.484360	0.555	3.73%
11			8.022960	15.62%			8.022960	0.992	6.67%
12			6.533075	12.72%			6.533075	0.808	5.43%
13			5.965445	11.62%			5.965445	0.738	4.96%
14			5.665034	11.03%	8.416651	**35.22%**	5.665034	0.701	4.71%
15			4.871468	9.49%			4.871468	0.603	4.05%
16			4.137199	8.06%			4.137199	0.512	3.44%
17			3.925121	7.64%			3.925121	0.485	3.27%
18			3.862934	7.52%	7.244682	**30.31%**	3.862934	0.478	3.21%
19			3.756400	7.32%			3.756400	0.465	3.12%
20M			2.746122	5.35%			4.608575	0.570	3.83%
20μ					1.862452	3.63%			
Σύνολο	**68.858283**	**100%**	**51.348210**	**100%**			**120.206492**		**100.0%**

Πίνακας Π3.4: *Κατανομή ροών εργαζομένου ρεύματος για πίεση 200Pa*

	a		b		c		Σύνολο		
	Παροχή [$10^{-5}kg/s$]	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ταχύτητα [m/s]**	**Ποσοστό**
1	10.446079	17.32%					11.633634	1.292	9.98%
2	8.810355	14.61%					9.880059	1.090	8.42%
3	7.661197	12.70%					8.704894	0.948	7.32%
4	6.585768	10.92%					7.557174	0.815	6.29%
5	5.754829	9.54%					6.679351	0.712	5.50%
6	4.972401	8.24%					5.790344	0.615	4.75%
7	4.238291	7.03%					4.917412	0.524	4.05%
8	4.062960	6.74%					4.709956	0.503	3.88%
9	3.900857	6.47%					4.501100	0.482	3.73%
10	3.889051	6.45%			8.237726	**34.80%**	4.484360	0.481	3.72%
11			7.012293	15.82%			8.022960	0.867	6.70%
12			5.679505	12.81%			6.533075	0.702	5.43%
13			5.155739	11.63%			5.965445	0.638	4.93%
14			4.906642	11.07%	8.416651	**35.58%**	5.665034	0.607	4.69%
15			4.202947	9.48%			4.871468	0.520	4.02%
16			3.559409	8.03%			4.137199	0.440	3.40%
17			3.371558	7.61%			3.925121	0.417	3.22%
18			3.314380	7.48%	7.244682	**29.62%**	3.862934	0.410	3.17%
19			3.213333	7.25%			3.756400	0.397	3.07%
20M			2.316592	5.23%			4.608575	0.483	3.73%
20μ					1.591936	3.59%			
Σύνολο	**60.321788**	**100%**	**44.324334**	**100%**			**104.646122**		**100.0%**

Πίνακας Π3.5: *Κατανομή ροών εργαζομένου ρεύματος για πίεση 150Pa*

	a		b		c		Σύνολο		
	Παροχή [$10^{-5}kg/s$]	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ταχύτητα [m/s]**	**Ποσοστό**
1	9.186395	18.15%					9.186395	1.136	10.58%
2	7.728027	15.27%					7.728027	0.956	8.90%
3	6.642726	13.12%					6.642726	0.822	7.65%
4	5.637145	11.14%					5.637145	0.697	6.49%
5	4.843801	9.57%					4.843801	0.599	5.58%
6	4.097739	8.10%					4.097739	0.507	4.72%
7	3.409170	6.74%					3.409170	0.422	3.92%
8	3.171621	6.27%					3.171621	0.392	3.65%
9	2.970045	5.87%					2.970045	0.367	3.42%
10	2.929873	5.79%			5.994749	**35.24%**	2.929873	0.362	3.37%
11			5.917225	16.33%			5.917225	0.732	6.81%
12			4.784188	13.20%			4.784188	0.592	5.51%
13			4.282535	11.82%			4.282535	0.530	4.93%
14			4.016718	11.08%	6.129698	**36.04%**	4.016718	0.497	4.62%
15			3.435168	9.48%			3.435168	0.425	3.95%
16			2.881001	7.95%			2.881001	0.356	3.32%
17			2.690943	7.42%			2.690943	0.333	3.10%
18			2.631417	7.26%	4.885365	**28.72%**	2.631417	0.325	3.03%
19			2.539351	7.01%			2.539351	0.314	2.92%
20M			1.797051	4.96%			3.063823	0.379	3.53%
20μ					1.266772	3.80%			
Σύνολο	**50.616542**	**100%**	**36.242369**	**100%**			**86.858911**		**100%**

Πίνακας Π3.6: *Κατανομή ροών εργαζομένου ρεύματος για πίεση 100Pa*

	a		b		c		Σύνολο		
	Παροχή [$10^{-5}kg/s$]	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ταχύτητα [m/s]**	**Ποσοστό**
1	7.544075	19.10%					7.544075	0.933	11.28%
2	6.288871	15.93%					6.288871	0.778	9.41%
3	5.306194	13.44%					5.306194	0.656	7.94%
4	4.428640	11.21%					4.428640	0.548	6.62%
5	3.732323	9.45%					3.732323	0.462	5.58%
6	3.104115	7.86%					3.104115	0.384	4.64%
7	2.547323	6.45%					2.547323	0.315	3.81%
8	2.317402	5.87%					2.317402	0.287	3.47%
9	2.134551	5.41%					2.134551	0.264	3.19%
10	2.085386	5.28%			4.673465	**35.81%**	2.085386	0.258	3.12%
11			4.624595	16.90%			4.624595	0.572	6.92%
12			3.718037	13.58%			3.718037	0.460	5.56%
13			3.279365	11.98%			3.279365	0.406	4.90%
14			3.046771	11.13%	4.733418	**36.27%**	3.046771	0.377	4.56%
15			2.593317	9.47%			2.593317	0.321	3.88%
16			2.154695	7.87%			2.154695	0.267	3.22%
17			1.984468	7.25%			1.984468	0.245	2.97%
18			1.925862	7.04%	3.642564	**27.91%**	1.925862	0.238	2.88%
19			1.848465	6.75%			1.848465	0.229	2.76%
20M			1.265820	4.62%			2.196680	0.272	3.29%
20μ					0.930860	3.40%			
Σύνολο	**39.488879**	**100%**	**27.372254**	**100%**			**66.861133**		**100%**

Πίνακας Π3.7: *Κατανομή ροών εργαζομένου ρεύματος για πίεση 50Pa*

	a		b		c		Σύνολο		
	Παροχή [$10^{-5}kg/s$]	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ποσοστό**	**Παροχή [$10^{-5}kg/s$]**	**Ταχύτητα [m/s]**	**Ποσοστό**
1	5.280340	20.65%					5.280340	0.653	12.48%
2	4.322024	16.90%					4.322024	0.535	10.22%
3	3.542372	13.85%					3.542372	0.438	8.37%
4	2.883368	11.27%					2.883368	0.357	6.82%
5	2.363712	9.24%					2.363712	0.292	5.59%
6	1.917433	7.50%					1.917433	0.237	4.53%
7	1.543683	6.04%					1.543683	0.191	3.65%
8	1.353181	5.29%					1.353181	0.167	3.20%
9	1.210139	4.73%					1.210139	0.150	2.86%
10	1.158437	4.53%			2.982030	**37.09%**	1.158437	0.143	2.74%
11			2.995106	17.91%			2.995106	0.370	7.08%
12			2.384504	14.26%			2.384504	0.295	5.64%
13			2.054201	12.28%			2.054201	0.254	4.86%
14			1.876632	11.22%	3.014582	**37.49%**	1.876632	0.232	4.44%
15			1.582822	9.46%			1.582822	0.196	3.74%
16			1.294095	7.74%			1.294095	0.160	3.06%
17			1.159869	6.94%			1.159869	0.143	2.74%
18			1.106613	6.62%	2.043971	**25.42%**	1.106613	0.137	2.62%
19			1.051937	6.29%			1.051937	0.130	2.49%
20M			0.673238	4.03%			1.217740	0.151	2.88%
20μ					0,544502	3.26%			
Σύνολο	**25.574689**	**100%**	**16.723518**	**100%**			**42.298207**		**100%**

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 4

ΑΝΑΛΥΤΙΚΗ ΕΠΙΛΥΣΗ ΓΕΩΜΕΤΡΙΚΟΥ ΚΕΛΙΟΥ ΒΑΣΙΚΗΣ ΔΙΑΜΟΡΦΩΣΗΣ ΕΞΑΤΜΙΣΤΙΚΟΥ ΨΥΚΤΗ MAISOTSENKO

Reference:C:\Users\Dimitrios Tertipis\Desktop\adata\chapters_final\02\psychro_final_simple.xmcd

$ORIGIN := 0$

Συνθήκες περιβάλλοντος

Θερμοκρασία: $t_{amb} := t_{amb_mat_{abc}} = 34.8$

Σχετική υγρασία: $\varphi_{amb} := \varphi_{amb_mat_{abc}} = 32.4 \cdot \%$

Λόγος υγρασίας: $w_{amb} := W_{\varphi t}(\varphi_{amb}, t_{amb})$

$w_{amb} = 0.011271$

Θερμοκρασία υγρού βολβού: $t_{wb_amb} := t_{wb_\phi t}(\varphi_{amb}, t_{amb})$

$t_{wb_amb} = 21.968$

Γεωμετρικά χαρακτηριστικά ψύκτη

Ειδική αγωγιμότητα αέρα: $\lambda_{air}(\tau) := 0.02435 + 7.25 \cdot 10^{-5} \cdot \tau + 8 \cdot 10^{-9} \cdot \tau^2$

Πλήθος καναλιών ψυχόμενου ρεύματος: $ch_{pro} := 5$

Πλήθος λειτουργικών καναλιών εργαζόμενου ρεύματος: $ch_{wor} := 3$

Πλήθος αδρανών καναλιών εργαζόμενου ρεύματος: $ch_{nwor} := 1$

Πλήθοςβρεχόμενων καναλιών εργαζόμενου ρεύματος: $Ch := 20$

$ORIGIN := 1$

Ύψος καναλιού: $yp := 0.003$

Πλάτος καναλιού: $pl := 0.022$

Υδραυλική διάμετρος: $D_h := 4 \cdot \frac{pl \cdot yp}{2 \cdot (pl + yp)} = 5.28 \times 10^{-3}$

Ωφέλιμη επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας και μάζας:

$F := 2pl^2$

$F = 9.68 \times 10^{-4}$

Ρευστομηχανικές συνθήκες λειτουργίας ψύκτη

Μητρώα παροχής μάζας υγρών καναλιών:

$$MMatrix_{12} := \begin{pmatrix} 0.000091863949 \\ 0.000077280274 \\ 0.000066427259 \\ 0.000056371453 \\ 0.000048438011 \\ 0.000040977389 \\ 0.000034091696 \\ 0.000031716212 \\ 0.000029700450 \\ 0.000029298728 \\ 0.000059172246 \\ 0.000047841881 \\ 0.000042825352 \\ 0.000040167179 \\ 0.000034351684 \\ 0.000028810011 \\ 0.000026909431 \\ 0.000026314165 \\ 0.000025393505 \\ 0.000017970508 \end{pmatrix} \qquad MMatrix_3 := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0.000059947492 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0.000061296982 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0.000048853650 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$Mhole_{21} := 0.000012667723$ [kg/s]

Παροχή μάζας ψυχόμενου ρεύματος:

$$m_{pro} := \frac{0.024}{28}$$

$m_{pro} = 8.571 \times 10^{-4}$

Διδιάστατο μητρώο παροχής μάζας άνω επιπέδου:

$i := 1, 2 .. (ch_{wor} + ch_{pro})$ $\qquad$ $j := 1, 2 .. Ch$

$$MMa_{i,j} := \begin{cases} 0 & \text{if } i = 1 \wedge 11 \le j \le 20 \\ MMatrix_{12_j} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Διδιάστατο μητρώο παροχής μάζας
κάτω επιπέδου:

$$
mma_{i,j} := \left|
\begin{array}{l}
auxma1014 \leftarrow MMatrix3_{14} + MMatrix3_{10} \\
\sum_{j=1}^{10} MMa_{1,j} - \sum_{j=1}^{j} MMa_{1,j} \ \text{ if } \ i = 1 \wedge j \le 10 \\
\sum_{j=11}^{20} MMa_{2,j} - \sum_{j=1}^{20} MMatrix3_j \ \text{ if } \ i = 2 \wedge j \le 9 \\
\sum_{j=11}^{20} MMa_{2,j} - \sum_{j=1}^{20} MMatrix3_j + MMatrix3_{10} \ \text{ if } \ i = 2 \wedge j = 10 \\
\sum_{j=11}^{20} MMa_{2,j} - \sum_{j=1}^{20} MMatrix3_j + MMatrix3_{10} - \sum_{j=11}^{j} MMa_{2,j} \ \text{ if } \ i = 2 \wedge 11 \le j \le 13 \\
\sum_{j=11}^{20} MMa_{2,j} - \sum_{j=1}^{20} MMatrix3_j + auxma1014 - \sum_{j=11}^{13} MMa_{2,j} \ \text{ if } \ i = 2 \wedge j = 14 \\
\sum_{j=11}^{20} MMa_{2,j} - \sum_{j=1}^{20} MMatrix3_j + auxma1014 - \sum_{j=11}^{13} MMa_{2,j} + \sum_{j=15}^{j} MMa_{2,j} \ \text{ if } \ i = 2 \wedge 15 \le j \le 17 \\
\sum_{j=11}^{20} MMa_{2,j} - \sum_{j=1}^{20} MMatrix3_j - \sum_{j=11}^{13} MMa_{2,j} - \sum_{j=15}^{17} MMa_{2,j} + \sum_{j=1}^{20} MMatrix3_j \ \text{ if } \ i = 2 \wedge j = 18 \\
MMatrix12_{20} \ \text{ if } \ i = 2 \wedge j = 19 \\
\sum_{j=1}^{20} MMatrix3_j + Mhole_{21} \ \text{ if } \ i = 3 \wedge j \le 9 \\
\sum_{j=1}^{20} MMatrix3_j + Mhole_{21} - MMatrix3_{10} \ \text{ if } \ i = 3 \wedge 10 \le j \le 13 \\
\sum_{j=1}^{20} MMatrix3_j + Mhole_{21} - MMatrix3_{11} - MMatrix3_{14} \ \text{ if } \ i = 3 \wedge 14 \le j \le 18 \\
Mhole_{21} \ \text{ if } \ i = 3 \wedge 18 \le j \le 19 \\
0 \ \text{ if } \ i = 1 \wedge 11 \le j \le 20 \\
0 \ \text{ if } \ i = 2 \wedge j = 20 \\
0 \ \text{ if } \ i = 3 \wedge j = 20 \\
\dfrac{m_{pro}}{ch_{pro}} \ \text{ otherwise}
\end{array}
\right.
$$

Λόγος παροχών:

$$\lambda := m_{pro} \cdot \left[\sum_{ii=1}^{20} \left(MMa^T \right)_{ii,6} \right]^{-1}$$

$$\lambda = 1.00143$$

$MMa^T =$

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	$9.186\cdot10^{-5}$	$9.186\cdot10^{-5}$	$9.186\cdot10^{-5}$	$9.186\cdot10^{-5}$	$9.186\cdot10^{-5}$	$9.186\cdot10^{-5}$	$9.186\cdot10^{-5}$	$9.186\cdot10^{-5}$
2	$7.728\cdot10^{-5}$	$7.728\cdot10^{-5}$	$7.728\cdot10^{-5}$	$7.728\cdot10^{-5}$	$7.728\cdot10^{-5}$	$7.728\cdot10^{-5}$	$7.728\cdot10^{-5}$	$7.728\cdot10^{-5}$
3	$6.643\cdot10^{-5}$	$6.643\cdot10^{-5}$	$6.643\cdot10^{-5}$	$6.643\cdot10^{-5}$	$6.643\cdot10^{-5}$	$6.643\cdot10^{-5}$	$6.643\cdot10^{-5}$	$6.643\cdot10^{-5}$
4	$5.637\cdot10^{-5}$	$5.637\cdot10^{-5}$	$5.637\cdot10^{-5}$	$5.637\cdot10^{-5}$	$5.637\cdot10^{-5}$	$5.637\cdot10^{-5}$	$5.637\cdot10^{-5}$	$5.637\cdot10^{-5}$
5	$4.844\cdot10^{-5}$	$4.844\cdot10^{-5}$	$4.844\cdot10^{-5}$	$4.844\cdot10^{-5}$	$4.844\cdot10^{-5}$	$4.844\cdot10^{-5}$	$4.844\cdot10^{-5}$	$4.844\cdot10^{-5}$
6	$4.098\cdot10^{-5}$	$4.098\cdot10^{-5}$	$4.098\cdot10^{-5}$	$4.098\cdot10^{-5}$	$4.098\cdot10^{-5}$	$4.098\cdot10^{-5}$	$4.098\cdot10^{-5}$	$4.098\cdot10^{-5}$
7	$3.409\cdot10^{-5}$	$3.409\cdot10^{-5}$	$3.409\cdot10^{-5}$	$3.409\cdot10^{-5}$	$3.409\cdot10^{-5}$	$3.409\cdot10^{-5}$	$3.409\cdot10^{-5}$	$3.409\cdot10^{-5}$
8	$3.172\cdot10^{-5}$	$3.172\cdot10^{-5}$	$3.172\cdot10^{-5}$	$3.172\cdot10^{-5}$	$3.172\cdot10^{-5}$	$3.172\cdot10^{-5}$	$3.172\cdot10^{-5}$	$3.172\cdot10^{-5}$
9	$2.97\cdot10^{-5}$	$2.97\cdot10^{-5}$	$2.97\cdot10^{-5}$	$2.97\cdot10^{-5}$	$2.97\cdot10^{-5}$	$2.97\cdot10^{-5}$	$2.97\cdot10^{-5}$	$2.97\cdot10^{-5}$
10	$2.93\cdot10^{-5}$	$2.93\cdot10^{-5}$	$2.93\cdot10^{-5}$	$2.93\cdot10^{-5}$	$2.93\cdot10^{-5}$	$2.93\cdot10^{-5}$	$2.93\cdot10^{-5}$	$2.93\cdot10^{-5}$
11	$0\cdot10^{0}$	$5.917\cdot10^{-5}$	$5.917\cdot10^{-5}$	$5.917\cdot10^{-5}$	$5.917\cdot10^{-5}$	$5.917\cdot10^{-5}$	$5.917\cdot10^{-5}$	$5.917\cdot10^{-5}$
12	$0\cdot10^{0}$	$4.784\cdot10^{-5}$	$4.784\cdot10^{-5}$	$4.784\cdot10^{-5}$	$4.784\cdot10^{-5}$	$4.784\cdot10^{-5}$	$4.784\cdot10^{-5}$	$4.784\cdot10^{-5}$
13	$0\cdot10^{0}$	$4.283\cdot10^{-5}$	$4.283\cdot10^{-5}$	$4.283\cdot10^{-5}$	$4.283\cdot10^{-5}$	$4.283\cdot10^{-5}$	$4.283\cdot10^{-5}$	$4.283\cdot10^{-5}$
14	$0\cdot10^{0}$	$4.017\cdot10^{-5}$	$4.017\cdot10^{-5}$	$4.017\cdot10^{-5}$	$4.017\cdot10^{-5}$	$4.017\cdot10^{-5}$	$4.017\cdot10^{-5}$	$4.017\cdot10^{-5}$
15	$0\cdot10^{0}$	$3.435\cdot10^{-5}$	$3.435\cdot10^{-5}$	$3.435\cdot10^{-5}$	$3.435\cdot10^{-5}$	$3.435\cdot10^{-5}$	$3.435\cdot10^{-5}$	$3.435\cdot10^{-5}$
16	$0\cdot10^{0}$	$2.881\cdot10^{-5}$	$2.881\cdot10^{-5}$	$2.881\cdot10^{-5}$	$2.881\cdot10^{-5}$	$2.881\cdot10^{-5}$	$2.881\cdot10^{-5}$	$2.881\cdot10^{-5}$
17	$0\cdot10^{0}$	$2.691\cdot10^{-5}$	$2.691\cdot10^{-5}$	$2.691\cdot10^{-5}$	$2.691\cdot10^{-5}$	$2.691\cdot10^{-5}$	$2.691\cdot10^{-5}$	$2.691\cdot10^{-5}$
18	$0\cdot10^{0}$	$2.631\cdot10^{-5}$	$2.631\cdot10^{-5}$	$2.631\cdot10^{-5}$	$2.631\cdot10^{-5}$	$2.631\cdot10^{-5}$	$2.631\cdot10^{-5}$	$2.631\cdot10^{-5}$
19	$0\cdot10^{0}$	$2.539\cdot10^{-5}$	$2.539\cdot10^{-5}$	$2.539\cdot10^{-5}$	$2.539\cdot10^{-5}$	$2.539\cdot10^{-5}$	$2.539\cdot10^{-5}$	$2.539\cdot10^{-5}$
20	$0\cdot10^{0}$	$1.797\cdot10^{-5}$	$1.797\cdot10^{-5}$	$1.797\cdot10^{-5}$	$1.797\cdot10^{-5}$	$1.797\cdot10^{-5}$	$1.797\cdot10^{-5}$	$1.797\cdot10^{-5}$

$mma^T =$

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	$4.143\cdot10^{-4}$	$1.797\cdot10^{-4}$	$1.828\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
2	$3.37\cdot10^{-4}$	$1.797\cdot10^{-4}$	$1.828\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
3	$2.706\cdot10^{-4}$	$1.797\cdot10^{-4}$	$1.828\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
4	$2.142\cdot10^{-4}$	$1.797\cdot10^{-4}$	$1.828\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
5	$1.658\cdot10^{-4}$	$1.797\cdot10^{-4}$	$1.828\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
6	$1.248\cdot10^{-4}$	$1.797\cdot10^{-4}$	$1.828\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
7	$9.072\cdot10^{-5}$	$1.797\cdot10^{-4}$	$1.828\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
8	$5.9\cdot10^{-5}$	$1.797\cdot10^{-4}$	$1.828\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
9	$2.93\cdot10^{-5}$	$1.797\cdot10^{-4}$	$1.828\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
10	$0\cdot10^{0}$	$2.396\cdot10^{-4}$	$1.228\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
11	$0\cdot10^{0}$	$1.804\cdot10^{-4}$	$1.228\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
12	$0\cdot10^{0}$	$1.326\cdot10^{-4}$	$1.228\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
13	$0\cdot10^{0}$	$8.977\cdot10^{-5}$	$1.228\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
14	$0\cdot10^{0}$	$1.511\cdot10^{-4}$	$1.215\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
15	$0\cdot10^{0}$	$1.854\cdot10^{-4}$	$1.215\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
16	$0\cdot10^{0}$	$2.142\cdot10^{-4}$	$1.215\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
17	$0\cdot10^{0}$	$2.411\cdot10^{-4}$	$1.215\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
18	$0\cdot10^{0}$	$1.098\cdot10^{-4}$	$1.267\cdot10^{-5}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
19	$0\cdot10^{0}$	$1.797\cdot10^{-5}$	$1.267\cdot10^{-5}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$
20	$0\cdot10^{0}$	$0\cdot10^{0}$	$0\cdot10^{0}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$	$1.714\cdot10^{-4}$

Συνθήκες μετάδοσης θερμότητας και μεταφοράς μάζας

$ORIGIN := 0$

Αριθμός Prandlt αέρα:

$$Pr_{air}(\tau) := 0.715145 - 2.8222\cdot 10^{-4}\cdot\tau + 6\cdot 10^{-7}\tau^{2}$$

Συνεκτικότητα αέρα:

$$\nu_{air}(\tau) := \left(13.31711 + 0.0898\cdot\tau + 0.00008\cdot\tau^{2}\right)\cdot 10^{-6}$$

Ειδική αγωγιμότητα αέρα:

$$\lambda_{air}(\tau) := 0.02435 + 7.25\cdot 10^{-5}\cdot\tau + 8\cdot 10^{-9}\cdot\tau^{2}$$

Αριθμός Reynolds:

$$Rey(\mu) := \frac{\dfrac{\mu}{1.225\cdot(yp\cdot pl)}\cdot D_h}{\nu_{air}\left(t_{amb}\right)}$$

Αριθμός Nusselt ξηρών καναλιών (βλ. Αναφορές [17] και [42]:

$$nu(\mu) := 3.66 + \frac{0.0668\cdot\dfrac{D_h}{0.5}\cdot Rey(\mu)\cdot Pr_{air}\left(t_{amb}\right)}{1 + 0.04\cdot\left(\dfrac{D_h}{0.5}\cdot Rey(\mu)\cdot Pr_{air}\left(t_{amb}\right)\right)^{\frac{2}{3}}}$$

Αριθμός Nusselt υγρών καναλιών:

$$Nu(\mu) := 3.66 + \frac{0.0668\cdot\dfrac{D_h}{0.2}\cdot Rey(\mu)\cdot Pr_{air}\left(t_{amb}\right)}{1 + 0.04\cdot\left(\dfrac{D_h}{0.2}\cdot Rey(\mu)\cdot Pr_{air}\left(t_{amb}\right)\right)^{\frac{2}{3}}}$$

Γενικευμένος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας ξηρών καναλιών:

$$k_h(\mu,\tau) := \frac{nu(\mu)\cdot\lambda_{air}(\tau)}{D_h}$$

Γενικευμένος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας υγρών καναλιών:

$$K_h(\mu,\tau) := \frac{Nu(\mu)\cdot\lambda_{air}(\tau)}{D_h}$$

Θερμοκρασία διαχωριστικού χαρτιού:

$$t_{wl}\left(T_p, W_p, x\right) := t_{wb_wt}\left(W_p, T_p\right) + x$$

Αριθμός Lewis [κατά Bosnjakovic, βλ. εξίσωση {2.12}]:

$$Le\left(W_p, T_p, W_n, x\right) := \frac{\lambda_M + W_{sat}\left(t_{wl}\left(T_p, W_p, x\right)\right)}{\lambda_M + \dfrac{W_p + W_n}{2}}$$

Γενικευμένος συντελεστής μεταφοράς μάζας [βλ. εξίσωση {2.11}]: :

$$k_m\left(W_p, T_p, W_n, \mu, x\right) := \frac{K_h\left(\mu, T_p\right)}{Le\left(W_p, T_p, W_n, x\right)\cdot c_{p_da}\left(T_p\right)\cdot 1000}$$

Αρχικοποιήσεις

$t_n := 33$ $T_n := 32$ $W_n := 0.03$ $x := 1$

Στοιχεία ξηρού καναλιού

Μεταβολή ενθαλπίας:

$$\delta h(t_p, t_n) := h_{wt}(w_{amb}, t_p) - h_{wt}(w_{amb}, t_n)$$

Αισθητό φορτίο:

$$q(t_p, t_n, mf) := mf \cdot \delta h(t_p, t_n) \cdot 10^3$$

Εξίσωση αισθητής ενέργειας ξηρού καναλιού:

$$q_k(t_p, t_n, T_p, W_p, mf, x) := \frac{k_h(mf, t_p) \cdot (t_n - t_p) \cdot F}{\ln\left[\frac{(t_n - t_{wl}(T_p, W_p, x))}{(t_p - t_{wl}(T_p, W_p, x))}\right]}$$

Εξίσωση επίλυσης αισθητής ενέργειας ξηρού καναλιού (εδώ ικανοποιείται η ισότητα μεταξύ ψυχρομετρικής και θερμορρευστομηχανικής εξίσωσης):

$$DRY(t_p, T_p, W_p, t_n, mf, x) := q_k(t_p, t_n, T_p, W_p, mf, x) - q(t_p, t_n, mf)$$

Στοιχεία υγρού καναλιού

Μεταβολή λανθάνουσας ενθαλπίας:

$$\delta H_l(T_p, W_p, W_n) := h_{wt}(W_n, T_p) - h_{wt}(W_p, T_p)$$

Λανθάνον φορτίο:

$$Q_l(T_p, W_p, W_n, MF) := MF \cdot \delta H_l(T_p, W_p, W_n) \cdot 10^3$$

Λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης:

$$RMA := \begin{pmatrix} 2085120.3142 \\ 11104.8027167 \\ -64.6491842567 \\ 0.139456277154 \\ -0.000114314610578 \end{pmatrix}$$

$$r(t) := RMA_0 + RMA_1 \cdot (t + 273.15) + RMA_2 \cdot (t + 273.15)^2 \ldots + RMA_3 \cdot (t + 273.15)^3 + RMA_4 \cdot (t + 273.15)^4$$

Εξίσωση παραγωγής λανθάνουσας ενέργειας στο υγρό κανάλι:

$$Q_{lk}(T_p, W_p, MF, x) := \frac{k_m(W_p, T_p, W_n, MF, x)}{\frac{1}{r(T_p) \cdot F \cdot (W_{sat}(t_{wl}(T_p, W_p, x)) - W_p)}}$$

Εξίσωση επίλυσης αισθητής ενέργειας στο υγρό κανάλι (εδώ ικανοποιείται η ισότητα μεταξύ ψυχρομετρικής και θερμορρευστομηχανικής εξίσωσης:

$$WET2(T_p, W_p, W_n, MF, x) := Q_{lk}(T_p, W_p, MF, x) - Q_l(T_p, W_p, W_n, MF)$$

Μεταβολή αισθητής ενθαλπίας:

$$\delta H_s(T_p, W_p, T_n) := h_{wt}(W_p, T_p) - h_{wt}(W_p, T_n)$$

Αισθητό φορτίο:

$$Q_s(T_p, W_p, T_n, MF) := MF \cdot \delta H_s(T_p, W_p, T_n) \cdot 10^3$$

Εξίσωση αισθητής ενέργειας στο υγρό κανάλι:

$$Q_{sk}(T_p, W_p, T_n, MF, x) := \frac{K_h(MF, T_p) \cdot F \cdot (T_n - T_p)}{\ln\left(\frac{T_n - t_{wl}(T_p, W_p, x)}{T_p - t_{wl}(T_p, W_p, x)}\right)} + \left(-\frac{t_{amb} - t_{wb_amb}}{100}\right)$$

Εξίσωση επίλυσης αισθητής ενέργειας στο υγρό κανάλι (εδώ ικανοποιείται η ισότητα μεταξύ ψυχρομετρικής και θερμορρευστομηχανικής εξίσωσης:

$$WET1(T_p, W_p, T_n, MF, x) := Q_{sk}(T_p, W_p, T_n, MF, x) - Q_s(T_p, W_p, T_n, MF)$$

Ικανοποίηση 1ου Θερμοδυναμικού Αξιώματος (εδώ καλύπτεται η διατήρηση της ενέργειας στο γεωμετρικό κελί):

$$\begin{aligned} FIRST(t_p, T_p, W_p, t_n, T_n, W_n, mf, MF, x) := & -q_k(t_p, t_n, T_p, W_p, mf, x) \ldots \\ & + Q_{sk}(T_p, W_p, T_n, MF, x) \cdot (-1) \ldots \\ & + Q_{lk}(T_p, W_p, MF, x) \ldots \\ & + \left[-0.006 \cdot (t_{amb} - t_{wb_amb})\right] \end{aligned}$$

<u>Επιλύτης</u>

Συνάρτηση επίλυσης κελιού:
Καθώς συναληθεύουν όλες οι εξισώσεις, ικανοποιήται ο υπολογισμός των ζητούμενων θερμοκρασιών και λόγων υγρασίας στο γεωμετρικό κελί.

Given

$$DRY(t_p, T_p, W_p, t_n, mf, x) = 0$$

$$WET2(T_p, W_p, W_n, MF, x) = 0$$

$$WET1(T_p, W_p, T_n, MF, x) = 0$$

$$FIRST(t_p, T_p, W_p, t_n, T_n, W_n, mf, MF, x) = 0$$

$$CELL_{wall}(t_p, T_p, W_p, mf, MF) := Find(t_n, T_n, W_n, x)$$

Συνάρτηση επίλυσης ψυκτικού στοιχείου:
Αρχικά ορίζονται οι συνθήκες περιβάλλοντος ως είσοδοι στην 1η γραμμή του πλέγματος. Εν συνεχεία, λύνονται όλα τα κελιά κάθε γραμμής διαδοχικά. Οι γραμμές ομαδοποιούνται ανάλογα με τη θέση της οπής σε αυτές. Η έξοδος κάθε κελιού αποτελεί είσοδο για το επόμενο κελί.

```
CELLMATRIX := | for i ∈ 1 .. 8
                  t0,i ← tamb
              | T1,0 ← tamb
              | W1,0 ← wamb
              | for j ∈ 1 .. 9
              |     | Tj,0 ← tj−1,1
              |     | Wj,0 ← wamb
              |     | for i ∈ 1 .. 8
              |     |     | (tj,i, Tj,i, Wj,i, xj,i) ← CELLwall[tj−1,i, Tj,i−1, Wj,i−1, (mma^T)j−1,i−1, (MMa^T)j−1,i−1]
              |     |     | solj,i ← (tj,i, Tj,i, Wj,i, xj,i)
              | for j ∈ 10 .. 19
              |     | Tj,1 ← tj−1,2
              |     | Wj,1 ← wamb
              |     | for i ∈ 2 .. 8
              |     |     | (tj,i, Tj,i, Wj,i, xj,i) ← CELLwall[tj−1,i, Tj,i−1, Wj,i−1, (mma^T)j−1,i−1, (MMa^T)j−1,i−1]
              |     |     | solj,i ← (tj,i, Tj,i, Wj,i, xj,i)
              | for j ∈ 20
              |     | Tj,3 ← tj−1,4
              |     | Wj,3 ← wamb
              |     | for i ∈ 4 .. 8
              |     |     | (tj,i, Tj,i, Wj,i, xj,i) ← CELLwall[tj−1,i, Tj,i−1, Wj,i−1, (mma^T)j−1,i−1, (MMa^T)j−1,i−1]
              |     |     | solj,i ← (tj,i, Tj,i, Wj,i, xj,i)
              | sol
```

t_{matrix} =

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	33.04	32.344	32.664	32.843	33.068	33.264	33.438	33.593
2	31.304	30.387	30.948	31.278	31.672	32.019	32.328	32.604
3	29.576	28.781	29.529	29.987	30.514	30.981	31.398	31.772
4	27.853	27.441	28.342	28.917	29.555	30.122	30.629	31.085
5	26.123	26.29	27.325	28.009	28.744	29.398	29.984	30.513
6	24.38	25.287	26.449	27.243	28.069	28.803	29.461	30.054
7	22.627	24.396	25.694	26.604	27.52	28.331	29.057	29.71
8	20.778	23.539	24.969	25.992	26.995	27.883	28.674	29.386
9	18.694	22.69	24.256	25.393	26.487	27.45	28.307	29.076
10	0	21.993	23.347	24.78	25.961	26.999	27.921	28.746
11	0	21.158	22.226	23.808	24.978	26.024	26.967	27.823
12	0	20.288	21.353	23.025	24.204	25.271	26.241	27.128
13	0	19.341	20.617	22.344	23.54	24.63	25.628	26.544
14	0	18.817	19.993	21.744	22.954	24.064	25.085	26.027
15	0	18.433	19.513	21.264	22.495	23.627	24.672	25.638
16	0	18.134	19.159	20.898	22.156	23.314	24.383	25.371
17	0	17.89	18.874	20.589	21.87	23.05	24.14	25.148
18	0	17.501	17.845	20.257	21.574	22.783	23.898	24.929
19	0	16.493	17.314	19.912	21.277	22.521	23.665	24.72
20	0	0	0	19.42	21.001	22.361	23.571	...

T_{matrix} =

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	33.214	32.222	31.885	31.914	32.167	32.542	32.976	33.429
2	31.69	30.963	30.873	31.109	31.533	32.048	32.593	33.137
3	30.211	29.781	29.947	30.386	30.971	31.611	32.255	32.878
4	28.788	28.718	29.18	29.845	30.6	31.366	32.106	32.802
5	27.412	27.74	28.51	29.394	30.306	31.186	32.009	32.769
6	26.105	26.906	28.018	29.133	30.2	31.188	32.087	32.904
7	24.892	26.249	27.731	29.076	30.289	31.372	32.336	33.2
8	23.593	25.371	27.105	28.608	29.929	31.093	32.123	33.04
9	22.239	24.472	26.462	28.124	29.556	30.803	31.9	32.873
10	0	24.253	25.896	27.535	29.008	30.313	31.468	32.496
11	0	22.575	23.344	24.354	25.419	26.483	27.516	28.501
12	0	22.097	23.132	24.352	25.56	26.721	27.819	28.85
13	0	21.506	22.738	24.09	25.379	26.593	27.727	28.784
14	0	20.972	22.359	23.79	25.12	26.357	27.507	28.577
15	0	20.91	22.459	23.976	25.354	26.619	27.787	28.868
16	0	21.058	22.747	24.328	25.743	27.029	28.21	29.299
17	0	21.042	22.762	24.34	25.754	27.044	28.23	29.327
18	0	20.795	22.344	23.982	25.459	26.799	28.023	29.15
19	0	20.406	21.948	23.668	25.215	26.609	27.874	29.032
20	0	0	0	23.362	25.623	27.357	28.784	...

W_{matrix} =

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	0.01541	0.01807	0.02024	0.02202	0.02354	0.02486	0.02603	0.02707
2	0.01524	0.01775	0.0198	0.02149	0.02295	0.02424	0.02539	0.02644
3	0.01499	0.01736	0.01932	0.02093	0.02235	0.02361	0.02477	0.02582
4	0.01475	0.01703	0.01893	0.0205	0.0219	0.02317	0.02434	0.02543
5	0.01445	0.01666	0.01852	0.02007	0.02148	0.02277	0.02397	0.02509
6	0.01415	0.01634	0.0182	0.01977	0.02121	0.02254	0.02379	0.02495
7	0.01383	0.01606	0.01798	0.01961	0.02111	0.0225	0.0238	0.02502
8	0.01322	0.01542	0.01735	0.01903	0.02058	0.02203	0.02339	0.02466
9	0.01253	0.01472	0.01671	0.01844	0.02005	0.02156	0.02298	0.02431
10	0	0.01398	0.01588	0.01769	0.01936	0.02092	0.02238	0.02376
11	0	0.01258	0.01372	0.01496	0.01619	0.0174	0.0186	0.01979
12	0	0.0125	0.01362	0.01489	0.01615	0.0174	0.01863	0.01984
13	0	0.01229	0.01335	0.01461	0.01587	0.01711	0.01835	0.01956
14	0	0.01216	0.01312	0.01433	0.01555	0.01678	0.01799	0.0192
15	0	0.01215	0.01309	0.01432	0.01557	0.01681	0.01805	0.01927
16	0	0.01216	0.01313	0.01442	0.01571	0.01699	0.01825	0.01949
17	0	0.01211	0.01306	0.01434	0.01563	0.0169	0.01817	0.01941
18	0	0.01191	0.01263	0.014	0.01533	0.01663	0.01792	0.01918
19	0	0.01158	0.01226	0.01369	0.01507	0.01641	0.01771	0.019
20	0	0	0	0.01346	0.01529	0.01688	0.01834	...

$twall_{matrix}$ =

	1	2	3	4	5	6	7	8
1	28.873	28.088	28.902	29.516	30.111	30.636	31.105	31.527
2	27.799	27.244	28.15	28.81	29.463	30.043	30.565	31.037
3	26.66	26.451	27.437	28.142	28.851	29.486	30.059	30.579
4	25.563	25.785	26.845	27.602	28.369	29.058	29.681	30.247
5	24.438	25.166	26.297	27.112	27.938	28.68	29.352	29.964
6	23.352	24.651	25.86	26.739	27.625	28.421	29.141	29.796
7	22.3	24.243	25.536	26.484	27.432	28.281	29.047	29.742
8	20.943	23.615	24.998	26.023	27.039	27.947	28.766	29.507
9	19.428	22.984	24.461	25.565	26.65	27.619	28.491	29.28
10	0	22.564	23.53	25.003	26.161	27.193	28.119	28.957
11	0	20.392	21.324	22.784	23.89	24.903	25.838	26.703
12	0	19.915	20.961	22.516	23.65	24.691	25.653	26.543
13	0	19.258	20.499	22.11	23.263	24.325	25.308	26.22
14	0	18.976	20.062	21.694	22.856	23.932	24.93	25.86
15	0	18.908	19.877	21.531	22.711	23.805	24.822	25.767
16	0	18.939	19.811	21.478	22.679	23.791	24.824	25.785
17	0	18.849	19.644	21.296	22.514	23.642	24.691	25.666
18	0	18.367	18.847	21.011	22.259	23.414	24.485	25.481
19	0	17.602	18.324	20.742	22.027	23.211	24.307	25.324
20	0	0	0	21.107	22.334	23.527	24.64	...

Θερμοκρασία εξόδου ψυχόμενου ρεύματος:

$$t_{out} := \frac{1}{5} \cdot \sum_{ii=4}^{8} t_{matrix_{20,ii}}$$

$$t_{out} = 22.2043$$

Θερμοκρασία εξόδου εργαζόμενου ρεύματος:

$$T_{out} := \frac{1}{20} \cdot \sum_{jj=1}^{20} T_{matrix_{jj,8}}$$

$$T_{out} = 30.9964$$

Λόγος υγρασίας εξόδου εργαζόμενου ρεύματος:

$$W_{out} := \frac{\sum_{ii=1}^{20} \left[Re\left(W_{matrix_{ii,8}}\right) \cdot \left(MMa^T\right)_{ii-1,7} \right]}{\sum_{ii=1}^{20} \left(MMa^T\right)_{ii-1,7}}$$

$$W_{out} = 0.02312$$

Ειδική ενθαλπία εξόδου εργαζόμενου ρεύματος:

$$H_{out} := h_{wt}\left(W_{out}, T_{out}\right)$$

$$H_{out} = 90.3017$$

Βαθμός απόδοσης:

$$\varepsilon := \frac{t_{amb} - t_{out}}{t_{amb} - t_{wb_amb}}$$

$$\varepsilon = 98.2 \cdot \%$$

Ψυκτική ικανότητα:

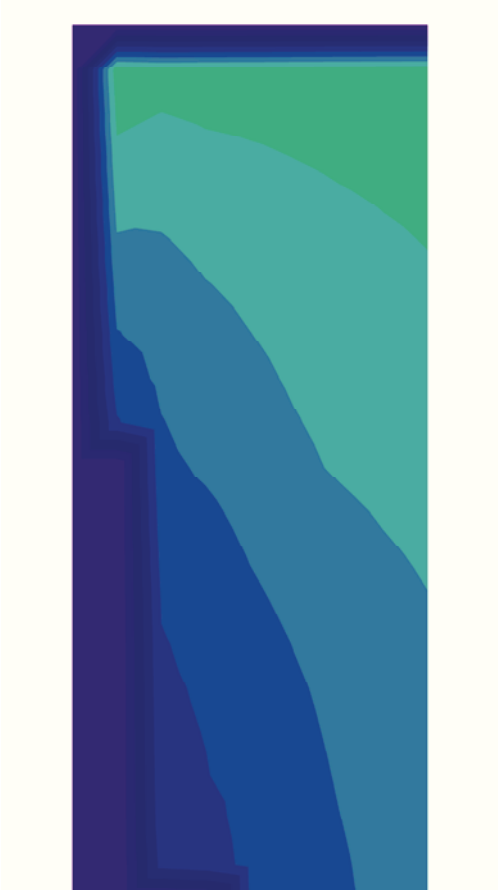
$$Q_c := \left[28 \cdot 5 \cdot \left(mma^T\right)_{10,6}\right] \cdot \left(h_{wt}\left(w_{amb}, t_{amb}\right) - h_{wt}\left(w_{amb}, t_{out}\right)\right)$$

$$Q_c = 0.31$$

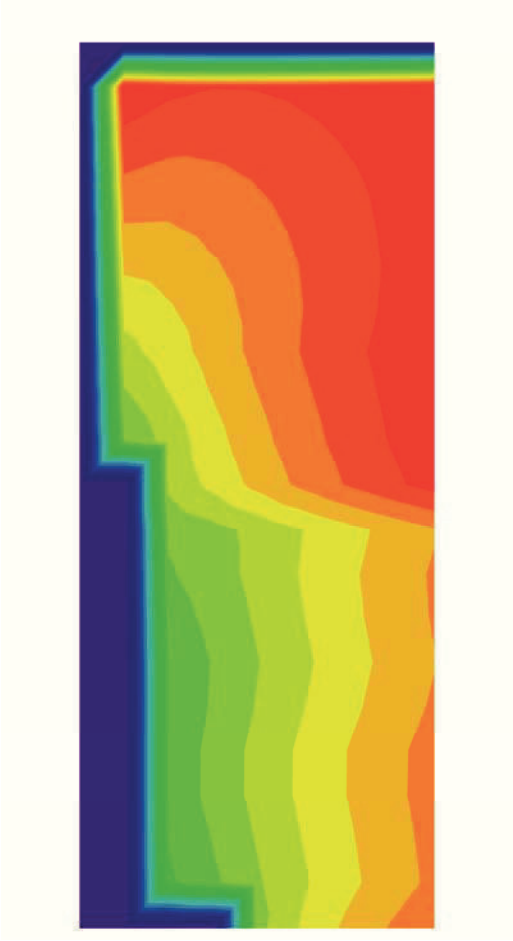
Ειδική κατανάλωση νερού:

$$swc := \frac{3600 \cdot \left[28 \left[\sum_{ii=1}^{20} \left[\left(MMa^T\right)_{ii-1,7}\right]\right]\right] \cdot \left(W_{out} - w_{amb}\right)}{Q_c}$$

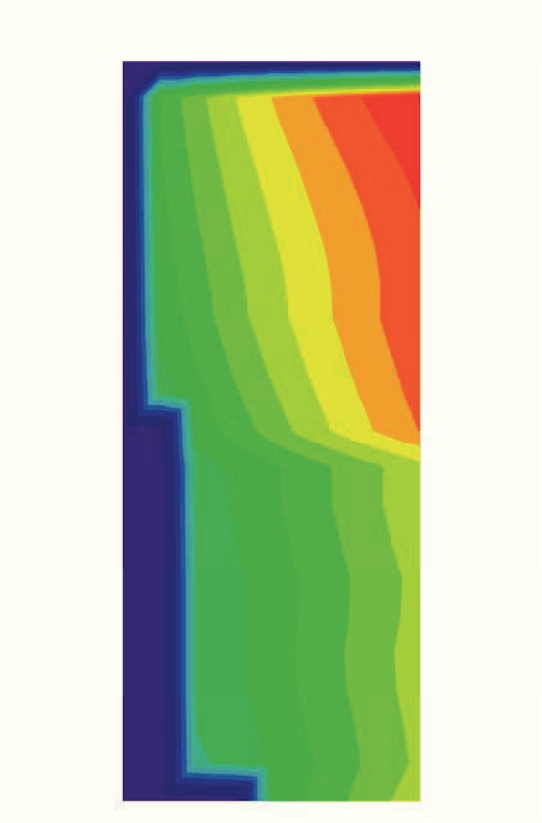
$$swc = 3.2923$$



t_{matrix}^{T}

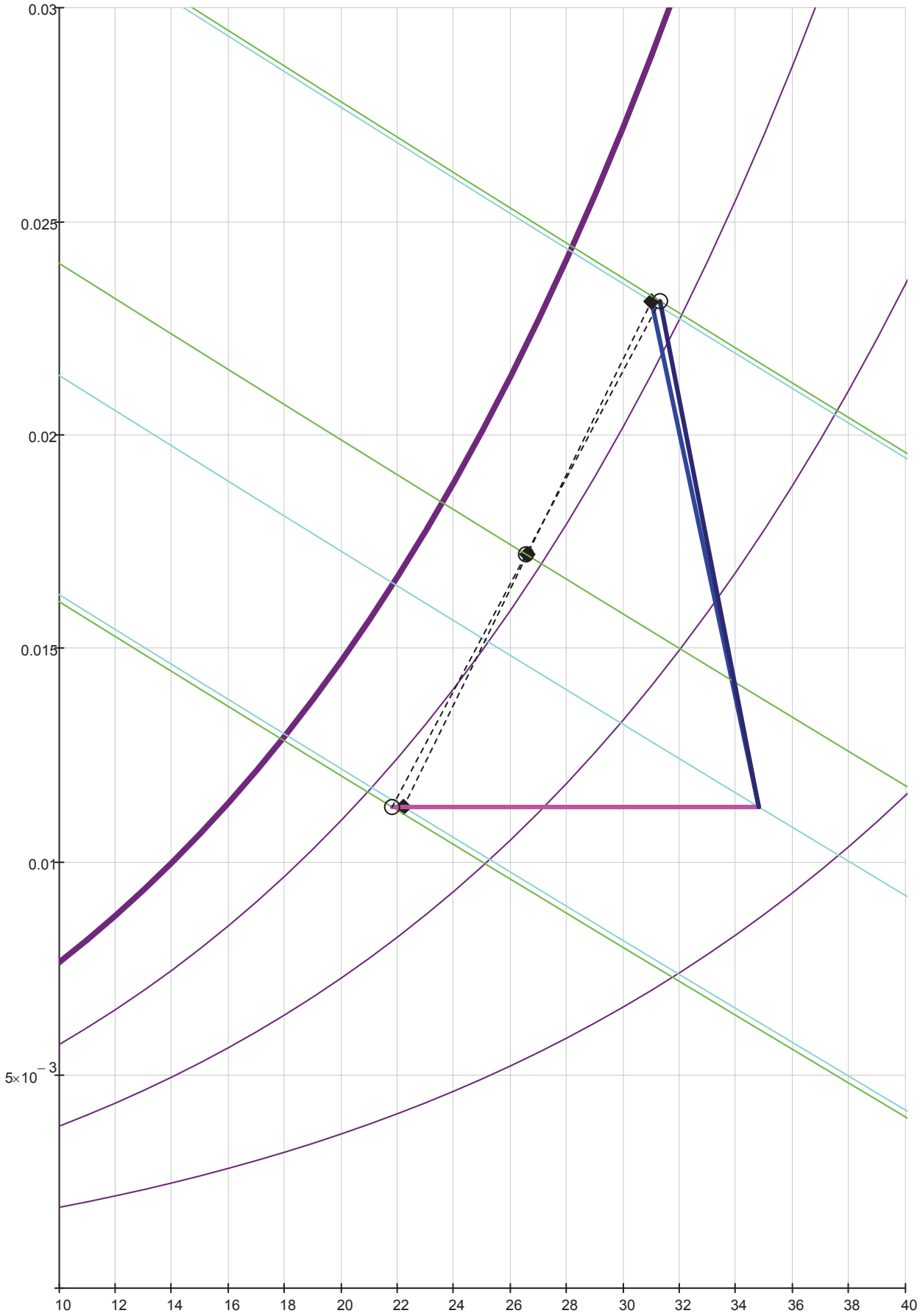


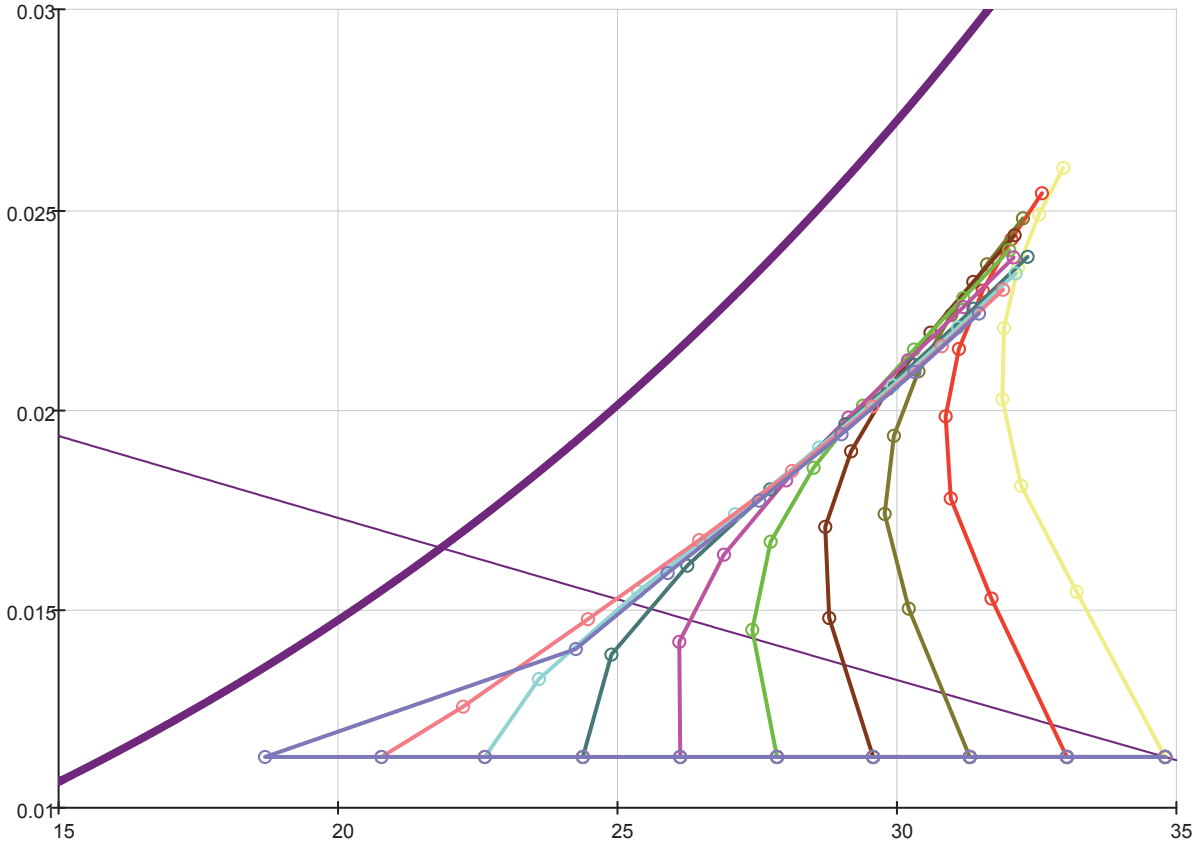
T_{matrix}^{T}

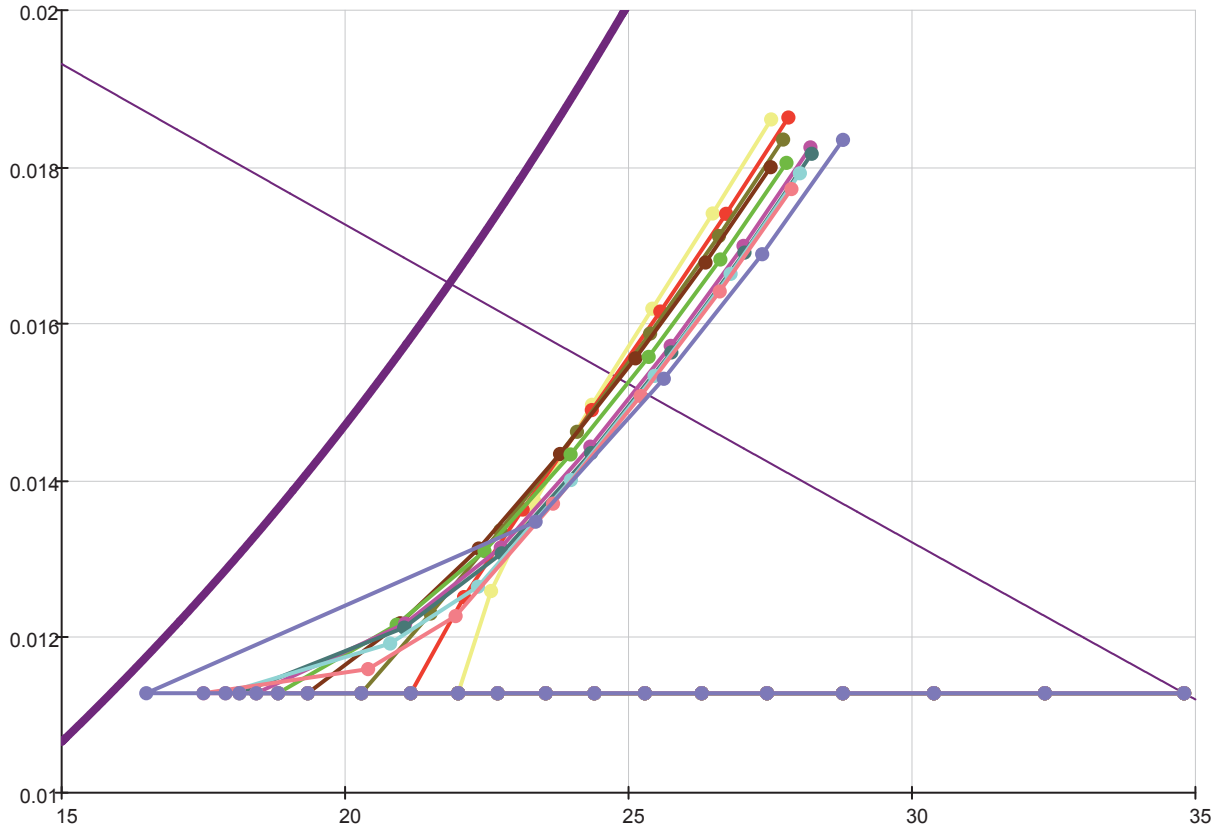


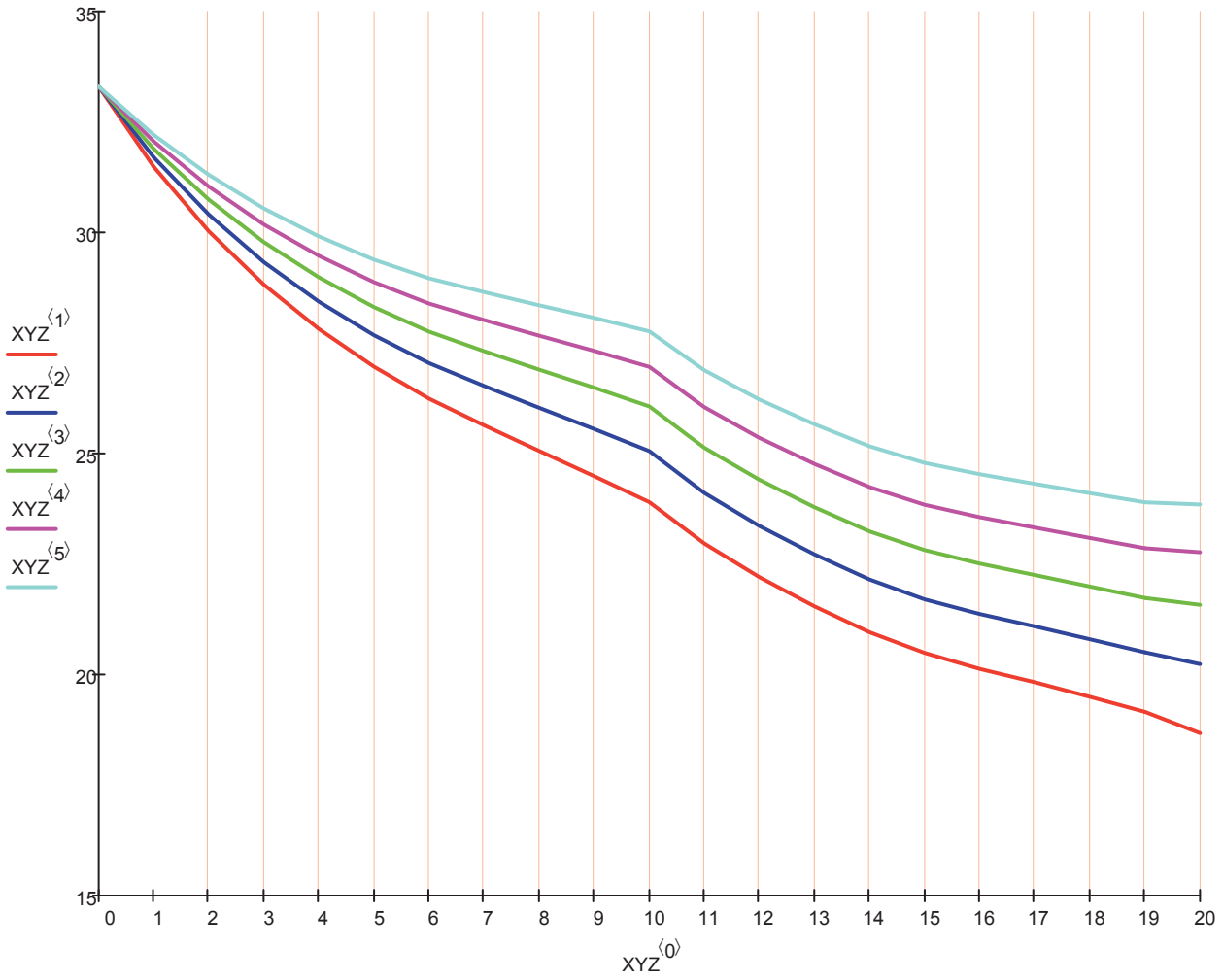
W_{matrix}^{T}

$twall_{matrix}^{T}$


0.03
0.025
0.02
0.015
0.01
5×10⁻³
10
12
14
16
18
20
22
24
26
28
30
32
34
36
38
40


0.03
0.025
0.02
0.015
0.01
15
20
25
30
35


0.02
0.018
0.016
0.014
0.012
0.01
15
20
25
30
35


35
30
25
20
15
0
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
XYZ⟨1⟩
XYZ⟨2⟩
XYZ⟨3⟩
XYZ⟨4⟩
XYZ⟨5⟩
XYZ⟨0⟩

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 5

ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΦΑΛΜΑΤΟΣ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΩΝ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ

$ORIGIN \equiv 1$ $\qquad n := 1, 2 .. 20$

$$tve_1 := \begin{pmatrix} 33.1 \\ 33.3 \\ 33.4 \\ 33.7 \\ 33.8 \\ 34.0 \\ 34.2 \\ 34.3 \\ 34.5 \\ 34.6 \\ 34.8 \\ 34.9 \\ 35.3 \\ 35.7 \\ 35.8 \\ 35.9 \\ 36.0 \\ 36.1 \\ 36.2 \\ 36.5 \end{pmatrix} \qquad \varphi ve_1 := \begin{pmatrix} 32.4 \\ 33.5 \\ 32.2 \\ 31.8 \\ 31.8 \\ 32.8 \\ 32.7 \\ 32.0 \\ 31.9 \\ 31.4 \\ 32.4 \\ 30.9 \\ 32.4 \\ 31.2 \\ 31.1 \\ 31.3 \\ 31.7 \\ 30.8 \\ 30.9 \\ 30.3 \end{pmatrix} \%$$

$$tve_{2_pro} := \begin{pmatrix} 21.1 \\ 21.5 \\ 21.2 \\ 21.2 \\ 21.2 \\ 21.6 \\ 21.6 \\ 21.5 \\ 21.5 \\ 21.5 \\ 21.8 \\ 21.5 \\ 22.3 \\ 22.2 \\ 22.2 \\ 22.3 \\ 22.3 \\ 22.3 \\ 22.3 \\ 22.3 \end{pmatrix} \qquad \varphi ve_{2_pro} := \begin{pmatrix} 58.8 \\ 62.0 \\ 58.6 \\ 58.5 \\ 58.5 \\ 62.0 \\ 61.6 \\ 60.1 \\ 60.1 \\ 59.6 \\ 60.8 \\ 59.0 \\ 60.9 \\ 60.9 \\ 60.6 \\ 60.6 \\ 60.7 \\ 60.0 \\ 60.2 \\ 59.8 \end{pmatrix} \%$$

$$tve_{2_wor} := \begin{pmatrix} 30.5 \\ 30.6 \\ 30.7 \\ 30.8 \\ 30.8 \\ 30.9 \\ 30.9 \\ 31.2 \\ 30.9 \\ 31.3 \\ 31.3 \\ 31.2 \\ 31.7 \\ 31.8 \\ 32.0 \\ 31.9 \\ 31.8 \\ 32.1 \\ 31.9 \\ 31.9 \end{pmatrix} \qquad \varphi ve_{2_wor} := \begin{pmatrix} 79.7 \\ 78.1 \\ 79.3 \\ 79.0 \\ 79.5 \\ 78.6 \\ 78.6 \\ 79.1 \\ 78.3 \\ 78.8 \\ 79.4 \\ 77.9 \\ 80.4 \\ 80.1 \\ 79.0 \\ 80.3 \\ 80.7 \\ 80.4 \\ 80.0 \\ 80.9 \end{pmatrix} \%$$

$\upsilon ve_{pro} := 4.07$ $\qquad \upsilon ve_{wor} := 4.24$ $\qquad \delta t := 0.5$ $\qquad \delta\varphi := 0.03$ $\qquad \delta\upsilon := 0.2$

Τάση ατμών

$$p_s(t) := e^{\left[73.649-\frac{7258.2}{t+273.15}-7.3037\cdot\ln(t+273.15)+4.1653\cdot10^{-6}\cdot(t+273.15)^2\right]}$$

$$\delta p_s(t) := \frac{d}{dt}p_s(t)\cdot\delta t$$

$$\delta psmatrix_n := \delta p_s\left(tve_{2_pro_n}\right)$$

$$psmatrix_n := p_s\left(tve_{2_pro_n}\right)$$

$$\sigma psmatrix_n := \frac{\delta psmatrix_n}{psmatrix_n}$$

δpsmatrix =

	1
1	76.935
2	78.603
3	77.349
4	77.349
5	77.349
6	79.024
7	79.024
8	78.603
9	78.603
10	78.603
11	79.873
12	78.603
13	82.029
14	81.594
15	81.594
16	82.029
17	82.029
18	82.029
19	82.029
20	82.029

psmatrix =

	1
1	$2.504\cdot10^3$
2	$2.566\cdot10^3$
3	$2.519\cdot10^3$
4	$2.519\cdot10^3$
5	$2.519\cdot10^3$
6	$2.582\cdot10^3$
7	$2.582\cdot10^3$
8	$2.566\cdot10^3$
9	$2.566\cdot10^3$
10	$2.566\cdot10^3$
11	$2.613\cdot10^3$
12	$2.566\cdot10^3$
13	$2.694\cdot10^3$
14	$2.678\cdot10^3$
15	$2.678\cdot10^3$
16	$2.694\cdot10^3$
17	$2.694\cdot10^3$
18	$2.694\cdot10^3$
19	$2.694\cdot10^3$
20	$2.694\cdot10^3$

σpsmatrix =

	1
1	3.073
2	3.063
3	3.071
4	3.071
5	3.071
6	3.061
7	3.061
8	3.063
9	3.063
10	3.063
11	3.056
12	3.063
13	3.045
14	3.047
15	3.047
16	3.045
17	3.045
18	3.045
19	3.045
20	3.045

$\cdot\%$

Μερική πίεση υδρατμού

$p_2(\varphi,t) := \varphi \cdot p_s(t)$

$$\delta p_2(\varphi,t) := \sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial\varphi}p_2(\varphi,t)\cdot\delta\varphi\right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial t}p_2(\varphi,t)\cdot\delta t\right)^2}$$

$\delta p2matrix_n := \delta p_2\left(\varphi ve2_pro_n, tve2_pro_n\right)$

$\delta p2matrix =$

	1
1	87.68
2	91.105
3	88.123
4	88.083
5	88.083
6	91.645
7	91.476
8	90.315
9	90.315
10	90.11
11	92.223
12	89.866
13	95.021
14	...

$p2matrix_n := p_2\left(\varphi ve2_pro_n, tve2_pro_n\right)$

$p2matrix =$

	1
1	$1.472\cdot10^3$
2	$1.591\cdot10^3$
3	$1.476\cdot10^3$
4	$1.474\cdot10^3$
5	$1.474\cdot10^3$
6	$1.601\cdot10^3$
7	$1.59\cdot10^3$
8	$1.542\cdot10^3$
9	$1.542\cdot10^3$
10	$1.529\cdot10^3$
11	$1.589\cdot10^3$
12	$1.514\cdot10^3$
13	$1.641\cdot10^3$
14	...

$\sigma p2matrix_n := \frac{\delta p2matrix_n}{p2matrix_n}$

$\sigma p2matrix =$

	1
1	5.956
2	5.727
3	5.97
4	5.977
5	5.977
6	5.726
7	5.752
8	5.857
9	5.857
10	5.892
11	5.804
12	5.936
13	5.791
14	...

$\cdot\%$

Μερική πίεση ξηρού αέρα

$p_1(\varphi,t) := 101325 - p_2(\varphi,t)$

$$\delta p_1(\varphi,t) := \sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial\varphi}p_1(\varphi,t)\cdot\delta\varphi\right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial t}p_1(\varphi,t)\cdot\delta t\right)^2}$$

$\delta p1matrix_n := \delta p_1\left(\varphi ve2_pro_n, tve2_pro_n\right)$

$\delta p1matrix =$

	1
1	87.68
2	91.105
3	88.123
4	88.083
5	88.083
6	91.645
7	91.476
8	90.315
9	90.315
10	90.11
11	92.223
12	89.866
13	95.021
14	...

$p1matrix_n := p_1\left(\varphi ve2_pro_n, tve2_pro_n\right)$

$p1matrix =$

	1
1	$9.985\cdot10^4$
2	$9.973\cdot10^4$
3	$9.985\cdot10^4$
4	$9.985\cdot10^4$
5	$9.985\cdot10^4$
6	$9.972\cdot10^4$
7	$9.973\cdot10^4$
8	$9.978\cdot10^4$
9	$9.978\cdot10^4$
10	$9.98\cdot10^4$
11	$9.974\cdot10^4$
12	$9.981\cdot10^4$
13	$9.968\cdot10^4$
14	...

$\sigma p1matrix_n := \frac{\delta p2matrix_n}{p2matrix_n}$

$\sigma p1matrix =$

	1
1	5.956
2	5.727
3	5.97
4	5.977
5	5.977
6	5.726
7	5.752
8	5.857
9	5.857
10	5.892
11	5.804
12	5.936
13	5.791
14	...

$\cdot\%$

Ειδικός όγκος αέρα

$$v(\varphi,t) := \frac{1}{\dfrac{p_1(\varphi,t)}{\dfrac{8314}{28.96}\cdot(t+273.15)} + \dfrac{p_2(\varphi,t)}{\dfrac{8314}{18}\cdot(t+273.15)}}$$

$$\delta v(\varphi,t) := \sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial\varphi}v(\varphi,t)\cdot\delta\varphi\right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial t}v(\varphi,t)\cdot\delta t\right)^2}$$

$$\delta vmatrix_n := \delta v\left(\varphi ve2_pro_n, tve2_pro_n\right) \qquad vmatrix_n := v\left(\varphi ve2_pro_n, tve2_pro_n\right) \qquad \sigma vmatrix_n := \frac{\delta vmatrix_n}{vmatrix_n}$$

$\delta vmatrix =$

	1
1	$1.585\cdot10^{-3}$
2	$1.597\cdot10^{-3}$
3	$1.585\cdot10^{-3}$
4	$1.585\cdot10^{-3}$
5	$1.585\cdot10^{-3}$
6	$1.599\cdot10^{-3}$
7	$1.598\cdot10^{-3}$
8	$1.592\cdot10^{-3}$
9	$1.592\cdot10^{-3}$
10	$1.591\cdot10^{-3}$
11	$1.598\cdot10^{-3}$
12	$1.59\cdot10^{-3}$
13	$1.604\cdot10^{-3}$
14	$1.603\cdot10^{-3}$
15	$1.602\cdot10^{-3}$
16	$1.603\cdot10^{-3}$
17	$1.604\cdot10^{-3}$
18	$1.602\cdot10^{-3}$
19	$1.602\cdot10^{-3}$
20	$1.601\cdot10^{-3}$

$vmatrix =$

	1
1	0.838
2	0.84
3	0.839
4	0.839
5	0.839
6	0.84
7	0.84
8	0.84
9	0.84
10	0.84
11	0.841
12	0.84
13	0.842
14	0.842
15	0.842
16	0.842
17	0.842
18	0.842
19	0.842
20	0.842

$\sigma vmatrix_n =$

	1
1	0.189
2	0.19
3	0.189
4	0.189
5	0.189
6	0.19
7	0.19
8	0.19
9	0.19
10	0.19
11	0.19
12	0.189
13	0.19
14	0.19
15	0.19
16	0.19
17	0.19
18	0.19
19	0.19
20	0.19

$\cdot\%$

Παροχή μάζας ψυχόμενου ρεύματος

$$flow_{pro}(\upsilon,\varphi,t) := \frac{\left(0.0033\cdot \upsilon ve_{pro}^{2} + 0.6092\cdot \upsilon ve_{pro} - 0.0112\right)\cdot 7.854\times 10^{-3}}{v(\varphi,t)}$$

$$\delta flow_{pro}(\upsilon,\varphi,t) := \sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial \upsilon} flow_{pro}(\upsilon,\varphi,t)\cdot \delta\upsilon\right)^{2} + \left(\frac{\partial}{\partial \varphi} flow_{pro}(\upsilon,\varphi,t)\cdot \delta\varphi\right)^{2} + \left(\frac{\partial}{\partial t} flow_{pro}(\upsilon,\varphi,t)\cdot \delta t\right)^{2}}$$

$$\delta flowpromatrix_{n} := \delta flow_{pro}\left(\upsilon ve_{pro}, \varphi ve_{2_pro_{n}}, tve_{2_pro_{n}}\right)$$

$$flowpromatrix_{n} := flow_{pro}\left(\upsilon ve_{pro}, \varphi ve_{2_pro_{n}}, tve_{2_pro_{n}}\right)$$

δflowpromatrix =

	1
1	$4.468\cdot 10^{-5}$
2	$4.488\cdot 10^{-5}$
3	$4.467\cdot 10^{-5}$
4	$4.466\cdot 10^{-5}$
5	$4.466\cdot 10^{-5}$
6	$4.488\cdot 10^{-5}$
7	$4.485\cdot 10^{-5}$
8	$4.476\cdot 10^{-5}$
9	$4.476\cdot 10^{-5}$
10	$4.472\cdot 10^{-5}$
11	$4.48\cdot 10^{-5}$
12	$4.468\cdot 10^{-5}$
13	$4.48\cdot 10^{-5}$
14	$4.48\cdot 10^{-5}$
15	$4.478\cdot 10^{-5}$
16	$4.478\cdot 10^{-5}$
17	$4.479\cdot 10^{-5}$
18	$4.474\cdot 10^{-5}$
19	$4.476\cdot 10^{-5}$
20	$4.473\cdot 10^{-5}$

flowpromatrix =

	1
1	0.024
2	0.024
3	0.024
4	0.024
5	0.024
6	0.024
7	0.024
8	0.024
9	0.024
10	0.024
11	0.024
12	0.024
13	0.024
14	0.024
15	0.024
16	0.024
17	0.024
18	0.024
19	0.024
20	0.024

σflowpromatrix =

	1
1	0.189
2	0.19
3	0.189
4	0.189
5	0.189
6	0.19
7	0.19
8	0.19
9	0.19
10	0.19
11	0.19
12	0.189
13	0.19
14	0.19
15	0.19
16	0.19
17	0.19
18	0.19
19	0.19
20	0.19

$\cdot\%$

Λόγος υγρασίας

$$W(\varphi,t) := \frac{18}{28.96}\cdot\frac{p_2(\varphi,t)}{p_1(\varphi,t)} \qquad \delta W(\varphi,t) := \sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial\varphi}W(\varphi,t)\cdot\delta\varphi\right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial t}W(\varphi,t)\cdot\delta t\right)^2}$$

$$\delta W1promatrix_n := \delta W\left(\varphi ve1_n, tve1_n\right) \qquad W1promatrix_n := W\left(\varphi ve1_n, tve1_n\right) \qquad \sigma W1promatrix_n := \frac{\delta W1promatrix_n}{W1promatrix_n}$$

$\delta W1promatrix =$

	1
1	$1.006\cdot10^{-3}$
2	$1.022\cdot10^{-3}$
3	$1.023\cdot10^{-3}$
4	$1.039\cdot10^{-3}$
5	$1.045\cdot10^{-3}$
6	$1.061\cdot10^{-3}$
7	$1.073\cdot10^{-3}$
8	$1.076\cdot10^{-3}$
9	$1.088\cdot10^{-3}$
10	$1.092\cdot10^{-3}$
11	$1.109\cdot10^{-3}$
12	$1.109\cdot10^{-3}$
13	$1.141\cdot10^{-3}$
14	$1.162\cdot10^{-3}$
15	$1.168\cdot10^{-3}$
16	...

$W1promatrix =$

	1
1	0.01
2	0.011
3	0.01
4	0.01
5	0.01
6	0.011
7	0.011
8	0.011
9	0.011
10	0.011
11	0.011
12	0.011
13	0.012
14	0.011
15	0.011
16	...

$\sigma W1promatrix =$

	1
1	9.834
2	9.544
3	9.89
4	10.003
5	10.003
6	9.729
7	9.756
8	9.949
9	9.977
10	10.121
11	9.84
12	10.271
13	9.842
14	10.185
15	10.215
16	...

$\cdot\%$

$$\delta W2promatrix_n := \delta W\left(\varphi ve2_pro_n, tve2_pro_n\right) \quad W2promatrix_n := W\left(\varphi ve2_pro_n, tve2_pro_n\right) \quad \sigma W2promatrix_n := \frac{\delta W2promatrix_n}{W2promatrix_n}$$

$\delta W2promatrix =$

	1
1	$5.538\cdot10^{-4}$
2	$5.768\cdot10^{-4}$
3	$5.567\cdot10^{-4}$
4	$5.564\cdot10^{-4}$
5	$5.564\cdot10^{-4}$
6	$5.804\cdot10^{-4}$
7	$5.792\cdot10^{-4}$
8	$5.713\cdot10^{-4}$
9	$5.713\cdot10^{-4}$
10	$5.698\cdot10^{-4}$
11	$5.839\cdot10^{-4}$
12	$5.681\cdot10^{-4}$
13	$6.022\cdot10^{-4}$
14	$5.986\cdot10^{-4}$
15	$5.977\cdot10^{-4}$
16	...

$W2promatrix =$

	1
1	$9.163\cdot10^{-3}$
2	$9.914\cdot10^{-3}$
3	$9.189\cdot10^{-3}$
4	$9.173\cdot10^{-3}$
5	$9.173\cdot10^{-3}$
6	$9.976\cdot10^{-3}$
7	$9.911\cdot10^{-3}$
8	$9.606\cdot10^{-3}$
9	$9.606\cdot10^{-3}$
10	$9.524\cdot10^{-3}$
11	$9.902\cdot10^{-3}$
12	$9.427\cdot10^{-3}$
13	0.01
14	0.01
15	0.01
16	...

$\sigma W2promatrix =$

	1
1	6.044
2	5.818
3	6.058
4	6.065
5	6.065
6	5.818
7	5.844
8	5.947
9	5.947
10	5.983
11	5.897
12	6.026
13	5.886
14	5.887
15	5.908
16	...

$\cdot\%$

Ενθαλπία

$$CPA := \begin{pmatrix} 1.007 \\ -9.729\cdot 10^{-5} \\ 1.006\cdot 10^{-6} \\ 2.579\cdot 10^{-9} \end{pmatrix}$$

$$Cpa(t) := \sum_{j=1}^{4} \left(CPA_j \cdot t^{j-1}\right)$$

Ενθαλπία υγρού αέρα:

$$h(\varphi, t) := Cpa(t)\cdot t + W(\varphi, t)\cdot(2501 + 1.805\cdot t)$$

$$\delta h(\varphi, t) := \sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial\varphi} h(\varphi, t)\cdot\delta\varphi\right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial t} h(\varphi, t)\cdot\delta t\right)^2}$$

$$\delta h1promatrix_n := \delta h\left(\varphi ve1_n, tve1_n\right) \qquad h1promatrix_n := h\left(\varphi ve1_n, tve1_n\right) \qquad \sigma h1promatrix_n := \frac{\delta h1promatrix_n}{h1promatrix_n}$$

$\delta h1promatrix =$

	1
1	2.769
2	2.813
3	2.81
4	2.85
5	2.865
6	2.909
7	2.939
8	2.945
9	2.975
10	2.983
11	3.029
12	...

$h1promatrix =$

	1
1	59.467
2	60.887
3	60.058
4	60.48
5	60.734
6	62.11
7	62.546
8	62.191
9	62.622
10	62.434
11	63.86
12	...

$\sigma h1promatrix =$

	1
1	4.656
2	4.62
3	4.679
4	4.712
5	4.717
6	4.684
7	4.698
8	4.735
9	4.75
10	4.778
11	4.744
12	...

$\cdot\%$

$$\delta h2promatrix_n := \delta h\left(\varphi ve2_pro_n, tve2_pro_n\right) \qquad h2promatrix_n := h\left(\varphi ve2_pro_n, tve2_pro_n\right) \qquad \sigma h2promatrix_n := \frac{\delta h2promatrix_n}{h2promatrix_n}$$

$\delta h2promatrix =$

	1
1	1.726
2	1.791
3	1.732
4	1.731
5	1.731
6	1.8
7	1.796
8	1.772
9	1.772
10	1.767
11	1.805
12	1.762
13	1.851
14	1.842
15	1.839
16	...

$h2promatrix =$

	1
1	44.481
2	46.796
3	44.648
4	44.608
5	44.608
6	47.055
7	46.889
8	46.012
9	46.012
10	45.806
11	47.072
12	45.559
13	48.419
14	48.156
15	48.027
16	...

$\sigma h2promatrix =$

	1
1	3.88
2	3.828
3	3.88
4	3.881
5	3.881
6	3.825
7	3.83
8	3.852
9	3.852
10	3.859
11	3.836
12	3.867
13	3.823
14	3.825
15	3.829
16	...

$\cdot\%$

Ψυκτική ικανότητα

$$Q_c(\upsilon, \varphi1, t1, \varphi2, t2) := flow_{pro}(\upsilon, \varphi2, t2)\cdot(h(\varphi1, t1) - h(\varphi2, t2))$$

$$\delta Q_c(\upsilon, \varphi1, t1, \varphi2, t2) := \sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial\upsilon}Q_c(\upsilon, \varphi1, t1, \varphi2, t2)\cdot\delta\upsilon\right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial\varphi1}Q_c(\upsilon, \varphi1, t1, \varphi2, t2)\cdot\delta\varphi\right)^2 \ldots + \left(\frac{\partial}{\partial t1}Q_c(\upsilon, \varphi1, t1, \varphi2, t2)\cdot\delta t\right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial\varphi2}Q_c(\upsilon, \varphi1, t1, \varphi2, t2)\cdot\delta\varphi\right)^2 \ldots + \left(\frac{\partial}{\partial t2}Q_c(\upsilon, \varphi1, t1, \varphi2, t2)\cdot\delta t\right)^2}$$

$$\delta Qcmatrix_n := \delta Q_c\left(\upsilon ve_{pro}, \varphi ve_{1_n}, tve_{1_n}, \varphi ve_{2_pro_n}, tve_{2_pro_n}\right)$$

$$Qcmatrix_n := Q_c\left(\upsilon ve_{pro}, \varphi ve_{1_n}, tve_{1_n}, \varphi ve_{2_pro_n}, tve_{2_pro_n}\right)$$

$$\sigma Qcmatrix_n := \frac{\delta Qcmatrix_n}{Qcmatrix_n}$$

δQcmatrix =

	1
1	0.077
2	0.079
3	0.078
4	0.079
5	0.079
6	0.081
7	0.082
8	0.081
9	0.082
10	0.082
11	0.083
12	0.083
13	0.085
14	0.086
15	0.087
16	0.087
17	0.088
18	0.088
19	0.088
20	0.089

Qcmatrix =

	1
1	0.354
2	0.332
3	0.364
4	0.375
5	0.381
6	0.355
7	0.369
8	0.382
9	0.392
10	0.392
11	0.396
12	0.406
13	0.395
14	0.4
15	0.407
16	0.411
17	0.426
18	0.419
19	0.425
20	0.434

σQcmatrix = ·%

	1
1	21.852
2	23.749
3	21.504
4	21.088
5	20.837
6	22.806
7	22.079
8	21.323
9	20.927
10	20.933
11	21.087
12	20.428
13	21.654
14	21.619
15	21.312
16	21.195
17	20.59
18	20.937
19	20.71
20	20.47

Παροχή μάζας εργαζομένου ρεύματος

$$flow_{wor}(\upsilon,\varphi,t) := \frac{\left(0.0033\cdot \upsilon ve_{wor}^{2} + 0.6092\cdot \upsilon ve_{wor} - 0.0112\right)\cdot 7.854\times 10^{-3}}{v(\varphi,t)}$$

$$\delta flow_{wor}(\upsilon,\varphi,t) := \sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial \upsilon} flow_{wor}(\upsilon,\varphi,t)\cdot \delta\upsilon\right)^{2} + \left(\frac{\partial}{\partial \varphi} flow_{wor}(\upsilon,\varphi,t)\cdot \delta\varphi\right)^{2} + \left(\frac{\partial}{\partial t} flow_{wor}(\upsilon,\varphi,t)\cdot \delta t\right)^{2}}$$

$$\delta flowwormatrix_{n} := \delta flow_{wor}\left(\upsilon ve_{wor}, \varphi ve_{2_wor_{n}}, tve_{2_wor_{n}}\right)$$

$$flowwormatrix_{n} := flow_{wor}\left(\upsilon ve_{wor}, \varphi ve_{2_wor_{n}}, tve_{2_wor_{n}}\right)$$

$\delta flowwormatrix =$

	1
1	$4.94\cdot 10^{-5}$
2	$4.926\cdot 10^{-5}$
3	$4.941\cdot 10^{-5}$
4	$4.941\cdot 10^{-5}$
5	$4.946\cdot 10^{-5}$
6	$4.939\cdot 10^{-5}$
7	$4.939\cdot 10^{-5}$
8	$4.953\cdot 10^{-5}$
9	$4.936\cdot 10^{-5}$
10	$4.953\cdot 10^{-5}$
11	$4.96\cdot 10^{-5}$
12	$4.941\cdot 10^{-5}$
13	$4.983\cdot 10^{-5}$
14	$4.982\cdot 10^{-5}$
15	$4.977\cdot 10^{-5}$
16	$4.988\cdot 10^{-5}$
17	$4.989\cdot 10^{-5}$
18	$4.995\cdot 10^{-5}$
19	$4.985\cdot 10^{-5}$
20	$4.994\cdot 10^{-5}$

$flowwormatrix =$

	1
1	0.024
2	0.024
3	0.024
4	0.024
5	0.024
6	0.024
7	0.024
8	0.024
9	0.024
10	0.024
11	0.024
12	0.024
13	0.024
14	0.024
15	0.024
16	0.024
17	0.024
18	0.024
19	0.024
20	0.024

$$\sigma flowwormatrix_{n} := \frac{\delta flowwormatrix_{n}}{flowwormatrix_{n}}$$

$\sigma flowwormatrix =$

	1
1	$2.084\cdot 10^{-3}$
2	$2.078\cdot 10^{-3}$
3	$2.086\cdot 10^{-3}$
4	$2.086\cdot 10^{-3}$
5	$2.089\cdot 10^{-3}$
6	$2.087\cdot 10^{-3}$
7	$2.087\cdot 10^{-3}$
8	$2.095\cdot 10^{-3}$
9	$2.085\cdot 10^{-3}$
10	$2.096\cdot 10^{-3}$
11	$2.099\cdot 10^{-3}$
12	$2.089\cdot 10^{-3}$
13	$2.112\cdot 10^{-3}$
14	$2.113\cdot 10^{-3}$
15	$2.112\cdot 10^{-3}$
16	$2.116\cdot 10^{-3}$
17	$2.116\cdot 10^{-3}$
18	$2.121\cdot 10^{-3}$
19	$2.115\cdot 10^{-3}$
20	$2.119\cdot 10^{-3}$

Λόγος υγρασίας εργαζομένου ρεύματος

$\delta W1wormatrix_n := \delta W\left(\varphi ve1_n, tve1_n\right)$ $\quad W1wormatrix_n := W\left(\varphi ve1_n, tve1_n\right)$ $\quad \sigma W1wormatrix_n := \dfrac{\delta W1wormatrix_n}{W1wormatrix_n}$

$\delta W1wormatrix =$

	1
1	$1.006 \cdot 10^{-3}$
2	$1.022 \cdot 10^{-3}$
3	$1.023 \cdot 10^{-3}$
4	$1.039 \cdot 10^{-3}$
5	$1.045 \cdot 10^{-3}$
6	$1.061 \cdot 10^{-3}$
7	$1.073 \cdot 10^{-3}$
8	$1.076 \cdot 10^{-3}$
9	$1.088 \cdot 10^{-3}$
10	$1.092 \cdot 10^{-3}$
11	$1.109 \cdot 10^{-3}$
12	$1.109 \cdot 10^{-3}$
13	$1.141 \cdot 10^{-3}$
14	$1.162 \cdot 10^{-3}$
15	$1.168 \cdot 10^{-3}$
16	...

$W1wormatrix =$

	1
1	0.01
2	0.011
3	0.01
4	0.01
5	0.01
6	0.011
7	0.011
8	0.011
9	0.011
10	0.011
11	0.011
12	0.011
13	0.012
14	0.011
15	0.011
16	...

$\sigma W1wormatrix =$

	1
1	9.834
2	9.544
3	9.89
4	10.003
5	10.003
6	9.729
7	9.756
8	9.949
9	9.977
10	10.121
11	9.84
12	10.271
13	9.842
14	10.185
15	10.215
16	...

$\cdot \%$

$\delta W2wormatrix_n := \delta W\left(\varphi ve2_wor_n, tve2_wor_n\right)$

$W2wormatrix_n := W\left(\varphi ve2_wor_n, tve2_wor_n\right)$ $\quad \sigma W2wormatrix_n := \dfrac{\delta W2wormatrix_n}{W2wormatrix_n}$

$\delta W2wormatrix =$

	1
1	$1.084 \cdot 10^{-3}$
2	$1.08 \cdot 10^{-3}$
3	$1.094 \cdot 10^{-3}$
4	$1.098 \cdot 10^{-3}$
5	$1.101 \cdot 10^{-3}$
6	$1.102 \cdot 10^{-3}$
7	$1.102 \cdot 10^{-3}$
8	$1.125 \cdot 10^{-3}$
9	$1.101 \cdot 10^{-3}$
10	$1.13 \cdot 10^{-3}$
11	$1.134 \cdot 10^{-3}$
12	$1.118 \cdot 10^{-3}$
13	$1.167 \cdot 10^{-3}$
14	$1.172 \cdot 10^{-3}$
15	$1.178 \cdot 10^{-3}$
16	...

$W2wormatrix =$

	1
1	0.022
2	0.022
3	0.022
4	0.022
5	0.022
6	0.022
7	0.022
8	0.023
9	0.022
10	0.023
11	0.023
12	0.023
13	0.024
14	0.024
15	0.024
16	...

$\sigma W2wormatrix =$

	1
1	4.896
2	4.956
3	4.91
4	4.921
5	4.902
6	4.935
7	4.935
8	4.916
9	4.947
10	4.927
11	4.904
12	4.961
13	4.866
14	4.877
15	4.917
16	...

$\cdot \%$

Ειδική κατανάλωση νερού

$$swc(\upsilon p, \upsilon w, \varphi 1, t1, \varphi 2p, t2p, \varphi 2w, t2w) := \frac{3600 \cdot flow_{wor}(\upsilon w, \varphi 2w, t2w) \cdot (W(\varphi 2w, t2w) - W(\varphi 1, t1))}{Q_c(\upsilon p, \varphi 1, t1, \varphi 2p, t2p)}$$

$$\delta swc(\upsilon p, \upsilon w, \varphi 1, t1, \varphi 2p, t2p, \varphi 2w, t2w) := \sqrt{\begin{aligned} &\left(\frac{\partial}{\partial \upsilon p} swc(\upsilon p, \upsilon w, \varphi 1, t1, \varphi 2p, t2p, \varphi 2w, t2w) \cdot \delta \upsilon\right)^2 \ldots \\ &+ \left(\frac{\partial}{\partial \upsilon w} swc(\upsilon p, \upsilon w, \varphi 1, t1, \varphi 2p, t2p, \varphi 2w, t2w) \cdot \delta \upsilon\right)^2 \ldots \\ &+ \left(\frac{\partial}{\partial \varphi 1} swc(\upsilon p, \upsilon w, \varphi 1, t1, \varphi 2p, t2p, \varphi 2w, t2w) \cdot \delta \varphi\right)^2 \ldots \\ &+ \left(\frac{\partial}{\partial t1} swc(\upsilon p, \upsilon w, \varphi 1, t1, \varphi 2p, t2p, \varphi 2w, t2w) \cdot \delta t\right)^2 \ldots \\ &+ \left(\frac{\partial}{\partial \varphi 2p} swc(\upsilon p, \upsilon w, \varphi 1, t1, \varphi 2p, t2p, \varphi 2w, t2w) \cdot \delta \varphi\right)^2 \ldots \\ &+ \left(\frac{\partial}{\partial t2p} swc(\upsilon p, \upsilon w, \varphi 1, t1, \varphi 2p, t2p, \varphi 2w, t2w) \cdot \delta t\right)^2 \ldots \\ &+ \left(\frac{\partial}{\partial \varphi 2w} swc(\upsilon p, \upsilon w, \varphi 1, t1, \varphi 2p, t2p, \varphi 2w, t2w) \cdot \delta \varphi\right)^2 \ldots \\ &+ \left(\frac{\partial}{\partial t2w} swc(\upsilon p, \upsilon w, \varphi 1, t1, \varphi 2p, t2p, \varphi 2w, t2w) \cdot \delta t\right)^2 \end{aligned}}$$

$$\delta swcmatrix_n := \delta swc\left(\upsilon ve_{pro}, \upsilon ve_{wor}, \varphi ve_{1_n}, tve_{1_n}, \varphi ve_{2_pro_n}, tve_{2_pro_n}, \varphi ve_{2_wor_n}, tve_{2_wor_n}\right)$$

$$swcmatrix_n := swc\left(\upsilon ve_{pro}, \upsilon ve_{wor}, \varphi ve_{1_n}, tve_{1_n}, \varphi ve_{2_pro_n}, tve_{2_pro_n}, \varphi ve_{2_wor_n}, tve_{2_wor_n}\right)$$

$$\sigma swcmatrix_n := \frac{\delta swcmatrix_n}{swcmatrix_n}$$

$\delta swcmatrix =$

	1
1	0.877
2	0.946
3	0.85
4	0.819
5	0.805
6	0.889
7	0.835
8	0.824
9	0.764
10	0.799
11	0.787
12	...

$swcmatrix =$

	1
1	2.867
2	2.848
3	2.796
4	2.713
5	2.69
6	2.744
7	2.618
8	2.691
9	2.467
10	2.632
11	2.547
12	...

$\sigma swcmatrix =$

	1
1	30.603
2	33.208
3	30.408
4	30.17
5	29.917
6	32.397
7	31.91
8	30.626
9	30.978
10	30.35
11	30.887
12	...

$\cdot \%$

Θερμοκρασία υγρού βολβού

Ειδική θερμοχωρητικότητα νερού: $c_p := 4.18$ [σε kJ/kgK]

$$F_1(RH, T_{db}, T_{wb}) := h(1, T_{wb}) - (W(1, T_{wb}) - W(RH, T_{db})) \cdot c_p \cdot T_{wb} - h(RH, T_{db})$$

$$Tw_1(RH, T_{db}, T_{wb}) := root(F_1(RH, T_{db}, T_{wb}), T_{wb})$$

$$Tw(RH, T_{db}) := Tw_1(RH, T_{db}, T_{db})$$

$$\delta Tw(RH, T_{db}) := \sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial RH} h(RH, T_{db}) \cdot \delta\varphi\right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial T_{db}} h(RH, T_{db}) \cdot \delta t\right)^2}$$

$$\delta Twmatrix_n := \delta Tw(\varphi ve_{1_n}, tve_{1_n}) \qquad Twmatrix_n := Tw(\varphi ve_{1_n}, tve_{1_n}) \qquad \sigma Twmatrix_n := \frac{\delta Twmatrix_n}{Twmatrix_n}$$

δTwmatrix =

	1
1	2.769
2	2.813
3	2.81
4	2.85
5	2.865
6	2.909
7	2.939
8	2.945
9	2.975
10	2.983
11	3.029
12	3.024
13	3.111
14	3.16
15	3.175
16	3.195
17	3.218
18	3.221
19	3.24
20	3.283

Twmatrix =

	1
1	20.736
2	21.139
3	20.907
4	21.029
5	21.101
6	21.486
7	21.608
8	21.512
9	21.632
10	21.582
11	21.973
12	21.673
13	22.337
14	22.324
15	22.371
16	22.494
17	22.669
18	22.509
19	22.607
20	22.666

σTwmatrix =

	1
1	13.351
2	13.306
3	13.441
4	13.551
5	13.577
6	13.539
7	13.6
8	13.688
9	13.75
10	13.823
11	13.787
12	13.953
13	13.926
14	14.153
15	14.192
16	14.203
17	14.195
18	14.312
19	14.332
20	14.484

·%

Βαθμός απόδοσης

$$\eta(\varphi 1, t1, t2) := \frac{t1 - t2}{t1 - Tw(\varphi 1, t1)}$$

$$\delta\eta(\varphi 1, t1, t2) := \sqrt{\left(\frac{\partial}{\partial \varphi 1}\eta(\varphi 1, t1, t2)\cdot\delta\varphi\right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial t1}\eta(\varphi 1, t1, t2)\cdot\delta t\right)^2 + \left(\frac{\partial}{\partial t2}\eta(\varphi 1, t1, t2)\cdot\delta t\right)^2}$$

$$\delta\eta matrix_n := \delta\eta\left(\varphi ve1_n, tve1_n, tve2_pro_n\right) \qquad \eta matrix_n := \eta\left(\varphi ve1_n, tve1_n, tve2_pro_n\right) \qquad \sigma\eta matrix_n := \frac{\delta\eta matrix_n}{\eta matrix_n}$$

$\delta\eta matrix =$

	1
1	7.454
2	7.573
3	7.44
4	7.419
5	7.437
6	7.538
7	7.557
8	7.475
9	7.493
10	7.419
11	7.551
12	7.382
13	7.491
14	7.374
15	7.375
16	7.401
17	7.495
18	7.346
19	7.384
20	7.331

$\cdot\%$

$\eta matrix =$

	1
1	97.057
2	97.032
3	97.654
4	98.651
5	99.223
6	99.091
7	100.065
8	100.091
9	101.027
10	100.627
11	101.345
12	101.311
13	100.282
14	100.929
15	101.272
16	101.447
17	102.764
18	101.541
19	102.26
20	102.644

$\cdot\%$

$\sigma\eta matrix =$

	1
1	7.68
2	7.804
3	7.618
4	7.521
5	7.496
6	7.607
7	7.552
8	7.468
9	7.417
10	7.372
11	7.451
12	7.286
13	7.47
14	7.307
15	7.282
16	7.295
17	7.294
18	7.235
19	7.221
20	7.142

$\cdot\%$

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ 6

ΑΝΑΛΥΣΗ ΜΗ ΕΠΙΠΕΔΩΝ ΕΞΑΤΜΙΣΤΙΚΩΝ ΨΥΚΤΩΝ

Έμμεσος εξατμιστικός ψύκτης αντιρροής σε τρία επίπεδα - Προσέγγιση μέσου αριθμού Nusselt

Αναφορές

Ψυχρομετρικός χάρτης: Reference:I:\chapters_final\02\psychro_final_simple.xmcd

Συνθήκες περιβάλλοντος

Θερμοκρασία: $t_{amb} := 35$

Σχετική υγρασία: $\varphi_{amb} := 30\%$

Λόγος υγρασίας: $w_{amb} := W_{\varphi t}(\varphi_{amb}, t_{amb})$

$w_{amb} = 0.01054$

Θερμοκρασία υγρού βολβού: $t_{wb_amb} := t_{wb_\phi t}(\varphi_{amb}, t_{amb})$

$t_{wb_amb} = 21.509$

Λειτουργικά στοιχεία

Διάμετρος εσωτερικού διαχωριστικού επιπέδου: $d_i := 9.17$ [mm]

Διάμετρος εξωτερικού διαχωριστικούεπιπέδου: $d_e := 12.97$ [mm]

Διάμετρος συνοριακού επιπέδου: $d_b := 15.88$ [mm]

Μήκος περιοχής εξάτμισης: $len := 100$ [mm]

Μήκος περιοχής πρόψυξης: $len1 := 100$

Εσωτερική βρεχόμενη επιφάνεια: $WAi := \pi \cdot d_i \cdot len$

$WAi = 2.881 \times 10^3$ [mm^2]

Εξωτερική βρεχόμενη επιφάνεια: $WAe := \pi \cdot d_e \cdot len$

$WAe = 4.075 \times 10^3$ [mm²]

Ελεύθερη διατομή εσωτερικού ψυχόμενου ρεύματος: $ai := \pi \cdot \frac{d_i^2}{4}$

$ai = 66.043$ [mm²]

Ελεύθερη διατομή εργαζόμενου ρεύματος: $A := \pi \cdot \frac{\left(d_e^2 - d_i^2\right)}{4}$

$A = 66.077$ [mm²]

Ελεύθερη διατομή εξωτερικού ψυχόμενου ρεύματος: $ae := \pi \cdot \frac{\left(d_b^2 - d_e^2\right)}{4}$

$ae = 65.937$ [mm²]

Παροχή μάζας εσωτερικού ψυχόμενου ρεύματος $mfi := 1.25 \cdot 0.00008$ [kg/s]

Παροχή μάζας εξωτερικού ψυχόμενου ρεύματος $mfe := 0.00008$ [kg/s]

Παροχή μάζας εργαζόμενου ρεύματος $MF := 1.25 \cdot 0.00008$ [kg/s]

Γενικευμένοι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας

Αριθμός Prandlt αέρα: $Pr_{air}(\tau) := 0.715145 - 2.8222 \cdot 10^{-4} \cdot \tau + 6 \cdot 10^{-7} \tau^2$

Συνεκτικότητα αέρα: $\nu_{air}(\tau) := \left(13.31711 + 0.0898 \cdot \tau + 0.00008 \cdot \tau^2\right) \cdot 10^{-6}$

Ειδική αγωγιμότητα αέρα: $\lambda_{air}(\tau) := 0.02435 + 7.25 \cdot 10^{-5} \cdot \tau + 8 \cdot 10^{-9} \cdot \tau^2$

Ταχύτητα εσωτερικού ψυχόμενου ρεύματος: $\upsilon i := \frac{mfi}{\frac{ai}{1000000} \cdot 1.225}$

$\upsilon i = 1.236$ [m/s]

Ταχύτητα εργαζόμενου ρεύματος: $\Upsilon := \frac{MF}{\frac{A}{1000000} \cdot 1.225}$

$\Upsilon = 1.235$ [m/s]

Ταχύτητα εξωτερικού ψυχόμενου ρεύματος:

$$\upsilon e := \frac{mfe}{\frac{ae}{1000000} \cdot 1.225}$$

$\upsilon e = 0.99$ [m/s]

Αριθμός Reynolds εσωτερικού ψυχόμενου ρεύματος:

$$reyi := \frac{\upsilon i \cdot \frac{d_i}{1000}}{\nu_{air}(t_{amb})}$$

$reyi = 684.532$

Αριθμός Reynolds εργαζόμενου ρεύματος:

$$Rey := \frac{\Upsilon \cdot \frac{d_e - d_i}{1000}}{\nu_{air}(t_{amb})}$$

$Rey = 283.521$

Αριθμός Reynolds εξωτερικού ψυχόμενου ρεύματος:

$$reye := \frac{\upsilon e \cdot \frac{d_b - d_e}{1000}}{\nu_{air}(t_{amb})}$$

$reye = 174.063$

Μέσος αριθμός Nusselt εσωτερικού ψυχόμενου ρεύματος:

$$av_nui := 3.6 + \frac{0.0668 \cdot \frac{d_i}{len} \cdot reyi \cdot Pr_{air}(t_{amb})}{1 + 0.04 \cdot \left(\frac{d_i}{len} \cdot reyi \cdot Pr_{air}(t_{amb})\right)^{\frac{2}{3}}}$$

$av_nui = 5.572$

Μέσος αριθμός Nusselt εργαζόμενου ρεύματος (βλ. βιβλιογραφικές αναφορές [17] και [42]):

$$Av_Nu := 3.6 + \frac{0.0668 \cdot \frac{d_e - d_i}{len} \cdot Rey \cdot Pr_{air}(t_{amb})}{1 + 0.04 \cdot \left(\frac{d_e - d_i}{len} \cdot Rey \cdot Pr_{air}(t_{amb})\right)^{\frac{2}{3}}}$$

$Av_Nu = 4.04$

Μέσος αριθμός Nusselt εξωτερικού ψυχόμενου ρεύματος:

$$av_nue := 3.6 + \frac{0.0668 \cdot \frac{d_b - d_e}{len} \cdot reyi \cdot Pr_{air}(t_{amb})}{1 + 0.04 \cdot \left(\frac{d_b - d_e}{len} \cdot reyi \cdot Pr_{air}(t_{amb})\right)^{\frac{2}{3}}}$$

$av_nue = 4.362$

Γενικευμένος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας εσωτερικού ψυχόμενου ρεύματος:

$$k_{h_i} := \frac{av_nui \cdot \lambda_{air}(t_{amb})}{\frac{d_i}{1000}}$$

$k_{h_i} = 16.34477$ [W/m²K]

Γενικευμένος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας εργαζόμενου ρεύματος:

$$K_h := \frac{Av_Nu \cdot \lambda_{air}(t_{amb})}{\frac{d_e - d_i}{1000}}$$

$K_h = 28.596$ [W/m²K]

Γενικευμένος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας εξωτερικού ψυχόμενου ρεύματος:

$$k_{h_e} := \frac{av_nue \cdot \lambda_{air}(t_{amb})}{\frac{d_b - d_e}{1000}}$$

$k_{h_e} = 40.31713$ [W/m²K]

Θερμοκρασία εσωτερικής εξατμιστικής επιφάνειας:

$$t_{walli}(W_p, T_p, xi) := t_{wb_wt}(W_p, T_p) + xi$$

Αριθμός Lewis εσωτερικής εξατμιστικής επιφάνειας (κατά Bosnjakovic, βλ. εξίσωση {2.12}):

$$Lei(W_p, T_p, W_n, xi) := \frac{\lambda_M + W_{sat}(t_{walli}(W_p, T_p, xi))}{\lambda_M + \frac{W_p + W_n}{2}}$$

Γενικευμένος συντελεστής μεταφοράς μάζας εσωτερικής εξατμιστικής επιφάνειας:

$$K_{mi}(W_p, T_p, W_n, xi) := \frac{K_h}{Lei(W_p, T_p, W_n, xi) \cdot \frac{c_{p_da}(T_p)}{0.001}}$$

Θερμοκρασία εξωτερικής εξατμιστικής επιφάνειας:

$$t_{walle}(W_p, T_p, xe) := t_{wb_wt}(W_p, T_p) + xe$$

Αριθμός Lewis εξωτερικής εξατμιστικής επιφάνειας:

$$Lee(W_p, T_p, W_n, xe) := \frac{\lambda_M + W_{sat}(t_{walle}(W_p, T_p, xe))}{\lambda_M + \frac{W_p + W_n}{2}}$$

Γενικευμένος συντελεστής μεταφοράς μάζας εξωτερικής εξατμιστικής επιφάνειας:

$$K_{me}(W_p, T_p, W_n, xe) := \frac{K_h}{Lee(W_p, T_p, W_n, xe) \cdot \frac{c_{p_da}(T_p)}{0.001}}$$

Αρχικοποιήσεις - στοιχεία επίλυσης

$ti_n := t_{amb} + 0.1$ $\quad W_n := 0.03$ $\quad xi := 5$ $\quad ti_x := t_{amb} + 0.1$

$te_n := t_{amb} + 0.1$ $\quad T_n := t_{amb} + 0.1$ $\quad xe := 5$ $\quad te_x := t_{amb} + 0.1$

Στοιχειώδες μήκος: $L := 1$ [*mm*]

Στοιχειώδες εμβαδό εσωτερικής επιφάνειας συναλλαγής: $Fi := \pi \cdot d_i \cdot L \cdot 10^{-6}$

$Fi = 2.881 \times 10^{-5}$ [m^2]

Στοιχειώδες εμβαδό εξωτερικής επιφάνειας υναλλαγής: $Fe := \pi \cdot d_e \cdot L \cdot 10^{-6}$

$Fe = 4.075 \times 10^{-5}$ [m^2]

Στοιχεία εσωτερικού ξηρού καναλιού

Μεταβολή ενθαλπίας: $\delta hi(ti_p, ti_n) := -h_{wt}(w_{amb}, ti_p) + h_{wt}(w_{amb}, ti_n)$

Αισθητό φορτίο: $qi(ti_p, ti_n, mfi) := mfi \cdot \delta hi(ti_p, ti_n) \cdot 10^3$

Εξίσωση αισθητής ενέργειας εσωτερικούξηρού καναλιού:

$$qi_k(ti_p, W_p, T_p, ti_n, xi) := k_{h_i} \cdot Fi \cdot \frac{ti_n - ti_p}{\ln\left(\frac{ti_n - t_{walli}(W_p, T_p, xi)}{ti_p - t_{walli}(W_p, T_p, xi)}\right)}$$

Εξίσωση επίλυσης αισθητής εσωτερικού ενέργειας ξηρού καναλιού (εδώ ικανοποιείται η ισότητα μεταξύ ψυχρομετρικής και θερμορρευστομηχανικής εξίσωσης):

$$DRYi(ti_p, T_p, W_p, ti_n, mfi, xi) := -qi(ti_p, ti_n, mfi) \ldots + qi_k(ti_p, W_p, T_p, ti_n, xi)$$

Στοιχεία υγρού καναλιού

Μεταβολή λανθάνουσας ενθαλπίας: $\delta H_l(T_p, W_p, W_n) := h_{wt}(W_n, T_p) - h_{wt}(W_p, T_p)$

Λανθάνον φορτίο: $Q_l(T_p, W_p, W_n, MF) := MF \cdot \delta H_l(T_p, W_p, W_n) \cdot 10^3$

Λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης:

$$RMA := \begin{pmatrix} 2085120.3142 \\ 11104.8027167 \\ -64.6491842567 \\ 0.139456277154 \\ -0.000114314610578 \end{pmatrix}$$

$$r(t) := RMA_1 + RMA_2\cdot(t+273.15) + RMA_3\cdot(t+273.15)^2 \ldots + RMA_4\cdot(t+273.15)^3 + RMA_5\cdot(t+273.15)^4$$

Εξίσωση παραγωγής λανθάνουσας ενέργειας στο υγρό κανάλι:

$$Q_{lk}(T_p, W_p, W_n, xi, xe) := \frac{W_{sat}(t_{walli}(W_p, T_p, xi)) - W_p}{\left(\frac{1}{r(T_p)\cdot Fi\cdot K_{mi}(W_p, T_p, W_n, xi)}\right)} \ldots + \frac{W_{sat}(t_{walle}(W_p, T_p, xe)) - W_p}{\left(\frac{1}{r(T_p)\cdot Fe\cdot K_{mi}(W_p, T_p, W_n, xe)}\right)}$$

Εξίσωση επίλυσης λανθάνουσας ενέργειας στο υγρό κανάλι (εδώ ικανοποιείται η ισότητα μεταξύ ψυχρομετρικής και θερμορρευστομηχανικής εξίσωσης):

$$WET2(T_p, W_p, W_n, MF, xi, xe) := -Q_l(T_p, W_p, W_n, MF) \ldots + Q_{lk}(T_p, W_p, W_n, xi, xe)$$

Μεταβολή αισθητής ενθαλπίας:

$$\delta H_s(T_p, W_p, T_n) := h_{wt}(W_p, T_p) - h_{wt}(W_p, T_n)$$

Αισθητό φορτίο:

$$Q_s(T_p, W_p, T_n, MF) := MF\cdot\delta H_s(T_p, W_p, T_n)\cdot 10^3$$

Εξίσωση αισθητής ενέργειας στο υγρό κανάλι:

$$Q_{sk}(W_p, T_p, T_n, xi, xe) := \frac{T_n - T_p}{\frac{\ln\left(\frac{T_n - t_{walli}(W_p, T_p, xi)}{T_p - t_{walli}(W_p, T_p, xi)}\right)}{(K_h\cdot Fi)}} \ldots + \frac{T_n - T_p}{\frac{\ln\left(\frac{T_n - t_{walle}(W_p, T_p, xe)}{T_p - t_{walle}(W_p, T_p, xe)}\right)}{(K_h\cdot Fe)}}$$

Εξίσωση επίλυσης αισθητής ενέργειας στο υγρό κανάλι(εδώ ικανοποιείται η ισότητα μεταξύ ψυχρομετρικής και θερμορρευστομηχανικής εξίσωσης):

$$WET1i(T_p, W_p, T_n, MF, xi, xe) := -Q_s(T_p, W_p, T_n, MF) \ldots + Q_{sk}(W_p, T_p, T_n, xi, xe)$$

Στοιχεία εξωτερικού ξηρού καναλιού

Μεταβολή ενθαλπίας:

$$\delta he(te_p, te_n) := -h_{wt}(w_{amb}, te_p) + h_{wt}(w_{amb}, te_n)$$

Αισθητό φορτίο:

$$qe(te_p, te_n, mfe) := mfe\cdot\delta he(te_p, te_n)\cdot 10^3$$

Εξίσωση αισθητής ενέργειας εξωτερικού ξηρού καναλιού:

$$qe_k(te_p, W_p, T_p, te_n, xe) := \frac{te_n - te_p}{\frac{\ln\left(\frac{te_n - t_{walle}(W_p, T_p, xe)}{te_p - t_{walle}(W_p, T_p, xe)}\right)}{(k_{h_e}\cdot Fe)}}$$

Εξίσωση επίλυσης αισθητής ενέργειας εξωτερικού ξηρού καναλιού(εδώ ικανοποιείται η ισότητα μεταξύ ψυχρομετρικής και θερμορρευστομηχανικής εξίσωσης):

$$DRYe(te_p, T_p, W_p, te_n, mfe, xe) := -qe(te_p, te_n, mfe) \ldots + qe_k(te_p, W_p, T_p, te_n, xe)$$

Ικανοποίηση 1ου Θερμοδυναμικού Αξιώματος (εδώ ικανοποιείται η διατήρηση της ενέργειας:

$$FIRST(ti_p, T_p, W_p, te_p, ti_n, T_n, W_n, te_n, mfi, mfe, MF, xi, xe) := -qi_k(ti_p, W_p, T_p, ti_n, xi) \ldots + Q_{sk}(W_p, T_p, T_n, xi, xe)\cdot(-1) \ldots + Q_{lk}(T_p, W_p, W_n, xi, xe) \ldots + qe_k(te_p, W_p, T_p, te_n, xe)\cdot(-1)$$

Επιλύτης

Συνάρτηση επίλυσης κελιού:

Given

$$DRYi(ti_p, T_p, W_p, ti_n, mfi, xi) = 0$$

$$WET2(T_p, W_p, W_n, MF, xi, xe) = 0$$

$$WET1i(T_p, W_p, T_n, MF, xi, xe) = 0$$

$$xi = xe$$

$$DRYe(te_p, T_p, W_p, te_n, mfe, xe) = 0$$

$$FIRST(ti_p, T_p, W_p, te_p, ti_n, T_n, W_n, te_n, mfi, mfe, MF, xi, xe) = 0$$

$$RING(ti_p, te_p, T_p, W_p, mfi, mfe, MF) := Find(ti_n, te_n, T_n, W_n, xi, xe)$$

Συνάρτηση επίλυσης ψυκτικού στοιχείου συναρτήσει της θερμοκρασίας εξόδου ψυχόμενου ρεύματος:
Οι διαμερίσεις του ψύκτη επιλύονται διαδοχικά: πρώτα επιλύεται η περιοχή πρόψυξης και ακολούθως η περιοχή εξάτμισης. Η έξοδος κάθε κελιού αποτελεί είσοδο για το επόμενο κελί.

$$
\begin{aligned}
&\mathrm{MAI1_RING}\left(t_{cold}, T_{cold}\right) := \\
&\quad ti_1 \leftarrow T_{cold} \\
&\quad te_1 \leftarrow t_{cold} \\
&\quad T_1 \leftarrow T_{cold} \\
&\quad W_1 \leftarrow w_{amb} \\
&\quad \text{for } i \in 1 .. \frac{len}{L} \\
&\qquad \begin{pmatrix} ti_{i+1} \\ te_{i+1} \\ T_{i+1} \\ W_{i+1} \\ xi_{i+1} \\ xe_{i+1} \end{pmatrix} \leftarrow \mathrm{RING}\left(ti_i, te_i, T_i, W_i, mfi, mfe, MF\right) \\
&\qquad sol_i \leftarrow \begin{pmatrix} ti_{i+1} \\ te_{i+1} \\ T_{i+1} \\ W_{i+1} \\ xi_{i+1} \\ xe_{i+1} \end{pmatrix} \\
&\quad \text{for } i \in \frac{len}{L} + 1 .. \frac{len + len1}{L} \\
&\qquad \begin{pmatrix} te_{i+1} \\ T_{i+1} \\ W_{i+1} \\ t_{wl_{i+1}} \end{pmatrix} \leftarrow \mathrm{RING_NonEV_MAI}\left(te_i, T_i, w_{amb}, W_i, mfe, MF\right) \\
&\qquad ti_{i+1} \leftarrow ti_i \\
&\qquad sol_i \leftarrow \begin{pmatrix} ti_{i+1} \\ te_{i+1} \\ T_{i+1} \\ W_{i+1} \\ t_{wl_{i+1}} - t_{wb_wt}\left(W_i, T_i\right) \\ t_{wl_{i+1}} - t_{wb_wt}\left(W_i, T_i\right) \end{pmatrix} \\
&\quad sol
\end{aligned}
$$

Αποτελέσματα

$xl := 1, 2 .. len + len1$

Θερμοκρασία εξόδου ψυχόμενου ρεύματος:
Λόγω της διπλής αντιρροής, ο επιλύτης πρέπει να εκτελεστεί πολλές φορές, ώστε να ικανοποιηθούν οι συνθήκες εισόδου. Σε κάθε εκτέλεση, οι τιμές εισόδου διορθώνονται κατά τρόπον, ώστε μετά την εκτέλεση των απαραίτητων επαναλήψεων, οι συνθήκες εισόδου των δύο ρευμάτων να είναι ίσες με τη δεδομένη θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Given

$\left(MAI1_RING\left(ti_x, te_x\right)_{len+len1}\right)_1 - t_{amb} = 0$

$\left(MAI1_RING\left(ti_x, te_x\right)_{len+len1}\right)_2 - t_{amb} = 0$

$sol_{ie} := Find\left(ti_x, te_x\right)$

$t_{out} := Re\left(sol_{ie_1}\right)$

$t_{out} = 23.354$

Θερμοκρασία "στροφής" εργαζόμενου ρεύματος:

$t_{curve} := Re\left(sol_{ie_2}\right)$

$t_{curve} = 30.467$

Μητρώο εκχώρησης αποτελεσμάτων:

$IEC_F := MAI1_RING\left(t_{out}, t_{curve}\right)$

Σχετική υγρασία εξόδου ψυχόμενου ρεύματος:

$\varphi_{out} := \varphi_{wt}\left(w_{amb}, t_{out}\right)$

$\varphi_{out} = 58.7986 \cdot \%$

Βαθμός απόδοσης:

$$\varepsilon := \frac{t_{amb} - t_{out}}{t_{amb} - t_{wb_amb}}$$

$\varepsilon = 86.3 \cdot \%$

Ψυκτική ικανότητα:

$Q_c := 1000 \cdot mfi \cdot \left(h_{wt}\left(w_{amb}, t_{amb}\right) - h_{wt}\left(w_{amb}, t_{out}\right)\right)$

$Q_c = 1.194405$ $[W_c]$

Θερμοκρασία εξόδου εργαζόμενου ρεύματος:

$T_{out} := Re\left[\left(IEC_F_{len}\right)_3\right]$

$T_{out} = 24.3728$

Λόγος υγρασίας εξόδου εργαζόμενου ρεύματος:

$W_{out} := Re\left[\left(IEC_F_{len}\right)_4\right]$

$W_{out} = 0.017$

Σχετική υγρασία εξόδου εργαζόμενου ρεύματος:

$\Phi_{out} := \varphi_{wt}\left(W_{out}, T_{out}\right)$

$\Phi_{out} = 88.3496 \cdot \%$

Ειδική κατανάλωση νερού:

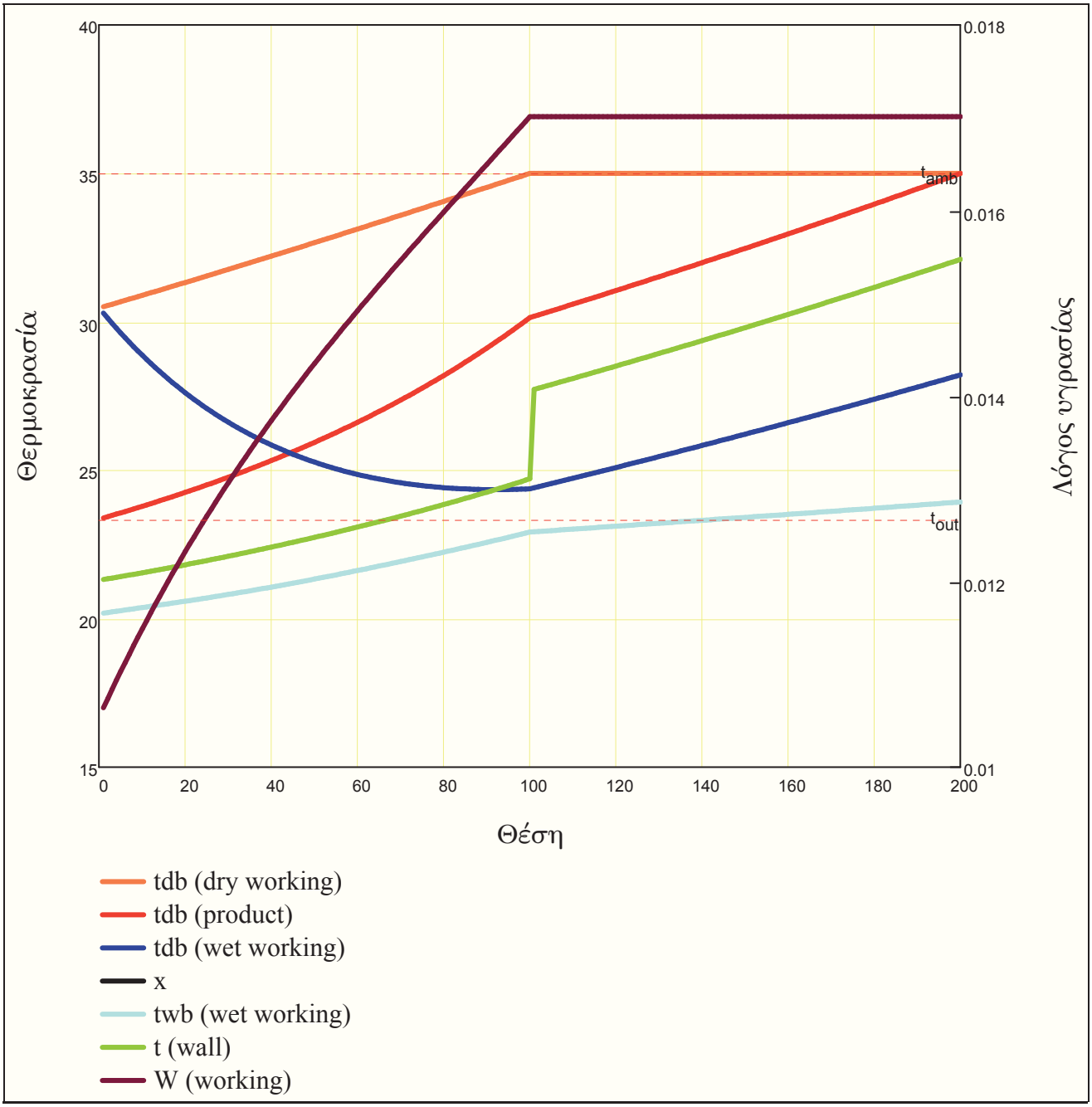
$$swc := \frac{\left(W_{out} - w_{amb}\right) \cdot 3600}{\frac{mfi}{MF} c_{p_da}\left(t_{amb}\right) \cdot \left(t_{amb} - t_{out}\right)}$$

$swc = 1.988$ $[kg_w/kWh_c]$

Επιβεβαίωση διατήρησης ενέργειας στον ψύκτη:

$$IEC(t_n, T_n, W_n) := mfi \cdot (h_{wt}(w_{amb}, t_n) - h_{wt}(w_{amb}, t_{amb})) \ldots + MF \cdot (h_{wt}(W_n, T_n) - h_{wt}(w_{amb}, t_{amb}))$$

$$IEC(t_{out}, T_{out}, W_{out}) = -6.375 \times 10^{-4}$$



Αυτή η σελίδα είναι σκοπίμως κενή.

This page is intentionally left blank.

ΒΙΟΓΡΑΦΙΚΟ ΣΗΜΕΙΩΜΑ
του κ. **Δημητρίου Τερτίπη,**
Διπλωματούχου Μηχανολόγου Μηχανικού, M.Eng.

Γενικά στοιχεία

- ημερομηνία γέννησης: **12 Ιανουαρίου 1983**
- τόπος γέννησης: **Καλαμάτα (ν. Μεσσηνίας)**
- οικογενειακή κατάσταση: **άγαμος**
- στρατιωτικές υποχρεώσεις: **εκπληρωμένες στο Στρατό Ξηράς**

Σπουδές

- (λυκειακές σπουδές): ***[Σεπτέμβριος 1997 – Ιούνιος 2000]***
  4ο Ενιαίο Λύκειο Καλαμάτας
  παρακολούθηση μαθημάτων θετικής κατεύθυνσης
  βαθμός απολυτηρίου: **19.4**
- (πανεπιστημιακές σπουδές): ***[Οκτώβριος 2000 – Σεπτέμβριος 2005]***
  Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο – Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
  παρακολούθηση προγράμματος σπουδών Ενεργειακού Μηχανολόγου Μηχανικού
  βαθμός Διπλώματος: **7.48**
  σειρά αποφοίτησης: **24ος** σε 175 αποφοίτους του έτους 2005
- (μεταπτυχιακές σπουδές I): ***[Οκτώβριος 2005 – Ιούλιος 2007]***
  Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο – Σχολή Ηλεκτρολόγων Μηχανικών και Μηχανικών Υπολογιστών
  παρακολούθηση Δ.Π.Μ.Σ. **«Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας»**
  βαθμός Μεταπτυχιακού Διπλώματος Ειδίκευσης: **8.19**
- (μεταπτυχιακές σπουδές II): ***[Νοέμβριος 2008 – σήμερα]***
  Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο – Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών
  εκπόνηση Διδακτορικής Διατριβής στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής

Στοιχεία επικοινωνίας
Ηρώων Πολυτεχνείου 9
Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου, 157 80
Κτήριο «Ν» συγκροτήματος Μηχανολόγων – Ναυπηγών, γραφείο Ν.121
τηλέφωνα: **2107724071, 6976594756**· fax: **2107723670**· skype: **dtert1983**· email: **dtert@mail.ntua.gr**

Γνώση ξένων γλωσσών

- **Αγγλική γλώσσα**
  επίπεδο C_2 («άριστη γνώση»), πιστοποιημένο από τη City & Guilds

Βραβεία – Υποτροφίες – Χρηματοδοτήσεις

- υπότροφος ιδρύματος Henderson Inc. για το ακαδημαϊκό έτος 2002 – 2003
- υπότροφος Ειδικού Λογαριασμού Κονδυλίων Έρευνας Ε.Μ.Π. για τα έτη 2009 – 2013

Επαγγελματική εμπειρία

- ***[Οκτώβριος 2005 – Ιούλιος 2007]***
  Απασχόληση ως ερευνητικός βοηθός στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων Ε.Μ.Π.
- ***[Μάρτιος 2006 – σήμερα]***
  Άσκηση ελεύθερου επαγγέλματος:
  - ενεργειακές και Η/Μ μελέτες *(αναφέρονται ενδεικτικά:)*
    - *Μελέτη απόδοσης Φυτεμένου Δώματος στο κτήριο του Υπουργείου Οικονομίας & Οικονομικών*
    - *Οριστική ενεργειακή μελέτη για το κτήριο της Αστυνομικής Δ/νσης Πειραιά*
    - *Μελέτη ενεργειακής αναβάθμισης του κτηρίου της Βουλής των Ελλήνων (ως εξωτερικός συνεργάτης)*
    - *Μελέτη ενεργειακής αναβάθμισης σχολικού συγκροτήματος Γκράβας (ως εξωτερικός συνεργάτης)*
    - *Ενεργειακές Επιθεωρήσεις*
  - υπηρεσίες εκπαίδευσης σε τεχνικά σεμινάρια
    - *Σεμινάριο European Energy Management (αντικείμενο:* Εξοικονόμηση Ενέργειας σε Κτήρια*· 40 ώρες*)
    - *Ι.Εκ.Ε.Μ. Τ.Ε.Ε. (κατάρτιση ενεργειακών επιθεωρητών· > 800 ώρες*)
    - *Ε.Μ.Π. (κατάρτιση ενεργειακών επιθεωρητών· > 80 ώρες*)
  - παροχή διδακτικής στήριξης σε φοιτητές Α.Ε.Ι.
- ***[Αύγουστος 2007 – Αύγουστος 2008]***
  Εκτέλεση στρατιωτικής θητείας στο Όπλο του Μηχανικού, με ειδικότητα «Τεχνίτης Τηλεπικοινωνιών»
- ***[Αύγουστος 2008 – σήμερα]***
  Απασχόληση ως ερευνητικός βοηθός στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής Ε.Μ.Π.

Στοιχεία επικοινωνίας
Ηρώων Πολυτεχνείου 9
Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου, 157 80
Κτήριο «Ν» συγκροτήματος Μηχανολόγων – Ναυπηγών, γραφείο Ν.121
τηλέφωνα: **2107724071, 6976594756**· fax: **2107723670**· skype: **dtert1983**· email: **dtert@mail.ntua.gr**

Συμμετοχή σε ερευνητικά έργα

- **[στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων Ε.Μ.Π.]**
  - **Biocellus**· *Ερευνητικό πρόγραμμα για την ανάπτυξη τεχνολογιών στοιχείων καυσίμου παραγωγής ενέργειας με βιομάζα. Υπήρξε συνεργασία με το Technische Universität München, Universität Stuttgart, Siemens, DM2 GmbH, iT Consult (Γερμανία), MAB Anlagenbau, Πολυτεχνείο του Graz (Αυστρία), Technichal University of Delft, Energy Research Centre (Ολλανδία), Prototech (Νορβηγία), University of Ljubljana (Σλοβενία), COWI, Technical Univeristy of Denmark (Δανία), Paul Scherrer Institut (Ελβετία), Α.Π.Θ. (Ελλάδα).* Το έργο διήρκεσε 42 μήνες (07.2004 – 12.2007).
  - **Cachet**· *Ερευνητικό πρόγραμμα για την ανάπτυξη των τεχνολογιών δέσμευσης CO_2 και παραγωγής υδρογόνου από αέρια καύσιμα για σταθμούς παραγωγής ενέργειας. Υπήρξε συνεργασία με την BP, τη Shell, τη Chevron, την τη Suncor, την Petrobras, την Endesa, την Αρχή Ηλεκτρισμού Κύπρου, τη Siemens, την PDC, την Air Products Technip, την Alstom, τη Meggitt, το ECN, το Dalian Institue of Chemical Physics και τα Πολυτεχνεία Βιέννης και Σόφιας.* Το έργο διήρκεσε 36 μήνες (04.2006 – 03.2009).
  - **ADEG** (Advanced Decentralised Energy Generation systems)· *Ερευνητικό πρόγραμμα για το βέλτιστο σχεδιασμό αποκεντρωμένων συστημάτων παραγωγής ενέργειας. Υπήρξε συνεργασία με το Instituo de Engenharia Mechanica (Πορτογαλία), University of Stuttgart (Γερμανία), University of Zagreb (Κροατία), Institute for Nuclear Science Vinca (Σερβία), University of Sarajevo (Βοσνία).* Το έργο διήρκεσε 36 μήνες (05.2004 – 04.2007).
  - **Oxymod**· *Ερευνητικό πρόγραμμα για τη διερεύνηση των τεχνολογιών καύσης καθαρού οξυγόνου και δέσμευσης CO_2. Υπήρξε συνεργασία με ακαδημαϊκούς και ερευνητικούς φορείς από Γερμανία, Σουηδία και Μ. Βρετανία.* Το έργο διήρκεσε 36 μήνες (07.2005 - 06.2008).
  - **Flox Coal**· *Ερευνητικό πρόγραμμα για την ανάπτυξη συστημάτων καύσης με ανακυκλοφορία καυσαερίου για μείωση των εκπομπών NO_x από μονάδες παραγωγής ενέργειας. Υπήρξε συνεργασία με την Elektrownia Opole και το Instytut Energetyki (Πολωνία), την Electricite de France και το Institut National des Sciences Appliquees de Rouen (Γαλλία), τη Mitsui Babcock Energy Ltd. (Μ. Βρεταννία), τη WS Waermeprozesstechnik GmbH, το Πανεπιστήμιο της Στουτγάρδης και το Πολυτεχνείο του Άαχεν (Γερμανία).* Το έργο διήρκεσε 36 μήνες (07.2005 - 06.2008).

- **[στο Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής Ε.Μ.Π.]**
  - Θερμοδυναμική Ανάλυση Ψυκτικών Κύκλων Θερμαντλιών και Εφαρμογές αυτών σε Κτήρια
  - Αξιολόγηση Ενεργειακής Συμπεριφοράς Κτηρίων και Η/Μ εγκαταστάσεων
  - **Real Skills Europe**· *Ερευνητικό πρόγραμμα για το σχεδιασμό ενός ολοκληρωμένου συστήματος κατάρτισης και αξιολόγησης τεχνικών ψυκτικών εγκαταστάσεων. Υπήρξε συνεργασία με το Institute of Refrigeration και το London South Bank University (Μ. Βρετανία), το Informationszentrum für Kälte-, Klima- und Energietechnik GmbH (Γερμανία), το KRAJOWE FORUM CHLODNICTWA (Πολωνία), το KHLim (Βέλγιο), το Estonian Environmental Research Centre (Εσθονία) και το CETIM (Γαλλία).* Το έργο διήρκεσε 24 μήνες (10.2009 – 09.2011)
  - Προγράμματα επικουρικής διδακτικής στήριξης προπτυχιακών φοιτητών (ασκήσεις για τα προπτυχιακά μαθήματα «Λογισμικό Θερμοδυναμικής», «Ψύξη ΙΙ» και το μεταπτυχιακό μάθημα «Θερμοδυναμική & Μετάδοση Θερμότητας»)

Στοιχεία επικοινωνίας
Ηρώων Πολυτεχνείου 9
Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου, 157 80
Κτήριο «Ν» συγκροτήματος Μηχανολόγων – Ναυπηγών, γραφείο Ν.121
τηλέφωνα: **2107724071, 6976594756**· fax: **2107723670**· skype: **dtert1983**· email: **dtert@mail.ntua.gr**

Επιστημονικά ενδιαφέροντα

- **παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από ορυκτά καύσιμα**· ανάπτυξη υπολογιστικών κωδίκων προσομοίωσης λειτουργίας συμπεριφοράς θερμικών σταθμών και εκτίμηση οικονομικής αποδοτικότητας αυτών.
- **μετάδοση θερμότητας με ακτινοβολία**· μοντέλα υπολογισμού παραμέτρων μετάδοσης θερμότητας με ακτινοβολία σε αέρια και σωματιδιακά περιβάλλοντα και επίδραση αυτών στη συμπεριφορά εστιών στερεών καυσίμων
- **ψύξη δι' εξατμίσεως**· μελέτη και προσομοίωση φαινομένων μετάδοσης θερμότητας και μάζας σε συστήματα εξατμιστικής ψύξης και εξέταση δυνατοτήτων εφαρμογής αυτών στον κλιματισμό και στην παραγωγή ενέργειας
- **σχεδιασμός εναλλακτών θερμότητας και μάζας**. ρευστομηχανική και θερμορρευστομηχανική ανάλυση, βελτίωση απόδοσης
- **εξοικονόμηση ενέργειας στα κτήρια**· παρεμβάσεις εξοικονόμησης ενέργειας σε υφιστάμενα κτήρια, ένταξη βέλτιστων τεχνικών εξοικονόμησης ενέργειας σε ανεγειρόμενα κτήρια, προσομοίωση θερμικής συμπεριφοράς και απόδοσης κτηρίων
- **ελαχιστοποίηση διαρροών ψυκτικών μέσων**· τεχνικές μείωσης διαρροών και καινοτόμες μέθοδοι εκπαίδευσης και κατάρτισης τεχνικών

Μονογραφίες & Επιστημονικές δημοσιεύσεις

- διπλωματική εργασία: **«Συνδυασμένος Κύκλος Ηλεκτροπαραγωγής με Αεριοποίηση Λιγνίτη και Δέσμευση CO_2»**. Υποστηρίχθηκε ενώπιον τριμελούς εξεταστικής επιτροπής και βαθμολογήθηκε με 10 (Σεπτέμβριος 2005)
- μεταπτυχιακή διπλωματική εργασία: **«Καινοτόμες Μέθοδοι Υπολογισμού Μετάδοσης Θερμότητας με Ακτινοβολία και Εφαρμογή τους σε Καυστήρες»**. Υποστηρίχθηκε ενώπιον τριμελούς εξεταστικής επιτροπής και βαθμολογήθηκε με 10 (Ιούλιος 2007)
- *Emmanuel Kakaras, Aggelos Doukelis, Dionysios Giannakopoulos, Charalambos Papapavlou, Dimitrios. Tertipis:* **Development of a radiation model for oxy-fuel technologies**
- *Εμμανουήλ Ρογδάκης, Ειρήνη Κορωνάκη, Δημήτριος Τερτίπης, Κωνσταντίνος Αγγελόπουλος:* **Αξιολόγηση εγκατάστασης φυτεμένου δώματος σε δημόσιο κτήριο της Αθήνας**
- *Emmanuel Rogdakis, Irene Koronaki, Tertipis:* **Estimation of the Water Temperature Influence on Direct Evaporative Cooler Operation**
- *Emmanuel Rogdakis, Irene Koronaki, Dimitrios Tertipis:* **Experimental and computational evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler at Greek climate**.
- *Emmanuel Rogdakis, Irene Koronaki, Dimitrios Tertipis, Alexandros Mustafa:* **An energy evaluation of a Maisotsenko evaporative cooler based on cylinder geometry.**
- *Emmanuel Rogdakis, Dimitrios Tertipis:* **An accurate and computationally efficient approximation on psychrometric calculations.**

Στοιχεία επικοινωνίας
Ηρώων Πολυτεχνείου 9
Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου, 157 80
Κτήριο «Ν» συγκροτήματος Μηχανολόγων – Ναυπηγών, γραφείο Ν.121
τηλέφωνα: **2107724071, 6976594756**· fax: **2107723670**· skype: **dtert1983**· email: **dtert@mail.ntua.gr**

Συμμετοχή σε επιστημονικές διοργανώσεις (συνέδρια)

- Πίζα, 2007 (θέμα παρουσίασης: μετάδοση θερμότητας με ακτινοβολία)
- Gliwice, 2012 (θέμα παρουσίασης: φαινόμενα μεταφοράς σε άμεσους εξατμιστικούς ψύκτες)
- Βαρκελώνη, 2013 (θέμα παρουσίασης: εναλλακτικές γεωμετρίες εξατμιστικών ψυκτών Maisotsenko)

Δεξιότητες χρήσης ηλεκτρονικών υπολογιστών

- λειτουργικά συστήματα: **Microsoft Windows**
- γλώσσες προγραμματισμού: **Fortran**
- τεχνικό λογισμικό: **MathCAD, Ecotect, AutoCAD, TRNSYS, ANSYS/FLUENT**

Συμμετοχή σε επιστημονικούς & επαγγελματικούς φορείς

- **Τεχνικό Επιμελητήριο της Ελλάδος**
- **Πανελλήνιος Σύλλογος Διπλωματούχων Μηχανολόγων – Ηλεκτρολόγων**

Παρακολούθηση σεμιναρίων

- [01.2006] **«Παραγωγή Ηλεκτρικής Ενέργειας από Απορρίμματα και Βιομάζα»** - *ΗΛΕΚΤΩΡ Α.Ε., Ε.Μ.Π.*
- [11.2009] **«Ενεργειακή Αναβάθμιση Υφιστάμενων Κτηρίων»** - *Ελληνικό Παράρτημα ASHRAE*
- [02.2011] «**Θερμομονωτική Επάρκεια και Χρήση Ηλιακών σύμφωνα με τον ΚΕΝΑΚ» -** *Ελληνικό Παράρτημα ASHRAE*
- [01.2013] **«The 2nd Annual Learning & Teaching Conference»** - *Mediterranean College*

Διάφορα στοιχεία

- Άδεια οδήγησης **Β' κατηγορίας, ερασιτεχνική**

Συστάσεις

Διαθέσιμες, εφ' όσον ζητηθούν.

Στοιχεία επικοινωνίας
Ηρώων Πολυτεχνείου 9
Πολυτεχνειούπολη Ζωγράφου, 157 80
Κτήριο «Ν» συγκροτήματος Μηχανολόγων – Ναυπηγών, γραφείο Ν.121
τηλέφωνα: **2107724071, 6976594756**· fax: **2107723670**· skype: **dtert1983**· email: **dtert@mail.ntua.gr**

Αυτή η σελίδα είναι σκοπίμως κενή.

This page is intentionally left blank.

Αυτή η σελίδα είναι σκοπίμως κενή.

This page is intentionally left blank.