

# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

<b>1</b>	<b>ΕΙΣΑΓΩΓΗ</b>	<b>4</b>
<b>2</b>	<b>ΗΛΙΑΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ</b>	<b>6</b>
2.1	Βασικές έννοιες ηλιακής ακτινοβολίας	6
2.2	Ανάλυση ολικής ακτινοβολίας σε άμεση και διάχυτη	10
2.2.1	Ωριαία ακτινοβολία	11
2.2.2	Ημερήσια ακτινοβολία	12
2.2.3	Μηνιαίως μέση ακτινοβολία ημέρας	12
2.3	Υπολογισμός προσπίπτουσας ακτινοβολίας κεκλιμένων επιφανειών	13
2.4	Επίδραση προσανατολισμού και κλίσης επιφάνειας στην προσπίπτουσα ακτινοβολία	16
<b>3</b>	<b>ΘΕΡΜΙΚΑ ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ</b>	<b>18</b>
3.1	Τύποι συλλεκτών	18
3.1.1	Επίπεδοι συλλέκτες	18
3.1.2	Συλλέκτες κενού	19
3.1.3	Συγκεντρωτικοί συλλέκτες	20
3.2	Συστήματα ηλιακής θέρμανσης νερού	20
3.2.1	Ενεργητικά συστήματα ανοικτού – κλειστού κυκλώματος	21
3.2.2	Παθητικά συστήματα – Θερμοσιφωνικά συστήματα	21
<b>4</b>	<b>ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΣ</b>	<b>22</b>
4.1	Κλιματισμός χώρου	22
4.2	Τυπικές διεργασίες στον κλιματισμό	24
4.2.1	Θέρμανση υγρού αέρα	24
4.2.2	Ψύξη υγρού αέρα χωρίς ή με αφύγρανση	25
4.2.3	Αδιαβατική ανάμιξη δύο ρευμάτων υγρού αέρα	27
4.2.4	Αδιαβατική ύγρανση υγρού αέρα	28
4.2.5	Θέρμανση και ύγρανση υγρού αέρα	29
<b>5</b>	<b>ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΕΣΗ</b>	<b>31</b>
5.1	Ρύθμιση της θερμοκρασίας	31
5.2	Συνθήκες θερμικής άνεσης	33
<b>6</b>	<b>ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΘΕΩΡΙΑΣ ΨΥΞΗΣ</b>	<b>35</b>
6.1	Ψύξη με απορρόφηση	35
6.1.1	Ψυκτικός κύκλος $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$	36
6.1.2	Ψυκτικός κύκλος $\text{H}_2\text{O} - \text{διαλύματος LiBr}$	36

6.2	Ψύξη με στερεό προσροφητικό υλικό	38
<b>7</b>	<b>ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΜΟΝΑΔΩΝ</b>	<b>41</b>
7.1	Ψυκτικές μονάδες απορρόφησης	41
7.1.1	Άμεσης θέρμανσης	43
7.1.2	Έμμεσης θέρμανσης	44
7.2	Ψυκτικές μονάδες με στερεό προσροφητικό υλικό	45
<b>8</b>	<b>ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ</b>	<b>48</b>
8.1	Περιστρεφόμενος αφυγραντήρας με στερεό προσροφητικό υλικό	48
8.2	Απλός αδιαβατικός υγραντήρας	52
8.3	Εναλλάκτης αισθητής θερμότητας αέρα - αέρα	54
8.4	Σπειροειδής θερμαντήρας αέρα	56
8.5	Ψύκτης απορρόφησης ζεστού νερού μονής βαθμίδας	60
8.6	Πύργος ψύξης κλειστού κυκλώματος	63
8.7	Σπειροειδής ψύκτης αέρα	65
8.8	Ηλιακός συλλέκτης σωλήνων κενού	67
8.8.1	Τροποποιητής γωνίας πρόσπτωσης	68
8.9	Ηλιακός επίπεδος συλλέκτης	69
8.10	Εναλλάκτης θερμότητας υγρού - υγρού	71
<b>9</b>	<b>ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ</b>	<b>73</b>
9.1	Ξενοδοχείο θερινής περιόδου	73
9.2	Εγκατάσταση εξατμιστικής ψύξης ανοικτού κύκλου με αφυγραντικό υλικό desiccant	75
9.3	Εγκατάσταση εξατμιστικής ψύξης κλειστού κύκλου με μονοβάθμιο ψύκτη απορρόφησης ζεστού νερού	87
<b>10</b>	<b>ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ - ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ</b>	<b>97</b>
10.1	Εγκατάσταση εξατμιστικής ψύξης ανοικτού κύκλου με αφυγραντικό υλικό desiccant	97
10.2	Εγκατάσταση εξατμιστικής ψύξης κλειστού κύκλου με μονοβάθμιο ψύκτη απορρόφησης ζεστού νερού	107
<b>11</b>	<b>ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ</b>	<b>113</b>
11.1	Εγκατάσταση εξατμιστικής ψύξης ανοικτού κύκλου με αφυγραντικό υλικό desiccant	113

11.2	Εγκατάσταση εξατμιστικής ψύξης κλειστού κύκλου με μονοβάθμιο ψύκτη απορρόφησης ζεστού νερού	114
12	<b>ΑΝΑΦΟΡΕΣ</b>	<b>115</b>
12.1	Βιβλία	115
12.2	Σημειώσεις	115
12.3	Δημοσιεύσεις	115
12.4	Κανονισμοί	116
12.5	Τεκμηριώσεις	116

# 1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η βιώσιμη ενεργειακά ανάπτυξη πρέπει να παρέχει κατάλληλες ενεργειακές υπηρεσίες για την ικανοποίηση των βασικών ανθρώπινων αναγκών, να βελτιώνει την κοινωνική ευημερία και να επιτυγχάνει την οικονομική ανάπτυξη παντού. Η βιώσιμη ενεργειακά ανάπτυξη δεν πρέπει να θέτει σε κίνδυνο την ποιότητα ζωής της παρούσας γενιάς αλλά και των μελλοντικών και δεν πρέπει να απειλεί τα ευαίσθητα οικοσυστήματα.

Ένα βιώσιμο ενεργειακά μέλλον είναι δυνατόν να συμβεί μόνο αν στηριχθεί πολύ περισσότερο στη χρήση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας και στην ορθολογική χρήση της ενέργειας. Η ορθολογική χρήση θα μπορούσε να ελαττώσει την κατανάλωση ενέργειας, να μειώσει τις επενδυτικές απαιτήσεις και να βελτιώσει τις ενεργειακές υπηρεσίες στα φτωχότερα στρώματα του πληθυσμού. Το πέρασμα από τα ορυκτά καύσιμα στις ΑΠΕ τις επόμενες δεκαετίες θα μπορούσε να αντιμετωπίσει όλα τα προβλήματα του ενεργειακού μέλλοντος.

Οι ΑΠΕ μπορούν να έχουν μια σημαντική συμβολή στην προσπάθεια μείωσης των εκπομπών των αερίων του θερμοκηπίου. Πέρα από τα στενά πλαίσια αντιμετώπισης του φαινομένου του θερμοκηπίου, τα χαρακτηριστικά των ΑΠΕ τις καθιστούν συστατικό στοιχείο μιας νέας αναπτυξιακής πολιτικής και μοναδική μακροπρόθεσμη απάντηση στην πορεία προς τη βιώσιμη ανάπτυξη καθώς τα οφέλη που προκύπτουν από την εκμετάλλευση των ΑΠΕ δεν είναι μόνο περιβαλλοντικής φύσης. Η αξιοποίηση αυτών των ενδογενών ενεργειακών πόρων μπορεί να επιφέρει επίσης σημαντικές θετικές κοινωνικές και οικονομικές επιπτώσεις στην περιφερειακή και την τοπική ανάπτυξη. Παρά το γεγονός ότι απαιτείται ένα σημαντικό κεφάλαιο για την αρχική τους εγκατάσταση και εξοπλισμό, το λειτουργικό τους κόστος είναι αμελητέο και τα αποτελέσματα τους ιδιαίτερα σημαντικά.

Σήμερα, το κόστος παραγωγής ηλεκτρισμού ή θερμότητας από ΑΠΕ σε σύγκριση με τη χρήση συμβατικών καυσίμων είναι σε αρκετές περιπτώσεις υψηλότερο. Ωστόσο, το μέσο κόστος παραγωγής επηρεάζεται ελάχιστα λόγω της περιθωριακής ακόμα συμμετοχής των ΑΠΕ στο ενεργειακό ισοζύγιο της χώρας.

Είναι σαφές ότι το κόστος των τεχνολογιών ΑΠΕ μειώνεται ραγδαία με την επέκταση της χρήσης τους και συνεπώς με τη μαζική παραγωγή τους. Ορισμένες τεχνολογίες είναι ήδη ανταγωνιστικές και προβλέπεται ότι το ίδιο θα συμβεί και με πολλές από τις υπόλοιπες.

Η τεχνολογία των ηλιακών ενεργητικών θερμικών συστημάτων είναι σήμερα ώριμη. Υπάρχουν βέβαια σημαντικές δυνατότητες μείωσης του σημερινού τους κόστους από την παραγωγή σε μεγάλη κλίμακα και από βελτιώσεις στις διαδικασίες παραγωγής και στην προώθηση στην αγορά.

Ο μέσος ρυθμός αύξησης των συνολικών εγκαταστάσεων ηλιακών συλλεκτών στην Ευρωπαϊκή Ένωση ήταν της τάξης του 11% κατά τη δεκαετία 1994-2004. Τρεις χώρες

(Γερμανία, Ελλάδα και Αυστρία) έχουν πάνω από 2 εκατομμύρια τετραγωνικά μέτρα εγκατεστημένων συλλεκτών με τη Γερμανία να κυριαρχεί στις εγκαταστάσεις τα τελευταία χρόνια. Η Κύπρος όμως έχει με διαφορά από τις άλλες χώρες τις περισσότερες εγκαταστάσεις ανά κάτοικο. Οι μέχρι σήμερα εφαρμογές αφορούν κατά 95% στην εγκατάσταση οικιακών θερμοσιφωνικών συστημάτων. Το 5% αφορά κεντρικά ηλιακά συστήματα που έχουν εγκατασταθεί κυρίως σε ξενοδοχεία, βιομηχανίες, ειδικά κτίρια και θερμοκήπια. Οι εφαρμογές στον ευρύτερο δημόσιο τομέα είναι ελάχιστες και αντιστοιχούν σε 0,5% περίπου της εγκατεστημένης επιφάνειας συλλεκτών. Μέχρι σήμερα υπάρχουν επίσης ελάχιστα παραδείγματα εφαρμογών για θέρμανση και ψύξη. Η διείσδυση σε μεγάλη κλίμακα σε όλους αυτούς τους τομείς είναι και ώριμη αλλά και εφικτή.

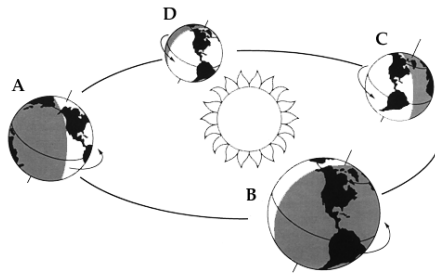
Στην παρούσα εργασία θα μελετηθούν δύο συστήματα εξατμιστικής ψύξης, ένα ανοικτού και ένα κλειστού κύκλου. Τα δύο συστήματα έχουν προσεγγιστεί κατά τη μοντελοποίηση, τον υπολογισμό και την προσομοίωση με τέτοιο τρόπο ώστε να εξαχθούν συμπεράσματα τόσο ως προς τις δύο τεχνολογίες αλλά και τον τρόπο υλοποίησης. Φυσικά και οι λύσεις δεν είναι μονοσήμαντες αλλά εμπεριέχουν το στοιχείο της έρευνας και της κρίσης του μελετητή. Η παρούσα εργασία αποτελεί περισσότερο μια πρώτη προσέγγιση για περαιτέρω βελτίωση παρά τη βέλτιστη τεχνοοικονομική λύση. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό TRNSYS στην έκδοση 16.00.0038 εξοπλισμένο με τη βιβλιοθήκη TESS και τα κλιματικά δεδομένα Meteororm για την Ευρώπη. Το προς μελέτη κτίριο είναι ένα τετραόροφο ξενοδοχείο θερινής περιόδου που έχει μοντελοποιηθεί με το λογισμικό TRNBuild στην έκδοση 1.0.84.

Στο *δεύτερο* και το *τρίτο* κεφάλαιο γίνεται αναφορά στη θεωρία της ηλιακής ενέργειας και των θερμικών ηλιακών συστημάτων που είναι σημαντικό κομμάτι για τις εγκαταστάσεις ηλιακού κλιματισμού. Στο *τέταρτο* και το *πέμπτο* κεφάλαιο δίνονται με συνοπτικό τρόπο ορισμένα θεμελιώδη στοιχεία για τον κλιματισμό αλλά και τη θερμική άνεση. Στο *έκτο* και το *έβδομο* κεφάλαιο παρουσιάζονται οι πιο συνηθισμένες τεχνολογίες για τα συστήματα εξατμιστικής ψύξης καθώς και στοιχεία θεωρίας που τις συνοδεύουν. Στο *όγδοο* και το *ένατο* κεφάλαιο παρουσιάζονται όλα τα στοιχεία και οι μέθοδοι που ακολουθήθηκαν κατά τη μοντελοποίηση και κυρίως κατά τη διαστασιολόγηση των δύο εγκαταστάσεων και στο *δέκατο* κεφάλαιο δίδονται με μορφή διαγραμμάτων για τους δύο πιο ενδιαφέροντες μήνες (Ιούλιος – Αύγουστος) από πλευράς απόδοσης των συστημάτων τα περισσότερα χαρακτηριστικά λειτουργίας τους. Επελέγησαν οι δύο αυτοί μήνες γιατί οι κλιματικές συνθήκες είναι οι δυσμενέστερες της θερινής περιόδου. Τέλος στο *ενδέκατο* κεφάλαιο παρουσιάζονται συνοπτικά τα συμπεράσματα από τις δυο εγκαταστάσεις.

## 2 ΗΛΙΑΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ

### 2.1 Βασικές έννοιες ηλιακής ακτινοβολίας

Η τροχιά της γης περί τον ήλιο είναι τέτοια, ώστε η απόσταση μεταξύ τους μεταβάλλεται κατά  $\pm 1,7\%$  περί τη μέση απόσταση γης - ήλιου, η οποία είναι  $1,495 \times 10^{11}$  m. Ηλιακή σταθερά,  $G_{sc}$ , είναι η ενέργεια ανά μονάδα χρόνου που δέχεται εκτός ατμόσφαιρας από τον ήλιο η μονάδα επιφάνειας κάθετης στη διεύθυνση διάδοσης της ακτινοβολίας, όταν η απόσταση γης - ήλιου λαμβάνει τη μέση τιμή της. Η τιμή της ηλιακής ακτινοβολίας είναι  $G_{sc} = 1353 \text{ W/m}^2$ .



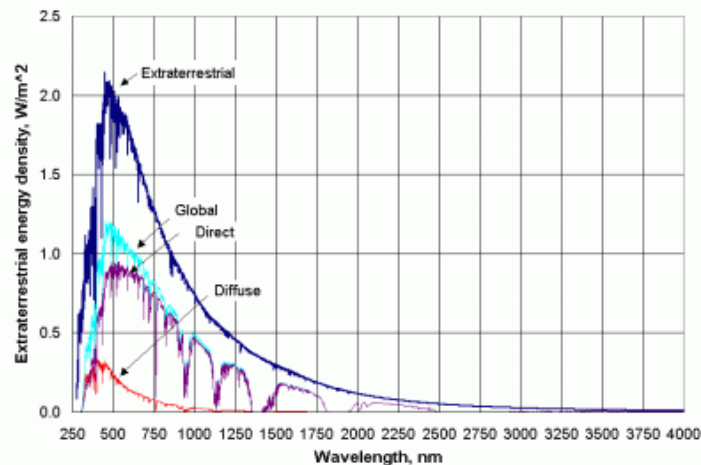
Εικόνα 2. 1

Η μεταβολή της απόστασης γης - ήλιου προκαλεί μεταβολή της ακτινοβολίας εκτός ατμόσφαιρας κατά  $\pm 3\%$  περί της μέσης τιμής της. Η ακτινοβολία,  $G_{on}$ , που δέχεται επίπεδο εκτός ατμόσφαιρας, κάθετο στις ακτίνες, δίδεται από τη σχέση:

$$G_{on} = G_{sc} \left( 1 + 0,033 \cos \frac{360n}{365} \right)$$

Εξίσωση 2. 1

Όπου,  $n = 1 - 365$  είναι η μέρα του έτους.



Εικόνα 2. 2

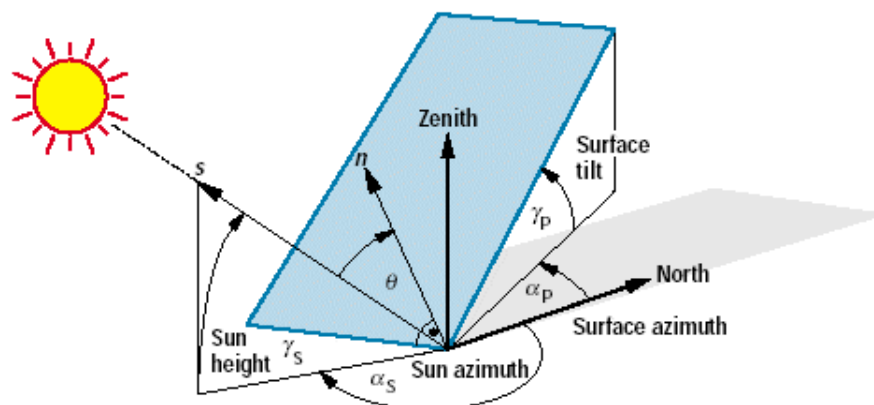
Στο σχήμα δίδεται η φασματική κατανομή της ηλιακής ακτινοβολίας εκτός ατμόσφαιρας κατά τη μέση απόσταση γης – ήλιου. Η υπεριώδης, η ορατή και η υπέρυθρη ακτινοβολία αντιστοιχούν στις περιοχές μήκων κύματος  $\lambda < 0,38\mu m$ ,  $0,38\mu m < \lambda < 0,78\mu m$  και  $\lambda > 0,78\mu m$  με αντίστοιχη ενέργεια σε κάθε περιοχή  $95 W/m^2$ ,  $640 W/m^2$  και  $618 W/m^2$  ( $G_{sc} = 95 + 640 + 618 = 1353 W/m^2$ ).

Γωνία ζενίθ,  $\theta_z$ , είναι η γωνία που σχηματίζεται από την κατακόρυφο και την ευθεία όρασης του ήλιου.

Ηλιακό ύψος,  $90 - \theta_z$ , είναι η γωνία που σχηματίζεται από την ευθεία όρασης του ήλιου και την προβολή της στο οριζόντιο επίπεδο.

Αζιμούθιο επιφάνειας,  $\gamma$ , είναι η γωνία που σχηματίζεται από την προβολή της κάθετης στην επιφάνεια πάνω στο οριζόντιο επίπεδο και τη νότια κατεύθυνση. Είναι  $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$  με  $\gamma = 0^\circ$  στο νότο,  $\gamma = 90^\circ$  στη δύση,  $\gamma = 180^\circ$  στο βορρά και  $\gamma = -90^\circ$  στην ανατολή.

Αζιμούθιο ηλίου,  $\gamma_s$ , είναι η γωνία μεταξύ της προβολής της ευθείας όρασης του ηλίου στο οριζόντιο επίπεδο και της νότιας γωνίας κατεύθυνσης.



Εικόνα 2. 3

Κλίση επιπέδου,  $\beta$ , είναι η γωνία που σχηματίζει μια επίπεδη επιφάνεια με το οριζόντιο επίπεδο. Είναι  $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$ . Για το οριζόντιο επίπεδο είναι  $\beta = 0^\circ$ , για το κατακόρυφο  $\beta = 90^\circ$ . Για  $\beta > 90^\circ$  το επίπεδο βλέπει προς τα κάτω.

Ηλιακός χρόνος είναι ο χρόνος που μετράται με βάση τη φαινόμενη κίνηση του ηλίου στον ουρανό. Έτσι, ηλιακό μεσημέρι είναι η χρονική στιγμή που ο ήλιος τέμνει τον μεσημβρινό του παρατηρητή. Ο ηλιακός χρόνος δε συμπίπτει με τον τοπικό χρόνο  $t_{ρολ}$  που δείχνει το ρολόι. Η παρακάτω σχέση συνδέει τους δύο χρόνους:

$$\text{ηλιακός χρόνος} = t_{ρολ} \pm 4(L_{st} - L_{loc}) + E$$

Εξίσωση 2. 2

Όπου,  $L_{st}$  είναι το γεωγραφικό μήκος του μεσημβρινού στον οποίο βασίζεται ο τοπικός χρόνος (π.χ. για την Ελλάδα είναι  $L_{st} = 30^\circ$ ) και  $L_{loc}$  είναι το γεωγραφικό μήκος του παρατηρητή. Η σχέση ισχύει με + για τα δυτικά μήκη και με - για τα ανατολικά. Ο συντελεστής 4 εκφράζει *min/μοίρα*. Τέλος  $E$  (σε *min*) είναι η εξίσωση του χρόνου που λαμβάνεται για κάθε ημέρα του έτους από τη σχέση:

$$E = 9,87 \sin 2B - 7,53 \cos B - 1,5 \sin B$$

*Εξίσωση 2.3*

$$B = 360(n - 81)/364$$

*Εξίσωση 2.4*

$$n = \text{ημέρα του έτους} = 1 - 365$$

Ωριαία γωνία,  $\omega$ , είναι η γωνιακή μετατόπιση του ήλιου ανατολικά ή δυτικά του τοπικού μεσημβρινού λόγω της περιστροφής της γής περί τον άξονα της με ρυθμό  $15^\circ/h = 0,25^\circ/min$ . Προφανώς ισχύει:

$$\omega = 0,25 \times (\text{min από το ηλιακό μεσημέρι})$$

*Εξίσωση 2.5*

Λαμβάνεται  $\omega > 0$  για μ.μ. και  $\omega < 0$  για π.μ.

Ηλιακή απόκλιση,  $\delta$ , είναι η γωνιακή θέση του ήλιου κατά το ηλιακό μεσημέρι ως προς το επίπεδο του ισημερινού. Ισχύει  $-23,45 \leq \delta \leq 23,45$ , με θετικές τιμές προς τον βορρά. Υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\delta = 23,45 \sin \left( \frac{360(284 + n)}{365} \right)$$

*Εξίσωση 2.6*

Όπου  $n = 1 - 365$  είναι η μέρα του έτους, η οποία μπορεί να υπολογιστεί εύκολα με τη βοήθεια του πίνακα.

μήνας	ημέρα μήνα	τιμές μέσης ημέρας μήνα		
		ημέρα	ημέρα έτους	απόκλιση $\delta$
<b>Ιανουάριος</b>	i	17	17	-20,9
<b>Φεβρουάριος</b>	31+i	16	47	-13,0
<b>Μάρτιος</b>	59+i	16	75	-2,4
<b>Απρίλιος</b>	90+i	15	105	9,4
<b>Μάιος</b>	120+i	15	135	18,8
<b>Ιούνιος</b>	151+i	11	162	23,0
<b>Ιούλιος</b>	181+i	17	198	21,2
<b>Αύγουστος</b>	212+i	16	228	13,5



<b>Σεπτέμβριος</b>	243+i	15	258	2,2
<b>Οκτώβριος</b>	273+i	15	288	-9,6
<b>Νοέμβριος</b>	304+i	14	318	-18,9
<b>Δεκέμβριος</b>	334+i	10	344	-23,0

Πίνακας 2. 1

Ο ίδιος πίνακας δίδει την  $\delta$  κατά τη μέση ημέρα κάθε μήνα. Μέση ημέρα θεωρείται εκείνη που έχει ηλιακή ακτινοβολία εντός ατμόσφαιρας περίπου ίση με τη μέση ημερήσια του μηνός.

Άμεση ακτινοβολία είναι το μέρος της ηλιακής ακτινοβολίας που φτάνει στη γη κατ' ευθείαν από τον ήλιο χωρίς να μεσολαβήσει διασκορπισμός μέσα στην ατμόσφαιρα. Η στιγμιαία τιμή ( $W/m^2$ ) της άμεσης ακτινοβολίας που δέχεται το οριζόντιο επίπεδο συμβολίζεται με  $G_b$  ενώ προκειμένου για κεκλιμένο επίπεδο, με  $G_{bT}$ . Για χρονική περίοδο μιας ώρας ή μιας ημέρας αντί του συμβόλου  $G$  θα χρησιμοποιείται το  $I$  και το  $H$  αντίστοιχα, π.χ.  $I_b, I_{bT}, H_b, H_{bT}$  (σε  $J/m^2$ ).

Διάχυτη ακτινοβολία είναι το μέρος της ηλιακής ακτινοβολίας που φτάνει στη γη ύστερα από διασκορπισμό και αλλαγή κατεύθυνσης κατά τη διαδρομή μέσα στην ατμόσφαιρα. Συμβολίζεται όπως και η άμεση ακτινοβολία αλλά με δείκτη  $d$  αντί για  $b$ .

Ολική ακτινοβολία είναι το άθροισμα της άμεσης και της διάχυτης ηλιακής ακτινοβολίας, συμπεριλαμβανομένης και της ανακλώμενης ακτινοβολίας από παρακείμενες επιφάνειες. Συμβολίζεται όπως στην περίπτωση της άμεσης ή της διάχυτης ακτινοβολίας αλλά χωρίς δείκτη, π.χ.  $G$  είναι η ολική ακτινοβολία του οριζόντιου επιπέδου ενώ  $G_T$  του κεκλιμένου.

Ακτινοβολία καθέτου επιπέδου ή κάθετη ακτινοβολία είναι η ακτινοβολία που δέχεται επίπεδο κάθετο στις ηλιακές ακτίνες. Δηλώνεται θέτοντας τον δείκτη  $n$ , π.χ.  $G_{bn}$  είναι η άμεση ακτινοβολία καθέτου επιπέδου και  $G_{on}$  είναι η κάθετη ακτινοβολία καθέτου επιπέδου εκτός ατμόσφαιρας. Ο δείκτης  $o$  δηλώνει ακτινοβολία εκτός ατμόσφαιρας.

Αέριος μάζα,  $m$ , είναι ο λόγος της οπτικής διαδρομής της άμεσης ακτινοβολίας μέσα στην ατμόσφαιρα προς την οπτική διαδρομή αν ο ήλιος βρισκόταν στο ζενίθ. Για  $0^\circ \leq \theta_z \leq 70^\circ$ , στο επίπεδο της θάλασσας, ισχύει:

$$m = 1/\cos \theta_z$$

Εξίσωση 2. 7

Ενώ για  $\theta_z > 70^\circ$  η επίδραση της καμπυλότητας της γης γίνεται σημαντική και πρέπει να ληφθεί υπ' όψη. Έξω από την ατμόσφαιρα λαμβάνεται  $m = 0$ .

Γωνία πρόσπτωσης,  $\theta$ , της άμεσης ακτινοβολίας πάνω σε μια επιφάνεια είναι η γωνία μεταξύ των προσπιπτουσών ηλιακών ακτίνων και της κάθετης στην επιφάνεια.

Η γωνία πρόσπτωσης  $\theta$  υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \varphi \cos \beta - \sin \delta \cos \varphi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \varphi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \varphi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega$$

*Εξίσωση 2. 8*

Όπου  $\varphi$  είναι το γεωγραφικό πλάτος του τόπου (για την Αθήνα  $\varphi = 37,97^\circ$ ).

Για κατακόρυφες επιφάνειες ( $\beta = 90^\circ$ ) η παραπάνω σχέση γίνεται:

$$\cos \theta = -\sin \delta \cos \varphi \cos \gamma + \cos \delta \sin \varphi \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \gamma \sin \omega$$

*Εξίσωση 2. 9*

Ενώ για οριζόντιες επιφάνειες ( $\beta = 0^\circ$ ) η γωνία πρόσπτωσης ταυτίζεται με τη γωνία ζενίθ,  $\theta_z$ , και η πιο πάνω εξίσωση γίνεται:

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \varphi + \cos \delta \cos \varphi \cos \omega$$

*Εξίσωση 2. 10*

Για κεκλιμένες επιφάνειες που βρίσκονται στο βόρειο ημισφαίριο και είναι στραμμένες προς το νότο ( $\gamma = 0^\circ$ ) ισχύει:

$$\cos \theta = \sin \delta \sin(\varphi - \beta) + \cos \delta \cos(\varphi - \beta) \cos \omega$$

*Εξίσωση 2. 11*

Η ωριαία γωνία δύσης ηλίου,  $\omega_s$ , υπολογίζεται για  $\theta_z = 0^\circ$ , δηλαδή:

$$\cos \omega_s = -\frac{\sin \delta \sin \varphi}{\cos \delta \cos \varphi} = -\tan \varphi \tan \delta$$

*Εξίσωση 2. 12*

Και από την παραπάνω σχέση υπολογίζεται η διάρκεια της ημέρας,  $N$ , σε ώρες:

$$N = \frac{2}{15} \cos^{-1}(-\tan \varphi \tan \delta)$$

*Εξίσωση 2. 13*

## 2.2 Ανάλυση ολικής ακτινοβολίας σε άμεση και διάχυτη

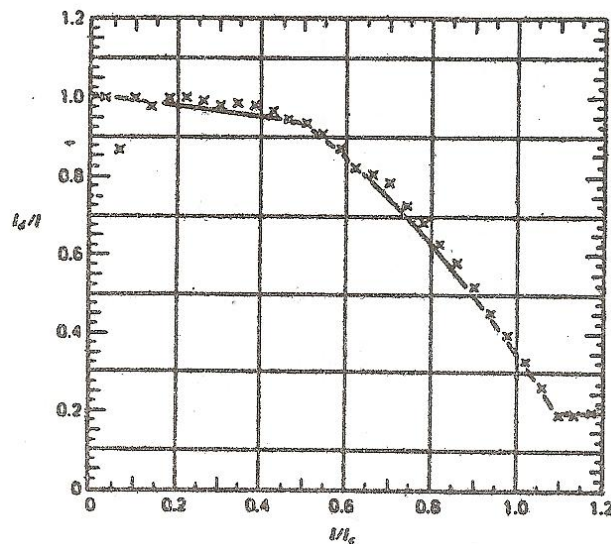
Συνήθως οι διατιθέμενες μετρήσεις ηλιακής ακτινοβολίας αντιστοιχούν σε τιμές ολικής ακτινοβολίας οριζόντιας επιφάνειας. Η ανάλυση της ολικής σε άμεση και διάχυτη συνιστώσα ενδιαφέρει διότι οι μέθοδοι υπολογισμού της ολικής ακτινοβολίας κεκλιμένων επιπέδων (συλλεκτών) από την οριζόντια ακτινοβολία απαιτούν να είναι γνωστές χωριστά οι δύο συνιστώσες. Επίσης, η συμπεριφορά των συλλεκτών είναι διαφορετική

στην άμεση και τη διάχυτη συνιστώσα καθώς και ο υπολογισμός της απόδοσης των περισσότερων τύπων συγκεντρωτικών συλλεκτών βασίζεται μόνο στην άμεση ακτινοβολία.

Για την ανάλυση της ολικής ακτινοβολίας οριζόντιας επιφάνειας σε άμεση και διάχυτη συνιστώσα έχουν αναπτυχθεί από πολλούς συγγραφείς διάφορες μέθοδοι οι οποίες όμως δε δίνουν αποτελέσματα με ικανοποιητική συμφωνία μεταξύ τους. Παρακάτω αναφέρονται οι επικρατέστερες συσχετίσεις για την ανάλυση της ωριαίας, της ημερήσιας και της μηνιαίας μέσης ημερήσιας ακτινοβολίας οριζόντιας επιφάνειας.

### 2.2.1 Ωριαία ακτινοβολία

Οι Stauter and Klein (1979) ανέπτυξαν την παρακάτω σχέση, η οποία δίνεται και σε μορφή διαγράμματος στο σχήμα.



Εικόνα 2. 4

$$\frac{I_d}{I} = \begin{cases} 1,00 - 0,1 \left(\frac{I}{I_c}\right) & \text{για } 0 \leq \frac{I}{I_c} < 0,48 \\ 1,11 + 0,0396 \left(\frac{I}{I_c}\right) - 0,789 \left(\frac{I}{I_c}\right)^2 & \text{για } 0,48 \leq \frac{I}{I_c} < 1,10 \\ 0,20 & \text{για } 1,10 \leq \frac{I}{I_c} \end{cases}$$

Εξίσωση 2. 14

Όπου,

$I_d$  = ωριαία διάχυτη ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου

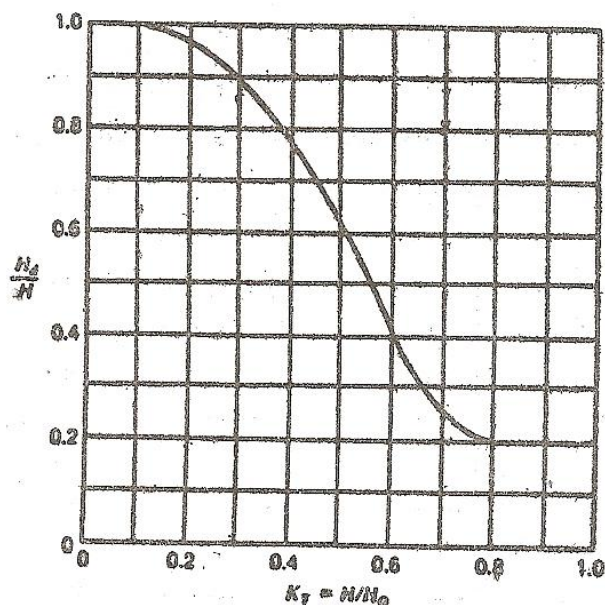
$I$  = ωριαία ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου

$I_c$  = ωριαία ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου τυπικής διαηγούς ατμόσφαιρας

Από τις γνωστές τιμές των  $I$  και  $I_c$  υπολογίζεται από τη ανωτέρω συσχέτιση ο λόγος  $I_d/I$  και από αυτόν η διάχυτη  $I_d$  και η άμεση  $I_b = I - I_d$ .

### 2.2.2 Ημερήσια ακτινοβολία

Οι Collares - Pereira and Rable (1979) ανέπτυξαν την παρακάτω συσχέτιση, η οποία δίνεται και σε μορφή διαγράμματος στο σχήμα.



Εικόνα 2. 5

$$\frac{H_d}{H} = \begin{cases} 0,99 & \text{για } K_T \leq 0,17 \\ 1,188 - 2,272K_T + 9,473K_T^2 - 21,865K_T^3 + 14,648K_T^4 & \text{για } 0,17 < K_T \leq 0,75 \\ 0,54K_T + 0,632 & \text{για } 0,75 < K_T < 0,80 \\ 0,20 & \text{για } 0,80 \leq K_T \end{cases}$$

Εξίσωση 2. 15

Όπου,

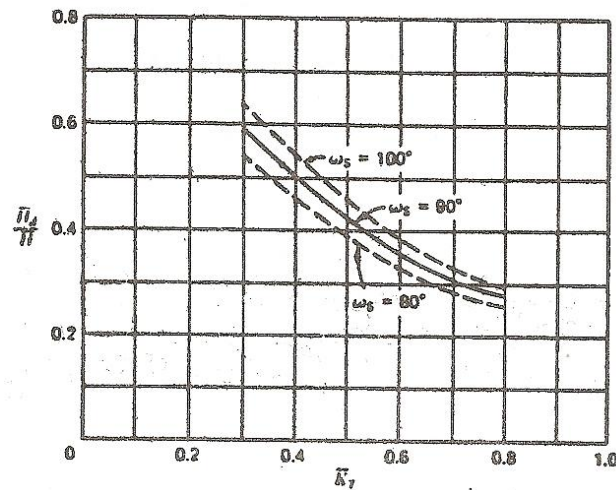
$H_d$  = ημερήσια διάχυτη ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου

$H$  = ημερήσια ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου

$K_T$  = ημερήσιος δείκτης αιθριότητας

### 2.2.3 Μηνιαίως μέση ακτινοβολία ημέρας

Οι Collares - Pereira and Rable (1979) ανέπτυξαν την παρακάτω συσχέτιση, η οποία δίνεται και σε μορφή διαγράμματος στο σχήμα.



Εικόνα 2. 6

$$\frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} = 0,775 + 0,00653(\omega_s - 90) - [0,505 + 0,00455(\omega_s - 90)] \cos(115\bar{K}_T - 103)$$

Εξίσωση 2. 16

Όπου,

$\bar{H}_d$  = μηνιαίως μέση διάχυτη ακτινοβολία ημέρας οριζοντίου επιπέδου

$\bar{H}$  = μηνιαίως μέση ολική ακτινοβολία ημέρας οριζοντίου επιπέδου

$\bar{K}_T$  = μηνιαίως μέσος δείκτης διαύγειας

$\omega_s$  = ωριαία γωνία δύσης ηλίου

### 2.3 Υπολογισμός προσπίπτουσας ακτινοβολίας κεκλιμένων επιφανειών

Ορίζονται οι λόγοι ολικής,  $R$ , άμεσης,  $R_b$ , και διάχυτης,  $R_d$ , ακτινοβολίας ως εξής:

$$R = \frac{I_T}{I}$$

Εξίσωση 2. 17

$$R_b = \frac{I_{bT}}{I_b}$$

Εξίσωση 2. 18

$$R_d = \frac{I_{dT}}{I_d}$$

Εξίσωση 2. 19

Όπου,

$I_T, I_{bT}, I_{dT}$  = ωριαία ολική, άμεση και διάχυτη ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου

$I, I_b, I_d$  = ωριαία ολική, άμεση και διάχυτη ακτινοβολία οριζόντιου επιπέδου

Οι παραπάνω σχέσεις μπορούν να γραφούν συναρτήσει στιγμαίων τιμών αντί των ωριαίων τιμών της ακτινοβολίας.

Συνδυάζοντας τις σχέσεις προκύπτει:

$$R = \frac{I_b}{I} R_b + \frac{I_d}{I} R_d$$

Εξίσωση 2. 20

Το παρόν πρόβλημα συνιστάται στον υπολογισμό της ολικής ακτινοβολίας κεκλιμένου επιπέδου,  $I_T$ , όταν είναι γνωστές οι τιμές  $I, I_b, I_d$  του οριζοντίου επιπέδου. Η ζητούμενη,  $I_T$ , μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση όπου ο λόγος  $R$  λαμβάνεται από την εξίσωση στην οποία ο μεν λόγος  $R_b$  είναι γνωστός αλλά ο λόγος της διάχυτης ακτινοβολίας,  $R_d$ , είναι άγνωστος.

Η εκτίμηση του  $R_d$  μπορεί να γίνει με τους επόμενους τρεις διαφορετικούς τρόπους:

Μπορεί να θεωρηθεί ότι όλη η διάχυτη ακτινοβολία φτάνει από την περιοχή του ήλιου (υπόθεση κατάλληλη για πολύ διαυγή ατμόσφαιρα, χωρίς νέφωση). Έτσι, η διάχυτη ακτινοβολία έχει την ίδια κατεύθυνση με την άμεση και συνεπώς  $R_d = R_b = R$ .

Εάν η διάχυτη ακτινοβολία θεωρηθεί ισότροπος (υπόθεση κατάλληλη για ομοιόμορφη νέφωση και θαμπή ατμόσφαιρα) και επιπλέον αν υποθεθεί ότι η ανακλώμενη ακτινοβολία από το έδαφος και τις γειτονικές επιφάνειες είναι ισοδύναμη με την εξ ουρανού διάχυτη ακτινοβολία, τότε είναι προφανές ότι η κεκλιμένη επιφάνεια δέχεται για οποιαδήποτε κλίση και προσανατολισμό την ίδια διάχυτη επιφάνεια. Συνεπώς  $R_d = 1$ .

Το παραπάνω μοντέλο βελτιώθηκε από τους Liu and Jordan (1963) θεωρώντας ότι η ακτινοβολία που δέχεται μια κεκλιμένη επιφάνεια αποτελείται από τις παρακάτω τρεις συνιστώσεις:

Άμεση ακτινοβολία:  $I_b R_b$

Διάχυτη ακτινοβολία (προερχόμενη από τον ουρανό):  $I_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right)$

Διάχυτη ακτινοβολία που προέρχεται από την ανάκλαση της ολικής στο έδαφος:

$$(I_b + I_d)\rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right)$$

Όπου,

$\beta$  = γωνία κλίσης κεκλιμένου επιπέδου ως προς το οριζόντιο επίπεδο

$$\left(\frac{1 + \cos \beta}{2}\right), \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right)$$

= παράγοντες όρασης ουρανού και εδάφους του κεκλιμένου επιπέδου

$\rho$  = ανακλαστικότητα του εδάφους

Προσθέτοντας τις παραπάνω τρεις συνιστώσες προκύπτει η ολική ακτινοβολία κεκλιμένου επιπέδου:

$$I_T = I_b R_b + I_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2}\right) + (I_b + I_d)\rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right)$$

Εξίσωση 2. 21

Και επίσης:

$$R = \frac{I_b}{I} R_b + \frac{I_d}{I} \left(\frac{1 + \cos \beta}{2}\right) + \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right)$$

Εξίσωση 2. 22

Παρά το γεγονός ότι κανένα από τα παραπάνω τρία μοντέλα δεν είναι απόλυτα ικανοποιητικό, επικρατέστερο είναι το τρίτο.

Οι μέθοδοι υπολογισμού ηλιακών θερμικών συστημάτων απαιτούν εκτός από το στιγμιαίο ή ωριαίο λόγο  $R$ , και τον μηνιαίως μέσο λόγο  $\bar{R}$  που δίδεται από τη σχέση:

$$\bar{R} = \frac{\bar{H}_T}{\bar{H}} = \left(1 - \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}\right) \bar{R}_b + \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}} \left(\frac{1 + \cos \beta}{2}\right) + \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right)$$

Εξίσωση 2. 23

Από την οποία προκύπτει:

$$\bar{H}_T = \bar{H} \left(1 - \frac{\bar{H}_d}{\bar{H}}\right) \bar{R}_b + \bar{H}_d \left(\frac{1 + \cos \beta}{2}\right) + \bar{H} \rho \left(\frac{1 - \cos \beta}{2}\right)$$

Εξίσωση 2. 24

Όπου,

$\bar{H}$  = μηνιαίως μέση ολική ακτινοβολία ημέρας οριζοντίου επιπέδου

$\bar{H}_d$  = μηνιαίως μέση διάχυτη ακτινοβολία ημέρας οριζοντίου επιπέδου

$\bar{H}_T$  = μηνιαίως μέση ολική ακτινοβολία ημέρας κεκλιμένου επιπέδου

$$\bar{R}_b = \bar{H}_{bT} / \bar{H}_b$$

= λόγος της μηνιαίας μέσης άμεσης ακτινοβολίας προς αυτήν του οριζοντίου επιπέδου

Για επιφάνειες του Βόρειου ημισφαιρίου προσανατολισμένες προς νότο (αζιμούθιο  $\gamma = 0^\circ$ ), ο μηνιαίως μέσος λόγος άμεσης ακτινοβολίας,  $\bar{R}_b$ , υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\bar{R}_b = \bar{H}_{bT} / \bar{H}_b = \frac{\cos(\varphi - \beta) \cos \delta \sin \omega'_s + (\pi/180)\omega'_s \sin(\varphi - \beta) \sin \delta}{\cos \varphi \cos \delta \sin \omega_s + (\pi/180)\omega_s \sin \varphi \sin \delta}$$

Εξίσωση 2. 25

Όπου,

$$\omega'_s = \min \left[ \begin{array}{l} \cos^{-1}(-\tan \varphi \tan \delta) \\ \cos^{-1}(-\tan(\varphi - \beta) \tan \delta) \end{array} \right]$$

Στις παραπάνω σχέσεις,  $\varphi$  είναι το γεωγραφικό πλάτος,  $\delta$  η ηλιακή απόκλιση και  $\beta$  η γωνία κλίσης της κεκλιμένης επιφάνειας προς το οριζόντιο επίπεδο.

## 2.4 Επίδραση προσανατολισμού και κλίσης επιφάνειας στην προσπίπτουσα ακτινοβολία

Μια κεκλιμένη επιφάνεια χαρακτηρίζεται από τον προσανατολισμό της, δηλαδή το αζιμούθιο,  $\gamma$ , και την κλίση της,  $\beta$ , ως προς το οριζόντιο επίπεδο. Είναι πολύ σημαντικό να είναι γνωστή η επίδραση αυτών των δύο παραμέτρων,  $\gamma$  και  $\beta$ , στην ποσότητα της προσπίπτουσας ενέργειας επί μηνιαίας, εποχιακής ή ετήσιας βάσης.

Για την εξέταση της επίδρασης της κλίσης  $\beta$  στην μηνιαίως μέση ολική ακτινοβολία ημέρας κεκλιμένου επιπέδου,  $\bar{H}_T$ , υπολογίστηκε η  $\bar{H}_T$  για νοτίως προσανατολισμένη επιφάνεια ( $\gamma = 0^\circ$ ) και διάφορες κλίσεις  $\beta$ . Οι τιμές των παραμέτρων που υπεισέρχονται στους υπολογισμούς είναι το γεωγραφικό πλάτος  $\varphi = 45^\circ$ , ο μηνιαίως μέσος δείκτης διαύγειας  $\bar{K}_T = 0,5$  και η ανακλαστικότητα του εδάφους  $\rho = 0,2$ . Είναι φανερό ότι άλλες κλίσεις δίνουν μεγαλύτερα ποσά ενέργειας κατά το χειμώνα και άλλες κατά το καλοκαίρι.

Έτσι εξάγονται οι παρακάτω χρήσιμοι κανόνες:

Για μέγιστη ετήσια ενέργεια απαιτείται κλίση συλλέκτη ίση με το γεωγραφικό πλάτος,  $\beta = \varphi$ .



Για μέγιστη ενέργεια θέρους απαιτείται κλίση συλλέκτη κατά  $15^\circ$  μικρότερη του γεωγραφικού πλάτους,  $\beta = \varphi - 15^\circ$ .

Για μέγιστη ενέργεια χειμώνα απαιτείται κλίση συλλέκτη κατά  $15^\circ$  μεγαλύτερη του γεωγραφικού πλάτους,  $\beta = \varphi + 15^\circ$ .

Αποκλίσεις από τις παραπάνω τιμές προκαλούν μικρές μειώσεις της ενέργειας, π.χ. απόκλιση του  $\beta$  κατά  $\pm 15^\circ$  μειώνει την ενέργεια μόνο κατά 5%.

Ο βέλτιστος προσανατολισμός συλλέκτη είναι ο νότιος ( $\gamma = 0^\circ$ ) για το βόρειο ημισφαίριο και ο βόρειος ( $\gamma = 180^\circ$ ) για το νότιο ημισφαίριο, δηλαδή ο συλλέκτης πρέπει να είναι στραμμένος προς τον ισημερινό. Αποκλίσεις μέχρι  $20^\circ$  προκαλούν μικρές μειώσεις της προσπίπτουσας ενέργειας.

### 3 ΘΕΡΜΙΚΑ ΗΛΙΑΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

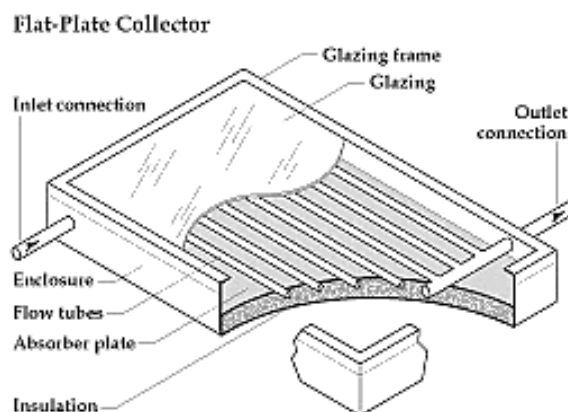
Μια απλή μορφή ηλιακού συστήματος θέρμανσης νερού είναι ένα απλό δοχείο νερού πίσω από ένα γυάλινο άνοιγμα. Τα πρώτα συστήματα που κατασκευάστηκαν στις ΗΠΑ μετά το 1890 ήταν παραλλαγές αυτού του συστήματος.

Ο ηλιακός συλλέκτης είναι η καρδιά του ηλιακού συστήματος θέρμανσης. Ο συλλέκτης απορροφά την ηλιακή ακτινοβολία και τη μετατρέπει σε θερμότητα για τη θέρμανση ρευστού (αέρα ή υγρό μέσο). Το ρευστό χρησιμοποιείται στη συνέχεια για να θερμάνει, άμεσα ή έμμεσα, νερό για οικιακή χρήση, εσωτερικό χώρο κτιρίου, νερό σε πισίνες κολύμβησης, νερό ή αέρα για βιομηχανικές χρήσεις ή αέρα για διεργασίες ξήρανσης.

#### 3.1 Τύποι συλλεκτών

##### 3.1.1 Επίπεδοι συλλέκτες

Η πλέον διαδεδομένη μορφή συλλέκτη για οικιακά ηλιακά συστήματα θέρμανσης νερού. Έχουν συνήθως ένα τζάμι, χωρίς ωστόσο να αποκλείεται και η ύπαρξη δεύτερου (πλαστικό αντί για τζάμι σε κάποιες περιπτώσεις). Με την καλύτερη επεξεργασία του διαφανούς καλύμματος, επιτυγχάνεται υψηλότερη θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στην απορροφητική επιφάνεια και τον αέρα.



Εικόνα 3. 1

Η απορροφητική πλάκα έχει συνήθως μαύρο χρώμα για υψηλότερη απορροφητικότητα. Οι περισσότερες από τις συνηθισμένες μαύρες βαφές ανακλούν το 10% της προσπίπτουσας ακτινοβολίας. Χρησιμοποιούνται και επιλεκτικές επιφάνειες με υψηλή απορροφητικότητα στην ορατή περιοχή του φάσματος και μικρή εκπομπή υπέρυθρης ακτινοβολίας μεγάλου μήκους κύματος, μειώνοντας έτσι τις θερμικές απώλειες. Τα τελευταία χρόνια έχουν δοκιμαστεί με επιτυχία πολλοί τύποι απορροφητικής πλάκας (πρεσαρισμένα φύλλα χάλυβα, ειδικά κατασκευασμένα πλαίσια από συμπιεσμένο αλουμίνιο και μικρής διαμέτρου χάλκινοι σωλήνες συγκολλημένοι σε παχιά φύλλα χαλκού ή χάλυβα). Σε γενικές

γραμμές η απορροφητική πλάκα πρέπει να έχει υψηλή θερμική αγωγιμότητα ώστε να μεταφέρει την ενέργεια στο νερό με τις λιγότερες απώλειες.

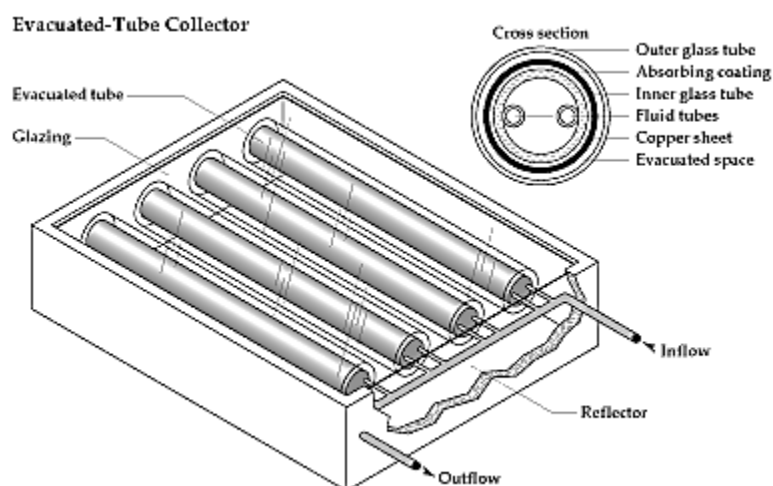
Στο συλλέκτη νερού, η ηλιακή ακτινοβολία θερμαίνει το νερό που ρέει μέσα από σωλήνες παράλληλους ή μέσα στην απορροφητική πλάκα. Οι σωλήνες ροής μπορούν να είναι σε παράλληλη διάταξη ή με μορφή σερπαντίνας. Η διάταξη σερπαντίνας αποκλείει την πιθανότητα διαρροών και επιβάλλει ομοιόμορφη ροή. Η διάταξη σερπαντίνας δεν είναι κατάλληλη για συστήματα που πρόκειται να στραγγιστούν για να προστατευτούν από τον παγετό.

Οι συλλέκτες χωρίς τζάμι είναι κατάλληλοι για θέρμανση κολυμβητικών δεξαμενών που απαιτείται μικρή αύξηση της θερμοκρασίας σε σχέση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος, οπότε οι απώλειες θερμότητας δεν είναι σημαντικές. Επειδή δε σχεδιάζονται για υψηλές θερμοκρασίες μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την κατασκευή τους φτηνά υλικά και δεν χρειάζονται αντιψυκτική προστασία.

Ο επίπεδος συλλέκτης αέρα δεν είναι πολύ διαδεδομένος και χρησιμοποιείται για τη θέρμανση χώρων. Ο αέρας κινείται με φυσική ή βεβιασμένη κυκλοφορία. Λόγω της μικρής ειδικής θερμότητας του αέρα σε σχέση με το νερό, η ποσότητα της θερμότητας που μεταφέρεται είναι επίσης μικρότερη. Σε μερικά συστήματα τοποθετούνται πτερύγια για να αυξηθεί η τύρβη και συνεπώς να βελτιωθεί η μεταφορά θερμότητας. Η λύση αυτή δημιουργεί μεγαλύτερη κατανάλωση ενέργειας στον κυκλοφορητή και συνεπώς αυξάνει το λειτουργικό κόστος. Το πλεονέκτημα του συστήματος βρίσκεται στην αποφυγή προβλημάτων παγετού ή βρασμού. Αντίθετα παρουσιάζει δυσκολίες στον εντοπισμό διαρροών, που όμως δεν είναι συνήθεις. Χρησιμοποιούνται φτηνότερα υλικά.

### **3.1.2 Συλλέκτες κενού**

Σύστημα λεπτών αρθρωτών σωλήνων (όμοιοι με λαμπτήρα φθορισμού). Λεπτός μεταλλικός αγωγός με απορροφητική επιφάνεια στο κέντρο κάθε σωλήνα. Οι απώλειες θερμότητας λόγω συναγωγής μειώνονται λόγω των συνθηκών κενού. Σε κοίλο σωλήνα τοποθετείται υγρό σε τέτοια πίεση ώστε να βράζει στο «ζεστό» άκρο και η συμπύκνωση του ατμού να γίνεται στο «κρύο» άκρο. Η θερμική αγωγιμότητα ενός τέτοιου σωλήνα είναι πολλές φορές μεγαλύτερη σε σχέση με συμπαγή μεταλλικό σωλήνα με δυνατότητα μεταφοράς μεγάλων ποσών θερμότητας για μικρή θερμοκρασιακή διαφορά.



Εικόνα 3. 2

Οι συλλέκτες κενού έχουν μεγαλύτερη απόδοση από τους επίπεδους συλλέκτες επειδή εκμεταλλεύονται τόσο την άμεση όσο και τη διάχυτη ακτινοβολία. Το χαρακτηριστικό αυτό μαζί με την ελαχιστοποίηση των θερμικών απωλειών λόγω κενού, κάνει το συλλέκτη κενού κατάλληλο για κρύα κλίματα και περιοχές με μικρή ηλιοφάνεια το χειμώνα. Επίσης λόγω του κυλινδρικού σχήματος των αγωγών το ηλιακό φως προσπίπτει κάθετα στην απορροφητική επιφάνεια το μεγαλύτερο μέρος της μέρας. Αν και οι συλλέκτες κενού επιτυγχάνουν μεγαλύτερες θερμοκρασίες και αποδόσεις από τον επίπεδο συλλέκτη, είναι περισσότερο ακριβοί.

### 3.1.3 Συγκεντρωτικοί συλλέκτες

Οι συλλέκτες γραμμικής εστίασης εστιάζουν τις ακτίνες του ηλίου σε σωλήνα κατά μήκος του κέντρου της παραβολικής επιφάνειας. Χρησιμοποιούνται κυρίως για την παραγωγή ατμού στην ηλεκτροπαραγωγή. Η επιφάνεια μπορεί να περιστρέφεται πάνω - κάτω ή ανατολικά - δυτικά ακολουθώντας την τροχιά του ήλιου. Ο προσανατολισμός ενός συλλέκτη γραμμικής εστίασης μπορεί να γίνει με τον άξονα του στο οριζόντιο ή στο κατακόρυφο επίπεδο.

Οι συλλέκτες σημειακής εστίασης χρησιμοποιούνται για την παραγωγή ατμού. Η παρακολούθηση της τροχιάς του ήλιου γίνεται σε δυο διαστάσεις.

## 3.2 Συστήματα ηλιακής θέρμανσης νερού

Τα ηλιακά συστήματα μπορούν να είναι ενεργητικά ή παθητικά. Ένα ενεργητικό σύστημα χρησιμοποιεί ηλεκτρική αντλία για την κυκλοφορία του υγρού. Ένα παθητικό σύστημα δεν έχει κυκλοφορητή. Τα συστήματα χαρακτηρίζονται ως «ανοικτού κυκλώματος» ή «κλειστού κυκλώματος».

Ένα σύστημα ανοικτού κυκλώματος κυκλοφορεί πόσιμο νερό στο συλλέκτη. Ένα σύστημα κλειστού κυκλώματος χρησιμοποιεί ρευστό μεταφοράς θερμότητας (νερό ή διάλυμα

αντιψυκτικού) για τη συλλογή της θερμότητας και έναν εναλλάκτη θερμότητας για τη μεταφορά της θερμότητας στην κατοικία.

Η ποσότητα του παραγόμενου ζεστού νερού εξαρτάται από τον τύπο και το μέγεθος του συστήματος, τη διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία, τη σωστή εγκατάσταση και την κλίση – προσανατολισμό του συλλέκτη. Τα ενεργητικά συστήματα είναι πιο ακριβά αλλά και έχουν μεγαλύτερη απόδοση.

Τα ενεργητικά συστήματα μπορούν να ενταχθούν σε υφιστάμενα κτίρια γιατί οι δεξαμενές αποθήκευσης δεν είναι απαραίτητο να τοποθετηθούν ψηλότερα από τους συλλέκτες.

### **3.2.1 Ενεργητικά συστήματα ανοικτού – κλειστού κυκλώματος**

Τα ενεργητικά συστήματα ανοικτού κυκλώματος έχουν υψηλή απόδοση και μικρό λειτουργικό κόστος. Δεν είναι κατάλληλα για νερό μεγάλης σκληρότητας λόγω των επικαθίσεων αλάτων και της διάβρωσης. Είναι κατάλληλα για περιοχές που δεν παρουσιάζουν πολύ χαμηλές θερμοκρασίες για παρατεταμένες περιόδους.

Τα ενεργητικά συστήματα κλειστού κυκλώματος χρησιμοποιούν εναλλάκτες διπλού τοιχώματος για υψηλότερη προστασία του νερού χρήσης από το αντιψυκτικό. Αντιψυκτικό γλυκόλης προσφέρει προστασία σε ψυχρά κλίματα αλλά κοστίζει και πρέπει να ελέγχεται κάθε χρόνο και να αντικαθίσταται κάθε 3 με 10 χρόνια. Το νερό στραγγίζεται λόγω βαρύτητας στη δεξαμενή αποθήκευσης και τον εναλλάκτη (δεν υπάρχουν βαλβίδες). Όταν οι αντλίες δεν λειτουργούν οι συλλέκτες είναι άδειοι.

### **3.2.2 Παθητικά συστήματα – Θερμοσιφωνικά συστήματα**

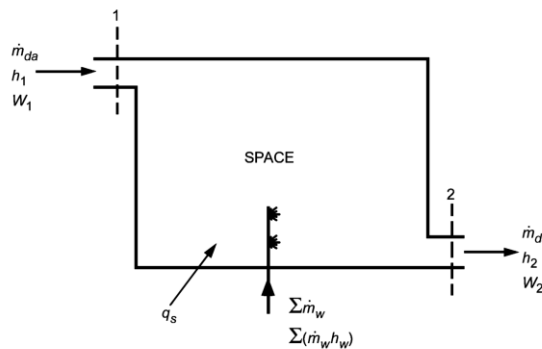
Τα παθητικά συστήματα δεν έχουν αντλίες (ηλεκτρικά μέρη) πράγμα που τα κάνει πιο αξιόπιστα, ευκολότερα στη συντήρηση και πιθανόν μακροβιότερα.

Σε ένα θερμοσιφωνικό σύστημα το νερό θερμαίνεται, γίνεται ελαφρύτερο, ανυψώνεται και κυκλοφορεί (φυσική κυκλοφορία) μέσα στο σύστημα συλλέκτη – δεξαμενής αποθήκευσης. Στο θερμοσιφωνικό σύστημα η δεξαμενή τοποθετείται πιο ψηλά από το συλλέκτη. Τα θερμοσιφωνικά συστήματα είναι αξιόπιστα αλλά απαιτούν προσεκτικό σχεδιασμό καθώς οι δεξαμενές έχουν μεγάλο βάρος. Είναι φθηνότερα από τα ενεργητικά αλλά και λιγότερο αποδοτικά.

## 4 ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΣ

### 4.1 Κλιματισμός χώρου

Το πρόβλημα του κλιματισμού ενός χώρου καθορίζεται συνήθως από την ποσότητα υγρού αέρα που πρέπει να προσαχθεί στο χώρο και την απαιτούμενη κατάσταση του προσαγόμενου υγρού αέρα ώστε αυτός να απορροφήσει ή να αποδώσει στο χώρο γνωστά ποσά θερμότητας και υδρατμών και να εξέλθει από το χώρο υπό καθορισμένη κατάσταση. Κατά το χειμώνα ο προσαγόμενος εξωτερικός αέρας θερμαίνεται και υγραίνεται πριν εισέλθει στον κλιματιζόμενο χώρο ενώ κατά το καλοκαίρι ψύχεται και αφυγραίνεται.



Εικόνα 4. 1

Στο σχήμα απεικονίζεται σχηματικά ένας χώρος που δέχεται συνολικό κέρδος θερμότητας  $\sum \dot{q}_s$  προερχόμενο από το περίβλημά του (τοιχοί, υαλοστάσια, κλπ) και από πηγές εντός του χώρου (φωτισμός, συσκευές, κλπ). Το κέρδος θερμότητας  $\sum \dot{q}_s$ , το οποίο θεωρείται ότι δεν περιλαμβάνει ενέργεια λόγω προσθήκης υδρατμού, ονομάζεται συνήθως αισθητό κέρδος θερμότητας. Το μέγεθος  $\sum \dot{m}_w$  στο σχήμα είναι η συνολική παροχή υδρατμού που εισέρχεται από το περίβλημα του χώρου ή παράγεται από πηγές εντός αυτού. Η ενέργεια  $\sum \dot{m}_w h_w$  που προστίθεται στο χώρο λόγω της παροχής υδρατμού  $\sum \dot{m}_w$ , ονομάζεται συνήθως λανθάνον κέρδος θερμότητας.

Αναφερόμενοι στο χώρο του σχήματος, ο ισολογισμός ενέργειας και μάζας δίνει:

$$\dot{m}_a h_1 + \sum \dot{q}_s + \sum (\dot{m}_w h_w) = \dot{m}_a h_2$$

Εξίσωση 4. 1

$$\dot{m}_a W_1 + \sum \dot{m}_w = \dot{m}_a W_2$$

Εξίσωση 4. 2

Όπου,

$$\dot{m}_a = \text{παροχή μάζας ξηρού αέρα}$$

$h_1, W_1 =$  κατάσταση του προσαγόμενου υγρού αέρα

$h_2, W_2 =$  κατάσταση του απαγόμενου υγρού αέρα

Από τις παραπάνω εξισώσεις προκύπτει:

$$\sum \dot{q}_s + \sum (\dot{m}_w h_w) = \dot{m}_a (h_2 - h_1)$$

Εξίσωση 4. 3

$$\sum \dot{m}_w = \dot{m}_a (W_2 - W_1)$$

Εξίσωση 4. 4

Το αριστερό μέλος της εξίσωσης παριστά το άθροισμα του αισθητού και του λανθάνοντος κέρδους θερμότητας, δηλαδή το ολικό κέρδος θερμότητας του χώρου.

Διαίρεση των εξισώσεων κατά μέλη δίδει:

$$\frac{\Delta h}{\Delta W} = \frac{h_2 - h_1}{W_2 - W_1} = \frac{\sum \dot{q}_s + \sum (\dot{m}_w h_w)}{\sum \dot{m}_w}$$

Εξίσωση 4. 5

Από την παραπάνω σχέση προκύπτει ότι στον ψυχομετρικό χάρτη της ASHRAE, για ένα δοσμένο σημείο κατάστασης, 2, του απαγόμενου αέρα, όλες οι δυνατές καταστάσεις, 1, του προσαγόμενου αέρα κείνται επί ευθείας που διέρχεται από το σημείο 2 και έχει διεύθυνση καθοριζόμενη από την τιμή της παράστασης  $\sum \dot{q}_s + \sum (\dot{m}_w h_w) / \sum \dot{m}_w$ . Η ευθεία αυτή ονομάζεται ευθεία καταστάσεων χώρου και χαράσσεται παράλληλα προς την αντίστοιχη ακτίνα  $\Delta h / \Delta W$  του ημικυκλικού νομογραφήματος. Εναλλακτικά, η ευθεία καταστάσεων χώρου χαράσσεται παράλληλα προς την ακτίνα που καθορίζει η τιμή του συντελεστή αισθητής θερμότητας  $SHF$  στην εσωτερική κλίμακα του ημικυκλικού νομογραφήματος. Ο  $SHF$  ορίζεται ως:

$$SHF = \frac{\Delta H_s}{\Delta H_t} = \frac{\sum \dot{q}_s}{\sum \dot{q}_s + \sum (\dot{m}_w h_w)}$$

Εξίσωση 4. 6

Όπου,

$$\Delta H_s = h_{2'} - h_1 = \text{αισθητό κέρδος θερμότητας του χώρου}$$

$$\Delta H_1 = h_2 - h_{2'} = \text{λανθάνον κέρδος θερμότητας του χώρου}$$

$$\Delta H_t = \Delta H_s + \Delta H_1 = h_2 - h_1 = \text{ολικό κέρδος θερμότητας του χώρου}$$

Το σημείο τομής 3 της ευθείας καταστάσεων χώρου με την καμπύλη κορεσμού ονομάζεται σημείο δρόσου συσκευής, ADP (Apparatus Dew Point).

Ο αέρας κατάστασης 2 εξερχόμενος από τον κλιματιζόμενο χώρο διέρχεται από την κλιματιστική συσκευή, όπου ψύχεται και υγραίνεται επανερχόμενος στην κατάσταση 1. Θεωρείται ότι μέρος  $\dot{m}_{a'}$  της ολικής μάζας  $\dot{m}_a$ , διέρχεται από την κλιματιστική συσκευή παρακάμπτοντας το ψυκτικό στοιχείο και συνεπώς παραμένει σε κατάσταση 2. Αντίθετα, η υπόλοιπη μάζα  $\dot{m}_a - \dot{m}_{a'}$  έρχεται σε άμεση επαφή με τις ψυχρές επιφάνειες καταλήγοντας στην κατάσταση 3. Το τελικό προϊόν κατάστασης 1 θεωρείται ότι προκύπτει με αδιαβατική ανάμιξη των παροχών  $\dot{m}_a$  και  $\dot{m}_a - \dot{m}_{a'}$  καταστάσεων 2 και 3 αντίστοιχα.

Συνεπώς ισχύει:

$$\frac{\dot{m}_{a'}}{\dot{m}_a} = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_3} = \frac{W_1 - W_3}{W_2 - W_3} = \frac{(13)}{(23)} = BF$$

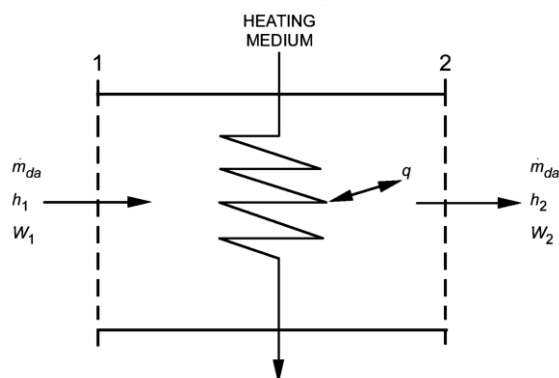
Εξίσωση 4. 7

Όπου, ο λόγος  $BF$  ονομάζεται συντελεστής παράκαμψης (Bypass Factor) και εκφράζει το κλάσμα της μάζας αέρα το οποίο διέρχεται από την κλιματιστική συσκευή χωρίς να μεταβληθεί η κατάστασή του.

## 4.2 Τυπικές διεργασίες στον κλιματισμό

### 4.2.1 Θέρμανση υγρού αέρα

Η πρόσδοση θερμότητας στον υγρό αέρα χωρίς μεταβολή της ποσότητας του περιεχόμενου υδρατμού, παριστάνεται στον ψυχρομετρικό χάρτη από μια οριζόντια ευθεία, όπως φαίνεται στο σχήμα γιατί ο λόγος υγρασίας  $W$  παραμένει σταθερός. Στο σχήμα παριστάνεται μια συσκευή που προσδίδει θερμότητα  $\dot{q}_{12}$  [KW] σε ρεύμα υγρού αέρα.



Εικόνα 4. 2

Προφανώς ισχύει:



$$\dot{q}_{12} = \dot{m}_a(h_2 - h_1)$$

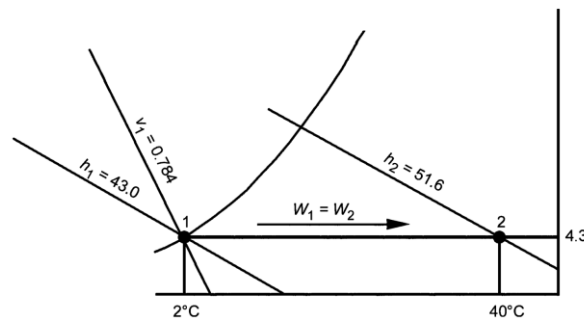
### Εξίσωση 4. 8

Όπου,

$$\dot{m}_a = \text{παροχή μάζας ξηρού αέρα, kg/s}$$

$$h_1, h_2 = \text{ανηγμένη ενθαλπία υγρού αέρα πριν και μετά τη θέρμανση, kJ/kg}_{\xi.\alpha.}$$

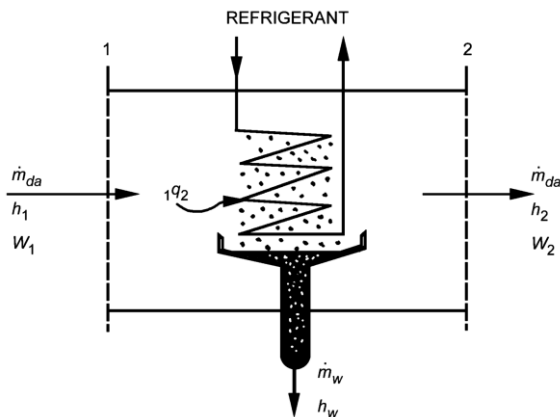
Στην παραπάνω ισόθλιπτη μεταβολή, η μερική πίεση ξηρού αέρα και υδρατμού,  $p_a, p_w$  αντίστοιχα, παραμένουν σταθερές.



Εικόνα 4. 3

### 4.2.2 Ψύξη υγρού αέρα χωρίς ή με αφύγρανση

Όταν ο υγρός αέρας ψύχεται μέχρι θερμοκρασίας ανώτερης του αρχικού σημείου δρόσου, τότε η ποσότητα του περιεχόμενου υδρατμού δεν μεταβάλλεται και το πρόβλημα αντιμετωπίζεται όπως και στην περίπτωση θέρμανσης υγρού αέρα. Συμπύκνωση και απομάκρυνση (αφύγρανση) μέρους του περιεχόμενου υδρατμού συμβαίνει όταν η ψύξη φτάσει σε θερμοκρασία χαμηλότερη του αρχικού σημείου δρόσου. Στο σχήμα παριστάνεται σχηματικά μια συσκευή ψύξης και αφύγρανσης στην οποία γίνεται η υπόθεση ότι το εξερχόμενο συμπύκνωμα έχει την ίδια θερμοκρασία  $t_2$  με την τελική θερμοκρασία του αέρα.



Εικόνα 4. 4

Ισολογισμός ενέργειας και μάζας δίνει:

$$\dot{m}_a h_1 = \dot{m}_a h_2 + \dot{q}_{12} + \dot{m}_w h_{w_2}$$

Εξίσωση 4. 9

$$\dot{m}_a W_1 = \dot{m}_a W_2 + \dot{m}_w$$

Εξίσωση 4. 10

Από τις οποίες προκύπτει:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (W_1 - W_2)$$

Εξίσωση 4. 11

$$\dot{q}_{12} = \dot{m}_a [(h_1 - h_2) - (W_1 - W_2) h_{w_2}]$$

Εξίσωση 4. 12

Όπου,

$\dot{m}_a$  = παροχή μάζας ξηρού αέρα, kg/s

$h_1, h_2$  = ενθαλπία υγρού αέρα πριν και μετά τη διεργασία, kJ/kg<sub>ξ.α.</sub>

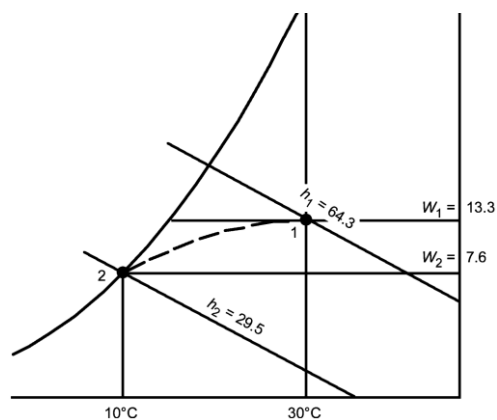
$W_1, W_2$  = λόγος υγρασίας αέρα πριν και μετά τη διεργασία, kg<sub>υγρ.</sub> / kg<sub>ξ.α.</sub>

$\dot{q}_{12}$  = αφαιρούμενη θερμική ισχύς, kW

$\dot{m}_w$  = παροχή μάζας του συμπυκνώματος, kg/s

$h_{w_2}$  = ειδική ενθαλπία του συμπυκνώματος, kJ/kg

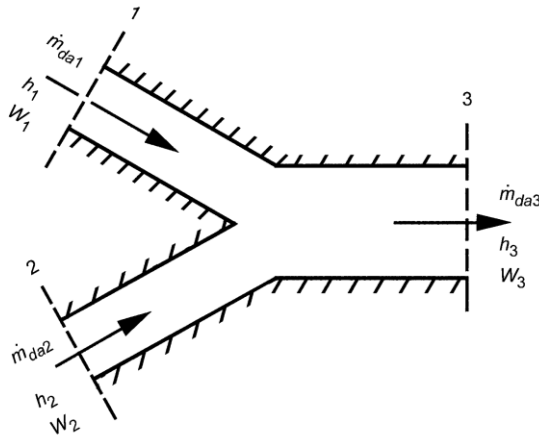
Στο σχήμα παριστάνεται πάνω στον ψυχομετρικό χάρτη η διεργασία της ψύξης με αφύγρανση του υγρού αέρα.



Εικόνα 4. 5

### 4.2.3 Αδιαβατική ανάμιξη δύο ρευμάτων υγρού αέρα

Στο σχήμα παριστάνεται σχηματικά η αδιαβατική ανάμιξη δυο ρευμάτων με παροχή μάζας ξηρού αέρα, ενθαλπία και λόγο υγρασίας  $\dot{m}_{a_1}, h_1, W_1$  και  $\dot{m}_{a_2}, h_2, W_2$  αντίστοιχα. Το προϊόν της ανάμιξης έχει παροχή μάζας ξηρού αέρα  $\dot{m}_{a_3}$ , ενθαλπία  $h_3$  και λόγο υγρασίας  $W_3$ . Ισολογισμός ενέργειας, μάζας ξηρού αέρα και μάζας υδρατμού δίνει αντίστοιχα:



Εικόνα 4. 6

$$\dot{m}_{a_1} h_1 + \dot{m}_{a_2} h_2 = \dot{m}_{a_3} h_3$$

Εξίσωση 4. 13

$$\dot{m}_{a_1} + \dot{m}_{a_2} = \dot{m}_{a_3}$$

Εξίσωση 4. 14

$$\dot{m}_{a_1} W_1 + \dot{m}_{a_2} W_2 = \dot{m}_{a_3} W_3$$

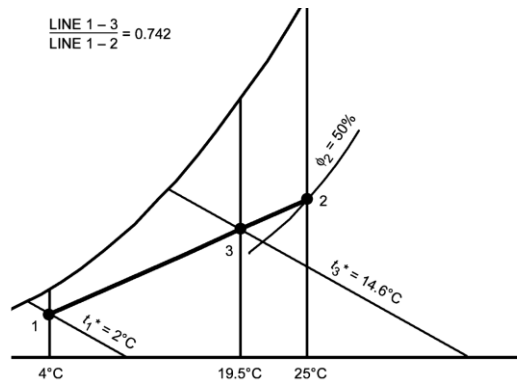
Εξίσωση 4. 15

Με απαλοιφή της  $\dot{m}_{a_3}$  δίνει:

$$\frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} = \frac{W_2 - W_3}{W_3 - W_1} = \frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}}$$

Εξίσωση 4. 16

Από την παραπάνω σχέση προκύπτει ότι στον ψυχομετρικό χάρτη, το σημείο κατάστασης του προϊόντος της ανάμιξης, 3, κείται πάνω στην ευθεία που συνδέει τα σημεία κατάστασης των δύο αναμιγνυομένων ρευμάτων, 1 και 2, και χωρίζει το ευθύγραμμο τμήμα (12) σε δύο τμήματα (32) και (13) που έχουν λόγο ίσο προς το λόγο των μαζών ξηρού αέρα των δύο ρευμάτων, δηλαδή:



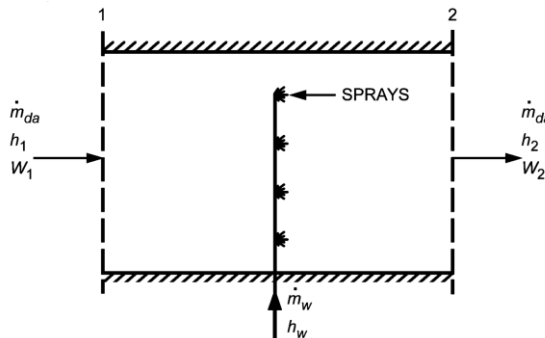
Εικόνα 4. 7

$$\frac{(32)}{(13)} = \frac{\dot{m}_{a_1}}{\dot{m}_{a_2}}$$

Εξίσωση 4. 17

#### 4.2.4 Αδιαβατική ύγρανση υγρού αέρα

Αύξηση της υγρασίας υγρού αέρα μπορεί να επιτευχθεί με ψεκασμό ή έγχυση νερού ή υδρατμού, όπως φαίνεται στο σχήμα. Για αδιαβατική ύγρανση, ο ισολογισμός ενέργειας και μάζας δίνει αντίστοιχα:



Εικόνα 4. 8

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_w h_w = \dot{m}_a h_2$$

Εξίσωση 4. 18

$$\dot{m}_a W_1 + \dot{m}_w = \dot{m}_a W_2$$

Εξίσωση 4. 19

Όπου,

$\dot{m}_a$  = παροχή μάζας ξηρού αέρα, kg/s

$\dot{m}_w, h_w$  = παροχή μάζας (kg/s) και ειδική ενθαλπία (kJ/kg) εγχυόμενου υδρατμού

$h_1, h_2$  = ενθαλπία υγρού αέρα πριν και μετά την ύγρανση, kJ/kg<sub>ξ.α.</sub>

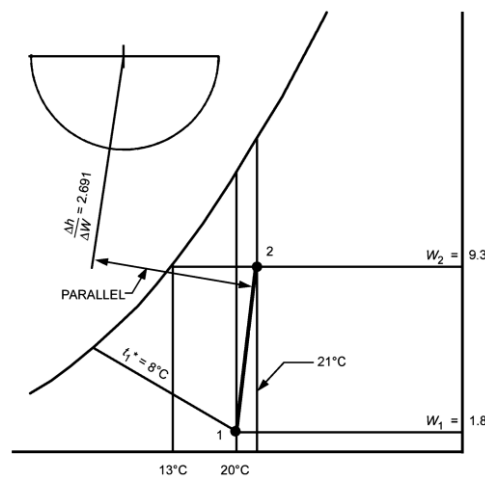
$W_1, W_2 = \text{λόγος υγρασίας υγρού αέρα πριν και μετά, } kg_{υγρ.} / kg_{ξ.α.}$

Συνδυασμός των παραπάνω εξισώσεων δίνει:

$$\frac{\Delta h}{\Delta W} = \frac{h_2 - h_1}{W_2 - W_1} = h_w$$

Εξίσωση 4. 20

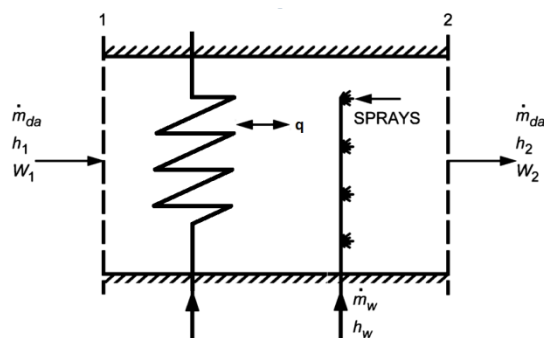
Από την παραπάνω σχέση προκύπτει ότι το τελικό σημείο κατάστασης 2, του υγρού αέρα κείται επί της ευθείας η οποία περνά από το αρχικό σημείο κατάστασης 1, του υγρού αέρα και έχει κλίση καθοριζόμενη από την τιμή της ειδικής ενθαλπίας του εγχυόμενου υδρατμού,  $h_w$ .



Εικόνα 4. 9

#### 4.2.5 Θέρμανση και ύγρανση υγρού αέρα

Στο σχήμα παριστάνεται σχηματικά η συσκευή θέρμανσης και ύγρανσης υγρού αέρα. Ισολογισμός ενέργειας και μάζας δίνει:



Εικόνα 4. 10

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_w h_w + \dot{q}_{12} = \dot{m}_a h_2$$

Εξίσωση 4. 21

$$\dot{m}_a W_1 + \dot{m}_w = \dot{m}_a W_2$$

Εξίσωση 4. 22

Όπου,

$\dot{m}_a =$  παροχή μάζας ξηρού αέρα,  $kg/s$

$\dot{m}_w, h_w =$  παροχή μάζας ( $kg/s$ ) και ειδική ενθαλπία ( $kJ/kg$ ) εγχυόμενου υδρατμού

$h_1, h_2 =$  ενθαλπία υγρού αέρα πριν και μετά την ύγρανση,  $kJ/kg_{ξ.α.}$

$W_1, W_2 =$  λόγος υγρασίας υγρού αέρα πριν και μετά,  $kg_{υγρ.} / kg_{ξ.α.}$

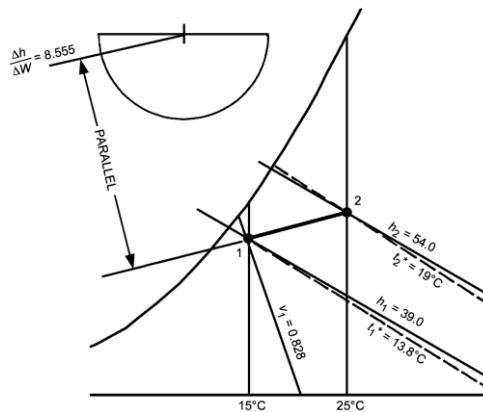
$\dot{q}_{12} =$  προσδιδόμενη θερμική ισχύς,  $kW$

Συνδυασμός των παραπάνω εξισώσεων δίνει:

$$\frac{\Delta h}{\Delta W} = \frac{h_2 - h_1}{W_2 - W_1} = h_w + \frac{\dot{q}_{12}}{\dot{m}_w}$$

Εξίσωση 4. 23

Όπως και στην περίπτωση της αδιαβατικής ύγρανσης, από την παραπάνω σχέση προκύπτει ότι το τελικό σημείο κατάστασης 2 κείται επί της ευθείας καταστάσεων η οποία περνά από το αρχικό σημείο κατάστασης 1 και έχει κλίση καθοριζόμενη από την τιμή  $(h_w + \dot{q}_{12}/\dot{m}_w)$ .



Εικόνα 4. 11

## 5 ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΕΣΗ

Η βασική και αντικειμενικά πρώτη προτεραιότητας επιδίωξη ενός συστήματος κλιματισμού θα πρέπει να είναι η παροχή συνθηκών θερμικής άνεσης. Αν και στον ορισμό της θερμικής άνεσης πολλές φορές εμπίπτουν και υποκειμενικοί παράγοντες, γενικά θα μπορούσαμε να πούμε ότι η τελευταία είναι η κατάσταση ικανοποίησης που εκφράζει ο ανθρώπινος παράγοντας όντας σε θερμική ισορροπία με το περιβάλλον του. Σε κάθε περίπτωση η θερμική άνεση είναι μια νοητική διεργασία η οποία εξαρτάται από πολλούς παράγοντες. Σε αυτό το κεφάλαιο θα προσπαθήσουμε να κατανοήσουμε αλλά και να ποσοτικοποιήσουμε τους θερμορρυθμιστικούς τρόπους του ανθρώπινου σώματος, κάτι πολύ σημαντικό για την επιτυχημένη σχεδίαση συστημάτων κλιματισμού υψηλής θερμικής άνεσης.

### 5.1 Ρύθμιση της θερμοκρασίας

Ο μεταβολισμός και οι λοιπές δραστηριότητες του ανθρώπινου σώματος οδηγούν σχεδόν πάντα σε έκλυση θερμότητας η οποία στη συνέχεια θα πρέπει με κάποιο τρόπο να διοχετευτεί στο περιβάλλον. Έτσι ρυθμίζεται η θερμοκρασία του σώματος μέσα σε επιτρεπτά επίπεδα. Όταν η θερμοκρασία που εκλύεται εσωτερικά δεν απάγεται προς το περιβάλλον με επαρκείς ρυθμούς, τότε έχουμε άνοδο της εσωτερικής θερμοκρασίας, δηλαδή υπερθερμία. Στην περίπτωση που οι θερμικές απώλειες είναι μεγαλύτερες από τις προβλεπόμενες, τότε έχουμε υποθερμία, δηλαδή εσωτερική θερμοκρασία μικρότερη από την κανονική. Θερμοκρασίες δέρματος μεγαλύτερες από  $45^{\circ}\text{C}$  ή μικρότερες από  $18^{\circ}\text{C}$  προκαλούν οξείς πόνους. Η θερμοκρασία του δέρματος για την επίτευξη θερμικής άνεσης σε περιπτώσεις καθιστικής εργασίας είναι  $33$  με  $34^{\circ}\text{C}$  με τιμές που ελαττώνονται όσο αυξάνει η δραστηριότητα. Σε αντίθεση με την επιδερμική θερμοκρασία, η εσωτερική αυξάνει όσο αυξανομένης της δραστηριότητας. Το κέντρο ρύθμισης της θερμοκρασίας που βρίσκεται στον εγκέφαλο είναι στους  $36,8^{\circ}\text{C}$  απουσία κάθε δραστηριότητας, αυξάνει στους  $37,4^{\circ}\text{C}$  για ελαφρύ περπάτημα και αγγίζει τους  $37,9^{\circ}\text{C}$  για τρέξιμο. Εσωτερική θερμοκρασία κάτω από  $28^{\circ}\text{C}$  μπορεί να οδηγήσει σε σοβαρές καρδιακές αρρυθμίες, ενώ πάνω από  $46^{\circ}\text{C}$  προκαλεί μη αναστρέψιμες εγκεφαλικές βλάβες. Από τα παραπάνω μπορούμε εύκολα να καταλάβουμε πόσο σημαντική είναι για την υγεία αλλά και για την εύρυθμη λειτουργία του ανθρώπινου σώματος η ρύθμιση της θερμοκρασίας του.

Η θερμότητα που παράγεται από κάποιον ενήλικα σε κατάσταση ακινησίας/ανάπαυσης (resting) είναι περίπου  $100\text{ W}$ . Επειδή το μεγαλύτερο ποσοστό αυτής της θερμότητας μεταφέρεται προς το περιβάλλον διαμέσου του δέρματος, είναι πολύ συχνά βολικό να χαρακτηρίζουμε αυτή τη μεταβολική δραστηριότητα με όρους παραγωγής θερμότητας ανά μονάδα επιφάνειας του δέρματος. Σε αυτή την περίπτωση και θεωρώντας ότι ένας μέσος ενήλικας έχει επιφάνεια δέρματος  $1,8\text{ m}^2$  ( $1,6\text{ m}^2$  για τις γυναίκες) κατάλήγουμε σε μεταβολική παραγωγή θερμότητας της τάξης των  $58\text{ W/m}^2$  ( $1\text{ met}$ ) σε κατάσταση ακινησίας/ανάπαυσης. Υψηλότεροι μεταβολικοί ρυθμοί υπολογίζονται σχεδόν πάντα σε

σχέση με τη μονάδα met και την κατάσταση που αναφέραμε παραπάνω. Κατά συνέπεια, άτομο που εργάζεται, για παράδειγμα, με μεταβολικούς ρυθμούς πενταπλάσιους της κατάστασης ανάπαυσης, μπορούμε να πούμε ότι ο ρυθμός παραγωγής της εσωτερικής του ενέργειας είναι 5 met.

Το κέντρο ρύθμισης της θερμοκρασίας του σώματος είναι ο υποθάλαμος και βρίσκεται στον εγκέφαλο. Έχει αισθητήρες θερμοκρασίας και βρίσκεται εμβαπτισμένος σε αρτηριακό αίμα. Το τελευταίο, λόγω της συνεχούς κυκλοφορίας του μπορεί να δώσει με ικανοποιητική ακρίβεια με ενδεικτική τιμή της μέσης εσωτερικής θερμοκρασίας του σώματος. Εκτός από τη θερμοκρασία του αίματος, ο υποθάλαμος έχει αισθητήρια που μετράνε τη θερμοκρασία και σε άλλα μέρη του σώματος όπως ο νωτιαίος μυελός, το έντερο κλπ. Στην περίπτωση που η υπολογιζόμενη θερμοκρασία δεν είναι μέσα στα επιτρεπτά όρια, τότε ξεκινάει η ρύθμιση της με βάση συγκεκριμένες διαδικασίες. Ο πιο σημαντικός και παράλληλα ο περισσότερο χρησιμοποιούμενος τρόπος είναι η ρύθμιση της παροχής αίματος προς τα επιδερμικά αγγεία. Όταν λοιπόν η εσωτερική θερμοκρασία περάσει το επιτρεπτό άνω όριο αυξάνεται η παροχή αίματος προς τα επιδερμικά αγγεία με παράλληλη διαστολή αυτών (vasodilation). Η παροχή αίματος μπορεί να αυξηθεί μέχρι και 15 φορές –σε ακραίες περιπτώσεις- σε σχέση με την αρχική, από 1,7 mL/s/m<sup>2</sup> σε κατάσταση ακινησίας στα 25 mL/s/m<sup>2</sup> μεταφέροντας με αυτό τον τρόπο το εσωτερικό θερμικό φορτίο προς το δέρμα και από εκεί προς το περιβάλλον. Αντίθετα όταν η εσωτερική θερμοκρασία ελαττωθεί κάτω από το προβλεπόμενο όριο, έχουμε συστολή των επιδερμικών αγγείων (vasoconstriction) και ελάττωση της παροχής αίματος προς αυτά με σκοπό την εξοικονόμηση της εσωτερικής θερμότητας. Σύμφωνα με μελέτες που έχουν γίνει, η επίδραση αυτής της συστολής των επιδερμικών αγγείων μπορεί να συγκριθεί με τη μονωτική δράση ενός μάλλινου πουλόβερ. Αν η θερμοκρασία συνεχίσει να πέφτει, τότε πρέπει να γίνει παραγωγή επιπρόσθετης θερμότητας διαμέσου της σύσπασης των μυών. Τα «ρίγη» όπως συνηθίζουμε να τα λέμε, μπορούν να αυξήσουν την παραγόμενη θερμότητα σε σχέση με αυτή που παράγεται σε κατάσταση ακινησίας, φτάνοντας τα 4,5 met.

Όταν η εσωτερική θερμοκρασία του σώματος ανέβει σε υψηλά επίπεδα τότε έχουμε τη λεγόμενη εφίδρωση. Η διαδικασία αυτή είναι εξαιρετικά εξελιγμένη στους ανθρώπους σε αντίθεση με τα ζώα και αποτελεί ένα πολύ χρήσιμο εργαλείο για τη διατήρηση της θερμικής άνεσης σε περιπτώσεις υψηλού μεταβολικού ρυθμού. Αυτός ο μηχανισμός άμυνας του οργανισμού απέναντι στις υψηλές θερμοκρασίες έχει σαν σκοπό να ψύξει την επιφάνεια του δέρματος –λόγω εξάτμισης του ιδρώτα- και κατά συνέπεια να αυξήσει τη μεταφορά θερμότητας από το εσωτερικό του σώματος προς το περιβάλλον. Αυτό γίνεται με τη βοήθεια ειδικών αδένων που μεταφέρουν τον ιδρώτα στην επιφάνεια του δέρματος και τον εναποθέτουν για εξάτμιση. Αν η σχετική υγρασία του αέρα δεν είναι σε υψηλά επίπεδα τότε η εξάτμιση θα γίνει άμεσα. Σε περίπτωση που ο ρυθμός εξάτμισης δεν είναι ο ενδεικνύμενος, τότε θα πρέπει να αυξηθεί η επιφάνεια εξάτμισης καλύπτοντας μεγαλύτερο ποσοστό του σώματος. Το κλάσμα της επιδερμικής επιφάνειας που είναι καλυμμένο με νερό προς το συνολικό ονομάζεται υγρασία δέρματος (skin wettedness) και παίζει



σημαντικό ρόλο στη θερμική άνεση. Η αίσθηση της υγρασίας στην επιφάνεια του δέρματος που προέρχεται από την εφίδρωση είναι άμεσα συνδεδεμένη με το αίσθημα της δυσφορίας ή καλύτερα με τη μη επίτευξη θερμικής άνεσης. Πειραματικά αποτελέσματα έχουν δείξει ότι η αίσθηση της άνεσης ελαττώνεται σημαντικά φτάνοντας στα επίπεδα της «ενόχλησης» όταν το ποσοστό εφίδρωσης αυξηθεί πέραν του 25% της επιφάνειας του σώματος (υγρασία δέρματος) για περιπτώσεις ανάπαυσης ή καθιστικής εργασίας. Επιπροσθέτως ο ιδρώτας αυξάνει την τριβή μεταξύ δέρματος και ρούχων κάνοντας την επιφάνεια των τελευταίων περισσότερο τραχιά στην αίσθηση.

Επαναλαμβανόμενη έκθεση σε υψηλές θερμοκρασίες ελαττώνει τη θερμοκρασία έναρξης της διαδικασίας της εφίδρωσης, δηλαδή αυξάνει την ευαισθησία αυτού του θερμορυθμιστικού μηχανισμού. Η μεγάλης όμως διάρκειας έκθεση σε ζεστό περιβάλλον οδηγεί σε αντίθετα αποτελέσματα, όπως η βαθμιαία αύξηση του θερμοκρασιακού ορίου πέραν του οποίου έχουμε το ξεκίνημα της διαδικασίας της εφίδρωσης. Σε τέτοιες περιπτώσεις έχουμε σταδιακή προσαρμογή του οργανισμού στο νέο θερμοκρασιακό περιβάλλον και βαθμιαία αύξηση της θερμοκρασίας εκκίνησης των φυσιολογικών διαδικασιών διατήρησης της θερμοκρασίας του σώματος μέσα στα επιτρεπτά όρια.

## 5.2 Συνθήκες θερμικής άνεσης

Από τον πίνακα φαίνεται ότι οι γυναίκες σύμφωνα με τα αποτελέσματα μελέτης που έγινε από την ASHRAE είναι περισσότερο ευαίσθητες όσον αφορά στη θερμοκρασία και λιγότερο όσον αφορά στην υγρασία σε σχέση με τους άντρες (για περίοδο έκθεσης άνω των 2 ωρών). Γενικά, αλλαγή της θερμοκρασίας κατά 3 K ή της μερικής πίεσης του υγρού ατμού κατά 3 kPa είναι αρκετή για να υπάρξει αλλαγή της τιμής του Y προς την επόμενη ή την προηγούμενη κλίμακα θερμικής άνεσης.

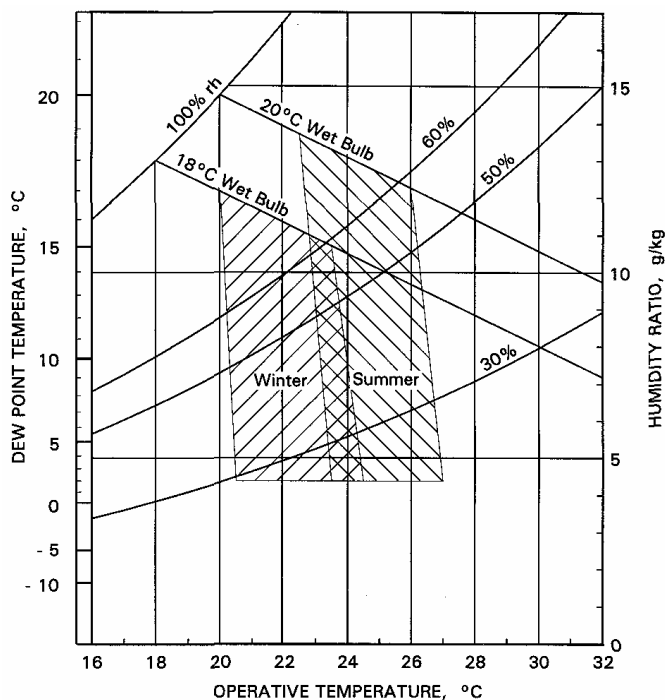
Exposure Period, h	Subjects	Regression Equations <sup>a, b</sup>
		$t = \text{dry-bulb temperature, } ^\circ\text{C}$ $p = \text{vapor pressure, kPa}$
1.0	Men	$Y = 0.220 t + 0.233 p - 5.673$
	Women	$Y = 0.272 t + 0.248 p - 7.245$
	Both	$Y = 0.245 t + 0.248 p - 6.475$
2.0	Men	$Y = 0.221 t + 0.270 p - 6.024$
	Women	$Y = 0.283 t + 0.210 p - 7.694$
	Both	$Y = 0.252 t + 0.240 p - 6.859$
3.0	Men	$Y = 0.212 t + 0.293 p - 5.949$
	Women	$Y = 0.275 t + 0.255 p - 8.622$
	Both	$Y = 0.243 t + 0.278 p - 6.802$

<sup>a</sup> Y values refer to the ASHRAE thermal sensation scale.

<sup>b</sup> For young adult subjects with sedentary activity and wearing clothing with a thermal resistance of approximately 0.5 clo,  $t_r \approx t_a$  and air velocities < 0.2 m/s.

Εικόνα 5. 1

Λόγω της αλλαγής της ποσότητας αλλά και του τύπου του ρουχισμού μεταξύ εποχών, η ASHRAE καθόρισε τις περιοχές θερινής και χειμερινής άνεσης για ρούχα κατηγορίας 0,5 και 0,9 clo (0,078 – 0,14 m<sup>2</sup>K/W) αντίστοιχα όπως αυτές φαίνονται στο σχήμα.



Εικόνα 5. 2

Όταν κάποιος βρίσκεται στο κέντρο της περιοχής άνεσης με τον ρουχισμό που προαναφέρθηκε, τότε η θερμική του αίσθηση μπορεί να θεωρηθεί ότι είναι κοντά στην κατηγορία  $Y=0$  δηλαδή πολύ κοντά στην ουδέτερη κατάσταση. Κοντά στο θερμό όριο το  $Y$  πλησιάζει στο 0,5 και κοντά στο ψυχρό όριο στο -0,5 σύμφωνα με την κλίμακα της ASHRAE.

Σε περιπτώσεις που το επίπεδο ρουχισμού δεν είναι 0,5 και 0,9 clo για καλοκαίρι και χειμώνα αντίστοιχα, τότε προσεγγιστικά μπορούμε να ελαττώσουμε τα θερμοκρασιακά όρια της ζώνης κατά 0,6 K για κάθε 0,1 clo αύξησης στη θερμική μόνωση των ρούχων και αντίστροφα. Ομοίως οι ζώνες θερμοκρασίας θα πρέπει να ελαττωθούν κατά 1,4 K για κάθε met αύξησης πέρα των 1,2 met.

## 6 ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΘΕΩΡΙΑΣ ΨΥΞΗΣ

### 6.1 Ψύξη με απορρόφηση

Η μέθοδος αυτή σε αντίθεση με τις κλασσικές ψυκτικές διατάξεις μηχανικής συμπίεσης χρησιμοποιεί δυο εργαζόμενα σώματα. Αυτά είναι το καθ' αυτό ψυκτικό μέσο (refrigerant) και το μέσο απορρόφησης (absorbent). Δυο κλασσικά ζεύγη παρομοίων μέσων είναι το αμμωνίας - νερού ( $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ ) και το νερού - διαλύματος βρωμιούχου λιθίου ( $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$ ). Στην πρώτη περίπτωση το ψυκτικό μέσο είναι η αμμωνία και το μέσο απορρόφησης το νερό. Στην δεύτερη περίπτωση ψυκτικό μέσο είναι το νερό και μέσο απορροφήσεως το διάλυμα βρωμιούχου λιθίου.

Οι ψυκτικές διατάξεις με απορρόφηση χρησιμοποιούν για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος το φαινόμενο της ατμοποίησης και επομένως για να έχουμε συνεχή λειτουργία με επαναχρησιμοποίηση του ψυκτικού μέσου απαιτείται να γίνει χρήση και της αντιστοίχου συμπύκνωσης. Η διαφορά των διατάξεων δι' απορρόφησης έναντι των κλασσικών διατάξεων με συμπίεση ατμού έγκειται στην μη χρήση συμπιεστή ατμού ψυκτικού μέσου οιαδήποτε είδους. Για την μεταφορά του ψυκτικού μέσου από την χαμηλή πίεση ατμοποίησης στην υψηλή πίεση συμπύκνωσης γίνεται χρήση του φαινομένου της απορρόφησης. Λόγω της απορρόφησης αυτής του ατμοποιηθέντος ψυκτικού μέσου από το μέσο απορρόφησης έχουμε στην χαμηλή πίεση υγρό διάλυμα και όχι ατμό, το οποίο πρέπει να μεταφερθεί στην υψηλή πίεση. Η μεταφορά αυτή γίνεται είτε με την βοήθεια μηχανικής αντλίας είτε με χρήση κατάλληλης θερμοσιφωνικής αντλίας.

Στη δεύτερη περίπτωση που εφαρμόζεται στις ψυκτικές διατάξεις διαπορρόφησης με αδρανές αέριο δεν απαιτείται ουδεμία μηχανική ενέργεια. Αυτό συνεπάγεται την πλήρη έλλειψη κινουμένων μελών στις διατάξεις αυτές που τις καθιστά τελείως αθόρυβες κατά την λειτουργία τους. Στην περίπτωση που χρησιμοποιείται μηχανική αντλία στις διατάξεις με απορρόφηση η απαιτούμενη μηχανική ενέργεια είναι σε σύγκριση προς την αντίστοιχη των ψυκτικών εγκαταστάσεων με μηχανικό συμπιεστή ατμού μηδαμινή.

Χαρακτηριστικό γνώρισμα των ψυκτικών διατάξεων με απορρόφηση είναι ότι απαιτούν ελάχιστη ή καθόλου μηχανική ενέργεια και ότι παράγουν την ψυκτική ισχύ μόνο με χρήση θερμικής ενέργειας. Η θερμική ενέργεια απαιτείται για τον εκ νέου διαχωρισμό του ψυκτικού μέσου από το μέσο απορρόφησης στην υψηλή πίεση όπου βρίσκονται. Ο διαχωρισμός αυτός επιτυγχάνεται με βρασμό και κλασματική απόσταξη. Η θερμική ενέργεια που προσδίδεται προέρχεται είτε από υδρατμό είτε από καύση φυσικού αερίου ή υγρών καυσίμων. Εάν η πρόσδοση γίνεται από υδρατμό (steam fired absorption unit) τότε η θερμοκρασία στην οποία διατίθεται η θερμότητα είναι καθορισμένη από την πίεση του παρεχόμενου ατμού.

Στην περίπτωση που η θερμότητα προέρχεται από καύση αερίου (gas - fired absorption unit), ο περιορισμός αυτός δεν ισχύει και η θερμοκρασία διαθέσεως της θερμότητας είναι

αρκετά υψηλή. Είναι αξιοσημείωτο ότι όσο υψηλότερη θερμοκρασία έχει η θερμότητα που προσδίδεται για την λειτουργία της ψυκτικής διάταξης με απορρόφηση, τόσο χαμηλότερη θερμοκρασία ατμοποίησης δύναται να επιτευχθεί.

### 6.1.1 Ψυκτικός κύκλος $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$

Εγκαταστάσεις απορροφήσεως του είδους αυτού κατασκευάζονται σε μεγέθη διαφόρων ψυκτικών ισχύων που καλύπτουν όλη την κλίμακα από λίγες εκατοντάδες Watt μέχρι 2 και 3 MW. Οι μεγάλες εγκαταστάσεις ευρίσκουν εφαρμογή κυρίως σε χημικές βιομηχανίες και ιδιαίτερα σε διυλιστήρια υγρών καυσίμων.

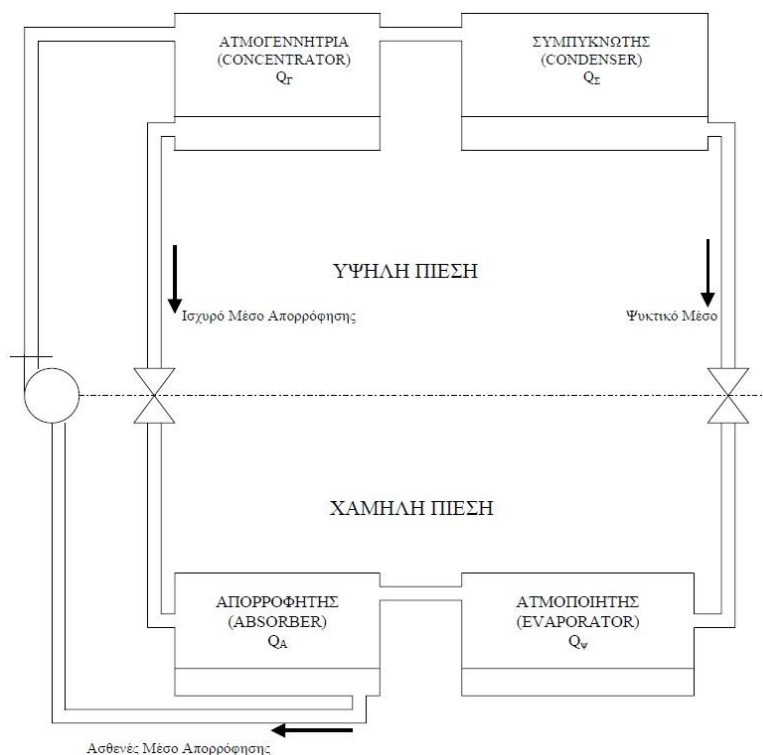
Με μονοβάθμιες μονάδες του είδους αυτού παράγεται ευχερώς ψυκτική ισχύς στους  $-45\text{ }^\circ\text{C}$  ή ακόμα και στους  $-75\text{ }^\circ\text{C}$ . Την θερμοκρασία αυτή ουδεμία μονοβάθμια διάταξη συμπίεσης ατμού μπορεί να πλησιάσει λόγω του εξαιρετικά μεγάλου λόγου συμπίεσης που απαιτείται. Περαιτέρω εξέταση αυτών των διατάξεων ξεφεύγει από τα όρια της παρούσας εργασίας.

### 6.1.2 Ψυκτικός κύκλος $\text{H}_2\text{O} - \text{διαλύματος LiBr}$

Η αρχή λειτουργίας των διατάξεων αυτών απεικονίζεται στο σχήμα. Στην ατμογεννήτρια προσδίδεται έξωθεν η θερμική ενέργεια  $Q_r$ , που ατμοποιεί το ασθενές μέσο απορρόφησης το οποίο έχει προωθηθεί στην ατμογεννήτρια με την βοήθεια της αντλίας διαλύματος. Η ατμοποίηση έχει σαν αποτέλεσμα τον πλήρη διαχωρισμό του διμερούς μίγματος και την παραγωγή υδρατμών που οδεύουν προς τον συμπυκνωτή.

Η σημαντική διαφορά μεταξύ των δυο διμερών μιγμάτων είναι η ακόλουθη: Στην περίπτωση του ζεύγους  $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$  το μέσο απορρόφησης ( $\text{H}_2\text{O}$ ) έχει ίδια τάση ατμών και στην ατμογεννήτρια παράγεται μίγμα ατμών αμμωνίας και νερού, το οποίο απαιτεί αναβελτίωση για την παροχή προς τον συμπυκνωτή σχετικά αμιγούς ατμού ψυκτικού μέσου. Αντίθετα το μίγμα νερό - διάλυμα  $\text{LiBr}$  χρησιμοποιεί ως μέσο απορρόφησης άλας ( $\text{LiBr}$ ), το οποίο στερείται ίδιας τάσης ατμών και έτσι στην ατμογεννήτρια παράγεται άμεσα μόνο ατμός ψυκτικού μέσου (υδρατμός) χωρίς να απαιτείται ουδεμία αναβελτίωση.

Κατόπιν το ισχυρό μέσο απορρόφησης ( $\text{LiBr}$ ) απομακρύνεται από την ατμογεννήτρια και μέσω της στραγγαλιστικής βαλβίδας επιστρέφει στον απορροφητή. Ο υδρατμός οδηγείται στον συμπυκνωτή όπου συμπυκνείται αποβάλλοντας την θερμότητα συμπύκνωσης. Το συμπύκνωμα πηγαίνει προς το τμήμα της εγκατάστασης με την χαμηλή πίεση μέσω δεύτερης βαλβίδας στραγγαλισμού και στην συνέχεια παράγει διαατμοποίησής του στον ατμοποιητή την ψυκτική ισχύ. Τέλος ο ατμός χαμηλής πίεσης που παράγεται στο στοιχείο ατμοποίησης ρέει προς τον απορροφητή όπου και απορροφάται από το ισχυρό μέσο απορρόφησης. Προϊόν της απορρόφησης αυτής είναι το ασθενές μέσο απορρόφησης το οποίο με την αντλία διαλύματος καταθλίβεται εκ νέου προς την ατμογεννήτρια.



Εικόνα 6. 1

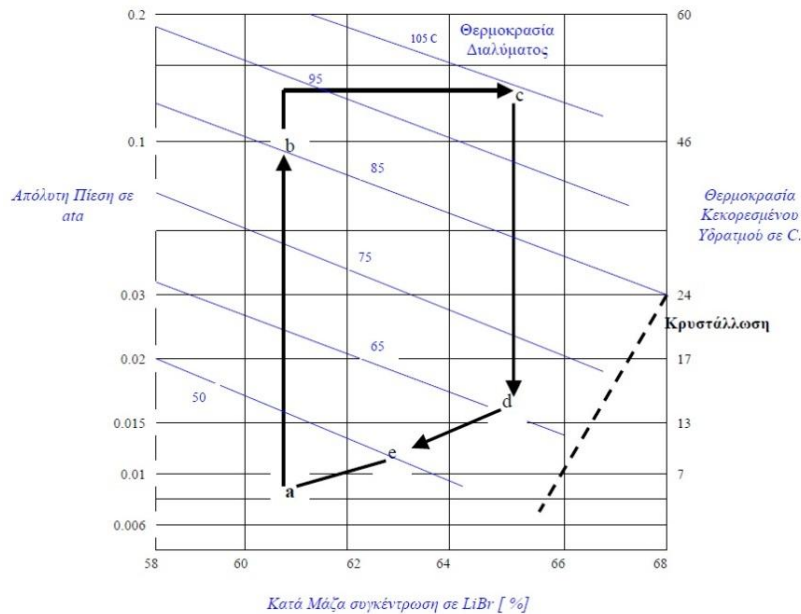
Η θερμοκρασία παραγωγής ψυκτικής ισχύος εξαρτάται από την πίεση που επικρατεί στον ατμοποιητή. Περαιτέρω όμως η πίεση αυτή εξαρτάται από την σύνθεση του ισχυρού μέσου απορρόφησης στον απορροφητή καθώς και από την θερμοκρασία στον απορροφητή. Για να υπάρξει απορρόφηση των υδρατμών από το διάλυμα άλατος LiBr πρέπει η πίεση ατμοποίησης να είναι μεγαλύτερη από την μερική πίεση των υδρατμών που βρίσκονται πάνω από το διάλυμα LiBr στον απορροφητή.

Μια πραγματική ψυκτική εγκατάσταση απορρόφησης με εργαζόμενο ζεύγος  $H_2O - LiBr$  εκτός από τα στοιχεία που απεικονίζονται περιλαμβάνει και έναν εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος μεταφέρει θερμότητα από το θερμό ισχυρό μέσο απορρόφησης προς το ασθενές που οδεύει προς την ατμογεννήτρια. Επίσης περιλαμβάνει και έναν δεύτερο εναλλάκτη θερμότητας μεταξύ του θερμού συμπυκνώματος και του ψυχρού ατμού που εξέρχεται από τον ατμοποιητή. Ο δεύτερος αυτός εναλλάκτης λέγεται Εναλλάκτης Πρόψυξης.

Η παράσταση των μεταβολών του διαλύματος γίνεται συνήθως σε διάγραμμα με άξονες την κατα μάζα συγκέντρωση και την πίεση. Η μεταβολή ab απεικονίζει την θέρμανση του ασθενούς μέσου απορρόφησης στον εναλλάκτη θερμότητας. Η περαιτέρω θέρμανση από το σημείο b μέχρι την «υψηλή» πίεση γίνεται εντός της ατμογεννήτριας, όπου στην συνέχεια έχουμε την παραγωγή ατμού ψυκτικού μέσου κατά μήκος της ισόθλιπτης μέχρι το σημείο c. Η ψύξη του ισχυρού μέσου απορρόφησης παρίσταται δια της μεταβολής cd και η ακολουθούσα απορρόφηση δια της μεταβολής da.

Οι μεταβολές αυτές λαμβάνουν χώρα μεταξύ διαλυμάτων συγκέντρωσης 61% και 65%. Από το σχήμα είναι εμφανές ότι το σημείο d βρίσκεται κοντά στην οριακή γραμμή

κρυστάλλωσης του διαλύματος LiBr και πρέπει να ληφθεί μέριμνα για την αποφυγή αυτής. Η εμφάνιση κρυστάλλων οι οποίοι προκαλούν ακόμα και διακοπή λειτουργίας είναι ένα από τα προβλήματα των διατάξεων αυτών.



Εικόνα 6. 2

Τέλος για μεγαλύτερη ασφάλεια λειτουργίας χρησιμοποιείται ανάμιξη του ισχυρού μέσου απορρόφησης, που προέρχεται από την ατμογεννήτρια με διάλυμα από τον απορροφητή πρό της εισόδου αυτού στον απορροφητή. Είναι προφανές ότι η ανάμιξη εδώ επιτρέπει την χρήση μεγαλύτερης συγκεντρώσεως για το ισχυρό μέσο απορρόφησης παρά το ότι η πίεση ατμοποίησης παραμένει εξ ίσου χαμηλή όπως και προηγουμένως.

## 6.2 Ψύξη με στερεό προσροφητικό υλικό

Τα ψυκτικά συστήματα ανοικτού εξατμιστικού κύκλου με στερεό προσροφητικό υλικό αποτελούν έναν εναλλακτικό τρόπο κλιματισμού σε σχέση με τα συμβατικά ψυκτικά συστήματα συμπίεσης που συνήθως χρησιμοποιούνται. Τα συστήματα αυτά, μέσω ενός τροχού προσροφητικού μέσου – desiccant, αφυγραίνουν τον αέρα του περιβάλλοντος που εισέρχεται στο σύστημα. Το στοιχείο που καθιστά τον τροχό desiccant αξιοπρόσεκτο και ιδιαίτερο είναι ότι έχει τη δυνατότητα να συγκρατεί μεγάλες ποσότητες υγρασίας από τον αέρα και όχι απλά ότι μπορεί να μειώσει την απόλυτη υγρασία του αέρα. Αυτή η επισήμανση είναι απαραίτητη γιατί σχεδόν όλα τα υλικά μπορούν να “ροφήσουν” υγρασία από τον αέρα όταν αυτός διέρχεται από αυτά, όμως δεν έχουν όλα την ίδια ικανότητα απορρόφησης υγρασίας. Βέβαια, σε κάθε σύστημα ανοικτού εξατμιστικού κύκλου δεν υπάρχει μόνο ο τροχός desiccant αλλά και άλλες συσκευές που τοποθετούνται με κατάλληλο τρόπο έτσι ώστε κάθε φορά να επιτυγχάνεται το ζητούμενο αποτέλεσμα και να λαμβάνεται το επιθυμητό όφελος. Τέτοιες συσκευές είναι υγραντήρες, αναγεννητές, εναλλάκτες θερμότητας καθώς και άλλες ανάλογα με τη μορφή του συστήματος.

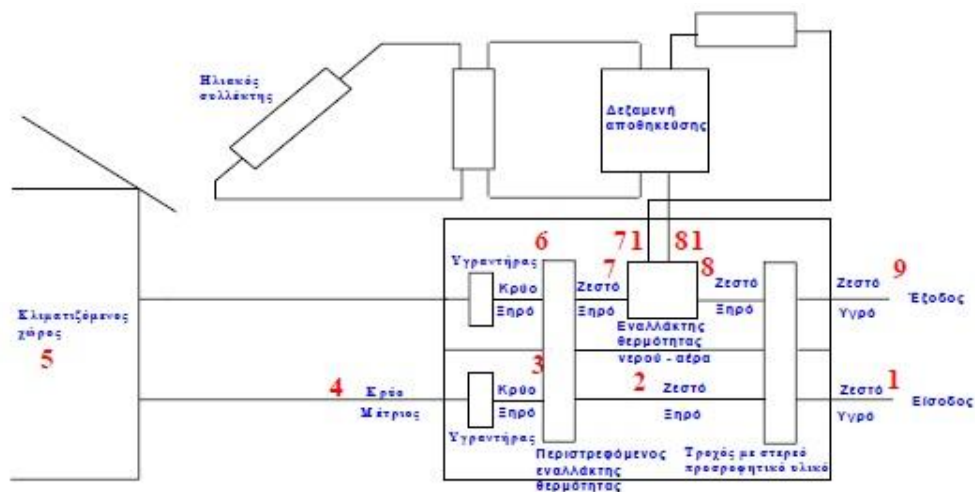
Σε αυτό το σημείο πρέπει να αναφερθεί ότι δεν υπάρχει μόνο μία διάταξη του συστήματος αλλά αντίθετα υπάρχουν διάφορες παραλλαγές οι οποίες όμως όλες έχουν ως κοινό στοιχείο τον τροχό desiccant αποδίδοντας το ίδιο ή παρόμοιο αποτέλεσμα.

Γενικότερα, τα συστήματα ανοικτού εξατμιστικού κύκλου έχουν δύο πολύ ιδιαίτερα χαρακτηριστικά γνωρίσματα τα οποία τα καθιστούν ξεχωριστά και ίσως στο άμεσο μέλλον και περιζήτητα:

Διαφορετικός τρόπος λειτουργίας σε σχέση με τα κοινά κλιματιστικά αφού γίνεται σε διαφορετικά σημεία η αφύγρανση, η θέρμανση και η ύγρανση του ρεύματος αέρα. Επομένως το ρεύμα αέρα που εισέρχεται στο χώρο αποκτά τα επιθυμητά χαρακτηριστικά σταδιακά και σε διαφορετικά σημεία του συστήματος.

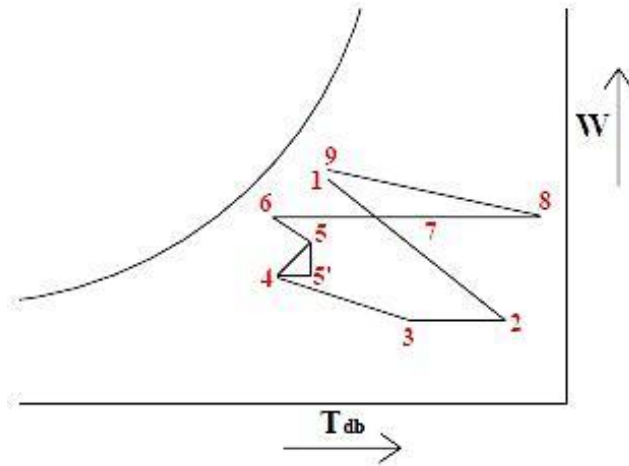
Αμελητέες απαιτήσεις σε ηλεκτρικό ρεύμα. Συγκεκριμένα, το σύστημα χρειάζεται ρεύμα για την περιστροφή του τροχού desiccant, ο οποίος άλλωστε περιστρέφεται με αρκετά αργό ρυθμό.

Παρουσιάζεται η διάταξη ανοικτού εξατμιστικού κύκλου με στερεό προσροφητικό υλικό. Το κύριο χαρακτηριστικό του συστήματος είναι η χρήση της ηλιακής ενέργειας, ως εξωτερικής πηγής ενέργειας. Στα σχήματα απεικονίζονται η διάταξη και ο ψυχομετρικός χάρτης με τις μεταβολές αντίστοιχα για το θεωρητικό εξατμιστικό κύκλο που πρότεινε ο Pennington.



Εικόνα 6.3

Η ενεργειακή-θερμοδυναμική ανάλυση που γίνεται περιλαμβάνει υπολογισμό των θερμοδυναμικών μεγεθών όλων των σημείων κάθε κύκλου και στη συνέχεια υπολογισμό του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) για κάθε περίπτωση. Με δεδομένο ότι η λειτουργία τέτοιων συστημάτων βασίζεται σε πολλές παραμέτρους όπως είναι η αποδοτικότητα των επιμέρους στοιχείων του συστήματος, οι συνθήκες που επικρατούν στην περιοχή της εφαρμογής, το συνολικό ψυκτικό φορτίο του χώρου και η θερμοκρασία αναγέννησης του τροχού desiccant, προκύπτουν διαφορετικά αποτελέσματα ανάλογα με τις τιμές που λαμβάνουν κάθε φορά αυτές οι παράμετροι.



Εικόνα 6. 4

1	Είσοδος στην εγκατάσταση (συνθήκες περιβάλλοντος)
2	Έξοδος από τον τροχό με στερεό προσροφητικό υλικό
3	Έξοδος από τον περιστρεφόμενο εναλλάκτη θερμότητας αέρα - αέρα
4	Έξοδος από τον πρώτο υγραντήρα
5	Έξοδος από τον κλιματιζόμενο χώρο
6	Έξοδος από το δεύτερο υγραντήρα
7	Έξοδος από τον περιστρεφόμενο εναλλάκτη θερμότητας αέρα - αέρα
8	Έξοδος από τον αναγεννητή
9	Έξοδος από την εγκατάσταση (συνθήκες εξόδου)

Πίνακας 6. 1



## 7 ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΕΣ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΜΟΝΑΔΩΝ

### 7.1 Ψυκτικές μονάδες απορρόφησης

Τα κριτήρια ταξινόμησης των ψυκτικών μονάδων απορρόφησης H<sub>2</sub>O – LiBr είναι ο τρόπος θέρμανσης της κύριας ατμογεννήτριας και το αν η μονάδα έχει μια ή περισσότερες ατμογεννήτριες.

Έτσι διακρίνονται σε Εμμέσου Θέρμανσης (indirect fired) ψυκτικές μονάδες, όπου η τροφοδότηση της ατμογεννήτριας γίνεται από ένα boiler με ατμό ή ζεστό νερό και Αμέσου Θέρμανσης (direct fired) ψύκτες, όπου η θέρμανση της ατμογεννήτριας γίνεται απευθείας μέσω της καύσης υγρών ή κυρίως αερίων καυσίμων. Επίσης διακρίνονται σε Μονοβάθμιες (single – stage) εγκαταστάσεις εάν έχουν μια ατμογεννήτρια και σε Πολυβάθμιες (multi – stage) εγκαταστάσεις εάν έχουν μια κύρια (primary) και μια ή περισσότερες δευτερεύουσες ατμογεννήτριες (secondary). Όλες οι εμπορικώς διατιθέμενες ψυκτικές μονάδες αμέσου θέρμανσης είναι διβάθμιες.

Θα πρέπει να αναφερθεί ότι στις ψυκτικές μονάδες H<sub>2</sub>O – LiBr χρησιμοποιούνται υδρόψυκτοι συμπυκνωτές (παρουσία πύργων ψύξης) σε αντίθεση με τους ψύκτες NH<sub>3</sub> – H<sub>2</sub>O που έχουν αερόψυκτους συμπυκνωτές (air – cooled condensers). Οι διατάξεις αυτές χρησιμοποιούνται κυρίως για την ψύξη νερού κλιματιστικών εγκαταστάσεων. Λόγω της χρησιμοποίησης του νερού ως ψυκτικού μέσου στις διατάξεις αυτές η θερμοκρασία παραγωγής ψυκτικής ισχύος δεν κατέρχεται συνήθως κάτω των +4 °C. Οι διατάξεις απορρόφησης αυτού του είδους κατασκευάζονται σε δυο τύπους, μεγάλης και μικρής ψυκτικής ισχύος. Οι μεγάλης ισχύος μονάδες κατασκευάζονται για ψυκτική ισχύ από 0,35 μέχρι 5,3 MW και οι μικρές για ισχύ από 0,01 έως 0,088 MW.

Οι διατάξεις μεγάλης ισχύος διακρίνονται από κατασκευαστικής πλευράς σε μονάδες δυο κελύφων (double effect) και μονάδες ενός κελύφους. Στην πρώτη περίπτωση το επάνω κέλυφος περικλείει την ατμογεννήτρια και τον συμπυκνωτή (υψηλή πίεση) και το κάτω τον απορροφητή και το στοιχείο ατμοποίησης (χαμηλή πίεση). Παρά την χρήση των όρων χαμηλή και υψηλή πίεση δεν πρέπει να παραβλέπεται το γεγονός ότι ολόκληρη η μονάδα λειτουργεί υπό κενό και ότι στο επάνω κέλυφος επικρατεί πίεση περίπου 0.1 ata και στο κάτω 0.01 ata. Για τον λόγο αυτό οι μονάδες αυτές είναι ευαίσθητες στην παρουσία αδρανών αερίων, τα οποία ελαττώνουν το αναγκαίο κενό και γι' αυτό εφοδιάζονται πάντα με διάταξη εξαέρωσης.

Για ευχερέστερη σύγκριση και για μονοσήμαντο καθορισμό της ψυκτικής ισχύος αυτών των ψυκτικών διατάξεων έχουν γίνει αποδεκτές ως ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας αυτών (ASHRAE) τα ακόλουθα, θερμοκρασία εξόδου νερού από τον ψύκτη 6,7 °C, θερμοκρασιακή διαφορά ψυχομένου νερού 5,5 °C, θερμοκρασία εισόδου νερού στον πύργο ψύξης 29,4 °C. Είναι σημαντικό η θερμοκρασία αυτή να κυμαίνεται μεταξύ 23,9 °C και 29,4 °C ώστε να αποφεύγονται προβλήματα κρυστάλλωσης του ψυκτικού μέσου.

Κάνοντας τη σύγκριση ανάμεσα σε ψύκτες απορρόφησης και συμβατικούς ψύκτες παρατηρούμε ότι οι ψύκτες απορρόφησης έχουν ελάχιστη ηλεκτρική κατανάλωση σε αντίθεση με τους συμβατικούς ψύκτες συμπίεσης που έχουν αυξημένες απαιτήσεις ηλεκτρικής ισχύος. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα οι ψύκτες απορρόφησης να εμφανίζουν σημαντικά ενεργειακά πλεονεκτήματα κυρίως όταν τροφοδοτούνται από απορριπτόμενη θερμότητα.

Οι ψυκτικές μονάδες απορρόφησης που τροφοδοτούνται με ατμό ή θερμό νερό μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε μονάδες τρι - παραγωγής (παραγωγή ηλεκτρικής, θερμικής και ψυκτικής ισχύος). Έτσι προσφέρουν την δυνατότητα σημαντικής αύξησης του συνολικού βαθμού απόδοσης της μονάδας συμπαραγωγής. Με άλλα λόγια αυτές οι μονάδες συνεισφέρουν τα μέγιστα σε οποιαδήποτε προσπάθεια εξοικονόμησης ενέργειας, μειώνοντας παράλληλα το συνολικό κόστος λειτουργίας.

Οι ψύκτες απορρόφησης είναι φιλικότεροι προς το περιβάλλον σε σχέση με τους ηλεκτρικούς ψύκτες. Συγκεκριμένα, αφού η αρχή λειτουργίας τους δεν στηρίζεται στην χρήση κανενός είδους συμβατικού ψυκτικού μέσου (CFCs, HCFCs και HFCs), έχουν μηδενική επίδραση στην καταστροφή του όζοντος, ODP = 0 (Ozone Depletion Potential) και μικρή συνεισφορά στο φαινόμενο του θερμοκηπίου. Ειδικά οι ψύκτες που τροφοδοτούνται με ατμό ή θερμό νερό έχουν αρκετά μικρότερο GWP (Global Potential Warming) από τους ψύκτες που καίνε αέριο (gas-fired chillers) και εκπέμπουν CO<sub>2</sub>, αν και η καύση αερίου και ειδικά φυσικού αερίου θεωρείται φιλική προς το περιβάλλον αφού δεν παράγονται SO<sub>2</sub>, SO, αιθάλη και στερεά σωματίδια, ρύποι ιδιαίτερα ζημιογόνοι για τον ανθρώπινο παράγοντα.

Οι ψύκτες άμεσης θέρμανσης έχουν την δυνατότητα χρησιμοποίησης διαφόρων καυσίμων μέσω (Diesel θέρμανσης, φυσικό αέριο, LPG, βιοαέριο κ.α.). Το γεγονός αυτό καθιστά ιδανική την εγκατάσταση τέτοιων μονάδων για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος σε απομακρυσμένες περιοχές όπου δεν υπάρχει επαρκής ηλεκτρική ισχύς για τους παραδοσιακούς ηλεκτρικούς ψύκτες. Επίσης μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε κτίρια με ήδη επιβαρυσμένη εγκατεστημένη ηλεκτρική εγκατάσταση από άλλες ενεργοβόρες διεργασίες. Τέλος αξίζει να αναφερθεί ότι πολλοί από τους καυστήρες που συνοδεύουν τις μηχανές απορρόφησης είναι «διπλού καυσίμου» και μπορούν να τροφοδοτηθούν είτε με φυσικό αέριο είτε με πετρέλαιο. Αυτή η ευελιξία είναι ιδιαίτερα ελκυστική σε εφαρμογές όπου το πετρέλαιο είναι εύκολα διαθέσιμο π.χ. απομακρυσμένες περιοχές.

Οι ψυκτικές εγκαταστάσεις απορρόφησης έχουν ελάχιστα κινούμενα μέρη (αντλίες ανακυκλοφορίας ψυκτικού μέσου/απορροφητή). Για παράδειγμα ένας ψύκτης απορρόφησης 500 RT έχει 3 αντλίες που καταναλώνουν περίπου 3,7 KW. Επόμενως έχουν μεγάλο μηχανικό βαθμό απόδοσης, μικρές απαιτήσεις εσοπτείας και συντήρησης και υψηλή αξιοπιστία.

Τέλος παρουσιάζουν χαμηλά επίπεδα θορύβου και κραδασμών. Ένα absorption chiller ακούγεται όπως ένας ιδίου μεγέθους λέβητας με θορύβους σπηλαίωσης. Οπότε λόγω

ανυπαρξίας ταλαντώσεων και θορύβου δεν απαιτείται απομόνωση των κραδασμών και ηχομόνωση του χώρου εγκατάστασης της ψυκτικής μηχανής.

Έχουν χαμηλό συντελεστή συμπεριφοράς (COP) σε σχέση με τους ηλεκτρικούς ψύκτες. Για έναν ψύκτη απορρόφησης ο COP κυμαίνεται ανάμεσα σε 0,73 και 1.23 ενώ για έναν συμβατικό ψύκτη η τιμή του είναι 2,37.

Οι ψύκτες απορρόφησης αποβάλλουν μεγαλύτερο ποσό θερμότητας προς το περιβάλλον από ότι οι συμβατικές μονάδες ψύξης. Αυτό αποδεικνύεται ως εξής, η θερμική ισχύς που παρέχεται μέσω του ατμού στην ατμογεννήτρια του ψύκτη απορρόφησης είναι  $Q_{ατμού} = Q_{ψ} / COP$ , όπου  $Q_{ψ}$  είναι η παραγόμενη ψυκτική ισχύς και  $COP$  είναι ο συντελεστής συμπεριφοράς της ψυκτικής μονάδας. Η θερμότητα συμπύκνωσης που απορρίπτεται στο περιβάλλον μέσω του πύργου ψύξης είναι  $Q_{Σ} = Q_{ατμού} + Q_{ψ}$ . Αντικαθιστώντας στη δεύτερη σχέση το  $Q_{ατμού}$  από την πρώτη προκύπτει ότι  $Q_{Σ} = Q_{ψ} \cdot [1 + (1/COP)]$ . Άρα για τις ανωτέρω τιμές του COP στους ψύκτες απορρόφησης, το απορριπτόμενο ποσό θερμότητας είναι από 1,8 έως 2,5 φορές μεγαλύτερο από την παραγόμενη ψυκτική ισχύ. Αντίθετα στους συμβατικούς ψύκτες το ποσό θερμότητας που απορρίπτεται στο περιβάλλον είναι 30 - 40% μεγαλύτερο από την ψυκτική ισχύ. Επομένως απαιτείται η εγκατάσταση μεγαλύτερων πύργων ψύξης στις εγκαταστάσεις με απορρόφηση.

Έχουν σημαντικά μεγαλύτερο μέγεθος σε σχέση με τις κλασικές ψυκτικές διατάξεις. Ένας ψύκτης απορρόφησης καταλαμβάνει 50 % μεγαλύτερη επιφάνεια από ότι ένας ηλεκτρικός ψύκτης ίδιας ισχύος, με αποτέλεσμα την κάλυψη μεγάλου μέρους του μηχανοστασίου.

Τέλος έχουν μεγαλύτερο κόστος αγοράς και εγκατάστασης ανα KW σε σχέση με τους συμβατικούς ψύκτες συμπίεσης.

### 7.1.1 Άμεσης θέρμανσης

Οι ψύκτες απορρόφησης άμεσης θέρμανσης που διατίθενται στο εμπόριο έχουν ονομαστικές ισχύεις που ξεκινούν από τα 105 KW και φθάνουν τα 3800 KW.

Χρησιμοποιούν ως κύρια πηγή ενέργειας φυσικό αέριο ή LPG, αφενός με μειωμένο κόστος λειτουργίας λόγω της ανταγωνιστικής τιμολογιακής πολιτικής για το φυσικό αέριο και αφετέρου η χρησιμοποίηση φυσικού αερίου αντί ηλεκτρισμού πρακτικά μηδενίζει την απαιτούμενη ηλεκτρική εγκατάσταση για κλιματισμό εφόσον η απορροφούμενη ηλεκτρική ισχύς κυμαίνεται από 1,2 έως 2,3 KW.

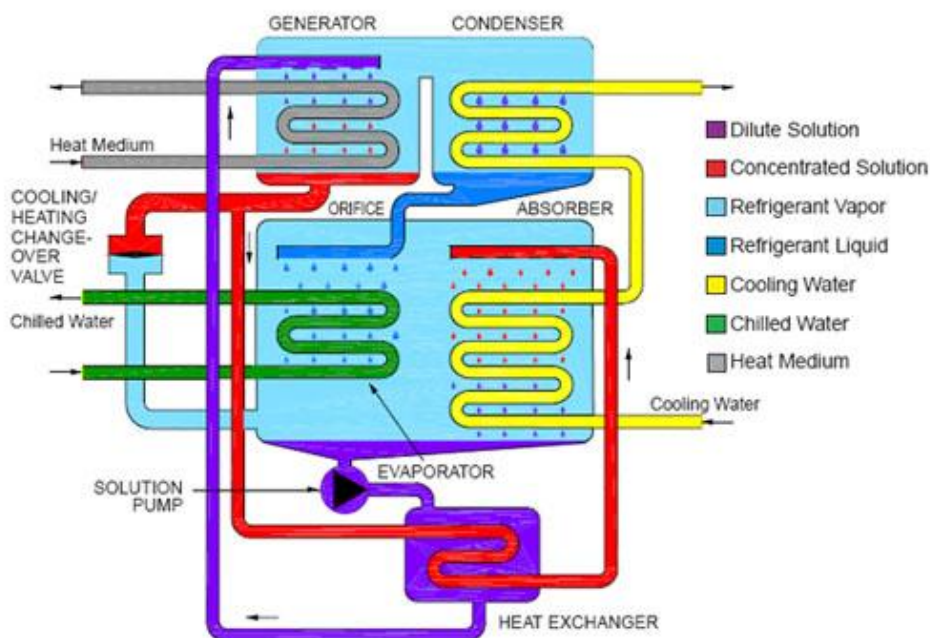
Η λειτουργία τους στηρίζεται στον ψυκτικό κύκλο H<sub>2</sub>O - LiBr με διπλό κέλυφος. Οι ψύκτες άμεσης θέρμανσης χρειάζονται 1 BTU από το καύσιμο αέριο (ισχύς καυσίμου) για κάθε BTU ψυκτικής ισχύος που παράγουν (COP = 1.0). Με την κατασκευή όμως διπλού κελύφους καθώς και την χρησιμοποίηση πιεστικού καυστήρα επιτυγχάνεται υψηλός συντελεστής συμπεριφοράς (COP~1.5 για ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας) και μείωση της κατανάλωσης καυσίμου έως και 40% σε σχέση με μονοβάθμιες εγκαταστάσεις. Επίσης

λόγω του two – stage refrigeration cycle μειώνεται η απορριπτόμενη θερμότητα και επομένως το μέγεθος του πύργου ψύξης κατά 20% σε σχέση με τις single – stage μονάδες.

Έχουν ταυτόχρονη δυνατότητα παραγωγής νερού ψύξης και θερμού νερού (κοντά στους 80C ). Έχουν λειτουργικό σχεδιασμό με αποτέλεσμα να είναι εύκολη η εγκατάσταση και συντήρησή τους. Διαθέτουν καυστήρα χαμηλών εκπομπών NOx (< 30 ppm). Έχουν αντλία διαλύματος LiBr με inverter που έχει ως αποτέλεσμα την βέλτιστη απόδοση στο μερικό φορτίο. Τέλος διαθέτουν ενσωματωμένο χειριστήριο με μικροεπεξεργαστή για τον έλεγχο, προγραμματισμό και την διάγνωση λειτουργίας ή βλαβών.

### 7.1.2 Έμμεσης θέρμανσης

Η ονομαστική ισχύς των μονοβάθμιων εγκαταστάσεων κυμαίνεται από 400 KW έως 6000 KW ενώ των διβάθμιων κυμαίνεται από 1400 KW έως 4300 KW.



Εικόνα 7. 1

Οι ψύκτες αυτού του είδους έχουν βελτιωμένο ψυκτικό κύκλο με κύρια χαρακτηριστικά τη χρησιμοποίηση θερμού νερού θερμοκρασίας 130 °C περίπου ή υπέρθερμου ατμού πίεσης κοντά στο 1 bar ως κύριας πηγή ενέργειας. Εξοικονομούν ενέργεια με χρησιμοποίηση της θερμικής ενέργειας ατμού χαμηλής πίεσης που οδηγείται για απόρριψη για την παραγωγή ψυκτικής ισχύος. Παράγουν ψύξη σε Μονάδες Τρι-Παραγωγής (Trigeneration Plants) ή σε Μονάδες Συνδυασμένου Κύκλου με μεγιστοποίηση του συνολικού βαθμού απόδοσης. Επίσης έχουν ελάχιστα κινούμενα μέρη μιας και ο συμπιεστής είναι ερμητικά κλειστός και ψύχεται με απεσταγμένο ψυκτικό μέσο (νερό). Ως εκ τούτου έχουν αμελητέες μηχανικές απώλειες και απαιτούν μηδαμινή συντήρηση.

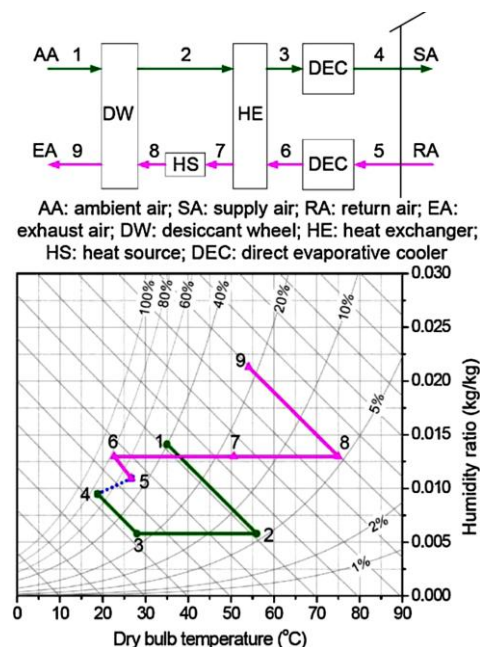
Οι μονοβάθμιοι ψύκτες απορρόφησης λειτουργούν βέλτιστα για πίεση ατμού τροφοδοσίας που κυμαίνεται από 0,827 έως 1,034 bar και καταναλώνουν περίπου 2,3

kg/hr ατμό για κάθε KW ψυκτικής ισχύος. Οι μονοβάθμιοι ψύκτες είναι δυνατό να τροφοδοτηθούν και με ζεστό νερό. Οι διβάθμιοι ψύκτες συνήθως τροφοδοτούνται με ατμό πίεσης 6,9 bar και καταναλώνουν περίπου 1,3 kg/hr ατμό για κάθε KW ψυκτικής ισχύος. Η πίεση του ατμού μπορεί να κυμανθεί από 4,14 μέχρι 9,94 bar.

Είναι προφανές ότι όσο χαμηλότερη είναι η πίεση του ατμού τροφοδοσίας του ψύκτη τόσο μεγαλύτερη είναι η πτώση της παραγόμενης ψυκτικής ισχύος και του συντελεστή συμπεριφοράς.

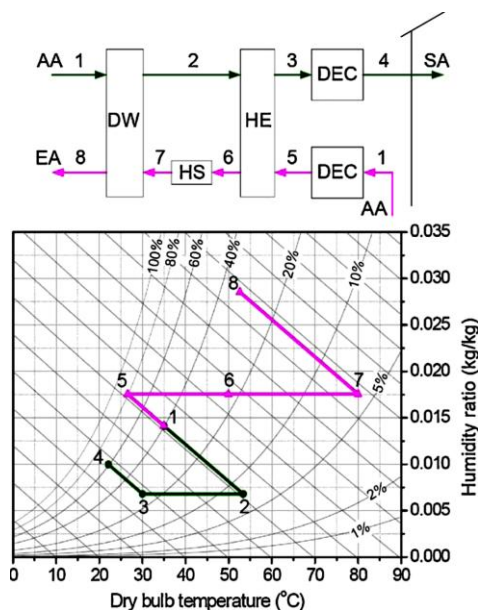
## 7.2 Ψυκτικές μονάδες με στερεό προσροφητικό υλικό

Το σχήμα παρουσιάζει σχηματικά και ψυχομετρικά το κύκλο Pennington, το οποίο είναι επίσης γνωστό ως κύκλο εξαερισμού. Ο αέρας περιβάλλοντος κατάστασης 1 θεωρείται ως αέρας προσαγωγής και διέρχεται από έναν τροχό αφυγραντικού υλικού όπου αφαιρείται η υγρασία του και η θερμοκρασία του αυξάνεται εξαιτίας του φαινομένου της προσρόφησης. Έπειτα αυτός ο ζεστός και ξηρός αέρας ψύχεται αισθητά από την κατάσταση 2 στην 3 σε έναν εναλλάκτη θερμότητας. Ακολούθως, ο αέρας προσαγωγής ψύχεται με πρόσδοση υδρατμών από έναν εξατμιστικό ψύκτη. Στην πλευρά αναγέννησης ο αέρας επιστροφής ψύχεται και υγραίνεται σε έναν άλλο εξατμιστικό ψύκτη. Αυτός ο αέρας έπειτα θερμαίνεται αισθητά με το ρεύμα προσαγωγής για να προψύξει το ρεύμα προσαγωγής. Το θερμό ρεύμα θερμαίνεται περαιτέρω από την κατάσταση 7 στην 8 από την πηγή θερμότητας. Αφού αναγεννήσει το αφυγραντικό υλικό εξέρχεται στο περιβάλλον στην κατάσταση 9.



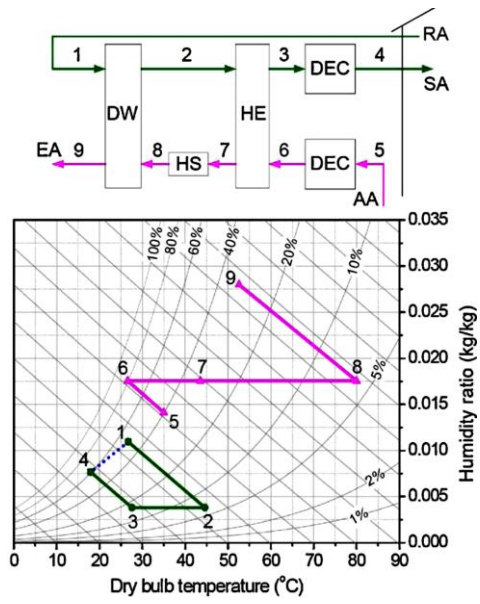
Εικόνα 7. 2

Δοθέντος ότι η απαγωγή του αέρα του δωματίου είναι αποκεντρωμένη ή δεν είναι τοποθετημένη σε μια βολική θέση για επεξεργασία του αέρα περιβάλλοντος για κάποιες εφαρμογές, προτείνεται ένα τροποποιημένο κύκλο εξαερισμού το οποίο προσάγει αέρα περιβάλλοντος στο σπίτι αλλά χρησιμοποιεί αέρα περιβάλλοντος και για την αναγέννηση. Είναι προφανές ότι η θερμική απόδοση συμπεριλαμβάνοντας τον συντελεστή συμπεριφοράς και την ειδική ψυκτική ισχύ, θα είναι μειωμένη συγκριτικά με το απλό κύκλο εξαερισμού εξαιτίας του ότι τόσο ο λόγος υγρασίας όσο και η θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος είναι υψηλότερα από αυτά του αέρα επιστροφής.



Εικόνα 7.3

Για την αύξηση την ψυκτικής ισχύος, αναπτύχθηκε το κύκλο ανακυκλοφορίας, το οποίο είναι μια παραλλαγή του κύκλου Pennington και ξαναχρησιμοποιεί τον αέρα απαγωγής ως αέρα προσαγωγής. Όπως φαίνεται στο σχήμα, ο αέρας περιβάλλοντος χρησιμοποιείται για αναγέννηση σε αυτό το κύκλο. Εξαιτίας του ότι ο λόγος υγρασίας και η θερμοκρασία είναι σχετικά χαμηλά, ο συντελεστής συμπεριφοράς αυτού του κύκλου είναι συνήθως όχι περισσότερο από 0,8. Το κυριότερο μειονέκτημα αυτού του κύκλου είναι η έλλειψη φρέσκου αέρα.

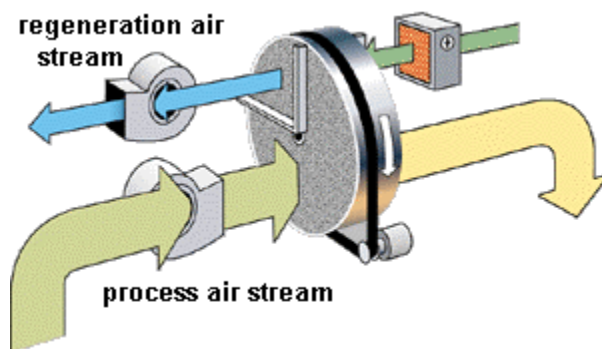


Εικόνα 7.4

## 8 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ

### 8.1 Περιστρεφόμενος αφυγραντήρας με στερεό προσροφητικό υλικό

Οι αφυγραντές είναι συσκευές που αφαιρούν τα σταγονίδια του αέρα αλλά με τρόπο χωρίς να ψύχουν τον αέρα κάτω από το σημείο δρόσου του. Αντίθετα βασίζονται στην ικανότητα των υγροσκοπικών υλικών να προσροφούν νερό κάτω από την επιφάνεια τους. Κατά τη διεργασία της προσρόφησης, ένα λεπτό μοριακό στρώμα μιας ουσίας (συνήθως υγρό ή αέριο) προσκολλάται στην επιφάνεια μιας άλλης ουσίας (συνήθως υγρό ή στερεό). Στην περίπτωση του αφυγραντή desiccant, ο υδρατμός από ένα προσαγόμενο ρεύμα υγρού αέρα προσροφάται από την επιφάνεια του υλικού desiccant. Τελικά, το υλικό desiccant γίνεται κορεσμένο με νερό και πρέπει να αναγεννηθεί μέσω μιας διεργασίας ξήρανσης. Υπάρχουν δύο συνηθισμένες διατάξεις του αφυγραντήρα desiccant. Στην πρώτη ο αέρας της διεργασίας ρέει πάνω από ένα στρώμα desiccant έως ότου το υλικό να κορεσθεί. Περιοδικά, ο αέρας της αναγέννησης περνάει κατά μήκος του στρώματος για να ξηράνει το υλικό αφύγρανσης και να του επιτρέψει να προσροφήσει έπειτα περισσότερο νερό από το ρεύμα προσαγωγής. Στην άλλη διάταξη τα ρεύματα αέρα προσαγωγής και αναγέννησης ρέουν ταυτόχρονα και ένας τροχός με αφυγραντικό περιστρέφεται ανάμεσα. Σε κάθε στιγμή, ένα μέρος του αφυγραντικού αναγεννάται ενώ το υπόλοιπο προσροφά νερό από το ρεύμα προσαγωγής. Συχνά, ο αέρας αναγέννησης προέρχεται από την ίδια πηγή του αέρα προσαγωγής και θερμαίνεται για να μειωθεί η σχετική του υγρασία. Κατά συνέπεια ο αφυγραντήρας desiccant απαιτεί μόνο μια πηγή θερμότητας για να αφυγράνει το ρεύμα προσαγωγής.



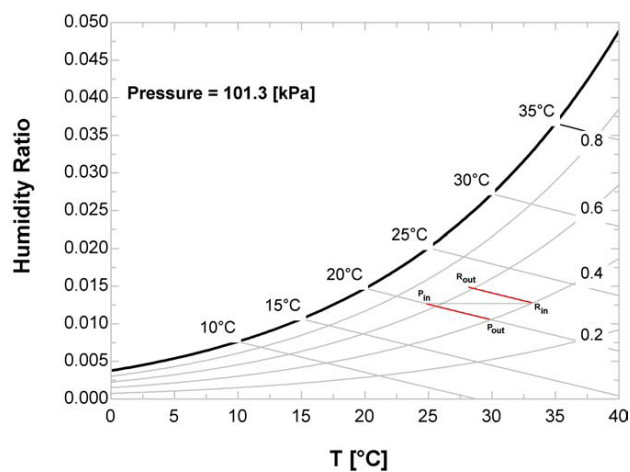
Εικόνα 8. 1

Η ιδανική διεργασία για την προσρόφηση φαίνεται σε ψυχομετρικές συντεταγμένες στο σχήμα με τη γραμμή ανάμεσα στις καταστάσεις  $P_{in}$  και  $P_{out}$ . Ο αέρας προσαγωγής εισέρχεται στον αφυγραντήρα σε μια ορισμένη κατάσταση (συνήθως σχετικά δροσερός και υγρός). Όπως το νερό προσροφάται από το αφυγραντικό, του προσδίδει τη θερμότητα ρόφησης θερμαίνοντας τον περιβάλλοντα αέρα. Το ρεύμα βγαίνει από τον αφυγραντήρα πιο ξηρό και πιο θερμό από ότι εισήλθε. Το σχήμα δείχνει επίσης την ιδανική διεργασία αναγέννησης ανάμεσα στις καταστάσεις  $R_{in}$  και  $R_{out}$ . Στο σχήμα υποτίθεται ότι η πηγή του αέρα για την προσαγωγή και την αναγέννηση είναι η ίδια αλλά και ότι το ρεύμα της



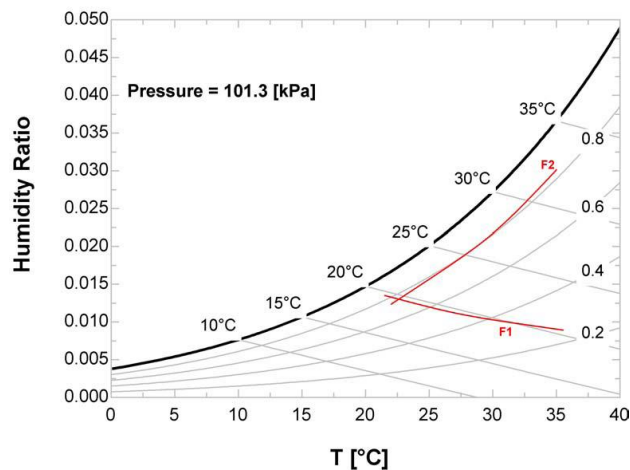
αναγέννησης έχει θερμοανθί αισθητά. Το ρεύμα της αναγέννησης δρα με αντίθετη διεργασία από την προσαγωγή. Τα σταγονίδια του νερού στο αφυγραντικό βρίσκονται σε περιβάλλον ζεστού αέρα χαμηλής σχετικής υγρασίας και ως συνέπεια αποβάλλονται, παίρνοντας τη θερμότητα ρόφησης από τον περιβάλλοντα αέρα. Το ρεύμα αναγέννησης βγαίνει από τον αφυγραντήρα πιο δροσερό και πιο υγρό από την είσοδο του.

Όπως φαίνεται στο σχήμα, ο ιδανικός αφυγραντήρας ξηραίνει το ρεύμα προσαγωγής και υγραίνει το ρεύμα αναγέννησης ισενθαλπικά. Στην πραγματικότητα, η διεργασία ρόφησης και η αντίστροφη της δεν είναι ισενθαλπικές επειδή «κύματα» σταγονιδίων, θερμοκρασίας και ενθαλπίας ταξιδεύουν διαμέσου του πλέγματος του αφυγραντικού που περιέχεται στον τροχό.



Εικόνα 8. 2

Για να υπολογίσουν την εμπρός διάδοση του κύματος διαμέσου του πλέγματος του αφυγραντικού, οι Howe και Jurinak, ανέπτυξαν ένα σετ από δύο ενδεχόμενες συναρτήσεις οι οποίες είναι στην ουσία καμπύλες οι οποίες προέρχονται από τα χαρακτηριστικά της διάδοσης του κύματος για ένα δεδομένο αφυγραντικό. Το σχήμα απεικονίζει αυτές τις ισοδυναμικές καμπύλες ( $F_1$  και  $F_2$ ) για το silica gel.



Εικόνα 8. 3

Η καμπυλότητα των  $F_1$  και  $F_2$  ισοδυναμικών καμπυλών είναι μεγενθυμένη στο σχήμα για να φανεί η διαφορά στο σχήμα του συγκριτικά με τις γραμμές σταθερής σχετικής υγρασία και σταθερής ενθαλπίας. Οι εξισώσεις  $F_1$  και  $F_2$  που έχουν δωθεί από τον Jurinak για αφυγραντικό υλικό silica gel είναι:

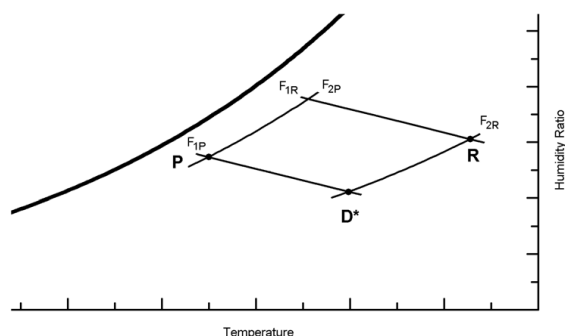
$$F_1 = \frac{-2865}{T^{1.490}} + 4,344\omega^{0,8624}$$

Εξίσωση 8. 1

$$F_2 = \frac{T^{1.490}}{6360} - 1,127\omega^{0,07969}$$

Εξίσωση 8. 2

Στην οποία το  $T$  μετριέται σε K και το  $\omega$  σε  $kg_{H_2O}/kg_{ξ.α.}$ . Χρησιμοποιώντας της καμπύλες ισοδυναμικού  $F_1$  και  $F_2$  η διεργασία αφύγρανσης φαίνεται στο σχήμα. Ο αέρας προσαγωγής εισέρχεται στον αφυγραντήρα στην κατάσταση του σημείου  $P$ , θερμαίνεται και αφυγραίνεται κατά μήκος της ισοδυναμικής  $F_1P$  και εξέρχεται από τον αφυγραντήρα στην κατάσταση του σημείου  $D$ . Στην πλευρά της αναγέννησης, ο αέρας εισέρχεται στον αφυγραντήρα στην κατάσταση του σημείου  $R$  και ψύχεται και υγραίνεται κατά μήκος της ισοδυναμικής  $F_1R$  και εξέρχεται από τον αφυγραντήρα στην κατάσταση που ανταποκρίνεται στην τομή των ισοδυναμικών γραμμών  $F_2P$  και  $F_1R$ .



Εικόνα 8. 4

Οι ισοδυναμικές γραμμές  $F_1$  και  $F_2$  μετατρέπονται περαιτέρω σε μη ιδανικές με τη χρήση των τιμών αποτελεσματικότητας  $\varepsilon_1$  και  $\varepsilon_2$  όπως έχουν προταθεί από τον Banks και ορίζονται ως:

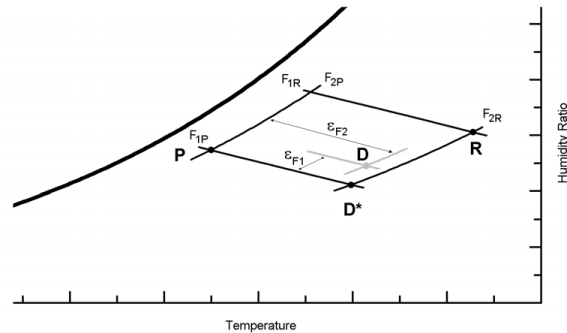
$$\varepsilon_{F1} = \frac{F_1D - F_1P}{F_1R - F_1P}$$

Εξίσωση 8. 3

$$\varepsilon_{F2} = \frac{F_2 D - F_2 P}{F_2 R - F_2 P}$$

#### Εξίσωση 8. 4

Όπου  $D$  είναι το πραγματική κατάσταση εξόδου. Η πραγματική διεργασία φαίνεται στο σχήμα όπου το  $D^*$  είναι η ιδανική κατάσταση εξόδου και  $D$  είναι η πραγματική.



Εικόνα 8. 5

Το Type 683 χρησιμοποιεί μια επαναληπτική μέθοδο για να προσδιορίσει την πραγματική κατάσταση συνθηκών εξόδου (σημείο  $D$ ). Ο αφυγραντήρας δεν περιορίζεται ως προς την ικανότητα, το οποίο σημαίνει ότι ο λόγος υγρασίας που ορίζεται από το χρήστη μπορεί να επιτευχθεί. Το μοντέλο προσδιορίζει την θερμοκρασία του ρεύματος αναγέννησης που απαιτείται για να επιτευχθεί ο δεδομένος λόγος υγρασίας. Η τεχνική λύσης περιγράφεται πιο κάτω.

Ο χρήστης παρέχει στο μοντέλο κάποιες δεδομένες γνωστές τιμές. Αυτές είναι παροχές μάζας του αέρα προσαγωγής και του αέρα αναγέννησης, οι συνθήκες εισόδου του ρεύματος προσαγωγής (θερμοκρασία ξηρής σφαίρας και απόλυτος λόγος υγρασίας), ο επιθυμητός λόγος υγρασίας του ρεύματος προσαγωγής και ο απόλυτος λόγος υγρασίας του ρεύματος αναγέννησης.

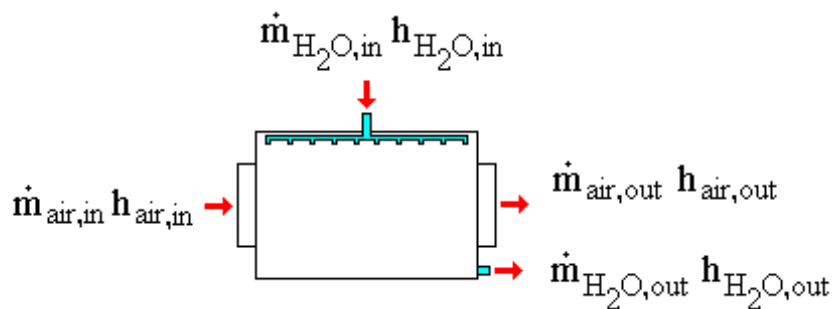
Το μοντέλο πρώτα υπολογίζει τις τιμές των  $F_1$  και  $F_2$  συναρτήσεων δυναμικών του ρεύματος αέρα εισαγωγής. Επειδή η τιμή της  $F_1$  συνάρτησης δυναμικού είναι η ίδια στα σημεία  $P$  και  $D^*$ , μπορεί να υπολογιστεί η ιδανική θερμοκρασία εξόδου του ρεύματος προσαγωγής. Έτσι είναι γνωστή η θερμοκρασία στο σημείο  $D^*$  και μπορεί να υπολογιστεί η τιμή της συνάρτησης δυναμικού  $F_2$  στο  $D^*$ . Μιας και αυτή η τιμή είναι ίδια με την συνάρτηση δυναμικού  $F_2$  στο σημείο  $R$ , η απαιτούμενη θερμοκρασία του αέρα αναγέννησης μπορεί να είναι γνωστή. Οι αποδοτικότητες  $\varepsilon_{F1}$  και  $\varepsilon_{F2}$  του αφυγραντήρα ακόμα δεν έχουν ληφθεί υπόψη. Υπολογίζονται οι τροποποιημένες τιμές των συναρτήσεων δυναμικού  $F_1$  και  $F_2$  στο σημείο  $D^*$  ανταποκρινόμενες στην τιμή της συνάρτησης δυναμικού στο  $D$ .

Χρησιμοποιώντας τις τιμές των  $F_1$  και  $F_2$  στο σημείο  $D$ , το μοντέλο έπειτα εφαρμόζει έναν επαναληπτικό αλγόριθμο για να βρει την τιμή του λόγου υγρασίας που ανταποκρίνεται

στην έξοδο της προσαγωγής. Μόλις ο αναζητούμενος λόγος υγρασίας βρεθεί εντός της ακρίβειας βεβαιότητας, υπολογίζεται η θερμοκρασία. Η κατάσταση του αέρα που εξέρχεται από το ρεύμα της αναγέννησης υπολογίζεται χρησιμοποιώντας έναν ισολογισμό μάζας σε όлон τον αφυγραντήρα και την πρόσφατα υπολογισμένες πληροφορίες σχετικά με τις συνθήκες εισόδου και εξόδου του ρεύματος προσαγωγής και τις συνθήκες εισόδου του ρεύματος της αναγέννησης.

## 8.2 Απλός αδιαβατικός υγραντήρας

Η λειτουργία του Type 641 διέπεται από τον αρκετά απλό ενεργειακό ισολογισμό του σχήματος.



Εικόνα 8. 6

Ο ενεργειακός ισολογισμός στον υγραντήρα λύνεται πρώτα υποθέτοντας ότι η ροή του συμπυκνώματος είναι μηδέν, με άλλα λόγια ότι ο αέρας είναι ικανός να απορροφήσει όλη την ποσότητα του νερού που του προσδίδεται από τον υγραντήρα. Γνωρίζοντας ότι η παροχή μάζας του αέρα που εξέρχεται από τον υγραντήρα είναι ίση με την παροχή μάζας αέρα που εισέρχεται στον υγραντήρα, ο πρώτος ενεργειακός ισολογισμός μπορεί να γραφεί όπως φαίνεται στην εξίσωση:

$$h_{air,out} = h_{air,in} + \frac{\dot{m}_{H_2O,in}}{\dot{m}_{air}} h_{H_2O,in}$$

Εξίσωση 8. 5

Η ενθαλπία του εισερχόμενου νερού υπολογίζεται από τις ιδιότητες του TRNSYS STEAM που βασίζονται στις συγκεκριμένες συνθήκες εισόδου που χρησιμοποιούνται. Με τον ίδιο τρόπο, η ενθαλπία του εισερχόμενου αέρα παρέχεται από τη ρουτίνα PSYCHROMETRICS.

Ο λόγος υγρασίας του αέρα που εξέρχεται από τον υγραντήρα υπολογίζεται με βάση τον ισολογισμό μάζας. Με δεδομένο τώρα τις γνωστές συνθήκες του εξερχόμενου αέρα, το Type 641 έπειτα ελέγχει τον εξερχόμενο αέρα για κορεσμό. Αν προσδιοριστεί ότι ο εξερχόμενος αέρας βρίσκεται πέρα από τα όρια του σημείου κορεσμού του, οι ιδιότητες του (λόγος υγρασίας, σχετική υγρασία, ενθαλπία, κλπ.) ορίζονται στις τιμές των συνθηκών κορεσμού από τη ρουτίνα PSYCHROMETRICS. Το Type 641 έπειτα επαναλαμβάνει τον

ενεργειακό ισολογισμό, περιλαμβάνοντας τώρα την παροχή μάζας του συμπυκνώματος που εξέρχεται από τον υγραντήρα χρησιμοποιώντας την επόμενη εξίσωση:

$$h_{air,out} = h_{air,in} + \frac{\dot{m}_{H_2O,in}}{\dot{m}_{air}} h_{H_2O,in} - \frac{\dot{m}_{H_2O,out}}{\dot{m}_{air}} h_{H_2O,out}$$

*Εξίσωση 8. 6*

Ανάλογα με τη διάταξη του υγραντήρα, υπάρχουν πολλές διαφορετικές εκδοχές για τον προσδιορισμό της τιμής της ενθαλπίας του εξερχόμενου νερού που χρησιμοποιείται στην παραπάνω εξίσωση. Μέσω της χρήσης της παραμέτρου 5, ο χρήστης είναι ικανός να ορίσει εάν το συμπύκνωμα εξέρχεται από τον υγραντήρα είτε στην ίδια θερμοκρασία με την οποία εισήλθε στη συσκευή, είτε με την ίδια θερμοκρασία του αέρα που εξέρχεται από τη συσκευή είτε με οποιαδήποτε άλλη θερμοκρασία ενδιάμεσα. Η θερμοκρασία εξόδου του νερού προσδιορίζεται από την παρακάτω εξίσωση όπου  $f$  είναι ο συντελεστής θερμοκρασίας εξερχόμενου νερού:

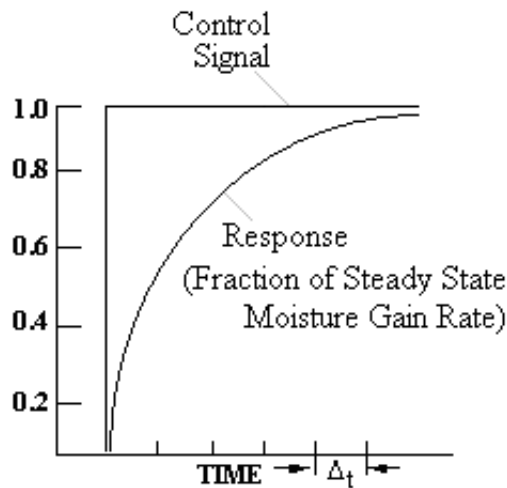
$$T_{H_2O,out} = (1 - f)T_{H_2O,in} + fT_{air,out}$$

*Εξίσωση 8. 7*

Όταν προσδιοριστούν η θερμοκρασία και η παροχή του συμπυκνώματος, το Type 641 καλεί ξανά την υπορουτίνα STEAM για να λάβει την ενθαλπία του εξερχόμενου νερού.

Κάθε φορά που υπολογίζεται μια νέα ενθαλπία του εξερχόμενου αέρα, συγκρίνεται με την προηγούμενη τιμή της. Η επανάληψη συνεχίζεται ως ότου οι δύο τιμές ταιριάζουν στα όρια της ανοχής ή μέχρι να συμβεί 50 φορές. Η ανοχή είναι προεπιλεγμένα καθορισμένη σε  $0,01 \text{ kJ/kgK}$ . Τόσο η ανοχή όσο και ο μέγιστος αριθμός επαναλήψεων μπορούν να αλλαχθούν στον πηγαίο κώδικα της Fortran.

Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι η παροχή μάζας νερού που εισέρχεται στον υγραντήρα δεν είναι πάντα η παροχή μόνιμης λειτουργίας που έχει οριστεί ως παράμετρος στο μοντέλο. Αντίθετα, το Type 641 είναι εξοπλισμένο με μια χρονική σταθερά η οποία φέρνει το ρυθμό πρόσδοσης υγρότητας από το 0 στην μόνιμη κατάσταση λειτουργίας σε μια δεδομένη χρονική περίοδο ακολουθώντας μια εκθετική καμπύλη όπως φαίνεται στο σχήμα.

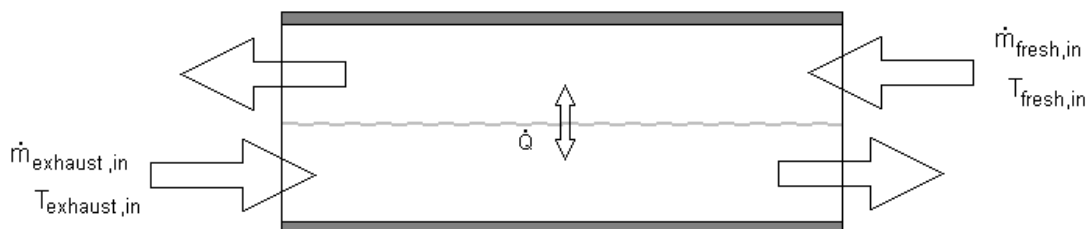


Εικόνα 8. 7

Όταν σήμα ελέγχου φτάσει στο μηδέν (να απενεργοποιηθεί ο υγραντήρας), το κέρδος υγραντήρας πέφτει αμέσως στο μηδέν. Η χρονική σταθερά δεν επηρεάζει το σβήσιμο του υγραντήρα παρά μόνο την εκκίνηση λειτουργίας του.

### 8.3 Εναλλάκτης αισθητής θερμότητας αέρα - αέρα

Στον εναλλάκτη αισθητής θερμότητας αέρα - αέρα, δύο ρεύματα αέρα διέρχονται κοντά το ένα στο άλλο με τέτοιο τρόπο ώστε να είναι δυνατή η μετάδοση ενέργειας αλλά όχι η μεταφορά μάζας υγρασίας. Το Type 760 μοντελοποιεί έναν εναλλάκτη θερμότητας χρησιμοποιώντας μια μέθοδο «σταθερής απόδοσης - ελάχιστης χωρητικότητας» και έτσι μπορεί να μοντελοποιήσει μια συσκευή σταυρωτής ροής, αντιρροής ή παράλληλης ροής. Η διάταξη των ρευμάτων αέρα βασίζεται στις τιμές της αισθητής απόδοσης οι οποίες πρέπει να προσδιοριστούν από το χρήστη. Ένα σχηματικό διάγραμμα εναλλάκτη αντιρροής φαίνεται στο σχήμα. Ο εναλλάκτης αντιρροής επελέγη αποκλειστικά και μόνο για χάρη καθαρότητας στο σχήμα.



Εικόνα 8. 8

Για το σκοπό της περιγραφής, τα δύο ρεύματα θα καλούνται ως ρεύμα «φρέσκου αέρα» και ρεύμα «απαγόμενου αέρα» επειδή τέτοιοι εναλλάκτες χρησιμοποιούνται για να προκλιματίσουν τον εξωτερικό (φρέσκο) αέρα ο οποίος θα υποστεί περαιτέρω

επεξεργασία προτού προσαχθεί στη θερμική ζώνη του κτιρίου. Από τη ζώνη αποβάλλεται ή απάγεται ποσό αέρα ίσο προς αυτό που προσάγεται και τα δύο ρεύματα συχνά διαχωρίζονται από μια μεμβράνη που επιτρέπει μετάδοση θερμότητας από το ένα ρεύμα στο άλλο. Αν η μεμβράνη είναι διαπερατή από την υγρασία τότε η συσκευή αναφέρεται ως ανάκτησης θερμότητας αέρα – αέρα.

Σε κάθε χρονικό βήμα, το Type 760 καλεί την ρουτίνα TRNSYS Psychrometrics με σκοπό να λάβει τις ιδιότητες για τα εισερχόμενα ρεύματα φρέσκου και απαγόμενου αέρα που δεν έχουν προσδιοριστεί από τον χρήστη. Ο χρήστης απαιτείται να προσδιορίσει την πίεση του εισερχόμενου αέρα, την θερμοκρασία και είτε τη σχετική υγρασία είτε το λόγο υγρασίας τόσο για το ρεύμα φρέσκου αέρα όσο και για το ρεύμα απαγόμενου αέρα. Αν η θερμοκρασία ξηρής σφαίρας και ο λόγος είναι είσοδοι στο μοντέλο και ο λόγος υγρασίας είναι μεγαλύτερος από τον λόγο υγρασίας κορεσμού για τη συγκεκριμένη θερμοκρασία ξηρής σφαίρας, τότε η ρουτίνα Psychrometrics θα ορίσει το λόγο υγρασίας στη τιμή κορεσμού του και θα εκτυπώσει μια προειδοποίηση στο αρχείο λίστας του TRNSYS.

Αν το Type 760 είναι ικανό να μεταδώσει ενέργεια ανάμεσα στα ρεύματα αέρα, καλεί πρώτα τη ρουτίνα TRNSYS Air Properties η οποία επιστρέφει μια θερμοκρασία που εξαρτάται από την ειδική θερμότητα του αέρα για κάθε ένα από τα δύο ρεύματα. Η ελάχιστη χωρητικότητα του ρεύματος αέρα καθορίζεται από την επόμενη εξίσωση:

$$C_{min} = \min(\dot{m}_{exh}C_{p_{exh}}, \dot{m}_{fresh}C_{p_{fresh}})$$

*Εξίσωση 8. 8*

Η μέγιστη δυνατή μετάδοση αισθητής θερμότητας ανάμεσα στα δύο ρεύματα είναι τότε:

$$\dot{Q}_{sens} = \varepsilon_{sens}C_{min}(T_{exh,in} - T_{fresh,in})$$

*Εξίσωση 8. 9*

Έχοντας γνωστή τώρα την μέγιστη δυνατή μετάδοση αισθητής θερμότητας μπορούν να υπολογιστούν οι ενθαλπίες των εξερχόμενων ρευμάτων αέρα χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις:

$$h_{exh,out} = h_{exh,in} - \frac{\dot{Q}_{sens}}{\dot{m}_{exh}}$$

*Εξίσωση 8. 10*

$$h_{fresh,out} = h_{fresh,in} + \frac{\dot{Q}_{sens}}{\dot{m}_{fresh}}$$

*Εξίσωση 8. 11*

Επειδή το Type 760 μεταδίδει μόνο αισθητή θερμότητα, ο λόγος υγρασίας καθενός από τα εξερχόμενα ρεύματα υποτίθεται ότι παραμένει αμετάβλητος ανάμεσα στην είσοδο και την έξοδο. Αν αυτή η υπόθεση εξελιχθεί να είναι λανθασμένη επειδή συνέβη συμπύκνωση στο ένα ή το άλλο ρεύμα αέρα, ο λόγος υγρασίας θα οριστεί από την ρουτίνα TRNSYS Psychrometrics ίσο με την τιμή κορεσμού του.

Οι πιέσεις των εξερχόμενων ρευμάτων αέρα (συμπεριλαμβανομένης της πτώσης πίεσης όπως έχει οριστεί από το χρήστη), οι ενθαλπίες εξόδου και οι λόγοι υγρασίας εξόδου χρησιμοποιούνται για να καθοριστούν οι υπόλοιπες τιμές της κατάστασης του εξερχόμενου αέρα (θερμοκρασία και σχετική υγρασία) και να καθοριστεί εάν κάποιο από τα δύο ρεύματα αέρα έχει κορεστεί. Αν αυτό έχει συμβεί, τότε η Psychrometrics θα επιστρέψει τροποποιημένες τιμές λόγου υγρασίας. Εάν συμβεί κορεσμός σε κάποιο από τα δύο ρεύματα, τότε η παροχές του συμπυκνώματος καθορίζονται βάσει των επόμενων εξισώσεων:

$$\dot{m}_{CondExh} = \dot{m}_{exh}(\omega_{exh,in} - \omega_{exh,out})$$

*Εξίσωση 8. 12*

$$\dot{m}_{CondFresh} = \dot{m}_{fresh}(\omega_{fresh,in} - \omega_{fresh,out})$$

*Εξίσωση 8. 13*

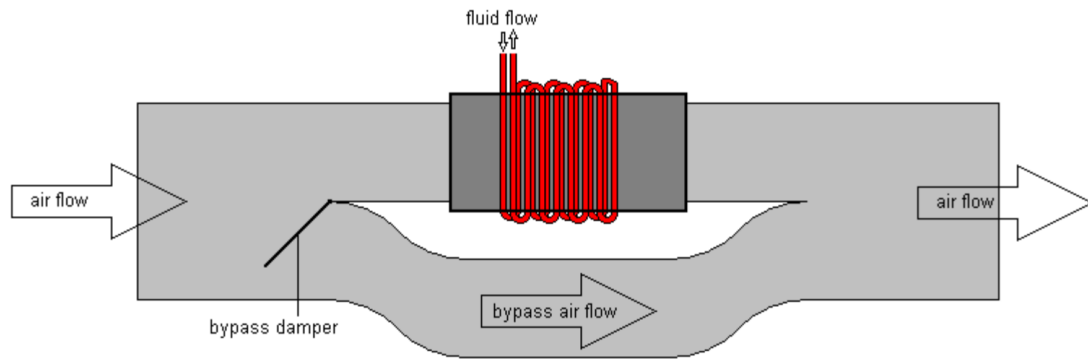
Η ροή του συμπυκνώματος από το απαγόμενο ρεύμα αέρα υποτίθεται ότι αποστραγγίζεται στην ίδια θερμοκρασία όπως ο εξερχόμενος αέρας. Παρόμοια, το συμπύκνωμα από το ρεύμα του φρέσκου αέρα αποστραγγίζεται στη θερμοκρασία του.

Η ισχύς που καταναλώνεται από τον εναλλάκτη αισθητής θερμότητας αέρα – αέρα ορίζεται από τον χρήστη όταν η συσκευή είναι σε λειτουργία.

## 8.4 Σπειροειδής θερμοαντήρας αέρα

Το Type 670 μοντελοποιεί μια θερμική συσκευή στην οποία ο αέρας περνάει ανάμεσα από σπείρες που περιέχουν ένα θερμό υγρό. Ο αέρας εξέρχεται θερμότερος και με τον ίδιο απόλυτο λόγο υγρασίας όπως εισήλθε στη συσκευή. Ο χρήστης τις συνθήκες εισόδου για τον αέρα και το υγρό. Το Type 670 είναι επίσης εξοπλισμένο με ένα εσωτερικά ελεγχόμενο διάφραγμα το οποίο ρυθμίζει το κλάσμα του αέρα που θα διέλθει από εκτός της θερμαινόμενης σπείρας έτσι ώστε η θερμοκρασία εξόδου του αέρα να μην ξεπεράσει τη μέγιστη προκαθορισμένη από τον χρήστη. Το διάφραγμα επίσης ενεργεί για να διασφαλίσει ότι η θερμοκρασία εξόδου του αέρα δε θα πέσει κάτω από τη θερμοκρασία του εισερχόμενου υγρού. Ένα σχήμα του Type 670 φαίνεται στην εικόνα.





Εικόνα 8. 9

Το Type 670 πρώτα καλεί τη ρουτίνα TRNSYS Psychrometrics για να λάβει τις ιδιότητες του αέρα για το ρεύμα εισόδου που δεν έχουν καθοριστεί από τον χρήστη. Ο χρήστης απαιτείται να προσδιορίσει την πίεση του εισερχόμενου αέρα, τη θερμοκρασία ξηρής σφαίρας και είτε τον απόλυτο λόγο υγρασίας είτε την σχετική υγρασία. Εάν η θερμοκρασία ξηρής σφαίρας και ο λόγος υγρασίας είναι δεδομένα στο μοντέλο και ο λόγος υγρασίας είναι μεγαλύτερος από τον κορεσμένο, τότε η ρουτίνα Psychrometrics θα ορίσει το λόγο υγρασίας στην κατάσταση κορεσμού και θα τυπώσει μια προειδοποίηση. Η ρουτίνα Psychrometrics επιστρέφει την ενθαλπία του εισερχόμενου αέρα και είτε τη σχετική υγρασία, είτε το λόγο υγρασίας, όποιο από τα δύο δεν έχει οριστεί από το χρήστη.

Εάν είτε η ροή του υγρού, είτε η ροή του αέρα που εισέρχονται στον σπειροειδή θερμαντήρα είναι μηδέν, τότε το Type 670 υποθέτει ότι δεν υπάρχει μετάδοση θερμότητας στον αέρα. Η θερμοκρασία του υγρού που εξέρχεται από τη συσκευή ορίζεται ως η θερμοκρασία του υγρού που εισέρχεται και η κατάσταση του εξερχόμενου αέρα καθορίζεται θέτοντας την ενθαλπία εξόδου ίση με την ενθαλπία εισόδου, το λόγο υγρασίας εξόδου ίσο με το λόγο της υγρασίας εισόδου και λαμβάνοντας υπόψη την επίδραση της πτώσης πίεσης σε μια δεύτερη κλήση της ρουτίνας Psychrometrics. Εξαιτίας της επίδρασης της πτώσης πίεσης, η κατάσταση του εξερχόμενου αέρα μπορεί να διαφέρει ελάχιστα από την κατάσταση του εισερχόμενου. Η επίδραση της πτώσης πίεσης λαμβάνεται υπόψη στο Type 670 ακόμα και αν δεν ρέει αέρας διαμέσω της συσκευής.

Το Type 670 έπειτα ελέγχει ένα ζευγάρι ειδικών περιπτώσεων οι οποίες επίσης έχουν ως αποτέλεσμα μηδενική μετάδοση θερμότητας ανάμεσα στο ρεύμα του υγρού και το ρεύμα του αέρα. Εάν η θερμοκρασία του εισερχόμενου αέρα είναι μεγαλύτερη από την προκαθορισμένη τότε όλος ο αέρας θα περάσει εκτός της σπείρας και ως συνέπεια δε θα υπάρχει μετάδοση ενέργειας ανάμεσα στα δύο ρεύματα. Αν η θερμοκρασία του εισερχόμενου υγρού είναι χαμηλότερη από τη θερμοκρασία του εισερχόμενου αέρα, τότε ο αέρας που θα περνούσε από τη σπείρα θα ψυχόταν. Έτσι και σε αυτή την περίπτωση ο αέρας διοχετεύεται εκτός της σπείρας και δεν υπάρχει μετάδοση θερμότητας. Αν καμία από αυτές τις περιπτώσεις δεν σημειωθεί, τότε έστω μια ποσότητα αέρα θα περάσει διαμέσω της σπείρας.

Το Type 670 υποθέτει αρχικά ότι όλος ο αέρας διέρχεται από την σπείρα. Υπολογίζει την ειδική θερμότητα του ρεύματος του αέρα με την επόμενη εξίσωση, στην οποία το  $dh$  είναι μια ελάχιστη μεταβολή στην ενθαλπία και το  $dT$  είναι μια ελάχιστη μεταβολή στη θερμοκρασία:

$$C_{p\ air} = \frac{dh}{dT}$$

*Εξίσωση 8. 14*

Η παράγωγος  $dh/dT$  προσδιορίζεται αρχικά καλώντας τη ρουτίνα Psychrometrics με δεδομένη την θερμοκρασία εισόδου του αέρα και έπειτα ξανακαλείται η ρουτίνα με τη θερμοκρασία του αέρα αυξημένη κατά  $1^\circ C$ . Σε κάθε κλήση καταγράφεται η ενθαλπία του αέρα. Με δεδομένη την ειδική θερμότητα του αέρα, είναι εφικτό να προσδιοριστεί ποια από τις δύο πλευρές του συστήματος αέρα - νερού έχει τη μικρότερη χωρητικότητα. Η μικρότερη χωρητικότητα καθορίζεται από την εξίσωση:

$$C_{min} = \min(\dot{m}_{liq}C_{p\ liq}, \dot{m}_{air}C_{p\ air})$$

*Εξίσωση 8. 15*

Το μέγιστο ποσό ενέργειας το οποίο μπορεί να μεταφερθεί ανάμεσα στα δύο ρεύματα είναι:

$$\dot{Q}_{max} = \varepsilon C_{min}(T_{liq,in} - T_{air,in})$$

*Εξίσωση 8. 16*

Υποθέτοντας ότι όλος ο αέρας διέρχεται από την σπείρα, η ενθαλπία του εξερχόμενου αέρα δίνεται από την εξίσωση:

$$h_{air,out} = h_{air,in} + \frac{\dot{Q}_{max}}{\dot{m}_{air}}$$

*Εξίσωση 8. 17*

Η ρουτίνα Psychrometrics καλείται ξανά, αυτή τη φορά με την πίεση του αέρα, το λόγο υγρασίας του αέρα, και την ενθαλπία του εξερχόμενου αέρα για να καθοριστεί η θερμοκρασία του αέρα εξόδου. Σε αυτό το σημείο, το Type 670 έχει υποθέσει ότι όλος ο αέρας διέρχεται από την σπείρα. Αν η προκύπτουσα θερμοκρασία είναι χαμηλότερη από την προκαθορισμένη, τότε τα κριτήρια που εφαρμόζει το Type 670 διατηρώντας την εξερχόμενη θερμοκρασία του αέρα ανώτερη της θερμοκρασίας του εισερχόμενου υγρού και χαμηλότερη από την προκαθορισμένη έχουν ικανοποιηθεί και η θερμοκρασία του εξερχόμενου υγρού μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση:

$$T_{liq,out} = T_{liq,in} - \frac{\dot{Q}_{max}}{\dot{m}_{liq} C_{p,liq}}$$

*Εξίσωση 8. 18*

Αν όμως η ρουτίνα επιστρέψει θερμοκρασία υψηλότερη της θερμοκρασίας του εξερχόμενου αέρα, τότε πρέπει να υπολογιστεί ένα κατάλληλο κλάσμα παράκαμψης. Οι τέσσερις πρώτες εξισώσεις είναι κατάλληλες να χρησιμοποιηθούν αντίστροφα για να προσδιορίσουν μια κατάλληλη παροχή αέρα στην σπείρα η οποία θα οδηγήσει στην επιθυμητή θερμοκρασία.

Για τον υπολογισμό του κλάσματος παράκαμψης καλείται ξανά η ρουτίνα Psychrometrics, αυτή τη φορά με την πίεση και το λόγο υγρασίας του εξερχόμενου αέρα καθώς επίσης και την επιθυμητή θερμοκρασία. Αυτή τη φορά, η ρουτίνα επιστρέφει την αντίστοιχη ενθαλπία του αέρα. Έχοντας γνωστή την ενθαλπία, το απαιτούμενο ποσό μετάδοσης θερμότητας ανάμεσα στο υγρό και τον αέρα μπορεί να υπολογιστεί ανά μονάδα παροχής μάζας χρησιμοποιώντας την επόμενη εξίσωση θεωρώντας μοναδιαία παροχή μάζας:

$$\dot{Q}_{hx} = h_{air,out,req} - h_{air,in}$$

*Εξίσωση 8. 19*

Η απαιτούμενη ελάχιστη χωρητικότητα υπολογίζεται με την ακόλουθη εξίσωση:

$$C_{min} = \frac{\dot{Q}_{hx}}{\varepsilon(T_{liq,in} - T_{air,in})}$$

*Εξίσωση 8. 20*

Μόλις γίνει γνωστή και απαιτούμενη ελάχιστη χωρητικότητα, η απαιτούμενη παροχή μάζας μπορεί να υπολογιστεί ως εξής:

$$\dot{m}_{air,req} = \frac{C_{min}}{C_{p,liq}}$$

*Εξίσωση 8. 21*

Η ανωτέρω εξίσωση δίνει την παροχή μάζας κατά μήκος της σπείρας. Η παροχή μάζας κατά μήκος της παράκαμψης είναι η διαφορά ανάμεσα στην ολική παροχή αέρα και την παροχή αέρα διαμέσω της σπείρας.

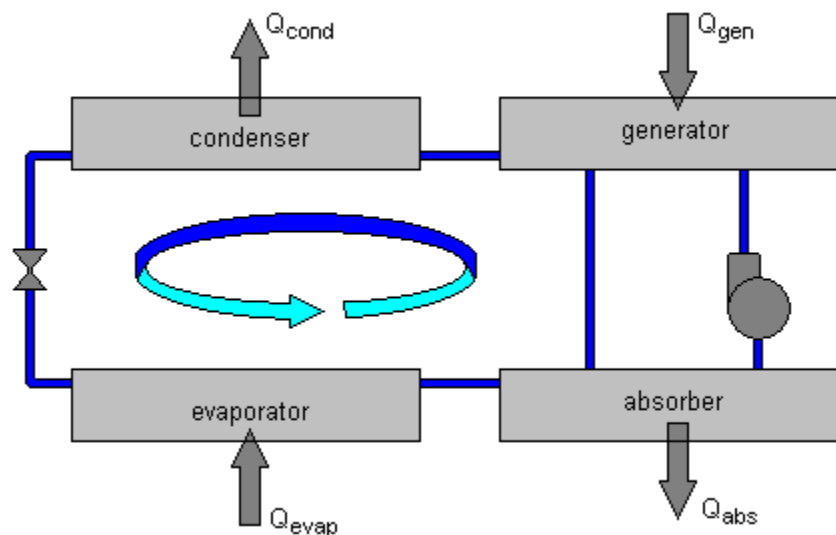
Η θερμοκρασία του υγρού που εξέρχεται από τη σπείρα υπολογίζεται με παρόμοιο τρόπο όπως όταν διερχόταν όλος ο αέρας κατά μήκος της, αντικαθιστώντας το  $\dot{Q}_{max}$  με το  $\dot{Q}_{hx}$ . Έτσι η θερμοκρασία του εξερχόμενου αέρα από τη σπείρα προσδιορίζεται από την εξίσωση:

$$T_{out,coil} = T_{air,in} - \frac{\dot{Q}_{hx}}{\dot{m}_{air,coil} C_{p,liq}}$$

Εξίσωση 8. 22

## 8.5 Ψύκτης απορρόφησης ζεστού νερού μονής βαθμίδας

Σε ένα συμβατικό κύκλο ψύξης, το ψυκτικό μέσο επιστρέφει από τον ατμοποιητή ως χαμηλής πίεσης ατμός (ιδεατά κοντά στο σημείο κορεσμού). Ο ατμός έπειτα διέρχεται από έναν ηλεκτρικά κινούμενο συμπιεστή στον οποίο μετατρέπεται σε υψηλής πίεσης αέριο πριν περάσει από τον συμπυκνωτή. Τόσο το έργο της συμπίεσης του ατμού, όσο και το έργο της άντλησης του ψυκτικού μέσου στο κύκλωμα γίνονται από έναν ηλεκτροκίνητο συμπιεστή. Σε μιας «μονής βαθμίδας» μηχανή απορρόφησης, οι ατμοί ψυκτικού (συνήθως νερό) επιστρέφοντας από τον ατμοποιητή απορροφούνται από ένα μέσο (συνήθως διάλυμα αμμωνίας ή βρωμιούχου λιθίου) και ψύχονται έως υγρής κατάστασης, απορρίπτοντας τη θερμότητα τους σε ένα ρεύμα υγρού ψύξης. Αυτό το υγρό έπειτα αντλείται σε μια συσκευή που ονομάζεται γεννήτρια, όπου προστίθεται θερμότητα από ένα ρεύμα ζεστού νερού για να αποβάλλει το ψυκτικό μέσο από το διάλυμα του. Μόλις το ψυκτικό μέσο επαναατμοποιείται, εισέρχεται στον συμπυκνωτή και ακολουθεί ένα κανονικό ψυκτικό κύκλο. Ένα μονής βαθμίδας κύκλο απορρόφησης φαίνεται σχηματικά στην εικόνα.



Εικόνα 8. 10

Το πλεονέκτημα του κύκλου ψύξης με απορρόφηση είναι ότι η ενέργεια που απαιτείται για τη άντληση του υγρού ψυκτικού από τη χαμηλή πίεση στον απορροφητή ως την υψηλή πίεση στη γεννήτρια είναι σχετικά μικρό και το υπόλοιπο έργο (υγροποίησης και ατμοποίησης του ψυκτικού) μπορεί να καλυφθεί από θερμότητα αντί από ηλεκτρική ενέργεια. Αυτό το γεγονός κάνει τους ψύκτες απορρόφησης εξαιρετικά πολύτιμους στα

συστήματα συμπαραγωγής όπου η χαμένη ενέργεια από τον ατμό και άλλες διεργασίες είναι άφθονη.

Το Type 680 χρησιμοποιεί μια αναζήτηση προσέγγισης σε δεδομένα καταλόγου για να προβλέψει την απόδοση ενός μονοβάθμιου ψύκτη απορρόφησης ζεστού νερού. Σε αυτό το σχέδιο, η θερμότητα που απαιτείται για την αντιστροφή της διαδικασίας προσρόφησης του ψυκτικού παρέχεται από ένα ρεύμα ζεστού νερού. Η ενέργεια της διεργασίας απορρόφησης του ψυκτικού απορρίπτεται σε ένα ρεύμα νερού ψύξης και η μηχανή είναι σχεδιασμένη να ψύχει ένα τρίτο ρεύμα υγρού σε θερμοκρασία ορισμένη από το χρήστη. Εξαιτίας της αναζήτησης προσέγγισης σε δεδομένα καταλόγου, το Type 680 δεν μπορεί να εφαρμοστεί σε συνθήκες εισόδου εκτός εύρους. Όπως συμβαίνει και με άλλα εξαρτήματα τα οποία εξαρτώνται από δεδομένα καταλόγου, η απόδοση της μηχανής μπορεί να προβλεφθεί και παρεμβληθεί εντός του εύρους των διαθέσιμων δεδομένων αλλά δεν μπορεί να υπολογιστεί κατά προσέγγιση εκτός του εύρους. Ένα χρήσιμο χαρακτηριστικό αυτού του μοντέλου είναι ότι τα δεδομένα που έχουν παρθεί κατευθείαν από τους καταλόγους του κατασκευαστή έχουν ομαλοποιηθεί έτσι ώστε μόλις δημιουργηθεί ένα αρχείο δεδομένων να μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε μηχανές απορρόφησης διαφορετικού μεγέθους για την οποία σχεδιάστηκε το αρχείο. Κατά τη δημιουργία αρχείων δεδομένων παραδειγμάτων για διανομή με αυτό το στοιχείο, οι προγραμματιστές παρατήρησαν ότι υπήρχε πολύ μικρή μεταβλητότητα ανάμεσα σε αρχεία δεδομένων που είχαν κανονικοποιηθεί. Χρησιμοποιώντας κανονικοποιημένα δεδομένα και τις πρώτες δύο παραμέτρους του μοντέλου (συντελεστής συμπεριφοράς και ισχύς σχεδιασμού) ο χρήστης μπορεί να ρυθμίσει το μέγεθος της μοντελοποιημένης μηχανής σε ό,τι ταιριάζει στην εγκατάσταση που προσομοιώνεται.

Το Type 680 απαιτεί ένα απλό αρχείο δεδομένων το οποίο προδιαγράφεται από το βασικό φορμά δεδομένων του TRNSYS. Το αρχείο περιέχει τιμές του κανονικοποιημένου κλάσματος της ικανότητας πλήρους φορτίου και κλάσμα της ενέργειας εισόδου σχεδιασμού για διάφορες τιμές του κλάσματος του φορτίου σχεδιασμού, της προκαθορισμένης θερμοκρασίας του κρύου νερού, της θερμοκρασίας του εισερχόμενου νερού ψύξης και της θερμοκρασίας του εισερχόμενου ζεστού νερού.

Μόλις προσδιοριστεί από την τιμή του σήματος ελέγχου ότι ο ψύκτης απορρόφησης είναι ενεργοποιημένος, το Type 680 πρώτα καθορίζει το κλάσμα του φορτίου σχεδιασμού στο οποίο πρέπει να λειτουργήσει υπολογίζοντας πρώτα το ποσό της ενέργειας που πρέπει να αφαιρεθεί από το ρεύμα του κρύου νερού με σκοπό να το φέρει από την θερμοκρασία εισόδου του στην προκαθορισμένη θερμοκρασία, όπως φαίνεται στην εξίσωση:

$$\dot{Q}_{remove} = \dot{m}_{chw} C_{p_{chw}} (T_{chw,in} - T_{chw,set})$$

*Εξίσωση 8. 23*

Η απαιτούμενη αφαίρεση ενέργειας διαιρείται έπειτα από την ισχύ της μηχανής για να προσδιοριστεί το κλάσμα του φορτίου σχεδιασμού στο οποίο η μηχανή απαιτείται να λειτουργήσει.

$$f_{DesignLoad} = \frac{\dot{Q}_{remove}}{Capacity_{Rated}}$$

Εξίσωση 8. 24

Το Type 680 καλεί έπειτα την υπορουτίνα TRNSYS Dynamic Data με την καθορισμένη από τον χρήστη θερμοκρασία εισόδου ζεστού νερού, την θερμοκρασία εισόδου νερού ψύξης, την προκαθορισμένη θερμοκρασία κρύου νερού και το κλάσμα του φορτίου σχεδιασμού. Η Dynamic Data διαβάζει το ρυθμισμένο από τον χρήστη αρχείο δεδομένων και επιστρέφει τιμές για το κλάσμα της ονομαστικής ισχύος της μηχανής το οποίο είναι διαθέσιμο δοσμένης της θερμοκρασίας εισόδου του ζεστού νερού. Αυτή η μειωμένη ισχύς ονομάζεται ονομαστική ισχύς σε αντίθεση με την καθορισμένη ισχύ. Η ισχύς της μηχανής σε κάθε δεδομένη στιγμή υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$Capacity = f_{FullLoadCapacity} f_{NominalCapacity} Capacity_{rated}$$

Εξίσωση 8. 25

Η Dynamic Data επίσης επιστρέφει το κλάσμα της προσδιδόμενης ενέργειας σχεδιασμού για τις δεδομένες συνθήκες. Όταν λειτουργεί στην καθορισμένη ισχύ, η προσδιδόμενη ενέργεια σχεδιασμού πρέπει να παρέχεται στον ψύκτη ώστε να λειτουργεί. Όταν ο ψύκτης λειτουργεί σε μερικό φορτίο απαιτείται μόνο ένα κλάσμα της προσδιδόμενης ενέργειας εισόδου. Με αυτή την τιμή από την Dynamic Data, η ενέργεια που προσφέρεται στον ψύκτη από το ρεύμα του ζεστού νερού μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση:

$$\dot{Q}_{hw} = \frac{Capacity_{Rated}}{COP_{Rated}} f_{DesignEnergyInput}$$

Εξίσωση 8. 26

Η θερμοκρασία εξόδου του ρεύματος ζεστού νερού είναι τότε:

$$T_{hw,out} = T_{hw,in} - \frac{\dot{Q}_{hw}}{\dot{m}_{hw} C_{p_{hw}}}$$

Εξίσωση 8. 27

Η θερμοκρασία εξόδου του κρύου νερού, η οποία θα έπρεπε να είναι η προκαθορισμένη αλλά μπορεί να είναι υψηλότερη αν η μηχανή φτάσει στο όριο της ισχύος της, υπολογίζεται ως εξής:

$$T_{chw,out} = T_{chw,in} - \frac{\min(\dot{Q}_{remove}, Capacity)}{\dot{m}_{chw} C_{p,chw}}$$

Εξίσωση 8. 28

Με σκοπό τον ισολογισμό ενέργειας στη συσκευή, η απόρριψη ενέργειας στο ρεύμα νερού ψύξης δίνεται από την εξίσωση:

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{chw} + \dot{Q}_{hw} + \dot{Q}_{aux}$$

Εξίσωση 8. 29

Ο όρος  $\dot{Q}_{aux}$  λογίζει την ενέργεια που καταναλώνεται από τα διάφορα υποσυστήματα όπως αντλίες διαλύματος, αντλίες ρευμάτων υγρού, ελεγκτές. Η βοηθητική ενέργεια της συσκευής περιγράφεται ανάμεσα στις παραμέτρους του μοντέλου. Το Type 680 υποθέτει ότι ολόκληρη η απαίτηση βοηθητικής ενέργειας χρησιμοποιείται όταν η συσκευή είναι σε λειτουργία, ανεξάρτητα από το αν λειτουργεί στο πλήρες φορτίο.

Τελικά, η θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης μπορεί να υπολογιστεί με την εξίσωση:

$$T_{cw,out} = T_{cw,in} + \frac{\dot{Q}_{cw}}{\dot{m}_{cw} C_{p,cw}}$$

Εξίσωση 8. 30

Το COP της συσκευής ορίζεται όπως φαίνεται στην εξίσωση:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{chw}}{\dot{Q}_{hw} + \dot{Q}_{aux}}$$

Εξίσωση 8. 31

## 8.6 Πύργος ψύξης κλειστού κυκλώματος

Αυτό το μοντέλο απαιτεί από το χρήστη να παρέχει τις συνθήκες στο σημείο σχεδίασης και έπειτα υπολογίζει την απόδοση της συσκευής για ένα ευρύ φάσμα εκτός σχεδίασης συνθηκών. Οι συνθήκες σχεδίασης είναι εύκολο να ανακτηθούν από τα τεχνικά χαρακτηριστικά του κατασκευαστή. Αν και είναι απλό στις βασικές του αρχές, αυτό το μοντέλο έχει επανειλημμένα αποδειχτεί ότι ταιριάζει στα δεδομένα του κατασκευαστή για ένα μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας σχετικών με συστήματα HVAC και βιομηχανικές εφαρμογές.



Εικόνα 8. 11

Το μοντέλο βασίζεται στον κεντρικό συλλογισμό ότι η θερμοκρασία του κορεσμένου αέρα είναι η θερμοκρασία στην διεπιφάνεια αέρα - νερού και είναι επίσης η θερμοκρασία στο εξερχόμενο υγρό. Με αυτή την προϋπόθεση οι συγγραφείς παρουσιάζουν ότι η ενθαλπία του κορεσμένου αέρα μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση:

$$h_{sat}(T_{fluid,out}) = h_{air}(T_{air,in}) + \frac{\dot{Q}_{fluid}}{\dot{m}_{air} \left( 1 - e^{\left[ -\lambda_{design} \left( \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{air,design}} \right)^{y-1} \right]} \right)}$$

Εξίσωση 8. 32

Όπου  $y = 0,6$  για τις περισσότερες εφαρμογές και:

$$\lambda_{design} = \ln \left[ \frac{h_{sat}(T_{fluid,out,design}) - h_{air}(T_{air,in,design})}{h_{sat}(T_{fluid,out,design}) - h_{air}(T_{air,out,design})} \right]$$

Εξίσωση 8. 33

Ως παράμετροι στο μοντέλο χρειάζονται η θερμοκρασία του εξερχόμενου υγρού στις συνθήκες σχεδίασης, οι παροχές του αέρα και του υγρού στις συνθήκες σχεδίασης και οι συνθήκες του εισερχόμενου αέρα στις συνθήκες σχεδίασης. Έτσι ο μόνος άγνωστος για να λυθεί η εξίσωση του  $\lambda_{design}$  είναι η ενθαλπία του εξερχόμενου αέρα στις συνθήκες σχεδίασης ( $h_{air}(T_{air,out,design})$ ). Μπορεί όμως να υπολογιστεί με ενεργειακό ισολογισμό στον πύργο ψύξης ως εξής:

$$\dot{Q}_{fluid,design} = \dot{m}_{fluid} c_{p,fluid} (T_{fluid,in,design} - T_{fluid,out,design})$$

Εξίσωση 8. 34



$$h_{air}(T_{air,out,design}) = h_{air}(T_{air,in,design}) + \frac{\dot{Q}_{fluid,design}}{\dot{m}_{air}}$$

Εξίσωση 8. 35

Χρησιμοποιώντας τον ενεργειακό ισολογισμό για την πλευρά του υγρού προκύπτει ότι:

$$h_{sat}(T_{fluid,out}) = h_{air}(T_{air,in}) + \frac{\dot{m}_{fluid}C_{p,fluid}(T_{fluid,in} - T_{fluid,out})}{\dot{m}_{air}(1 - e^{[-\lambda_{design}(\gamma_{air})^{-0.4}]})}$$

Εξίσωση 8. 36

Όπου το σήμα ελέγχου του ανεμιστήρα ορίζεται ως:

$$\gamma_{air} = \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{air,design}}$$

Δοθέντων της θερμοκρασίας, υγρασίας και παροχής του εισερχόμενου αέρα, του σήματος ελέγχου του ανεμιστήρα, της θερμοκρασίας και παροχής του εισερχόμενου υγρού καθώς και τις ιδιότητες του, η εξίσωση μπορεί να λυθεί επαναληπτικά υπολογίζοντας έτσι την θερμοκρασία του εξερχόμενου υγρού.

Η παροχή του αέρα υπολογίζεται πολλαπλασιάζοντας την παροχή αέρα σχεδίασης με το σήμα ελέγχου του ανεμιστήρα:

$$\dot{m}_{air} = \dot{m}_{air,design}\gamma_{air}$$

Εξίσωση 8. 37

Η ισχύς που καταναλώνεται από τον ανεμιστήρα κατά την λειτουργία δίνεται από την επόμενη εξίσωση στην οποία οι συντελεστές  $\alpha_n$  προσδιορίζονται από τον χρήστη:

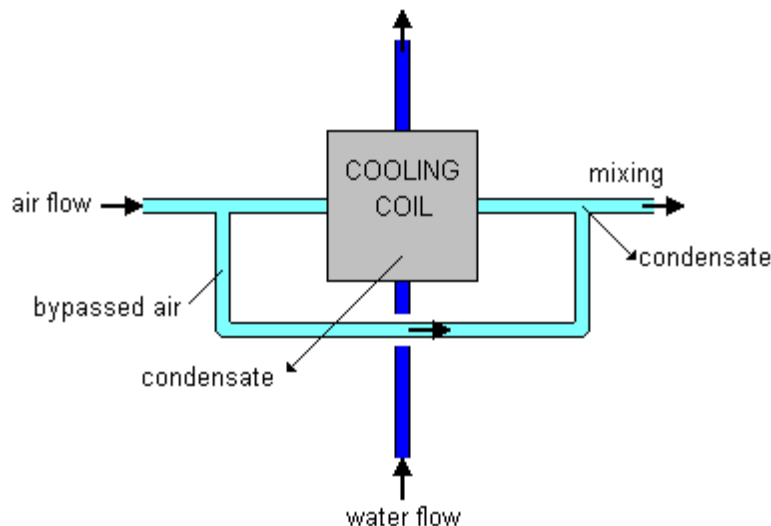
$$\dot{P}_{fan} = \dot{P}_{fan,rated}[\alpha_0 + \alpha_1(\gamma_{air}) + \alpha_2(\gamma_{air})^2 + \alpha_3(\gamma_{air})^3 + \dots]$$

Εξίσωση 8. 38

## 8.7 Σπειροειδής ψύκτης αέρα

Ο σπειροειδής ψύκτης είναι μια συσκευή η οποία αφυγραίνει και ψύχει τον αέρα που διέρχεται κοντά στις σωληνώσεις του οι οποίες περιέχουν ένα κρύο υγρό. Η ενέργεια μεταδίδεται από τον θερμότερο αέρα στο ψυχρό υγρό. Η υγρασία μεταφέρεται καθώς ο υδρατμός από το ρεύμα του αέρα συμπυκνώνεται και ρέει έξω από την σπείρα. Επειδή οι επιφάνειες των σωληνώσεων είναι υγρές από το συμπύκνωμα, η μετάδοση θερμότητας ανάμεσα στον αέρα και τη σπείρα δεν είναι εύκολο να προσδιοριστεί. Ένας συνηθισμένος τρόπος για τη μοντελοποίηση του σπειροειδούς ψύκτη είναι να χωρίσουμε το ρεύμα του αέρα που διέρχεται από τον ψύκτη σε δύο μέρη. Το ένα μέρος διέρχεται από τη σπείρα

καθ' αυτή και εξέρχεται σε κατάσταση κορεσμού στη θερμοκρασία του υγρού που ρέει στη σπείρα. Το άλλο μέρος του ρεύματος του αέρα (καλείται κλάσμα παράκαμψης) δεν έρχεται σε επαφή με τη σπείρα αλλά την παρακάμπτει στην αρχική του κατάσταση όπου και αναμιγνύεται με το κλάσμα του ρεύματος αέρα που διήλθε από την σπείρα. Το σχήμα απεικονίζει το διάγραμμα της τεχνικής που χρησιμοποιείται για την μοντελοποίηση της σπείρας ψύξης.



Εικόνα 8. 12

Όπως φαίνεται στην εικόνα, ξεπροβάλουν δυο ευκαιρίες για συμπύκνωση. Η πρώτη είναι η συμπύκνωση που συμβαίνει στη σπείρα. Η δεύτερη συμβαίνει όταν ο ψυχρός και αφυγρανθείς αέρας αναμιχθεί με τον εισερχόμενο αέρα. Στον απλούστερο τρόπο λειτουργίας, το Type 508 συμπεριφέρεται ακριβώς όπως στην εικόνα, στη συσκευή εισέρχεται δηλαδή μια προκαθορισμένη από τον χρήστη παροχή αέρα. Από αυτή τη δεδομένη παροχή ένα συγκεκριμένο κλάσμα του αέρα διέρχεται από την σπείρα όπου και κορέννυται σε θερμοκρασία που αντιστοιχεί στο μέσο όρο των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου του νερού. Ο υπόλοιπος αέρας παρακάμπτει τη σπείρα και αναμιγνύεται με τον ψυχθέντα και αφυγρανθέντα κορεσμένο αέρα. Το μόνο περίπλοκο σε αυτό το σχήμα είναι ότι για να βρούμε τη μέση θερμοκρασία στη σπείρα, είναι απαραίτητο να μαντέψουμε μια θερμοκρασία εξόδου και να επαναλάβουμε μέχρι η ενέργεια που μεταδίδεται από το ρεύμα του αέρα να ταιριάζει στην ενέργεια που μεταδίδεται στο ρεύμα του νερού. Το πόσο του συμπυκνώματος το οποίο ρέει στη σπείρα δίδεται από την εξίσωση:

$$\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{air}(1 - f_{bypass})(\omega_{air,out} - \omega_{air,in})$$

Εξίσωση 8. 39

Το συμπύκνωμα και το ρεύμα του αέρα εξέρχονται από την σπείρα στην ίδια θερμοκρασία. Η ενθαλπία του συμπυκνώματος βρίσκεται μέσω μιας κλήσης στη ρουτίνα TRNSYS Steam Properties. Η ενέργεια που μεταδίδεται από το ρεύμα του αέρα στο ρεύμα του υγρού δίδεται από την εξίσωση:

$$\dot{Q}_{fluid} = \dot{m}_{air}(1 - f_{bypass})(h_{air,out} - h_{air,in}) - \dot{m}_{cond}h_{cond}$$

Τότε μπορεί να υπολογιστεί η νέα θερμοκρασία του εξερχόμενου υγρού:

$$T_{fluid,out} = T_{fluid,in} + \frac{\dot{Q}_{fluid}}{\dot{m}_{fluid}C_{p,fluid}}$$

*Εξίσωση 8. 40*

Μόλις η λύση που ικανοποιεί την ισορροπία ενέργειας συγκλίνει, τότε το ρεύμα αέρα που διέρχεται από τη σπείρα, αναμιγνύεται με το ρεύμα αέρα που την παρακάμπει χρησιμοποιώντας τις επόμενες εξισώσεις:

$$h_{air,mix} = (1 - f_{bypass})h_{air,out} + f_{bypass}h_{air,in}$$

*Εξίσωση 8. 41*

$$\omega_{air,mix} = (1 - f_{bypass})\omega_{air,out} + f_{bypass}\omega_{air,in}$$

*Εξίσωση 8. 42*

Με αυτές τις δύο τιμές και την πίεση του εξερχόμενου αέρα, η ρουτίνα TRNSYS Psychrometrics προσδιορίζει τις υπόλοιπες ιδιότητες του αναμεμιγμένου αέρα.

## 8.8 Ηλιακός συλλέκτης σωλήνων κενού

Μια γενική εξίσωση για το βαθμό απόδοσης των θερμικών ηλιακών συλλεκτών μπορεί να ληφθεί από την εξίσωση των Hottel-Whillier:

$$\eta = \frac{Q_u}{AI_T} = \frac{mC_{pf}(T_o - T_i)}{AI_T} = F_R(\tau\alpha)_n - F_RU_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T}$$

*Εξίσωση 8. 43*

Ο συντελεστής απωλειών  $U_L$  δεν είναι ακριβώς σταθερός, έτσι μια καλύτερη έκφραση λαμβάνεται αν ληφθεί υπόψη μια γραμμική εξάρτηση ανάμεσα στο  $U_L$  και τον όρο  $(T_i - T_a)$ :

$$\eta = \frac{Q_u}{AI_T} = F_R(\tau\alpha)_n - F_RU_L \frac{(T_i - T_a)}{I_T} - F_RU_{L/T} \frac{(T_i - T_a)^2}{I_T}$$

*Εξίσωση 8. 44*

Η τελευταία εξίσωση μπορεί να ξαναγραφεί ως:

$$\eta = \alpha_0 - \alpha_1 \frac{(\Delta T)}{I_T} - \alpha_2 \frac{(\Delta T)^2}{I_T}$$

Εξίσωση 8. 45

Η οποία είναι ο γενικός βαθμός θερμικής απόδοσης του ηλιακού συλλέκτη και επηρεάζεται από 3 παραμέτρους, τα  $\alpha_0, \alpha_1, \alpha_2$ . Αυτοί οι 3 παράγοντες είναι διαθέσιμοι για συλλέκτες που έχουν δοκιμαστεί σύμφωνα με τα πρότυπα της ASHRAE (2001) και έχουν αξιολογηθεί από την SRCC (1995), όπως επίσης και για συλλέκτες που έχουν δοκιμαστεί σύμφωνα με τα πρόσφατα ευρωπαϊκά πρότυπα στους ηλιακούς συλλέκτες (CEN, 2001).

### 8.8.1 Τροποποιητής γωνίας πρόσπτωσης

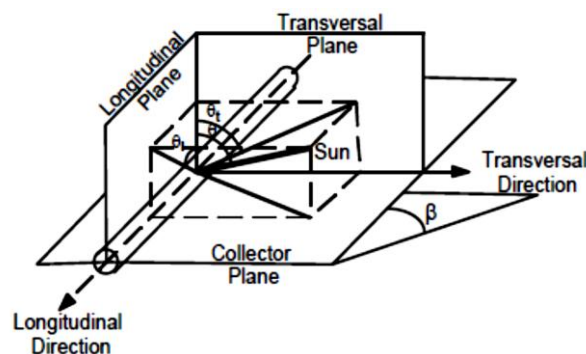
Οι δοκιμές των συλλεκτών γενικά πραγματοποιούνται σε αίθριες μέρες και κανονική πρόσπτωση έτσι ώστε το γινόμενο της διαπερατότητας επί την απορροφητικότητα ( $\tau\alpha$ ) να είναι κοντά στην τιμή καθέτου πρόσπτωσης για την άμεση ακτινοβολία,  $(\tau\alpha)_n$ . Ο παράγοντας θερμικής απολαβής,  $F_R(\tau\alpha)_n$ , διορθώνεται για μη κάθετη πρόσπτωση από τον συντελεστή γωνίας πρόσπτωσης  $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$ . Εξ ορισμού το  $(\tau\alpha)$  είναι ο λόγος της ολικά απορροφούμενης ακτινοβολίας προς την στιγμιαία. Έτσι μια γενική έκφραση για το  $(\tau\alpha)/(\tau\alpha)_n$  είναι:

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{I_{bT} \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + I_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} + \rho_g I \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{I_T}$$

Εξίσωση 8. 46

Οι συλλέκτες σωλήνων κενού είναι οπτικά ασύμμετροι. Το Type 71 απαιτεί την παροχή τροποποιητών γωνίας πρόσπτωσης δύο αξόνων  $(\tau\alpha)_b/(\tau\alpha)_n$  σε εξωτερικό αρχείο.

Το σχήμα δείχνει μια γραφική αναπαράσταση της διαμήκους και της εγκάρσιας διεύθυνσης.



Εικόνα 8. 13

Η διαμήκης γωνία πρόσπτωσης μετριέται σε ένα επίπεδο το οποίο είναι κατακόρυφο στο επίπεδο του συλλέκτη και περιέχει το αξιμούθιο του συλλέκτη. Ο αντίστοιχος

τροποποιητής γωνίας πρόσπτωσης αναφέρεται και σαν διαμήκης τροποποιητής γωνίας πρόσπτωσης, ή τροποποιητής υψομέτρου.

Η εγκάρσια γωνία πρόσπτωσης μετριέται σε ένα επίπεδο το οποίο είναι κάθετο τόσο στο άνοιγμα του συλλέκτη αλλά και στο διαμήκες επίπεδο. Ο αντίστοιχος τροποποιητής γωνίας πρόσπτωσης αναφέρεται και σαν εγκάρσιος τροποποιητής γωνίας πρόσπτωσης, ή τροποποιητής αζιμουθίου.

Στις περισσότερες περιπτώσεις, οι αναφορές των δοκιμών των συλλεκτών παρέχουν τον εγκάρσιο τροποποιητή γωνίας πρόσπτωσης για διάφορες τιμές της εγκάρσιας γωνίας πρόσπτωσης (και της διαμήκους = 0) και τον διαμήκη τροποποιητή γωνίας πρόσπτωσης για διάφορες τιμές της εγκάρσιας γωνίας πρόσπτωσης (και της εγκάρσιας = 0). Το αρχείο δεδομένων απαιτεί τον τροποποιητή της γωνίας πρόσπτωσης για μη μηδενικές διαμήκεις και εγκάρσιες γωνίες. Ο τροποποιητής γωνίας πρόσπτωσης για κάθε γωνία  $\theta_l$  και  $\theta_t$  μπορεί να υπολογιστεί πολλαπλασιάζοντας τους τροποποιητές γωνίας πρόσπτωσης για  $(\theta_l, 0)$  και  $(0, \theta_t)$  αντίστοιχα όπως έχει προταθεί από τους (McIntire, 1982) και (Theunissen and Beckman, 1985).

Ο τροποποιητής γωνίας πρόσπτωσης για διάχυτη ακτινοβολία υπολογίζεται αποτιμώντας το λόγο της απορροφούμενης διάχυτης ακτινοβολίας προς την προσπίπτουσα διάχυτη ακτινοβολία στον ουράνιο θόλο για οριζόντιο συλλέκτη υποθέτοντας ισότροπη διάχυτη ακτινοβολία. Γενικά:

$$\frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} = \frac{4}{\pi} \int_0^{\pi/2} \int_0^{\pi/2} \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n}(\theta, \gamma_s) \cos \theta \sin \theta d\theta d\gamma_s$$

*Εξίσωση 8. 47*

Αυτό το ολοκλήρωμα επιλύεται αριθμητικά, μια φορά στην αρχή της προσομοίωσης με τα δεδομένα του χρήστη για το  $(\tau\alpha)_b/(\tau\alpha)_n$ .

## 8.9 Ηλιακός επίπεδος συλλέκτης

Η συλλογή ενέργειας από κάθε συλλέκτη σε μια συστοιχία  $N_s$  συλλεκτών σε σειρά μοντελοποιείται σύμφωνα με την εξίσωση των Hottel – Whillier ως εξής:

$$\dot{Q}_u = \frac{A}{N_s} \sum_{j=1}^{N_s} F_{R,j} (I_T(\tau\alpha) - U_{L,j}(T_{i,j} - T_a))$$

*Εξίσωση 8. 48*

Όπου,

$$F_{R,j} = \frac{N_s \dot{m}_c C_{pc}}{AU_{L,j}} \left( 1 - e^{-\frac{F' U_{L,j} A}{N_s \dot{m}_c C_{pc}}} \right)$$

Ο παράγοντας απόδοσης του συλλέκτη,  $F'$ , μπορεί να προσδιοριστεί επακριβώς. Ο ολικός συντελεστής απωλειών είναι μια ιδιαίτερα πολύπλοκη συνάρτηση της κατασκευής του συλλέκτη και των συνθηκών λειτουργίας του. Η ακόλουθη έκφραση (Klein, 1975) χρησιμοποιείται για να προσεγγιστεί το  $U_{L,j}$  σε  $kJ/hm^2K$ .

$$U_{L,j} = \frac{3,6}{N_G} + \frac{3,6\sigma(T_{av,j}^2 + T_a^2)(T_{av,j} + T_a)}{1 + \frac{2N_G + f - 1}{\varepsilon_g} - N_G} + U_{be}$$

$$\frac{C}{T_{p,j}} \left[ \frac{(T_{av,j} - T_a)}{N_G + f} \right]^{0,33} + \frac{1}{h_w}$$

Εξίσωση 8. 49

Όπου,

$$h_w = 5,7 + 3,8W \text{ (} W/m^2K \text{)}$$

$$f = (I - 0,04h_w + 0,0005h_w^2)(I + 0,091N_G)$$

$$C = 365,9(I - 0,00883\beta + 0,0001298\beta^2)$$

Το ολικό γινόμενο διαπερατότητας - απορροφητικότητας καθορίζεται ως εξής:

$$(\tau\alpha) = \frac{I_{bT}(\tau\alpha)_b + I_d \left( \frac{1 + \cos\beta}{2} \right) (\tau\alpha)_s + \rho_g I \left( \frac{1 - \cos\beta}{2} \right) (\tau\alpha)_g}{I_T}$$

Εξίσωση 8. 50

Τα γινόμενα διαπερατότητας - απορροφητικότητας για την άμεση, τη διάχυτη από τον ουρανό και τη διάχυτη από το έδαφος ακτινοβολία καθορίζονται από τη συνάρτηση ρουτίνας TALF. Η θερμοκρασία εξόδου ενός συλλέκτη αποτελεί είσοδο στην επόμενη και δίνεται από τον τύπο:

$$T_{o,j} = \frac{AF_{R,j} \left( I_T(\tau\alpha) - U_{L,j}(T_{i,j} - T_a) \right)}{N_s \dot{m}_c C_{pc}} + T_i$$

Εξίσωση 8. 51

Όταν η ροή είναι μηδενική τότε η θερμοκρασία τελμάτωσης του συλλέκτη είναι:

$$T_p = \frac{I_T(\tau\alpha)}{U_L} + T_a$$

Εξίσωση 8. 52

## 8.10 Εναλλάκτης θερμότητας υγρού - υγρού

Το Type 5 βασίζεται στην αποτελεσματικότητα της προσέγγισης ελάχιστης χωρητικότητας για να μοντελοποιήσει έναν εναλλάκτη θερμότητας. Υπό αυτή την εικασία, ο χρήστης απαιτείται να παρέχει τις συνθήκες εισόδου και τον ολικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του εναλλάκτη. Το μοντέλο έπειτα προσδιορίζει αν η θερμή ή η ψυχρή πλευρά είναι η πλευρά μικρότερης χωρητικότητας και υπολογίζει την αποτελεσματικότητα βασισμένη στην προσδιορισμένη διάταξη ροής και του ολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας του εναλλάκτη. Έπειτα υπολογίζονται οι συνθήκες εξόδου του εναλλάκτη θερμότητας για τη συγκεκριμένη διάταξη. Η χωρητικότητα κάθε πλευράς του εναλλάκτη θερμότητας υπολογίζεται σύμφωνα με τις ακόλουθες εξισώσεις.

$$C_c = \dot{m}_c C_{pc}$$

Εξίσωση 8. 53

$$C_h = \dot{m}_h C_{ph}$$

Εξίσωση 8. 54

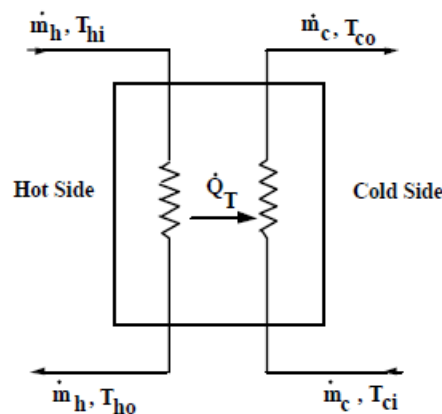
$$C_{max} = \max(C_c, C_h)$$

Εξίσωση 8. 55

$$C_{min} = \min(C_c, C_h)$$

Εξίσωση 8. 56

Το σχηματικό διάγραμμα του εναλλάκτη θερμότητας φαίνεται στην επόμενη εικόνα.



Εικόνα 8. 14

Η επόμενη εξίσωση εκφράζει την αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη θερμότητας για συνθήκες αντιρροής.

$$\varepsilon = \frac{1 - e\left(-\frac{UA}{C_{min}}\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right)}{1 - \left(\frac{C_{min}}{C_{max}}\right)e\left(-\frac{UA}{C_{min}}\left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)\right)}$$

*Εξίσωση 8. 57*

Η ακόλουθη εξίσωση υπολογίζει τη θερμοκρασία εξόδου της θερμής πλευράς:

$$T_{ho} = T_{hi} - \varepsilon \left(\frac{C_{min}}{C_h}\right) (T_{hi} - T_{ci})$$

*Εξίσωση 8. 58*

Και η ολική μετάδοση θερμότητας κατά μήκος του εναλλάκτη υπολογίζεται ως:

$$\dot{Q}_T = \varepsilon C_{min} (T_{hi} - T_{ci})$$

*Εξίσωση 8. 59*

Παρατηρούμε ότι αν  $\frac{C_{min}}{C_{max}} \leq 0,01$ , τότε για η αποτελεσματικότητα υπολογίζεται ως:

$$\varepsilon = 1,0 - e\left(-\frac{UA}{C_{min}}\right)$$

*Εξίσωση 8. 60*



## 9 ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ

### 9.1 Ξενοδοχείο θερινής περιόδου

Το υπο μελέτη ξενοδοχείο θερινής περιόδου είναι ένα 4όροφο κτίριο συνολικής επιφάνειας  $2000 \text{ m}^2$ . Στο ισόγειο του κτιρίου υπάρχουν θέσεις στάθμευσης, αποθηκευτικοί χώροι καθώς επίσης και το μηχανοστάσιο της κλιματιστικής εγκατάστασης. Οι κλιματιζόμενοι χώροι είναι οι 4 όροφοι. Η περίοδος λειτουργίας του ξενοδοχείου ξεκινάει από τις αρχές Μαΐου μέχρι τα τέλη Οκτωβρίου.

Οι συνθήκες σχεδιασμού για την θερινή περίοδο εφαρμόζονται για την διαστασιολόγηση των συστημάτων ψύξης και κλιματισμού και αντιπροσωπεύουν συνήθως το 1% των ωρών της θερινής περιόδου. Για λόγους ορθής διαχείρισης της ενέργειας για την ψύξη και κλιματισμό χώρων, είναι προτιμότερο τα συστήματα ψύξης και κλιματισμού, ιδιαίτερα τα μεγάλης ισχύος, να επιλέγονται έτσι ώστε να έχουν την βέλτιστη δυνατή απόδοση και κατά την λειτουργία τους σε μερικά φορτία. Ειδικότερα για κτίρια που λειτουργούν όλο το 24ώρο και σε περιοχές όπου οι εξωτερικές συνθήκες παρουσιάζουν διακύμανση κατά την διάρκεια της ημέρας, η λειτουργία των συστημάτων ψύξης στα μερικά φορτία θα πρέπει να λαμβάνεται σοβαρά υπόψη.

Με γνώμονα την εξοικονόμηση ενέργειας και το σεβασμό στο περιβάλλον έγινε κάθε δυνατή προσπάθεια να περιοριστούν στα μέτρα του εφικτού τυχόν υπερδιαστασιολογήσεις σε σημεία ιδιαίτερα ενεργοβόρα όπως για παράδειγμα στους βοηθητικούς θερμαντήρες. Αφενός όμως το γεγονός ότι η εύρυθμη λειτουργία και των δύο συστημάτων επηρεάζεται άμεσα από τα ποσά της θερμικής ενέργειας που προσφέρονται και αφετέρου η ιδιαίτερη δυσκολία ότι αναφερόμαστε σε ξενοδοχείο θερινής περιόδου που κάνει τη σωστή λειτουργία της κλιματιστικής εγκατάστασης μονόδρομο ήταν αποτρεπτικά μέτρα για περαιτέρω ενέργειες μείωσης.

Η εσωτερική θερμοκρασία αέρα είναι η βασικότερη παράμετρος διαμόρφωσης της θερμικής άνεσης σε ένα χώρο. Είναι σαφές ότι, δεδομένης της υποκειμενικότητας του επιπέδου θερμικής άνεσης και των επιλογών του εκάστοτε χρήστη, η επιθυμητή θερμοκρασία μπορεί να ποικίλλει. Ωστόσο, για τις ανάγκες της εκτίμησης της ενεργειακής απόδοσης ενός κτιρίου πρέπει να καθοριστούν σε εθνικό επίπεδο τα επιθυμητά όρια εσωτερικής θερμοκρασίας ανά χρήση. Αυτό πρέπει να γίνει στη βάση της επίτευξης της θερμικής άνεσης με τη μικρότερη δυνατή κατανάλωση ενέργειας. Παράλληλα, για το βέλτιστο έλεγχο των εσωτερικών συνθηκών στα κτίρια, εγκαθίστανται συστήματα κλιματισμού, στα οποία εκτός της θερμοκρασίας του αέρα, ελέγχεται και ρυθμίζεται και η σχετική του υγρασία. Με βάση τις συνιστώμενες τιμές στο πρότυπο ΕΛΟΤ EN 15251:2007 για ξενοδοχείο θερινής λειτουργίας καθορίζεται σε  $26^\circ \text{C} / 45\%$ .

Για την εξασφάλιση συνθηκών υγιεινής στο εσωτερικό κάθε κτιρίου και κάθε ανεξάρτητου τμήματος κτιρίου απαιτείται η ανανέωση του αέρα, δηλαδή η αντικατάσταση μέρους του

εσωτερικού αέρα από νωπό αέρα περιβάλλοντος. Οι απαιτήσεις νωπού αέρα καθορίζονται ανάλογα με τη χρήση του κτιρίου, τον πληθυσμό των χρηστών και την παραγωγή ρύπων λόγω χρήσης του κτιρίου. Υπάρχουν διάφοροι τρόποι υπολογισμού της απαραίτητης ποσότητας νωπού αέρα σύμφωνα με το ΕΛΟΤ EN15251:2007. Για τις ανάγκες υπολογισμού του αερισμού σε μελέτες εκτίμησης της ενεργειακής απόδοσης κτιρίων, ο πιο εύχρηστος τρόπος υπολογισμού της ανανέωσης αέρα είναι βάσει των ελάχιστων ποσοτήτων που απαιτούνται σύμφωνα με τα εξής δύο κριτήρια, την εξασφάλιση των συνθηκών υγιεινής για τους χρήστες και την ελάχιστη ανανέωση βάσει του όγκου και της χρήσης του κτιρίου. Σε γενική κατεύθυνση, οι απαιτήσεις νωπού αέρα ανά κατηγορία κτιρίου θα πρέπει να καθορίζονται έτσι, ώστε να καλύπτουν τον ελάχιστο απαιτούμενο αερισμό ( $m^3/h/άτομο$ ), ανάλογα με την πυκνότητα πληθυσμού ( $άτομα/m^2$ ) ανά χρήση κτιρίου. Για το ξενοδοχείο θερινής λειτουργίας καθορίζονται 15 άτομα ανά  $100 m^2$  μεικτής δομημένης επιφάνειας, ο απαιτούμενος νωπός αέρας ανά άτομο ίσος με  $30 m^3/h/άτομο$  και ο απαιτούμενος νωπός αέρας ανά επιφάνεια δαπέδου  $4,5 m^3/h/m^2$ . Έτσι για το ξενοδοχείο συνολικής επιφάνειας ίσης με  $2000 m^2$  και συνολικού όγκου ίσου με  $8000 m^3$  προκύπτει παροχή μάζας νωπού αέρα ίση με:

$$\dot{m}_{air} = 4,5 \frac{m^3}{m^2 hr} 2000 m^2 1,2 \frac{kg}{m^3} = 10800 \frac{kg}{hr}$$

*Εξίσωση 9.1*

Δηλαδή ο αριθμός των εναλλαγών αέρα στο κτίριο υπολογίζεται από την επόμενη εξίσωση:

$$\frac{\dot{V}_{air}}{V} = \frac{10800 \frac{kg}{hr}}{1,2 \frac{kg}{m^3}} = 1,125 \frac{1}{hr}$$

*Εξίσωση 9.2*

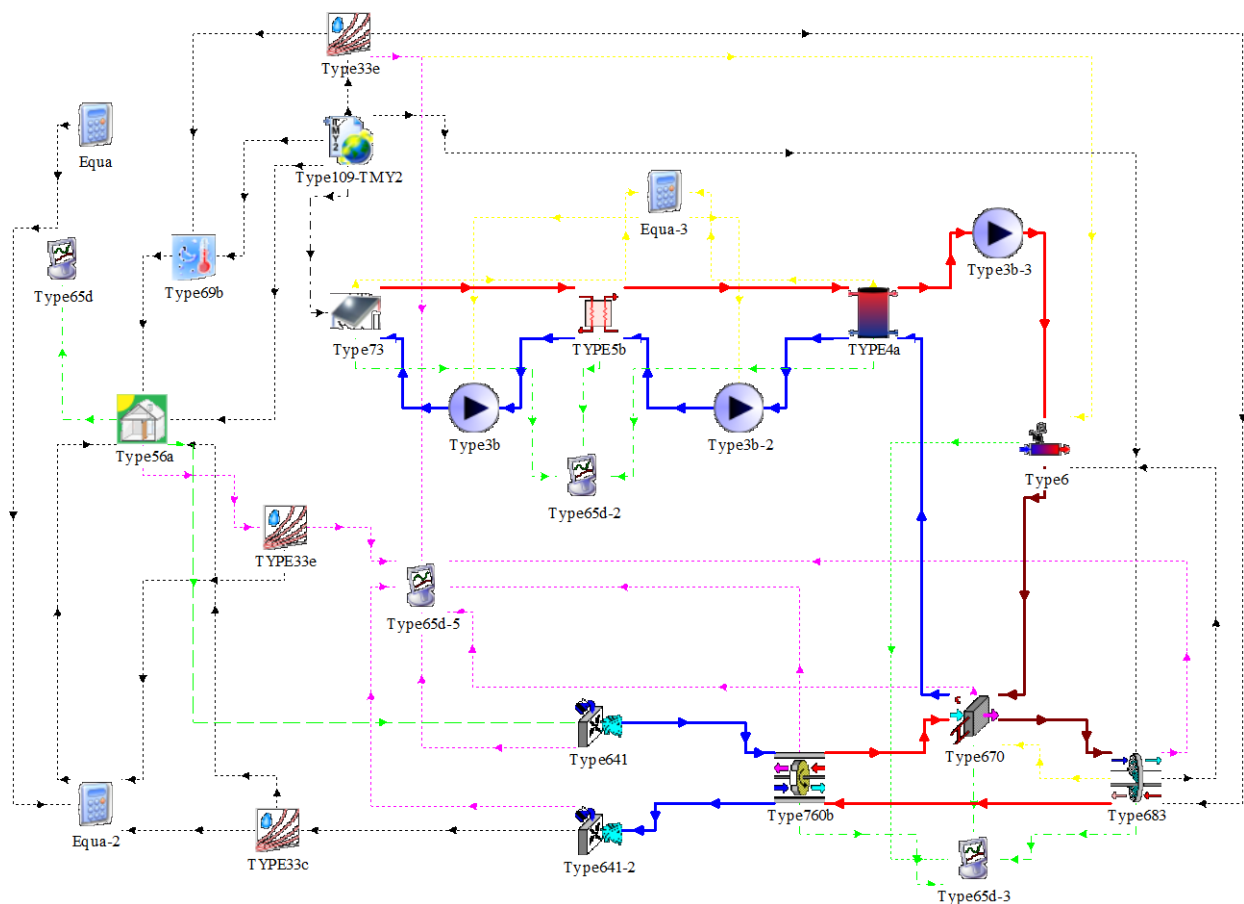
Επειδή τα δύο προς εξέταση συστήματα είναι διαφορετικής φιλοσοφίας αλλά και πρακτικής ως προς τον τρόπο λειτουργίας τους (ανοιχτού και κλειστού κύκλου) αν και έχουν κάποιες ομοιότητες, έχουν και πολλές διαφορές και θα τα διαστασιολογήσουμε ανεξάρτητα.

Με αυτά τα βασικά δεδομένα θα πορευτούμε για τον υπολογισμό του συνολικού αισθητού ψυκτικού φορτίου, του συνολικού αισθητού κέρδους αερισμού και του συνολικού λανθάνοντος φορτίου.

## 9.2 Εγκατάσταση εξατμιστικής ψύξης ανοικτού κύκλου με αφυγραντικό υλικό desiccant

Η κυρίως εγκατάσταση αποτελείται από τον περιστροφικό αφυγραντήρα (683), το εναλλάκτη αισθητής θερμότητας αέρα – αέρα (760b), τους υγραντήρες (641) και το σπειροειδή θερμαντήρα αέρα (670). Το υπόλοιπο κύκλωμα που αποτελείται από τη συστοιχία των επίπεδων ηλιακών συλλεκτών (73), τον εναλλάκτη θερμότητας υγρού – υγρού (5b), τη δεξαμενή αποθήκευσης (4a), το βοηθητικό θερμαντήρα (6) και τις αντλίες (3b) έχει ως σκοπό να παρέχει αδιάλειπτα θερμική ενέργεια καθόλη τη διάρκεια του 24ώρου στην κύρια εγκατάσταση για την αναγέννηση του αφυγραντικού υλικού και την πραγματοποίηση του κύκλου Pennington.

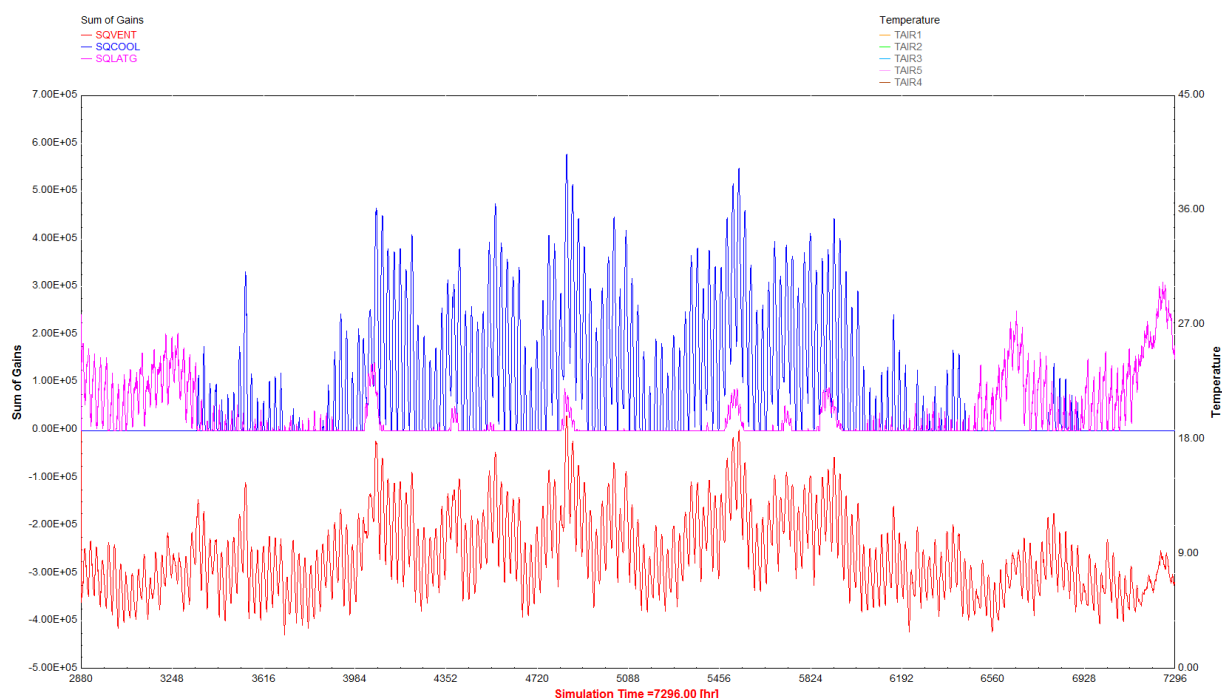
Οι παράμετροι και οι απαραίτητες εισοδοί από το χρήστη μελετήθηκαν σε βάθος και παρουσιάζονται στους επόμενους πίνακες με τις απαραίτητες επεξηγήσεις. Με έντονη γραμματοσειρά θα παρουσιάζονται οι εισοδοί που εξαρτώνται από την έξοδο κάποιου άλλου στοιχείου ενώ με πλάγια γραμματοσειρά οι παράμετροι που έχουν προσδιοριστεί χειροκίνητα.



Εικόνα 9. 1

Αρχικά, πρέπει να έχουμε μια προσέγγιση του μεγέθους της εγκατάστασης που θα προσομοιώσουμε. Αυτό το μέτρο είναι το συνολικό αισθητό ψυκτικό φορτίο. Η συγκεκριμένη εγκατάσταση ανοικτού κύκλου πρέπει να καλύπτει το ψυκτικό κέρδος που

προέρχεται από την ηλιακή ακτινοβολία, το κέρδος αερισμού νωπού αέρα, το κέρδος από τη διείσδυση του αέρα από παράθυρα καθώς και τα λανθάνοντα κέρδη.

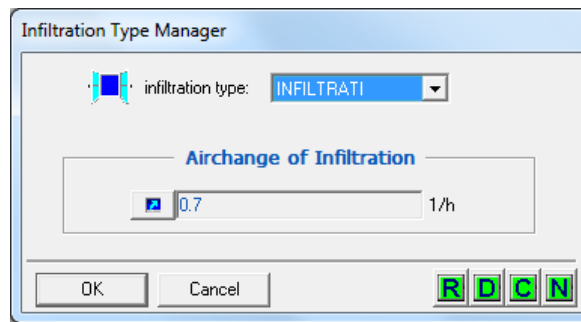


Εικόνα 9. 2

Για την εγκατάσταση ανοικτού κύκλου πρέπει να σημειωθεί ότι ο αέρας του περιβάλλοντος κλιματίζεται και προσάγεται με την απαραίτητη παροχή για να παραλάβει τα ψυκτικά κέρδη. Το Type 56a συνδέεται με το αρχείο hui όπως προκύπτει από το TRNBuild και μας παρέχει στο TRNSYS Studio ως outputs το συνολικό αισθητό ψυκτικό φορτίο (SQCOOL), το συνολικό αισθητό κέρδος αερισμού (SQVENT) και το συνολικό λανθάνον φορτίο (SQLATD). Επίσης μας παρέχει τη θερμοκρασία (TAIR) και τη σχετική υγρασία (RELHUM) για κάθε ζώνη αντίστοιχα. Όπως φαίνεται στο παραπάνω σχήμα το μέγιστο αισθητό ψυκτικό φορτίο είναι  $580000 \text{ kJ/hr}$ . Επειδή όμως παρατηρούμε λίγες αιχμές πάνω από  $320000 \text{ kJ/hr}$ , αυτό θα είναι το κριτήριο διαστασιολόγησης μιας και θέλουμε να θίξουμε τον οικολογικό χαρακτήρα της εγκατάστασης. Έτσι τουλάχιστον στο 90% του χρόνου η εγκατάσταση θα καλύπτει τα ψυκτικά φορτία.

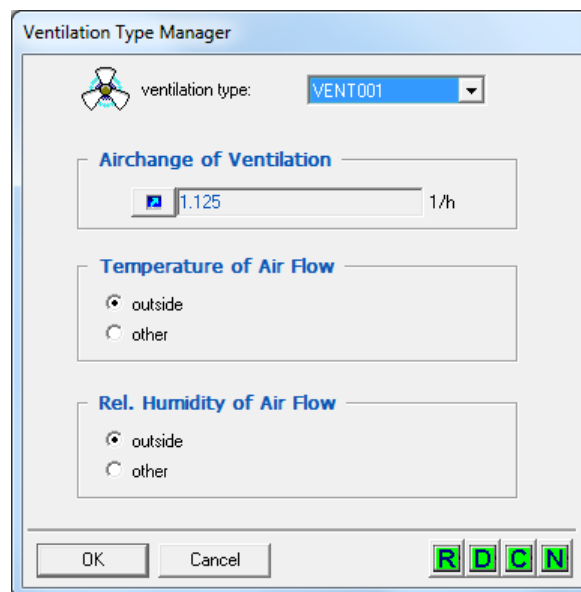
Στις επόμενες εικόνες παρουσιάζονται τα βασικά παράθυρα ρυθμίσεων όπως έχουν εφαρμογή στις ζώνες 1, 2, 4 και 6.

Για τη διείσδυση αέρα έχουν ληφθεί 0,7 εναλλαγές ανά ώρα.



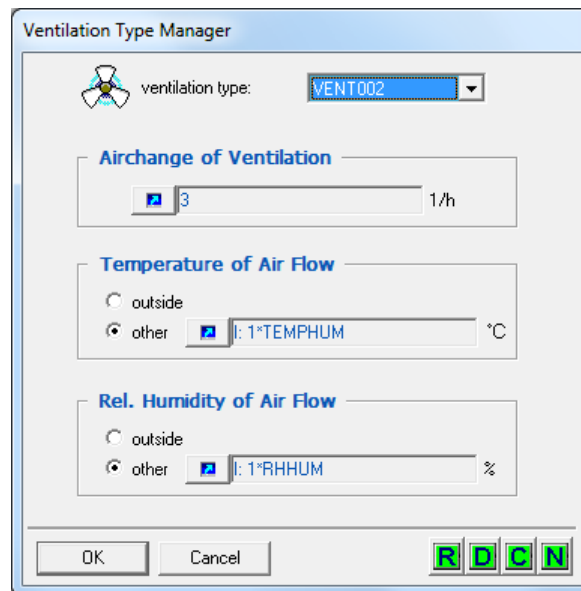
Εικόνα 9.3

Για τον απαραίτητο μηχανικό αερισμό έχουν ληφθεί 1,125 εναλλαγές την ώρα όπως υπολογίστηκε σύμφωνα με το ΕΛΟΤ EN15251:2007. Ο αέρας που προσάγεται στο χώρο για αερισμό είναι αέρας συνθηκών περιβάλλοντος αλλά είναι φιλτραρισμένος από ρύπους.



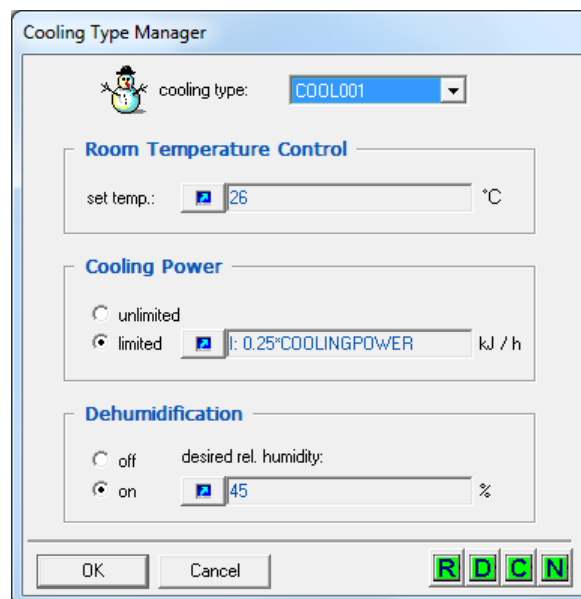
Εικόνα 9.4

Επειδή το σύστημα είναι ανοικτού κύκλου έπρεπε να αποδώσουμε τον τρόπο με τον οποίο προσάγεται ο κλιματισμένος αέρας στο κτίριο. Έτσι υπολογίστηκε ότι είναι απαραίτητο η παροχή του ανά ώρα να είναι τριπλάσια της συνολικής μάζας του αέρα του κτιρίου. Οι συνθήκες του είναι οι συνθήκες που επικρατούν στην έξοδο του αδιαβατικού υγραντήρα αέρα.



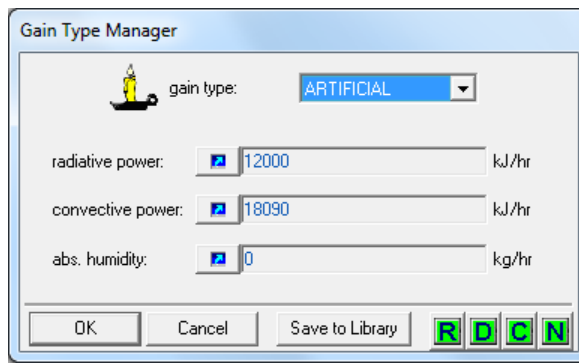
Εικόνα 9. 5

Για τον υπολογισμό του ψυκτικού φορτίου ρυθμίζονται οι επιθυμητές συνθήκες καθώς και επίσης και η ψυκτική ισχύς ανά ζώνη.

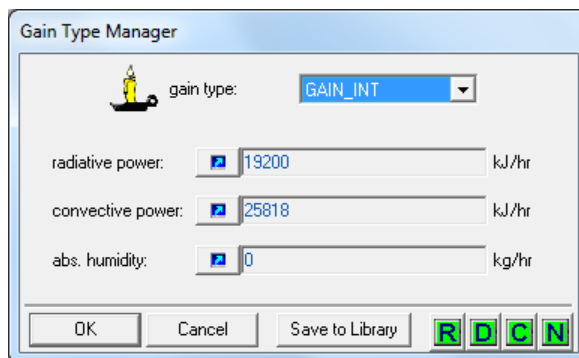


Εικόνα 9. 6

Τα λοιπά κέρδη (φωτισμού κλπ.) περιλαμβάνονται στις επόμενες παραμέτρους.

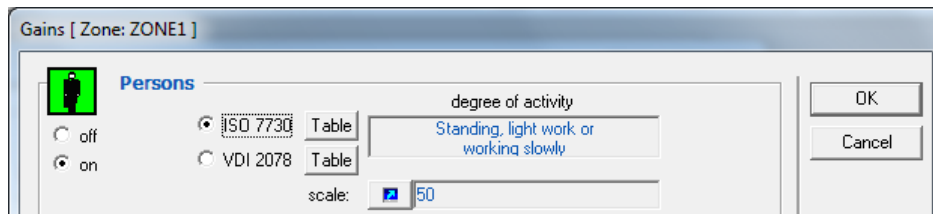


Εικόνα 9. 7



Εικόνα 9. 8

Επίσης έχουν προβλεφθεί ψυκτικά κέρδη από 50 άτομα ανά ζώνη τα οποία σύμφωνα με το πρότυπο ISO 7730 φέρονται να αναπαύονται ή να κάνουν ελαφριά δουλειά ή να εργάζονται με χαμηλό ρυθμό.



Εικόνα 9. 9

Το Type 109-TMY2 είναι ο επεξεργαστής των κλιματικών δεδομένων και των δεδομένων της ηλιακής ακτινοβολίας. Παράλληλα έχει τη δυνατότητα να υπολογίσει δεδομένα ακτινοβολίας εκτός από το οριζόντιο επίπεδο αλλά και για τις 5 επιφάνειες που μας ενδιαφέρουν, τις 4 πλευρές του κτιρίου και το κεκλιμένο επίπεδο των ηλιακών συλλεκτών. Οι πίνακες που ακολουθούν συνοψίζουν τις παραμέτρους και τις εισόδους στο στοιχείο.

Sky model for diffuse radiation	4	-
Tracking mode	1	-

Πίνακας 9. 1

Ground reflectance	0.2	-
--------------------	-----	---

Slope of surface-1	23.0	Degrees
Azimuth of surface-1	180.0	Degrees
Slope of surface-2	90.0	Degrees
Azimuth of surface-2	0	Degrees
Slope of surface-3	90.0	Degrees
Azimuth of surface-3	90.0	Degrees
Slope of surface-4	90.0	Degrees
Azimuth of surface-4	180.0	Degrees
Slope of surface-5	90.0	Degrees
Azimuth of surface-5	270.0	Degrees

Πίνακας 9. 2

Το Type 109-TMY2 εκτός από το κτίριο και τον ηλιακό συλλέκτη τροφοδοτεί με δεδομένα τόσο τον περιστροφικό αφυγραντήρα, όσο και τον βοηθητικό θερμαντήρα αλλά και τα στοιχεία που υπολογίζουν τα απαραίτητα ψυχομετρικά δεδομένα και τη θερμοκρασία του ουρανού.

1	TAMB (AMBIENT TEMPERATURE)
2	ARELHUM (RELATIVE AMBIENT HUMIDITY)
3	TSKY (FIKTIVE SKY TEMPERATURE)
4	ITNORTH (INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION NORTH)
5	ITSOUTH (INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION SOUTH)
6	ITEAST (INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION EAST)
7	ITWEST (INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION WEST)
8	ITHORIZONTAL (INCIDENT RADIATION FOR ORIENTATION HORIZONTAL)
9	IBNORTH (INCIDENT BEAM RADIATION FOR ORIENTATION NORTH)
10	IBSOUTH (INCIDENT BEAM RADIATION FOR ORIENTATION SOUTH)
11	IBEAST (INCIDENT BEAM RADIATION FOR ORIENTATION EAST)
12	IBWEST (INCIDENT BEAM RADIATION FOR ORIENTATION WEST)
13	IBHORIZONTAL (INCIDENT BEAM RADIATION FOR ORIENTATION HORIZONTAL)
14	AINORTH (ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION NORTH)
15	AISOUTH (ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION SOUTH)
16	AIEAST (ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION EAST)
17	AIWEST (ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION WEST)
18	AIHORIZONTAL (ANGLE OF INCIDENCE FOR ORIENTATION HORIZONTAL)
20	COOLINGPOW (INPUT)
21	TEMPHUM (INPUT)
22	RHHUM (INPUT)

Πίνακας 9. 3

Ξεκινώντας από τον περιστρεφόμενο αφυγραντήρα, στις παραμέτρους του διατηρούμε τις τυπικές και προεπιλεγμένες τιμές  $F1, F2$ . Όσον αφορά στις εισόδους του, το ρεύμα προσαγωγής έχει συνθήκες που προέρχονται από τα κλιματικά δεδομένα ενώ το ρεύμα



αναγέννησης έχει τις συνθήκες που επικρατούν στην έξοδο του σπειροειδούς θερμαντήρα αέρα. Η παροχή αέρα έχει ρυθμιστεί από τον χρήστη σύμφωνα με τους αρχικούς υπολογισμούς αερισμού. Τέλος, το ιδιαίτερα σημαντικό σημείο είναι το επιθυμητό set point αφύγρανσης, ορισμένο σε  $0,005 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\xi.\alpha.}$  για να μπορέσει να επιτευχθεί το ψυκτικό κύκλο καθώς οι μεγάλες θερμοκρασίες ( $26 - 40^\circ\text{C}$ ) κατά την καλοκαιρινή περίοδο δε συνοδεύονται και από ιδιαίτερα υψηλούς λόγους υγρασίας ( $0,012 - 0,015 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\xi.\alpha.}$ ) και επειδή δεν υπάρχει μεγάλο περιθώριο αφύγρανσης αναγκάζομαστε να βρεθούμε αρκετά χαμηλά σε αυτή την τιμή.

<i>Dehumidifier F1 effectiveness</i>	0.08	-
<i>Dehumidifier F2 effectiveness</i>	0.95	-

Πίνακας 9. 4

<b>Process air inlet temperature</b>	20	C
<b>Process air inlet humidity ratio</b>	0.008	-
<i>Process air flow rate</i>	AirFlow	string
<b>Regeneration air humidity ratio</b>	0.008	-
<b>Regeneration air flow rate</b>	300	kg/hr
<i>Humidity ratio set point</i>	0.005	-
<b>Ambient temperature</b>	20	C
Control signal	1	-

Πίνακας 9. 5

Στον περιστροφικό εναλλάκτη αισθητής θερμότητας αέρα - αέρα το πρώτο χαρακτηριστικό είναι ότι στις συνθήκες εισόδου και εξόδου θα χρησιμοποιηθεί ο απόλυτος λόγος υγρασίας και ότι η μέθοδος ελέγχου θα εξάγει τις θερμοκρασίες και στα δύο εξερχόμενα ρεύματα χωρίς κάποιο περιορισμό ελάχιστου ή μέγιστου. Οι συνθήκες στα ρεύματα εισόδου προσαγωγής και απαγωγής είναι συνδεδεμένες με τα ρεύματα εξόδου από τον περιστροφικό αφυγραντήρα και του απλού αδιαβατικού υγραντήρα αντίστοιχα. Για λόγους απλότητας έχουμε υποθέσει μηδενική πτώση πίεσης και στα δύο ρεύματα διατηρώντας την προεπιλεγμένη τιμή. Ο βαθμός απόδοσης ορίστηκε στο «αισιόδοξο» 0,8.

Humidity mode	1	-
Control mode	0	-

Πίνακας 9. 6

<b>Exhaust air temperature</b>	20.0	C
<b>Exhaust air humidity ratio</b>	0.005	-
<b>Exhaust air flow rate</b>	0.0	kg/hr
<b>Exhaust air pressure</b>	1.0	atm
Exhaust air pressure drop	0	atm
<b>Fresh air temperature</b>	20.0	C
<b>Fresh air humidity ratio</b>	0.005	-
<b>Fresh air flow rate</b>	0.0	kg/hr

Fresh air pressure	1.0	atm
Fresh air pressure drop	0.0	atm
<i>Sensible effectiveness</i>	0.8	Fraction
On/Off Control Signal	1.0	-
Control temperature	20.0	C

Πίνακας 9. 7

Στον απλό αδιαβατικό υγραντήρα στις συνθήκες εισόδου και εξόδου θα χρησιμοποιηθεί η σχετική υγρασία. Επίσης το εξερχόμενο νερό που δεν εξατμίζεται εξέρχεται χωρίς να επηρεαστεί η θερμοκρασία του. Ο ρυθμός παροχής υγρασίας ορίζεται σε  $60 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{hr}$ . Το ποσό αυτό προκύπτει επειδή θέλουμε πριν την προσαγωγή στο χώρο να φέρουμε τον αέρα πιο κοντά στο σημείο κορεσμού για να παραλάβει μεγαλύτερα φορτία. Επειδή όμως αυτή η τεχνική αντικρούει στις συνθήκες που πρέπει να προσαχθεί στο χώρο για να μην επέρχεται δυσφορία πρέπει να υγρανθεί ελεγχόμενα, δηλαδή:

$$\dot{m}_{moist} = \dot{m}_{air} \Delta\omega = 28800 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} (0,007 - 0,005) \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\xi.\alpha.}} = 57,6 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{hr}}$$

Εξίσωση 9. 3

Humidity mode	2	-
<i>Steady-state moisture rate</i>	60	kg/hr
Time constant	0.	hr
Outlet water temperature factor	0.0	-

Πίνακας 9. 8

<b>Inlet air temperature</b>	20.0	C
<b>Inlet air %RH</b>	50.0	% (base 100)
<b>Inlet air flow rate</b>	1000.0	kg/hr
<b>Inlet air pressure</b>	1.	atm
Control Function	1	-
Air-side pressure drop	0.0	atm
Inlet water temperature	10.0	C

Πίνακας 9. 9

Όπως ο προηγούμενος, έτσι και αυτός ο υγραντήρας χρησιμοποιεί τη σχετική υγρασία. Επίσης το εξερχόμενο νερό που δεν εξατμίζεται εξέρχεται χωρίς να επηρεαστεί η θερμοκρασία του. Η παροχή της υγρασίας επηρεάζεται μόνο από το σημείο κορεσμού του αέρα και ανέρχεται σε  $90 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{hr}$ .

$$\dot{m}_{moist} = \dot{m}_{air} \Delta\omega = 28800 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} (0,012 - 0,009) \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{kg}_{\xi.\alpha.}} = 86,4 \frac{\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}}{\text{hr}}$$

Εξίσωση 9. 4

Για αυτόν τον υγραντήρα έχει θεωρηθεί ότι πίεση του αέρα είναι σταθερή και ίση με 1 atm καθώς και ότι δεν υπάρχει πτώση πίεσης.

Humidity mode	2	-
Steady-state moisture rate	90	kg/hr
Time constant	0.	hr
Outlet water temperature factor	0.0	-

Πίνακας 9. 10

<b>Inlet air temperature</b>	20.0	C
<b>Inlet air %RH</b>	50.0	% (base 100)
<i>Inlet air flow rate</i>	AirFlow	string
Inlet air pressure	1.	atm
Control Function	1	-
Air-side pressure drop	0.0	atm
Inlet water temperature	10.0	C

Πίνακας 9. 11

Ο σπειροειδής θερμαντήρας αέρα δέχεται εισόδους από 3 στοιχεία. Οι συνθήκες εισόδου του αέρα εξαρτώνται από τις συνθήκες εξόδου του αέρα από τον περιστροφικό εναλλάκτη αισθητής θερμότητας. Οι συνθήκες εισόδου του ζεστού νερού συνδέονται με την έξοδο του βοηθητικού θερμαντήρα και το σημαντικότερο είναι ότι το set point του αέρα είναι άμεσα συνδεδεμένο με την επιθυμητή και συνεχώς μεταβαλλόμενη θερμοκρασία αναγέννησης που ζητάει ο αφυγραντήρας κάθε στιγμή. Τέλος για ο βαθμός απόδοσης του έχει ληφθεί ίσος με 0.95.

Humidity mode	1	-
<i>Liquid specific heat</i>	WaterCp	string

Πίνακας 9. 12

<b>Fluid inlet temperature</b>	40.0	C
<b>Fluid flow rate</b>	1000.0	kg/hr
<b>Air inlet temperature</b>	20.0	C
<b>Air inlet humidity ratio</b>	0.008	-
<b>Air inlet relative humidity</b>	50.	% (base 100)
<b>Air inlet flow rate</b>	1000.0	kg/hr
<b>Air inlet pressure</b>	1.	atm
<i>Effectiveness of heat exchanger</i>	0.95	-
Air-side pressure drop	0.0	atm
<b>Air set point temperature</b>	35.0	C

Πίνακας 9. 13

Ένα πολύ σημαντικό υποσύστημα της εγκατάστασης είναι οι συλλέκτες. Για τη συγκεκριμένη εγκατάσταση έχει επιλεγεί μια συστοιχία 125 επίπεδων ηλιακών συλλεκτών συνολικής επιφάνειας 250 m<sup>2</sup>. Επιλέγησαν οι συγκεκριμένοι συλλέκτες διότι είναι αρκετά

πιο οικονομικοί από τους συλλέκτες κενού και δεν χρειαζόμαστε ιδιαίτερη αποδοτικότητα σε υψηλές θερμοκρασίες. Οι παράμετροι του συλλέκτη είναι προκαθορισμένες από το πρόγραμμα. Στους συλλέκτες κυκλοφορεί διάλυμα γλυκόλης με ειδική θερμοχωρητικότητα  $C_p = 3,6 \text{ kJ/kgK}$ . Οι περισσότερες εισοδοί στο στοιχείο των συλλεκτών αφορούν σε ηλιακά δεδομένα, ο προσανατολισμός τους είναι προς το Νότο και η κλίση τους για μέγιστη ενέργεια θέρους απαιτείται να είναι κατά  $15^\circ$  μικρότερη του γεωγραφικού πλάτους τους ορισμένη έτσι στις  $23^\circ$  για εγκατάσταση στην Αθήνα ( $\varphi = 38^\circ$ ).

<i>Number in series</i>	CollectorSeries	string
<i>Collector area</i>	CollectorArea	string
<i>Fluid specific heat</i>	GlycolCp	string
Collector fin efficiency factor	0.7	-
Bottom, edge loss coefficient	3.0	kJ/hr.m <sup>2</sup> .K
Absorber plate emittance	0.7	-
Absorptance of absorber plate	0.8	-
Number of covers	1	-
Index of refraction of cover	1.526	-
Extinction coeff. thickness product	0.0026	-

Πίνακας 9. 14

<b>Inlet temperature</b>	20.0	C
<b>Inlet flowrate</b>	100.0	kg/hr
<b>Ambient temperature</b>	10.0	C
<b>Incident radiation</b>	0.	kJ/hr.m <sup>2</sup>
Windspeed	0.0	m/s
<b>Horizontal radiation</b>	0.0	kJ/hr.m <sup>2</sup>
<b>Horizontal diffuse</b>	0.0	kJ/hr.m <sup>2</sup>
<i>Ground reflectance</i>	0.2	-
<b>Incidence angle</b>	20.0	degrees
<b>Collector slope</b>	0	degrees

Πίνακας 9. 15

Τη διακίνηση του θερμού διαλύματος γλυκόλης από τη συστοιχία συλλεκτών προς τον εναλλάκτη θερμότητας αναλαμβάνει μια αντλία. Η προσδιορισμένη παροχή μάζας είναι  $\dot{m}_{coll} = 6873 \text{ kg/hr}$ . Η αντλία υφίσταται έλεγχο λειτουργίας ανάλογα με την ύπαρξη ή όχι ηλιακής ακτινοβολίας ώστε να περιορίζονται οι απώλειες προς το περιβάλλον.

<i>Maximum flow rate</i>	CollectorPump	string
<i>Fluid specific heat</i>	GlycolCp	string

Πίνακας 9. 16

<b>Inlet fluid temperature</b>	20.0	C
<b>Inlet mass flow rate</b>	100.0	kg/hr
<b>Control signal</b>	1.0	-

Πίνακας 9. 17

Ανάμεσα στο κύκλωμα των συλλεκτών και στο κύκλωμα της δεξαμενής προσωρινής αποθήκευσης «παρεμβάλλεται» ένας εναλλάκτης θερμότητας υγρού – υγρού. Ο σκοπός του εναλλάκτη είναι να συγκεράσει τις απαιτήσεις μας για χρήση του αντιπαγωγτικού διαλύματος γλυκόλης στους συλλέκτες και για χρήση νερού στο υπόλοιπο θερμό κύκλωμα. Ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας προκύπτει ως:

$$UA = \frac{\dot{Q}}{\Delta T_{LM}} = \frac{\dot{Q}}{\frac{\Delta T_h - \Delta T_c}{\ln \frac{\Delta T_h}{\Delta T_c}}}$$

Εξίσωση 9. 5

Counter flow mode	2	-
Specific heat of hot side fluid	GlycolCp	string
Specific heat of cold side fluid	WaterCp	string

Πίνακας 9. 18

<b>Hot side inlet temperature</b>	20.0	C
<b>Hot side flow rate</b>	100.0	kg/hr
<b>Cold side inlet temperature</b>	20.0	C
<b>Cold side flow rate</b>	100.0	kg/hr
<b>Overall heat transfer coefficient of exchanger</b>	800000	W/K

Πίνακας 9. 19

Το νερό από την «ψυχρή» πλευρά του εναλλάκτη προσάγεται στη δεξαμενή αποθήκευσης με τη βοήθεια μιας αντλίας. Για την παροχή της αντλίας έχει υπολογιστεί ότι  $\dot{m}_{tank} = 6873 \text{ kg/hr}$ . Όπως η αντλία των συλλεκτών, έτσι και αυτή υφίσταται τον ίδιο έλεγχο και εκκινεί τη λειτουργία της ή την διακόπτει παράλληλα με την προηγούμενη.

Maximum flow rate	TankPump	string
Fluid specific heat	WaterCp	string

Πίνακας 9. 20

<b>Inlet fluid temperature</b>	20.0	C
<b>Inlet mass flow rate</b>	100.0	kg/hr
<b>Control Signal</b>	1.0	-

Πίνακας 9. 21

Η δεξαμενή προσωρινής αποθήκευσης είναι όγκου  $V = 5m^3$  και είναι μοντελοποιημένη με τέτοιο τρόπο ώστε να δημιουργείται μια διαστρωμάτωση στις θερμοκρασίες του νερού. Η βάση της έχει επιφάνεια  $A = 1m^2$  και το ύψος της είναι  $h = 5m$ . Στις παραμέτρους του στοιχείου έχουμε ρυθμίσει τα ύψη του κάθε «θερμοκρασιακού στρώματος» καθώς επίσης και ότι αφενός η είσοδος του ζεστού νερού θα εισέρχεται ακριβώς κάτω από το πάνω

Θερμαντικό στοιχείο και η είσοδος του κρύου ρεύματος θα εισέρχεται από τον πυθμένα της δεξαμενής.

Fixed inlet positions	1	-
Tank volume	TankVolume	string
Fluid specific heat	WaterCp	string
Fluid density	1000.0	kg/m <sup>3</sup>
Tank loss coefficient	3.0	kJ/hr.m <sup>2</sup> .K
Height of node-1	1	m
Height of node-2	1	m
Height of node-3	1	m
Height of node-4	1	m
Height of node-5	1	m
Auxiliary heater mode	1	-
Node containing heating element 1	1	-
Node containing thermostat 1	1	-
Set point temperature for element 1	55.0	C
Deadband for heating element 1	5.0	deltaC
Maximum heating rate of element 1	16200.0	kJ/hr
Node containing heating element 2	1	-
Node containing thermostat 2	1	-
Set point temperature for element 2	55.0	C
Deadband for heating element 2	5.0	deltaC
Maximum heating rate of element 2	16200	kJ/hr
Boiling point	100.0	C

Πίνακας 9. 22

<b>Hot-side temperature</b>	45.0	C
<b>Hot-side flowrate</b>	100.0	kg/hr
<b>Cold-side temperature</b>	20.0	C
<b>Cold-side flowrate</b>	100.0	kg/hr
Environment temperature	22.0	C
Control signal for element-1	0.0	-
Control signal for element-2	0.0	-

Πίνακας 9. 23

Για την κυκλοφορία του ζεστού νερού από τη δεξαμενή αποθήκευσης προς τον σπειροειδή θερμαντήρα αέρα φροντίζει μια αντλία με παροχή ίση με  $\dot{m}_{coil} = 6873 \text{ kg/hr}$ .

<i>Maximum flow rate</i>	CoilPump	string
<i>Fluid specific heat</i>	WaterCp	string

Πίνακας 9. 24

<b>Inlet fluid temperature</b>	20.0	C
--------------------------------	------	---

<b>Inlet mass flow rate</b>	100.0	kg/hr
Control signal	1.0	-

Πίνακας 9. 25

Ο βοηθητικός θερμαντήρας που δρα συνεπικουρικά στο θερμό ρεύμα έχει ως καύσιμο φυσικό αέριο με βαθμό απόδοσης  $\eta = 0,79$ . Η ενδεικτική μέγιστη ισχύ του μπορεί να υπολογιστεί εύκολα από το τυπικό διάγραμμα του κύκλου στον ψυχομετρικό χάρτη για την μεταβολή 7-8. Λαμβάνοντας τις τιμές από το διάγραμμα, υπολογίζουμε ότι  $h_7 = 85 \text{ kJ/kg}$  και  $h_8 = 105 \text{ kJ/kg}$ . Επομένως για να θερμανθεί η παροχή αέρα  $\dot{m}_{air} = 28800 \text{ kg/hr}$  στο δυσμενέστερο σενάριο αποκλειστικά και μόνο από το βοηθητικό θερμαντήρα, απαιτείται ισχύς:

$$\dot{Q}_{max} = \dot{m}_{air}(h_8 - h_7) = 576000 \frac{\text{kJ}}{\text{hr}}$$

Εξίσωση 9. 6

Το εξίσου σημαντικό χαρακτηριστικό του θερμαντήρα είναι ότι η θερμοκρασία ελέγχου του ορίζεται ίση προς τη θερμοκρασία εισόδου αναγέννησης όπως προκύπτει από τον περιστροφικό αφυγραντήρα.

<i>Maximum heating rate</i>	MaxHeatingRate	string
<i>Specific heat of fluid</i>	WaterCp	string
Overall loss coefficient for heater during operation	0.0	kJ/hr.K
<i>Efficiency of auxiliary heater</i>	0.79	-

Πίνακας 9. 26

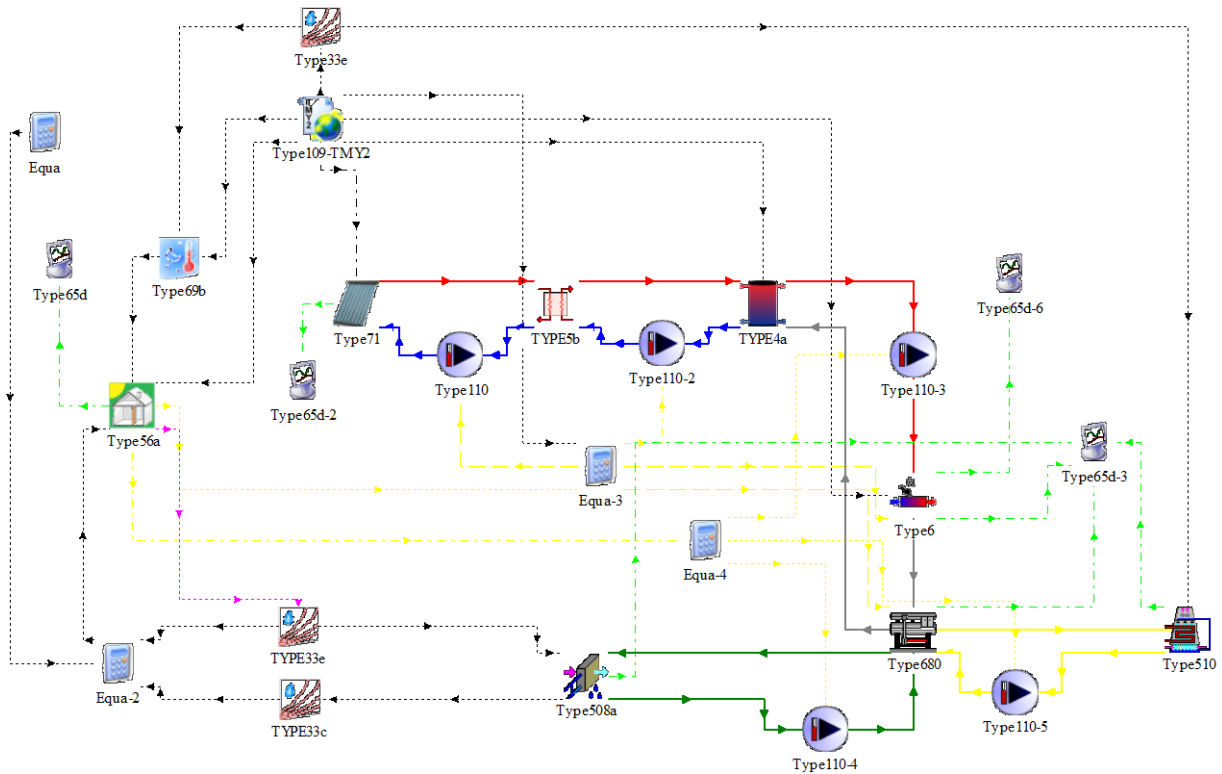
<b>Inlet fluid temperature</b>	20.0	C
<b>Fluid mass flow rate</b>	100.0	kg/hr
Control Function	1	-
<b>Set point temperature</b>	60.0	C
<b>Temperature of surroundings</b>	20.0	C

Πίνακας 9. 27

### 9.3 Εγκατάσταση εξατμιστικής ψύξης κλειστού κύκλου με μονοβάθμιο ψύκτη απορρόφησης ζεστού νερού

Η καρδιά της εγκατάστασης είναι ο μονοβάθμιος ψύκτης απορρόφησης ζεστού νερού (680), ο οποίος χρειάζεται για την απρόσκοπτη λειτουργία του 3 κύρια ρεύματα νερού. Το πρώτο ρεύμα είναι το θερμό νερό από τη συστοιχία συλλεκτών κενού (71) που επιβοηθούνται από τον βοηθητικό θερμαντήρα (6) κατά κύριο λόγο κατά τη διάρκεια της νύχτας και κατά τις ώρες της ημέρας που είτε υπάρχει νέφωση είτε απλά δεν επαρκεί η ηλιακή ακτινοβολία. Τα συμπληρωματικά στοιχεία αυτού του κυκλώματος είναι ο εναλλάκτης θερμότητας νερού – νερού (5b), η δεξαμενή προσωρινής αποθήκευσης ζεστού νερού (4a) που έχει σκοπό να εξομαλύνει τις θερμοκρασιακές διαφορές. Η θερμική

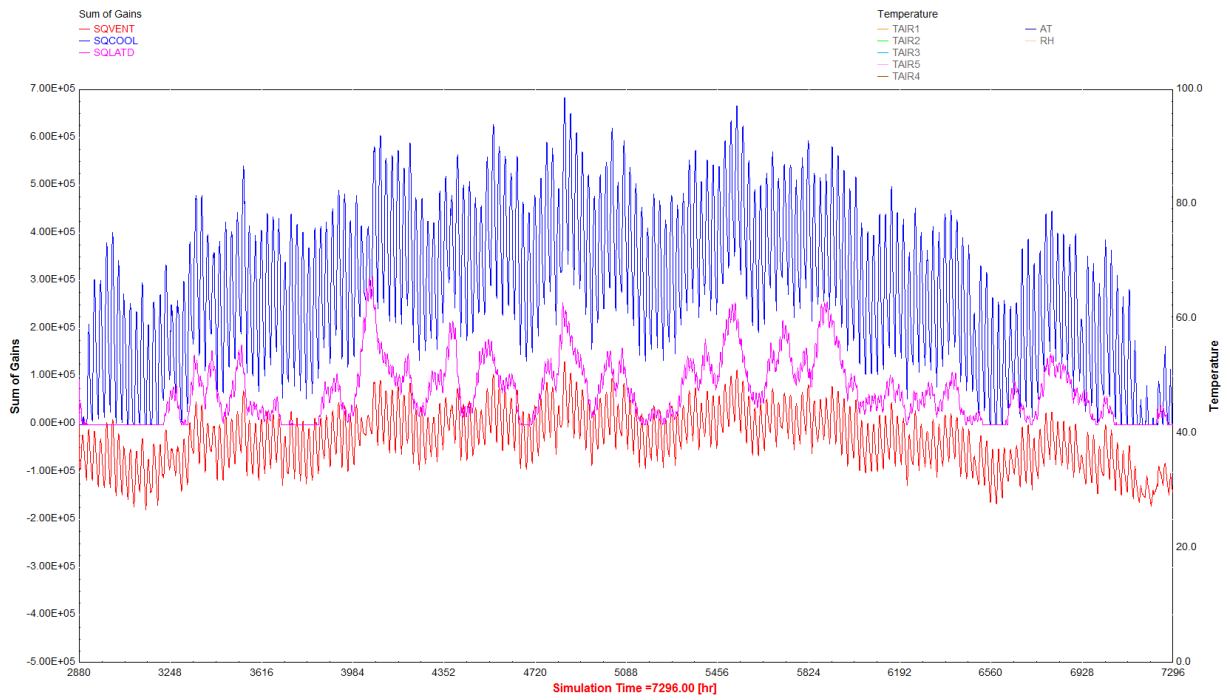
ενέργεια που προσφέρεται στον ψύκτη από αυτό το κύκλωμα είναι ουσιώδους σημασίας για τη λειτουργία του. Το δεύτερο ρεύμα νερού οδηγείται στον πύργο ψύξης κλειστού κυκλώματος (510) όπου και απορρίπτει την θερμότητα του στο περιβάλλον και επιστρέφει στον ψύκτη. Το τρίτο ρεύμα οδηγείται στον σπειροειδή ψύκτη αέρα (508a) που ψύχει και αφυγραίνει τον αέρα του κτιρίου. Σε όλα τα ρεύματα χρησιμοποιούνται αντλίες (110) που διακινούν το νερό. Η παροχή των αντλιών μεταβάλλεται ανάλογα με το λόγο της ψυκτικής απαίτησης προς τη μέγιστη ισχύ του ψύκτη απορρόφησης.



Εικόνα 9.10

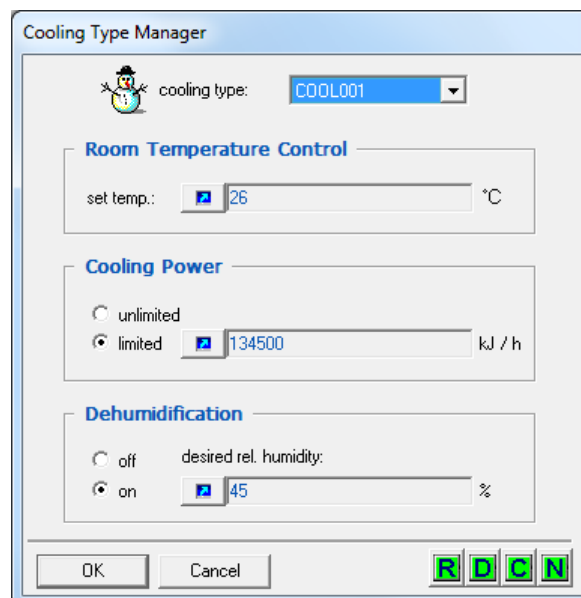
Η συγκεκριμένη εγκατάσταση κλειστού κύκλου πρέπει να καλύπτει το ψυκτικό κέρδος που προέρχεται από την ηλιακή ακτινοβολία, το κέρδος αερισμού νωπού αέρα, το κέρδος από τη διείσδυση του αέρα από παράθυρα καθώς και τα λαθάνοντα κέρδη. Η ειδοποιός διαφορά της εγκατάστασης κλειστού κύκλου είναι ότι το ψυκτικό φορτίο θα απορροφηθεί με ανακυκλοφορία του αέρα του κτιρίου από τον ψύκτη αέρα. Στον ψύκτη προσάγεται ρεύμα κρύου νερού και απορροφά τα ποσά της θερμότητας. Η επόμενη εικόνα μας δείχνει τη ζητούμενη ισχύ της εγκατάστασης.





Εικόνα 9. 11

Το μέγιστο αισθητό ψυκτικό κέρδος είναι  $685000 \text{ kJ/hr}$ . Επειδή όμως παρατηρούμε λίγες αιχμές πάνω από  $538000 \text{ kJ/hr}$ , αυτό θα είναι το κριτήριο διαστασιολόγησης μιας και τουλάχιστον στο 90% του χρόνου η εγκατάσταση θα καλύπτει τα ψυκτικά φορτία και τα ακραία φαινόμενα δε συμβαίνουν συχνά. Έτσι η διαφορά με την προηγούμενη εγκατάσταση είναι ότι δεν υπάρχει επιπλέον μοντέλο αερισμού πέραν του νωπού αέρα και ότι το μοντέλο ψύξης φαίνεται στην επόμενη εικόνα.



Εικόνα 9. 12

Η καρδιά της εγκατάστασης είναι ο μονοβάθμιος ψύκτης απορρόφησης ζεστού νερού (680), ο οποίος χρειάζεται για την απρόσκοπτη λειτουργία του 3 κύρια ρεύματα νερού. Το

πρώτο ρεύμα είναι το θερμό νερό από τη συστοιχία συλλεκτών κενού (71) που επιβοηθούνται από τον βοηθητικό θερμαντήρα (6) κατά κύριο λόγο κατά τη διάρκεια της νύχτας και κατά τις ώρες της ημέρας που είτε υπάρχει νέφωση είτε απλά δεν επαρκεί η ηλιακή ακτινοβολία. Τα συμπληρωματικά στοιχεία αυτού του κυκλώματος είναι ο εναλλάκτης θερμότητας νερού – νερού (5b), η δεξαμενή προσωρινής αποθήκευσης ζεστού νερού (4a) που έχει σκοπό να εξομαλύνει τις θερμοκρασιακές διαφορές. Η θερμική ενέργεια που προσφέρεται στον ψύκτη από αυτό το κύκλωμα είναι ουσιώδους σημασίας για τη λειτουργία του. Το δεύτερο ρεύμα νερού οδηγείται στον πύργο ψύξης κλειστού κυκλώματος (510) όπου και απορρίπτει την θερμότητα του στο περιβάλλον και επιστρέφει στον ψύκτη. Το τρίτο ρεύμα οδηγείται στον σπειροειδή ψύκτη αέρα (508a) που ψύχει και αφυγραίνει τον αέρα του κτιρίου. Σε όλα τα ρεύματα χρησιμοποιούνται αντλίες (110) που διακινούν το νερό. Η παροχή των αντλιών σε κάθε χρονική στιγμή μεταβάλλεται ανάλογα με το λόγο της ψυκτικής απαίτησης προς τη μέγιστη ισχύ του ψύκτη απορρόφησης.

Για να διαστασιολογήσουμε σωστά τον ψύκτη απορρόφησης της εγκατάστασης πρέπει πρώτα μέσω ενεργειακών ισολογισμών να αναζητήσουμε τα θερμοκρασιακά άκρα λειτουργίας του μοντέλου που έχουμε για να το προσαρμόσουμε στις απαιτήσεις μας.

$$\dot{Q}_{chw} = \dot{m}_{chw} C_{p_w} (T_{i,chw} - T_{o,chw})$$

*Εξίσωση 9. 7*

$$\dot{Q}_{hw} = \frac{\dot{Q}_{chw}}{COP} + \dot{Q}_{aux} = \dot{m}_{hw} C_{p_w} (T_{i,hw} - T_{o,hw})$$

*Εξίσωση 9. 8*

$$\dot{Q}_{cw} = \dot{Q}_{chw} + \dot{Q}_{hw} = \dot{m}_{cw} C_{p_w} (T_{o,cw} - T_{i,cw})$$

*Εξίσωση 9. 9*

Αντικαθιστώντας τις γνωστές ονομαστικές τιμές προκύπτουν οι εξής εξισώσεις:

$$5380000 \frac{kJ}{hr} = 232000 \frac{kg}{hr} 4,19 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} (12,22 \text{ } ^\circ C - 6,667 \text{ } ^\circ C)$$

*Εξίσωση 9. 10*

$$\dot{Q}_{hw} = \frac{5380000 \frac{kJ}{hr}}{0,53} + 20000 \frac{kJ}{hr} = 58000 \frac{kg}{hr} 4,19 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} (142 \text{ } ^\circ C - T_{o,hw})$$

*Εξίσωση 9. 11*

$$\dot{Q}_{cw} = 5380000 + 10170943 \frac{kJ}{hr} = 279000 \frac{kg}{hr} 4,19 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} (T_{o,cw} - 30 \text{ } ^\circ C)$$

### Εξίσωση 9. 12

Έτσι οι μόνοι άγνωστοι από το παραπάνω σύστημα εξισώσεων υπολογίζονται πολύ εύκολα ως  $\dot{Q}_{hw} = 10170943 \text{ kJ/hr}$ ,  $\dot{Q}_{cw} = 15550943 \text{ kJ/hr}$ ,  $T_{o,hw} = 100,15 \text{ }^\circ\text{C}$  και  $T_{o,cw} = 43,30 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Το μέγιστο ψυκτικό φορτίο που προκύπτει από το ξενοδοχείο κατά τη θερινή περίοδο είναι περίπου 10 φορές μικρότερο από την ονομαστική ισχύ αυτού του ψύκτη. Έτσι θα μοντελοποιήσουμε έναν ψύκτη ο οποίος θα λειτουργεί στα ίδια θερμοκρασιακά άκρα αλλά θα έχει υποδεκαπλάσιες παροχές σε κάθε κύκλωμα του.

<i>Rated capacity</i>	RatedCapacity	string
Rated C.O.P.	0.53	-
<i>Logical unit for S1 data file</i>	47	-
Number of HW temperatures in S1 data file	5	-
Number of CW steps in S1 data file	3	-
Number of CHW set points in S1 data file	7	-
Number of load fractions in S1 data file	11	-
HW fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K
CHW fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K
CW fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K
Auxiliary electrical power	20000.0	kJ/hr

Πίνακας 9. 28

<b>Chilled water inlet temperature</b>	12.22	C
<b>Chilled water flow rate</b>	232000.0	kg/hr
<b>Cooling water inlet temperature</b>	30.0	C
<b>Cooling water flow rate</b>	279000.0	kg/hr
<b>Hot water inlet temperature</b>	142.0	C
<b>Hot water flow rate</b>	58000.0	kg/hr
CHW set point	6.667	C
<i>Chiller control signal</i>	Signal	string

Πίνακας 9. 29

Στην εγκατάσταση του ψύκτη απορρόφησης η θερμική ενέργεια είναι ουσιώδους σημασίας και πρέπει να προσάγεται σε όσο το δυνατόν υψηλότερες θερμοκρασίες. Γι' αυτό το λόγο επιλέχθηκαν συλλέκτες σωλήνων κενού για το πεδίο οι οποίοι έχουν μεγαλύτερη απόδοση από τους επίπεδους. Για την αντιπαγωγική προστασία των συλλεκτών χρησιμοποιείται διάλυμα γλυκόλης. Η διαστασιολόγηση του συστήματος οδήγησε σε συλλεκτικό πεδίο επιφάνειας  $A = 400\text{m}^2$ . Η συστοιχία αποτελείται από 150 συλλέκτες. Ο προσανατολισμός τους είναι νότιος, η κλίση τους είναι  $15^\circ$  μικρότερη από το γεωγραφικό πλάτος των Αθηνών και το αρχείο που τροποποιεί τη γωνία πρόσπτωσης έχει 7 διαβαθμίσεις στο εύρος  $0 - 90^\circ$ .

<i>Number in series</i>	CollectorSeries	String
<i>Collector area</i>	CollectorArea	string
<i>Fluid specific heat</i>	GlycolCp	string
Efficiency mode	1	-
Flow rate at test conditions	3.0	kg/hr.m <sup>2</sup>
Intercept efficiency	0.7	-
Negative of first order efficiency coefficient	10	kJ/hr.m <sup>2</sup> .K
Negative of second order efficiency coefficient	0.03	kJ/hr.m <sup>2</sup> .K <sup>2</sup>
<i>Logical unit of file containing biaxial IAM data</i>	53	-
<i>Number of longitudinal angles for which IAMs are provided</i>	7	-
<i>Number of transverse angles for which IAMs are provided</i>	7	-

Πίνακας 9. 30

<b>Inlet temperature</b>	20.0	C
<b>Inlet flowrate</b>	100.0	kg/hr
<b>Ambient temperature</b>	10.0	C
<b>Incident radiation</b>	0.	kJ/hr.m <sup>2</sup>
<b>Incident diffuse radiation</b>	0	kJ/hr.m <sup>2</sup>
<b>Solar incidence angle</b>	0.0	degrees
<b>Solar zenith angle</b>	0.0	degrees
<b>Solar azimuth angle</b>	0	degrees
<b>Collector slope</b>	45	degrees
<i>Collector azimuth</i>	180.0	degrees

Πίνακας 9. 31

<i>Rated flow rate</i>	HeatMedium	string
<i>Fluid specific heat</i>	WaterCp	string

Πίνακας 9. 32

<b>Inlet fluid temperature</b>	20.0	C
<b>Inlet fluid flow rate</b>	0.0	kg/hr
<b>Control signal</b>	1.0	-
Total pump efficiency	0.6	-
Motor efficiency	0.9	-

Πίνακας 9. 33

Counter flow mode	2	-
<i>Specific heat of hot side fluid</i>	GlycolCp	string
<i>Specific heat of cold side fluid</i>	WaterCp	string

Πίνακας 9. 34

<b>Hot side inlet temperature</b>	20.0	C
<b>Hot side flow rate</b>	100.0	kg/hr
<b>Cold side inlet temperature</b>	20.0	C

<b>Cold side flow rate</b>	100.0	kg/hr
<i>Overall heat transfer coefficient of exchanger</i>	1080000	W/K

Πίνακας 9. 35

<i>Rated flow rate</i>	HeatMedium	string
<i>Fluid specific heat</i>	WaterCp	string

Πίνακας 9. 36

<b>Inlet fluid temperature</b>	20.0	C
<b>Inlet fluid flow rate</b>	0.0	kg/hr
<b>Control signal</b>	1.0	-
Total pump efficiency	0.6	-
Motor efficiency	0.9	-

Πίνακας 9. 37

Fixed inlet positions	1	-
<i>Tank volume</i>	TankVolume	string
<i>Fluid specific heat</i>	WaterCp	string
<i>Fluid density</i>	1000.0	kg/m <sup>3</sup>
Tank loss coefficient	3.0	kJ/hr.m <sup>2</sup> .K
<i>Height of node-1</i>	1	m
<i>Height of node-2</i>	1	m
<i>Height of node-3</i>	1	m
<i>Height of node-4</i>	1	m
<i>Height of node-5</i>	1	m
Auxiliary heater mode	1	-
Node containing heating element 1	1	-
Node containing thermostat 1	1	-
Set point temperature for element 1	55.0	C
Deadband for heating element 1	5.0	deltaC
Maximum heating rate of element 1	16200.0	kJ/hr
Node containing heating element 2	1	-
Node containing thermostat 2	1	-
Set point temperature for element 2	55.0	C
Deadband for heating element 2	5.0	deltaC
Maximum heating rate of element 2	16200	kJ/hr
Boiling point	100.0	C

Πίνακας 9. 38

<b>Hot-side temperature</b>	45.0	C
<b>Hot-side flowrate</b>	100.0	kg/hr
<b>Cold-side temperature</b>	20.0	C
<b>Cold-side flowrate</b>	100.0	kg/hr
<b>Environment temperature</b>	22.0	C

Control signal for element-1	0.0	-
Control signal for element-2	0.0	-

Πίνακας 9. 39

Μια αντλία ανακυκλοφορεί το θερμό νερό ανάμεσα στον βοηθητικό θερμαντήρα και το κύκλωμα του ψύκτη απορρόφησης με μέγιστη παροχή  $\dot{m}_{hw} = 5800 \text{ kg/hr}$ .

<i>Rated flow rate</i>	HeatMedium	string
<i>Fluid specific heat</i>	WaterCp	string

Πίνακας 9. 40

<b>Inlet fluid temperature</b>	20.0	C
<b>Inlet fluid flow rate</b>	0.0	kg/hr
<b>Control signal</b>	1.0	-
Total pump efficiency	0.6	-
Motor efficiency	0.9	-

Πίνακας 9. 41

<i>Maximum heating rate</i>	MaxHeatingRate	string
<i>Specific heat of fluid</i>	WaterCp	string
Overall loss coefficient for heater during operation	0.0	kJ/hr.K
<i>Efficiency of auxiliary heater</i>	0.79	-

Πίνακας 9. 42

<b>Inlet fluid temperature</b>	20.0	C
<b>Fluid mass flow rate</b>	100.0	kg/hr
<b>Control Function</b>	1	-
<i>Set point temperature</i>	142	C
<b>Temperature of surroundings</b>	20.0	C

Πίνακας 9. 43

Ο σπειροειδής ψύκτης αέρα παραλαμβάνει τα ψυκτικά φορτία του χώρου και αφυγραίνει αν αυτό είναι δυνατόν. Στον σπειροειδή ψύκτη προσάγεται το κρύο ρεύμα από τον ψύκτη απορρόφησης σε σταθερή θερμοκρασία. Η παροχή αέρα που τον διαρρέει είναι  $\dot{m}_{air} = 19200 \text{ kg/hr}$ .

Free-Floating mode	0	-
Humidity mode	2	-
<i>Liquid specific heat</i>	WaterCp	string

Πίνακας 9. 44

<b>Fluid inlet temperature</b>	10.0	C
<b>Fluid flow rate</b>	0.0	kg/hr
<b>Air inlet temperature</b>	20.0	C
<b>Air relative humidity (%)</b>	50.0	% (base 100)
<i>Air flow rate</i>	AirFlow	string

Air pressure	1.0	atm
Air-side pressure drop	0.0	atm
Coil bypass fraction	0.15	Fraction

Πίνακας 9. 45

Μια αντλία ανακυκλοφορεί το κρύο νερό ανάμεσα στον σπειροειδή ψύκτη αέρα και το κύκλωμα του ψύκτη απορρόφησης με μέγιστη παροχή  $\dot{m}_{chw} = 23200 \text{ kg/hr}$ .

<i>Rated flow rate</i>	ChilledWater	string
<i>Fluid specific heat</i>	WaterCp	string

Πίνακας 9. 46

<b>Inlet fluid temperature</b>	20.0	C
<b>Inlet fluid flow rate</b>	0.0	kg/hr
<b>Control signal</b>	1.0	-
Total pump efficiency	0.6	-
Motor efficiency	0.9	-

Πίνακας 9. 47

Ο πύργος ψύξης είναι αναπόσπαστο τμήμα της εγκατάστασης. Οι βασικές παράμετροι του είναι η παροχή του αέρα  $\dot{m}_{air} = 111600 \text{ kg/hr}$  και η παροχή του νερού.

Humidity mode	2	-
Design inlet fluid temperature	32.2222	C
Design outlet fluid temperature	29.4444	C
<i>Design fluid flow rate</i>	CoolingWater	string
Fluid specific heat	4.190	kJ/kg.K
Design ambient air temperature	35.0	C
Design wet bulb temperature	25.5556	C
<i>Design air flow rate</i>	CoolingFlow	string
Air pressure at design conditions	1.0	atm

Πίνακας 9. 48

<b>Fluid inlet temperature</b>	10.0	C
<b>Fluid flow rate</b>	0.0	kg/hr
<b>Ambient temperature</b>	20.0	C
<b>Ambient humidity ratio</b>	0.005	-
<b>Ambient % RH</b>	50.0	% (base 100)
Ambient air pressure	1.0	atm
<i>Fan control signal</i>	Signal	string

Πίνακας 9. 49

Μια αντλία ανακυκλοφορεί το νερό ψύξης ανάμεσα στον πύργο ψύξης και το κύκλωμα του ψύκτη απορρόφησης με μέγιστη παροχή  $\dot{m}_{cw} = 27900 \text{ kg/hr}$ .

<i>Rated flow rate</i>	CoolingWater	string
<i>Fluid specific heat</i>	WaterCp	string

*Πίνακας 9.50*

<b>Inlet fluid temperature</b>	20.0	C
<b>Inlet fluid flow rate</b>	0.0	kg/hr
<b>Control signal</b>	1.0	-
Total pump efficiency	0.6	-
Motor efficiency	0.9	-

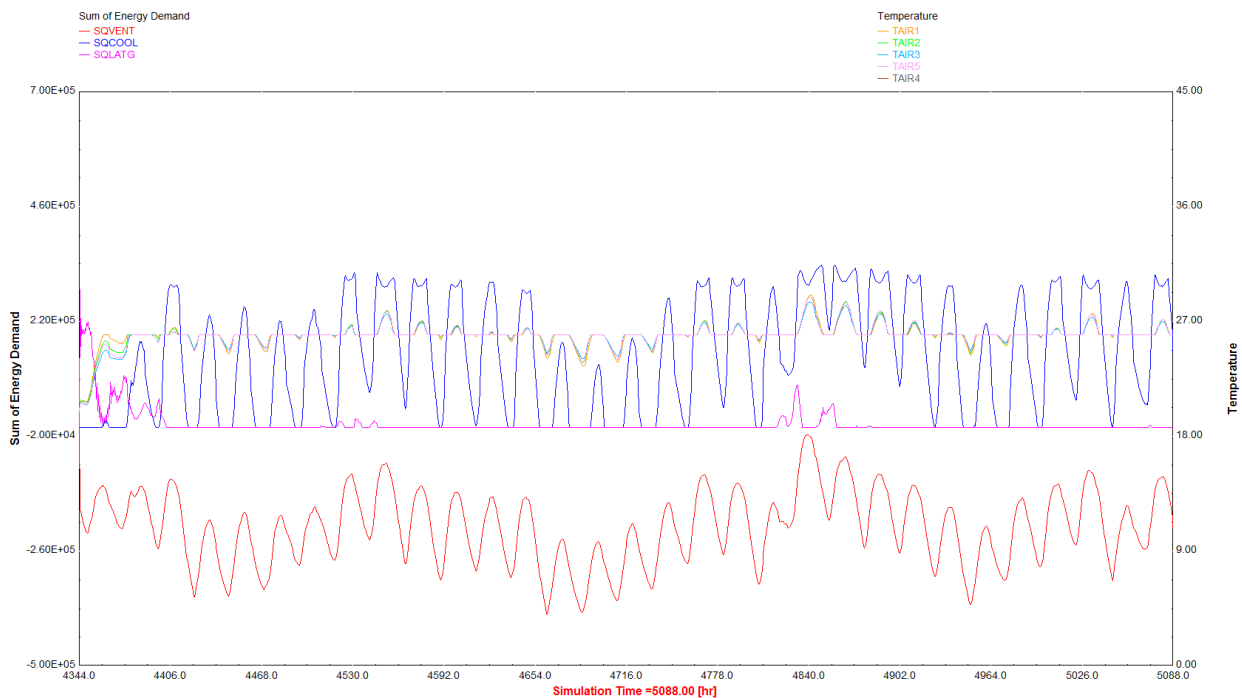
*Πίνακας 9.51*



## 10 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ – ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

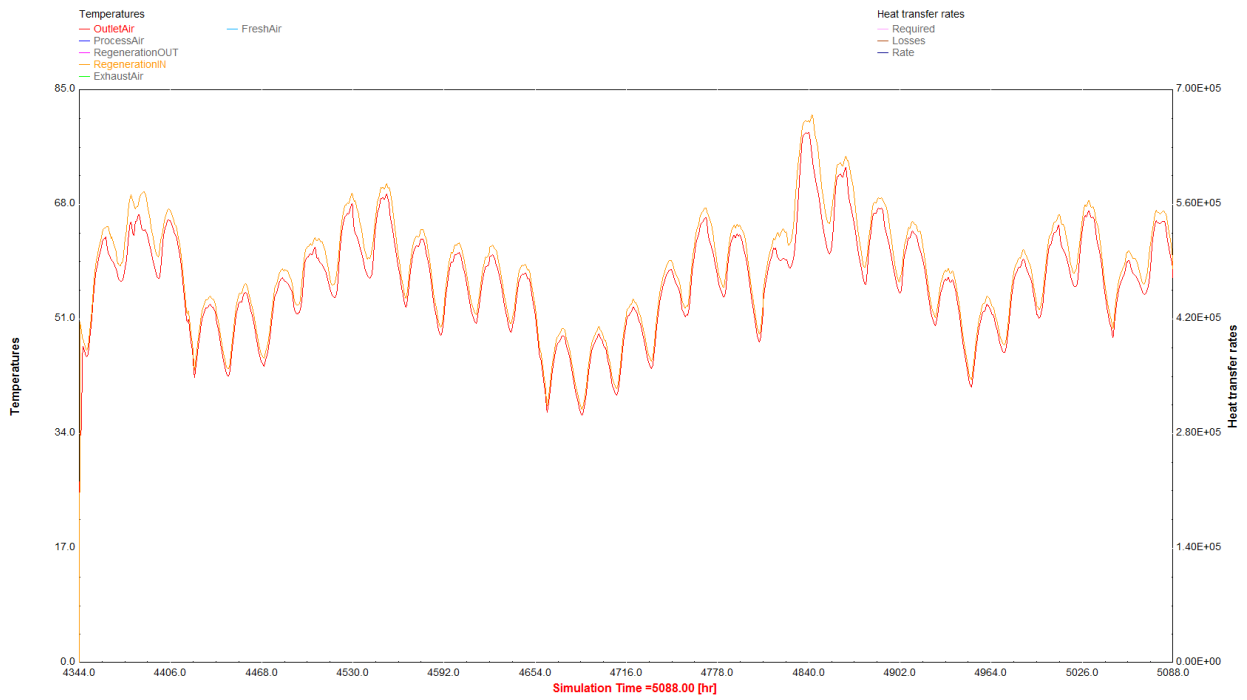
### 10.1 Εγκατάσταση εξατμιστικής ψύξης ανοικτού κύκλου με αφυγραντικό υλικό desiccant

Στα επόμενα διαγράμματα παρουσιάζονται οι διακυμάνσεις του συνολικού αισθητού ψυκτικού φορτίου, του συνολικού φορτίου λανθάνουσας ενέργειας και του αισθητού ενεργειακού κέρδους από τον αερισμό για τον μήνα Ιούλιο. Είναι φανερό ότι 11 ημέρες, κατά τη διάρκεια του μεσημεριού, η θερμοκρασία ανεβαίνει περισσότερο από το αναμενόμενο. Αυτό αιτιολογείται από το γεγονός ότι δεν έχουμε διαστασιολογήσει το σύστημα μας για την οριακή τιμή του αλλά και από τα ακραία κλιματικά δεδομένα που εισάγονται για την πόλη της Αθήνας. Αξίζει όμως να παρατηρηθεί ότι 20 νύχτες του μήνα ο νυχτερινός αερισμός βοηθάει πάρα πολύ στη διατήρηση χαμηλότερου ψυκτικού κέρδους και η θερμοκρασία μπορεί να χαμηλώσει κάτω από την τιμή που έχει οριστεί, στους 26 °C.



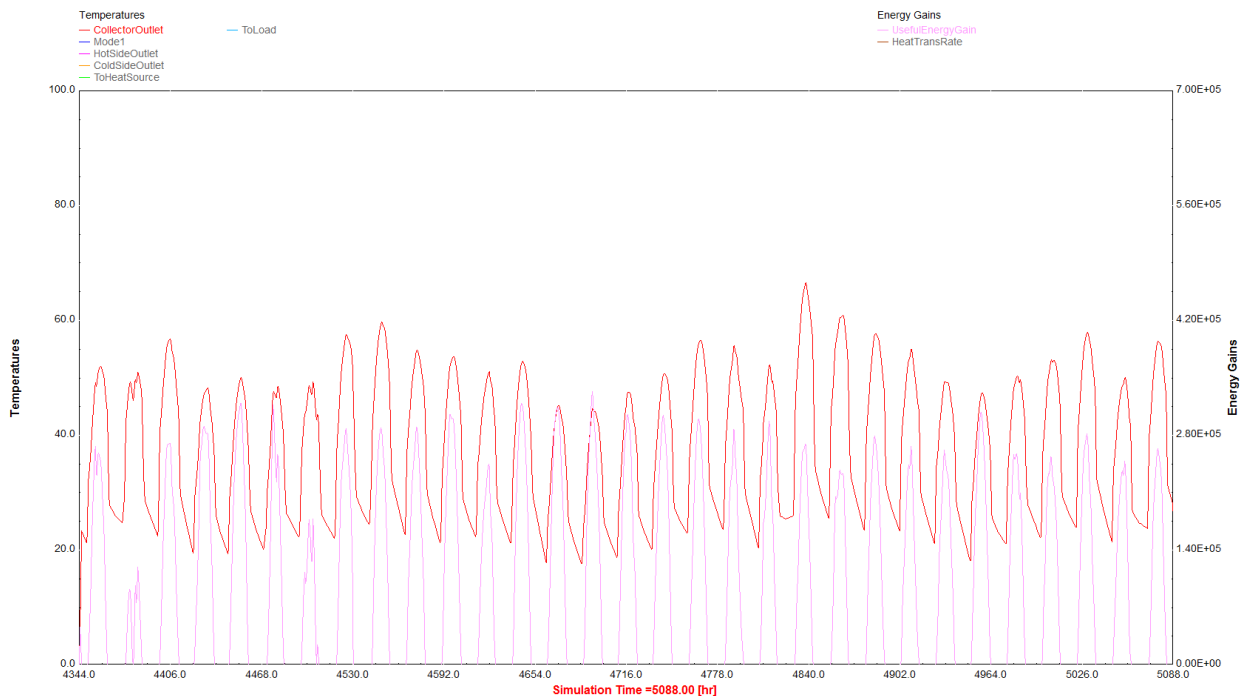
Εικόνα 10. 1

Το επόμενο διάγραμμα παρουσιάζει τη διαφοροποίηση ανάμεσα στη θερμοκρασία του ρεύματος του αέρα στην έξοδο του σπειροειδούς θερμαντήρα αέρα και στην θερμοκρασία αναγέννησης που ζητάει ο αφυγραντήρας. Και εδώ μπορεί να σχολιαστεί ότι υπάρχει κάποια διαφοροποίηση ανάμεσα στην ζήτηση και την προσφορά θερμότητας, όμως δεν είναι τόσο σημαντική ώστε να δουλεύει σε άλλα σημεία η εγκατάσταση.



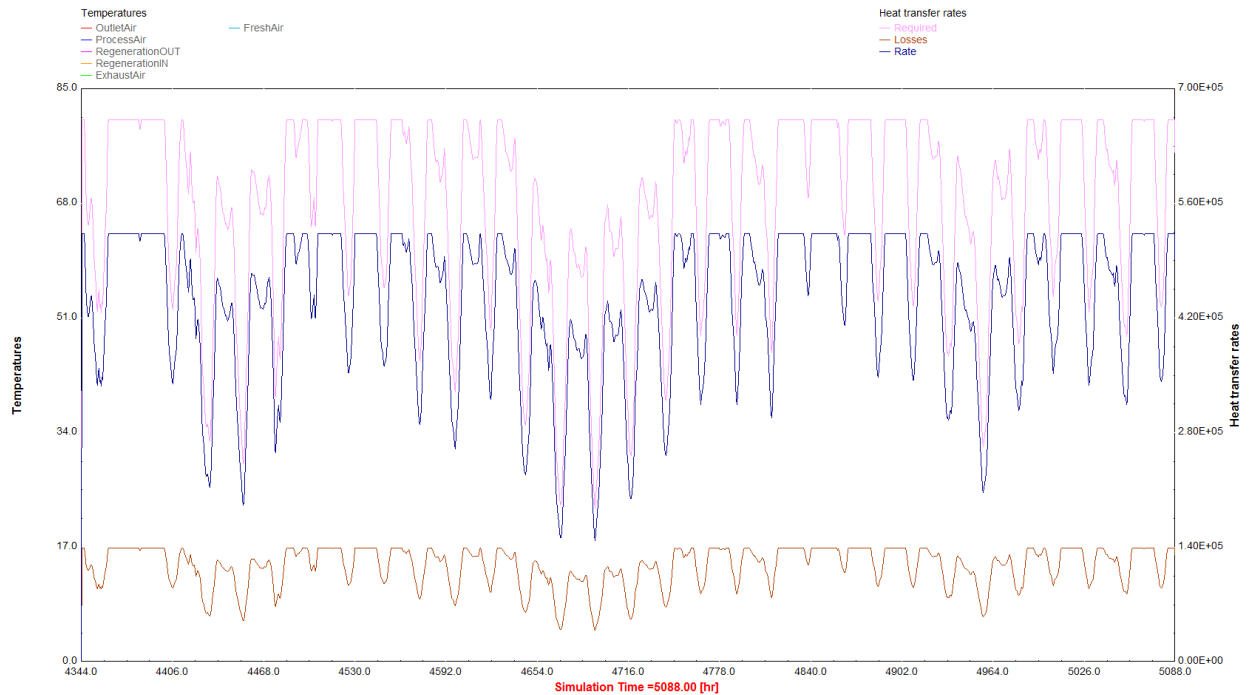
Εικόνα 10.2

Το διάγραμμα που ακολουθεί παρουσιάζει τη θερμοκρασία εξόδου του ζεστού νερού από τους συλλέκτες και το ωφέλιμο ποσό της θερμότητας που απολαμβάνεται από το ηλιακό πεδίο.



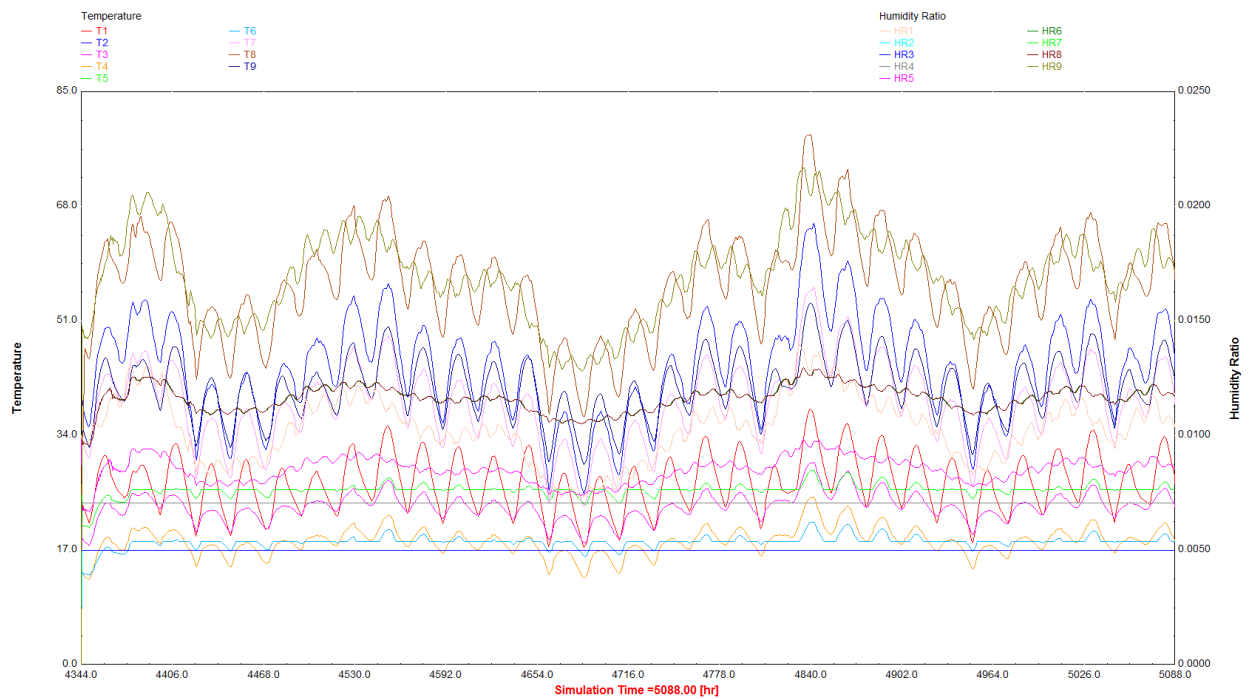
Εικόνα 10.3

Στο επόμενο διάγραμμα παρουσιάζεται η χρήση του βοηθητικού θερμαντήρα. Παρατηρούμε ότι κατά τη διάρκεια της ημέρας η συνεισφορά του είναι ιδιαίτερα μεγάλη ενώ κατά τη διάρκεια της νύχτας έχει την αποκλειστική λειτουργία.



Εικόνα 10. 4

Το επόμενο διάγραμμα αναφέρεται στις θερμοκρασίες και στους λόγους υγρασίας σε κάθε σημείο της εγκατάστασης και μπορούν τα 9 ζευγάρια να παρασταθούν στο ψυχομετρικό διάγραμμα οποιαδήποτε στιγμή.



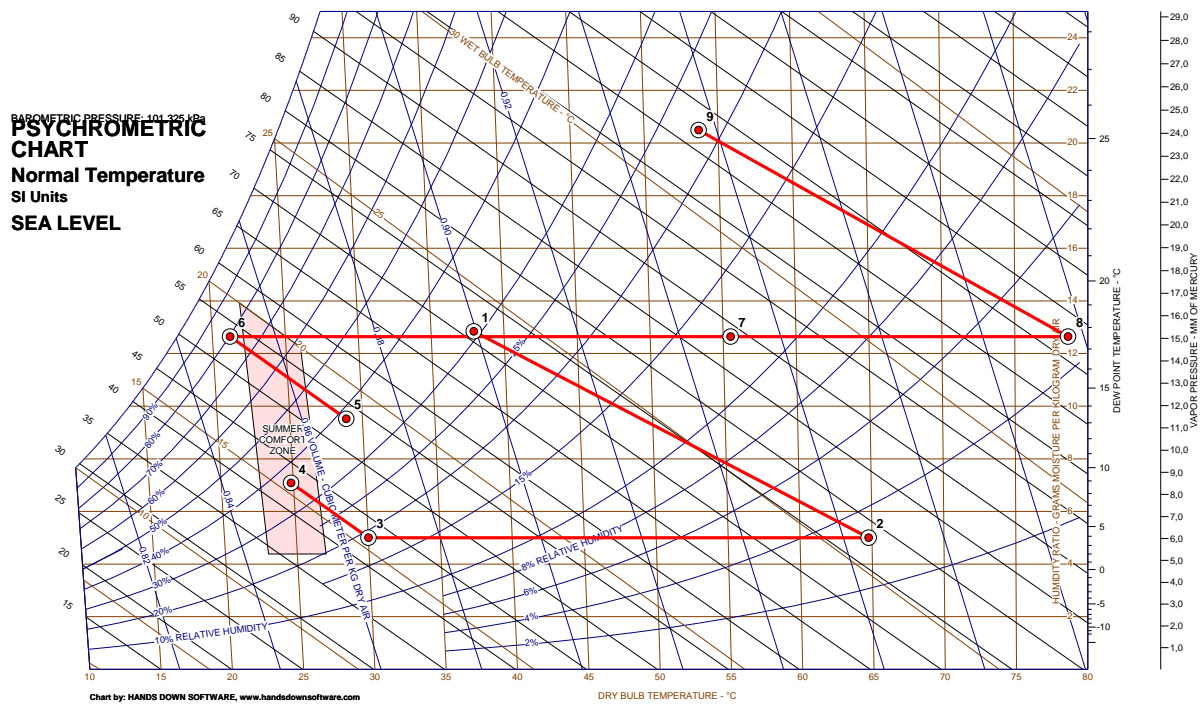
Εικόνα 10. 5

Ο επόμενος πίνακας παρουσιάζει συνοπτικά τα 9 σημεία σε πίνακα στην ώρα 4840, στις 16:00 της 20 Ιουλίου που είναι η δυσμενέστερη ημέρα από άποψη κλιματικών συνθηκών, 37,9 °C, 34%.

α/α	Θερμοκρασία ξηρής σφαίρας (°C)	Λόγος υγρασίας (kg <sub>H<sub>2</sub>O</sub> /kg <sub>ξ.α.</sub> )
1	37,9	0,013
2	64,8	0,005
3	30,0	0,005
4	24,8	0,007
5	28,9	0,010
6	21,2	0,013
7	55,5	0,013
8	78,7	0,013
9	53,7	0,020

Πίνακας 10. 1

Οι τιμές του πίνακα παρουσιάζονται στο ακόλουθο ψυχομετρικό διάγραμμα.



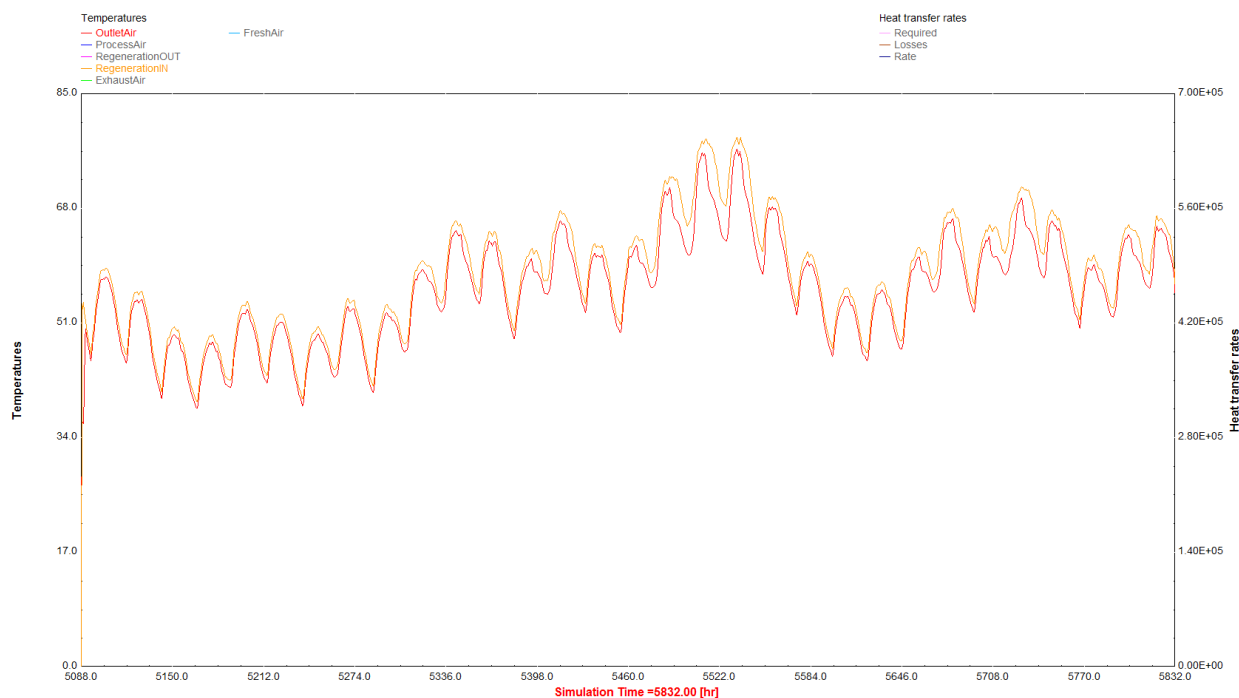
Εικόνα 10. 6

Για τον μήνα Αύγουστο ακολουθούν τα ίδια διαγράμματα και παρατηρούνται ορισμένες ομοιότητες και ορισμένες διαφορές. Καταρχήν, για το διάστημα από 10 έως 20 Αυγούστου η εγκατάσταση δυσκολεύεται να ανταπεξέλθει καθόλη τη διάρκεια της ημέρας στις απαιτήσεις, το χειρότερο βωρο είναι από τις 12:00 έως τις 18:00. Στο πρώτο και το τελευταίο 10ήμερο του μήνα όμως, η απόδοση της εγκατάστασης είναι πολύ καλή.



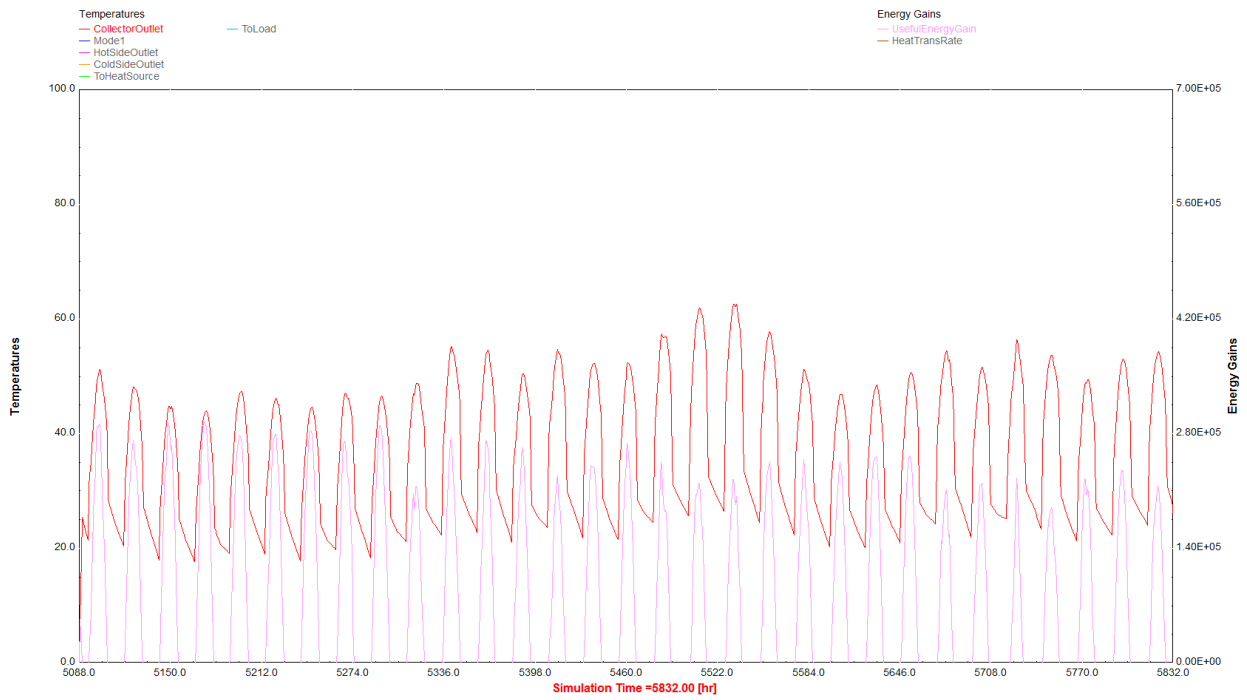
Εικόνα 10. 7

Όσον αφορά στο διάγραμμα ζητούμενης και προσφερόμενης θερμοκρασίας αναγέννησης, και τον Αύγουστο οι δύο τιμές είναι σχετικά ταυτιζόμενες. Αυτό που φαίνεται είναι ότι τις ημέρες με υψηλό λόγο υγρασίας, η θερμοκρασία αναγέννησης είναι αναλογικά υψηλή.



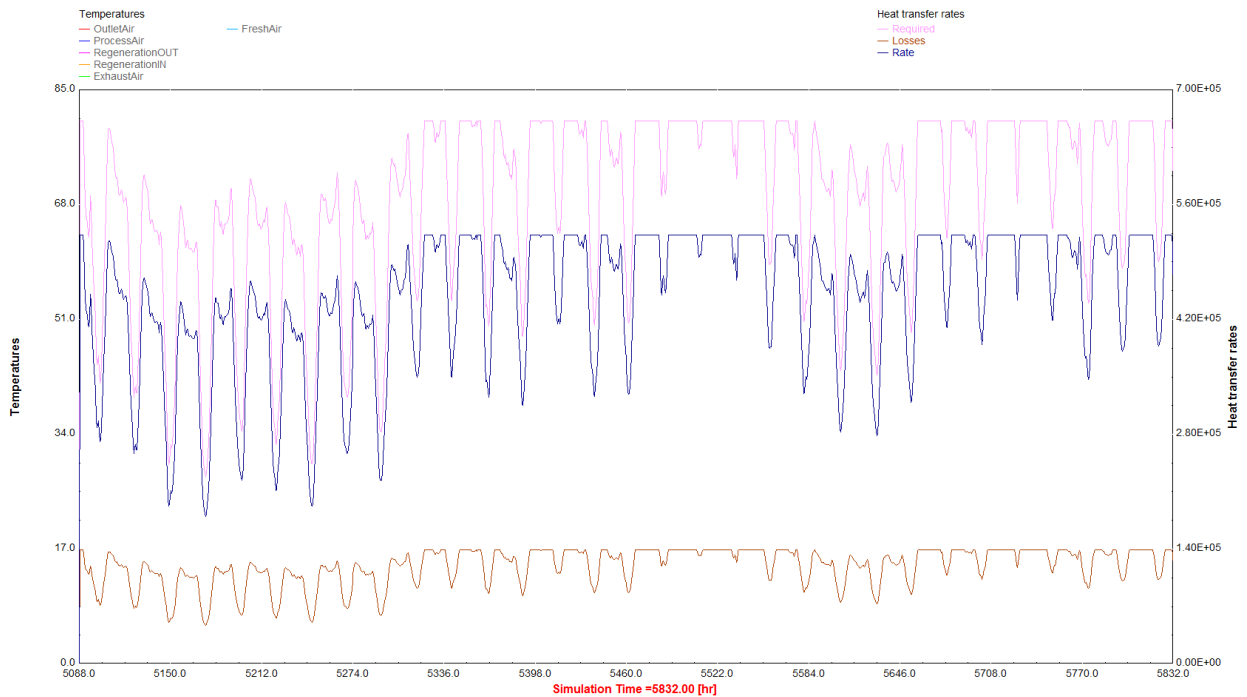
Εικόνα 10. 8

Όπως και τον Ιούλιο, έτσι και τον Αύγουστο η ενέργεια που προσφέρεται από τους συλλέκτες δεν είναι ικανοποιητική για να καλύψει στο ολόκληρο την εγκατάσταση, κατά τη διάρκεια της ημέρας επαρκεί περίπου στο 50%.



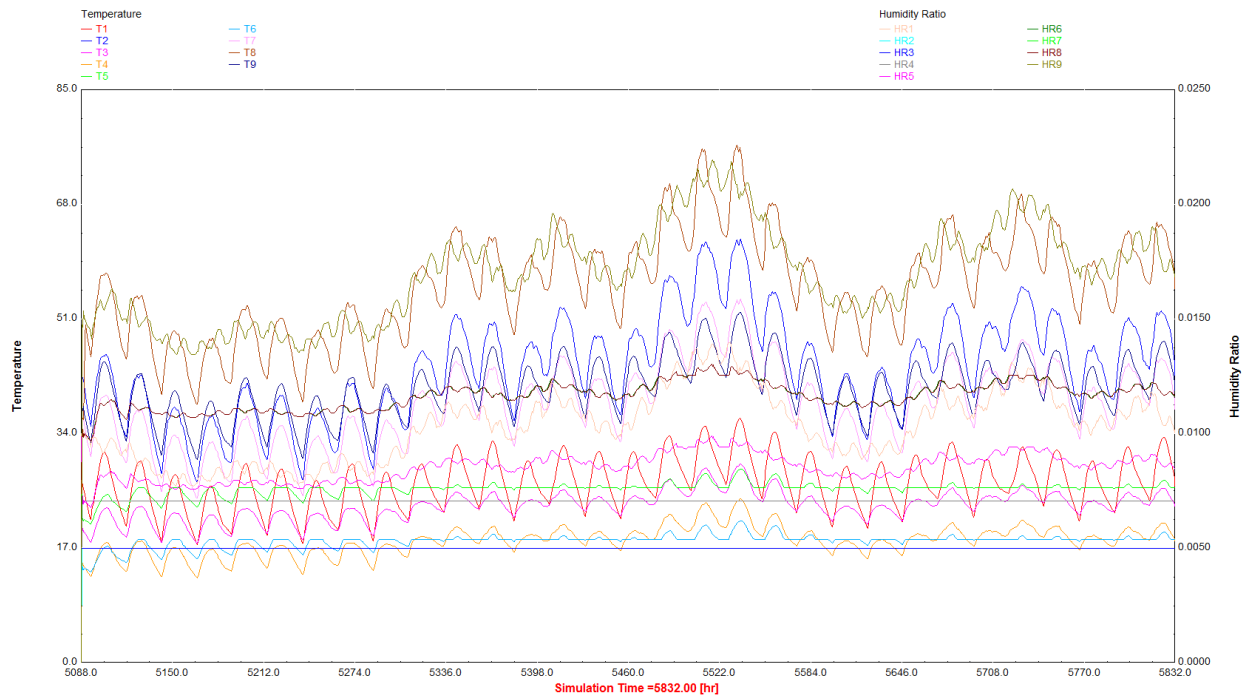
Εικόνα 10.9

Σε συνέχεια του προηγούμενου διαγράμματος, φαίνεται η διαφοροποίηση στη λειτουργία του βοηθητικού θερμαντήρα ανάμεσα στην ημερήσια και νυχτερινή λειτουργία.



Εικόνα 10.10

Το επόμενο διάγραμμα συνοπτικά παρουσιάζει τα ζευγάρια θερμοκρασίας ξηρής σφαίρας – λόγω υγρασίας καθόλο τον μήνα.



Εικόνα 10. 11

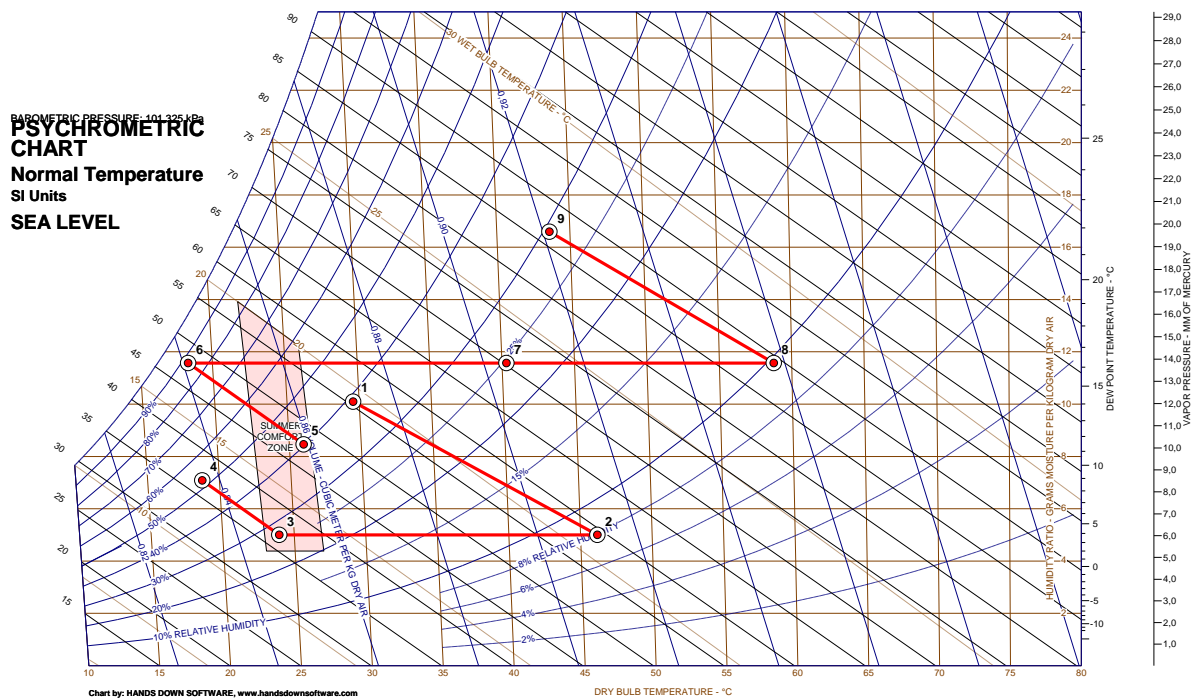
Για το μήνα Αύγουστο επελέγη μια ημερομηνία την οποία το σύστημα μας είναι ικανό να διαχειριστεί με απόλυτη επιτυχία. Στην ώρα 5319, δηλαδή στις 9 Αυγούστου στις 15:00 σημειώνονται οι τιμές στον ακόλουθο πίνακα.

$\alpha/\alpha$	Θερμοκρασία ξηρής σφαίρας ( $^{\circ}C$ )	Λόγος υγρασίας ( $kg_{H_2O}/kg_{\xi.a.}$ )
1	29,6	0,010
2	46,2	0,005
3	24,0	0,005
4	18,8	0,007
5	26,0	0,008
6	18,3	0,012
7	40,3	0,012
8	58,8	0,012
9	43,6	0,017

Πίνακας 10. 2

Το αντίστοιχο ψυχομετρικό διάγραμμα παρουσιάζεται στην επόμενη εικόνα.





Εικόνα 10. 12

Ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος εξατμιστικής ψύξης ορίζεται ο λόγος ανάμεσα στη μεταβολή ενθαλπίας από τον αέρα περιβάλλοντος, κατάστασης 1, στον αέρα προσαγωγής, κατάσταση 5, πολλαπλασιαζόμενο με την παροχή μάζας του αέρα προς τη θερμότητα που προσφέρεται στον αναγεννητή:

$$COP = \frac{\dot{m}_{air}(h_1 - h_4)}{\dot{Q}_{gen}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_8 - h_7)}$$

Εξίσωση 10. 1

Οι τιμές του συντελεστή συμπεριφοράς παρουσιάζονται στα διαγράμματα που ακολουθούν για τον Ιούλιο και τον Αύγουστο αντίστοιχα. Κυμαίνεται από 0,35 έως 1,20. Μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι τα υψηλότερα COP σημειώνονται τις πιο δύσκολες μέρες (υψηλή θερμοκρασία περιβάλλοντος, υψηλός λόγος υγρασίας).



Εικόνα 10. 13

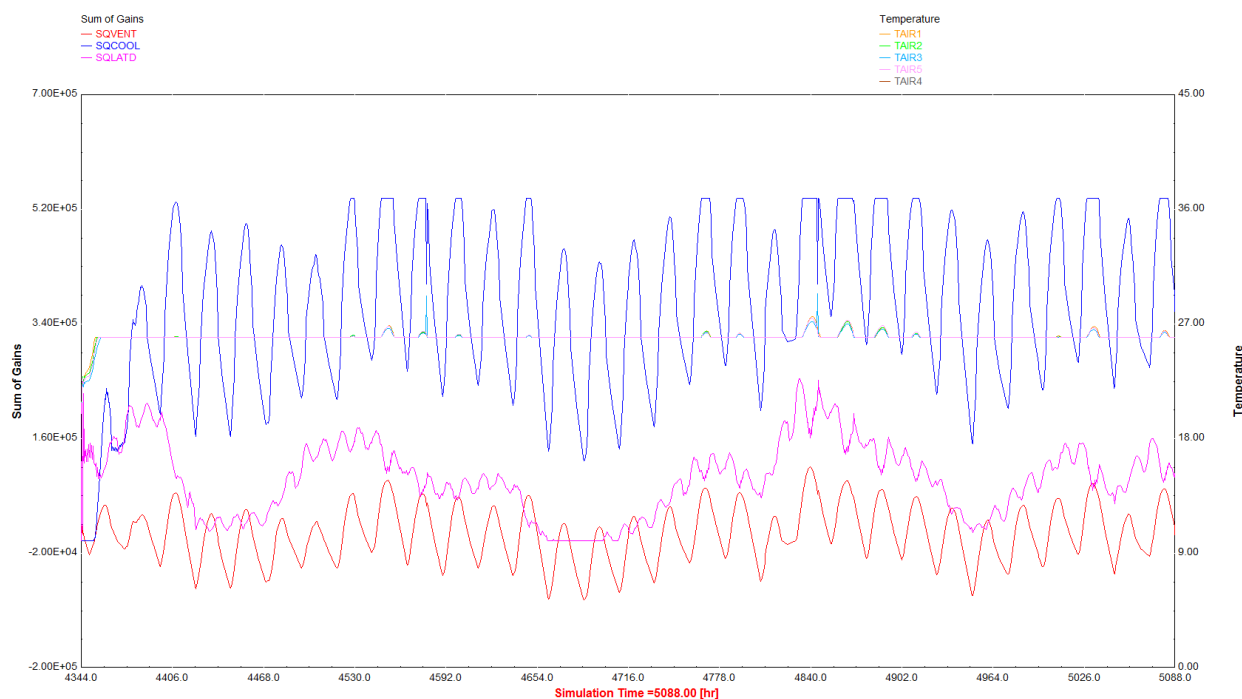


Εικόνα 10. 14

Ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος μας για τις χρονικές στιγμές που σχολιάστηκαν πιο πριν είναι 1,16 και 0,93 αντίστοιχα, για τις 20 Ιουλίου στις 16:00 και στις 9 Αυγούστου στις 15:00.

## 10.2 Εγκατάσταση εξαμιστικής ψύξης κλειστού κύκλου με μονοβάθμιο ψύκτη απορρόφησης ζεστού νερού

Όπως και στο σύστημα ανοικτού κύκλου, θα παρουσιαστούν αποτελέσματα για τους μήνες Ιούλιο και Αύγουστο που είναι οι δυσμενέστεροι από άποψη κλιματικών συνθηκών αλλά έχουν και το μεγαλύτερο ενδιαφέρον ως προς την απόδοση των συστημάτων. Έτσι οι διακυμάνσεις του συνολικού αισθητού ψυκτικού φορτίου, του συνολικού φορτίου λανθάνουσας ενέργειας και του αισθητού ενεργειακού κέρδους από τον αερισμό παρουσιάζονται στο επόμενο διάγραμμα. Το επιλεγμένο σύστημα κλειστού κύκλου δεν ανταποκρίνεται πλήρως μόνο σε 7 ημέρες.



Εικόνα 10. 15

Το διάγραμμα που ακολουθεί περιγράφει με απόλυτη λεπτομέρεια την περιοδική λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης. Φαίνονται οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου τόσο για το ρεύμα ζεστού νερού, όσο για το ρεύμα κρύου αλλα και το ρεύμα νερού ψύξης. Αξιοσημείωτη είναι η σταθερή θερμοκρασία εξόδου του κρύου νερού στους  $6,7^{\circ}\text{C}$ , η θερμοκρασία εισόδου του ζεστού νερού στους  $142^{\circ}\text{C}$  αλλά και η διαφορές ανάμεσα στην είσοδο και έξοδο τόσο του ρεύματος του νερού ψύξης αλλά και του ζεστού νερού.



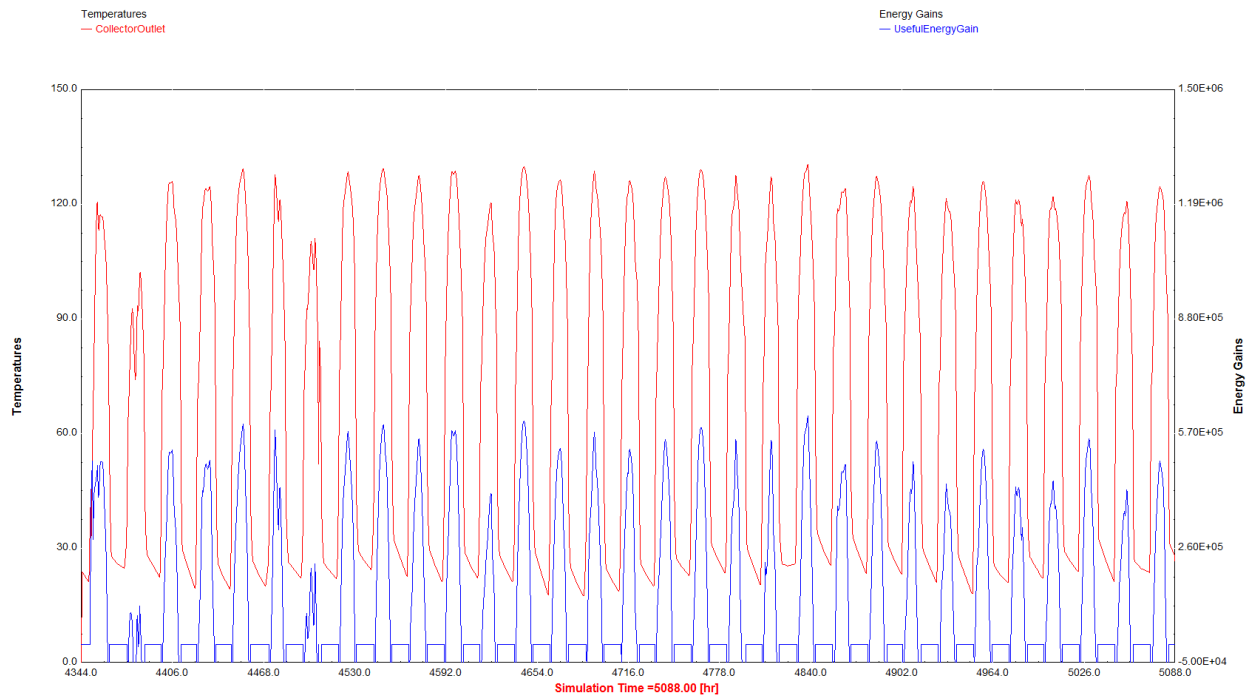
Εικόνα 10. 16

Η μεταβολή του COP φαίνεται στο επόμενο διάγραμμα.



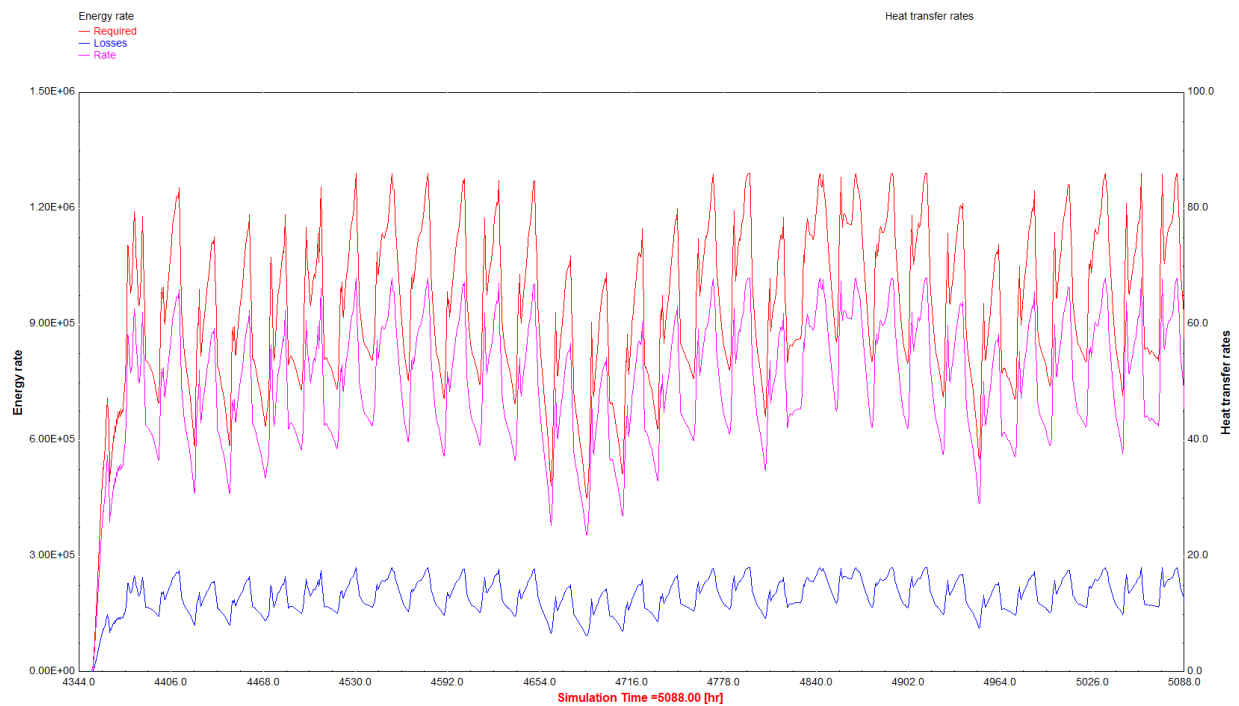
Εικόνα 10. 17

Η θερμοκρασία εξόδου από το συλλέκτη και προσφερόμενη θερμότητα παρουσιάζονται σχηματικά στο ακόλουθο διάγραμμα.



Εικόνα 10. 18

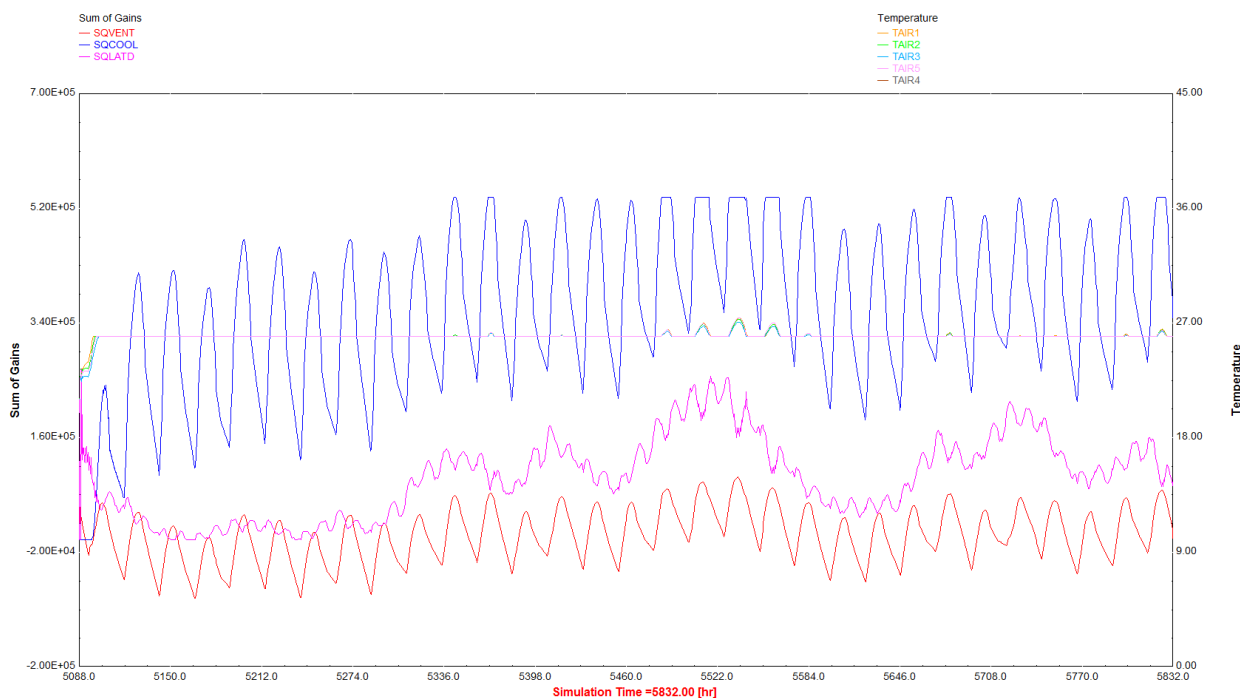
Ως συνέχεια σε αυτό το διάγραμμα ακολουθεί το διάγραμμα με τη λειτουργία του βοηθητικού θερμαντήρα.



Εικόνα 10. 19

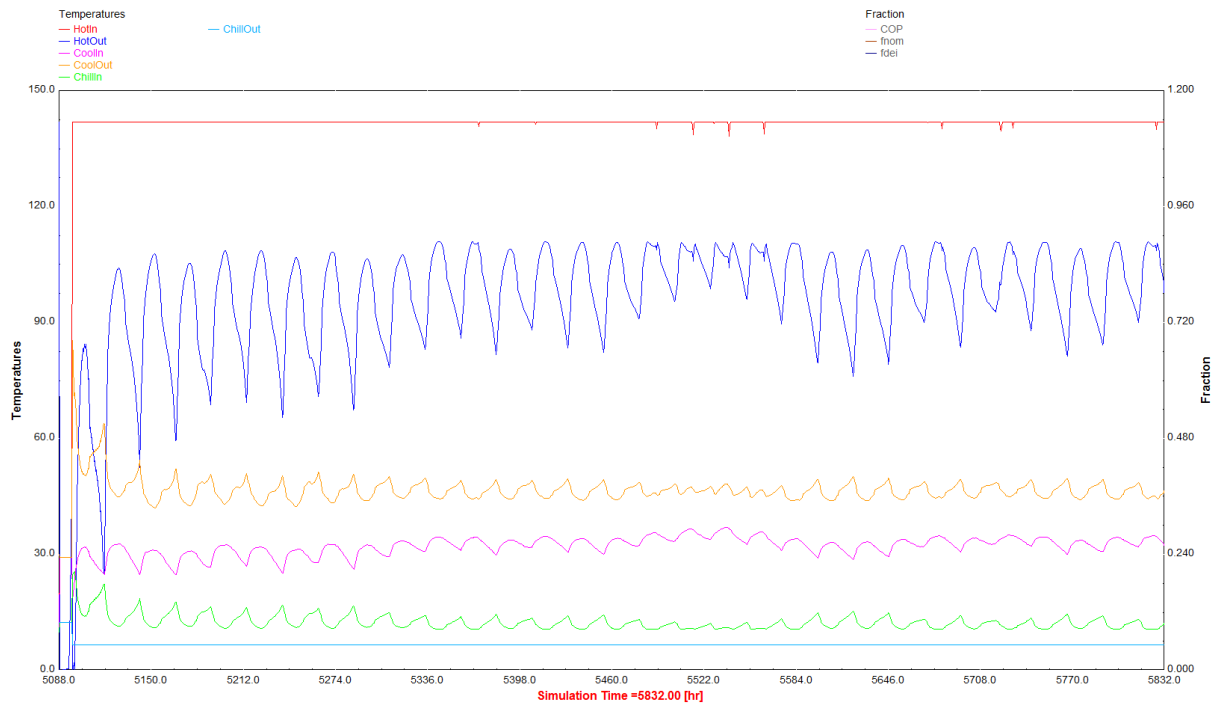
Τα ανωτέρω διαγράμματα θα τα συγκρίνουμε με τα αντίστοιχα ένα προς ένα για το μήνα Αύγουστο.

Το διάγραμμα που ακολουθεί παρουσιάζει τις διακυμάνσεις του συνολικού αισθητού ψυκτικού φορτίου, του συνολικού φορτίου λανθάνουσας ενέργειας και του αισθητού ενεργειακού κέρδους από τον αερισμό καθώς επίσης και τις θερμοκρασίες που επικρατούν σε κάθε μία από τις 4 θερμικές ζώνες.



*Εικόνα 10. 20*

Στην επόμενη εικόνα καταδεικνύεται η συμπεριφορά της λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης στα επιμέρους κυκλώματά του, στις εισόδους και τις εξόδους αντίστοιχα, του θερμού ρεύματος προσαγωγής, του κρύου ρεύματος προς τον σπειροειδή ψύκτη αέρα και του ρεύματος νερού ψύξης προς τον πύργο ψύξης. Φαίνεται ο τρόπος με τον οποίο επιδρά ο έλεγχος των αντλιών στις διάφορες θερμοκρασίες.



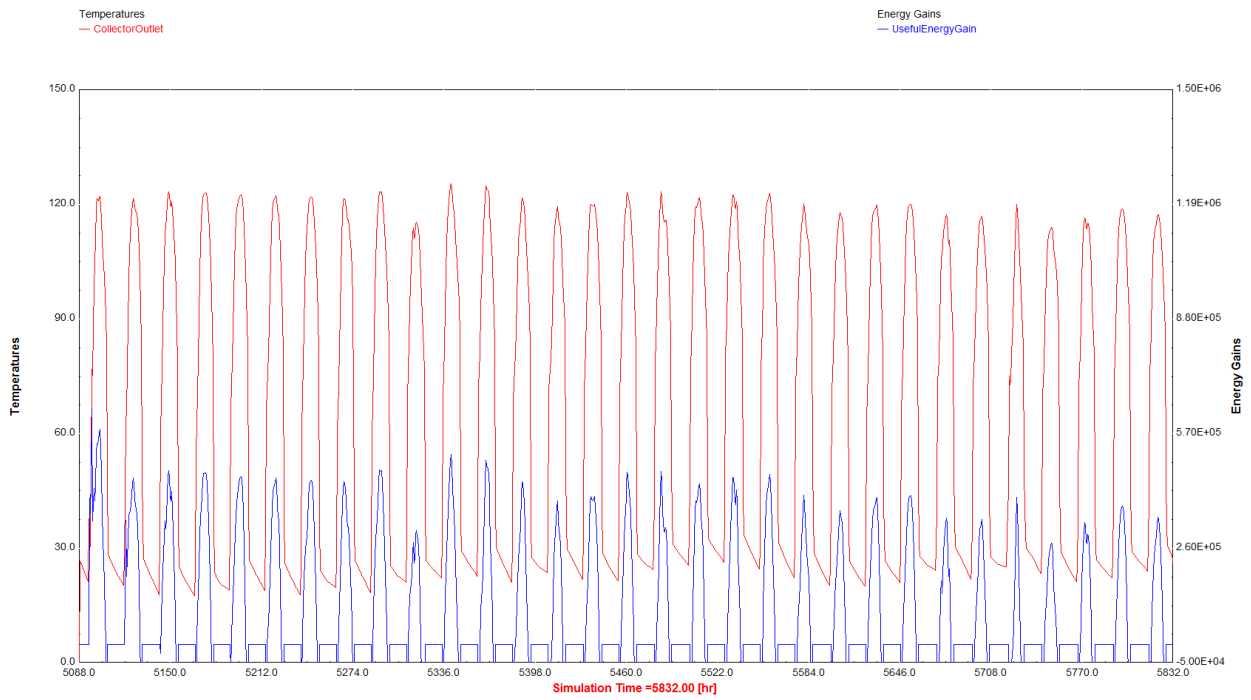
Εικόνα 10. 21

Ο βαθμός απόδοσης της εγκατάστασης φαίνεται στο σχήμα και κυμαίνεται περί το ονομαστικό 0,50 και σχεδόν μέχρι το ονομαστικό 0,53.



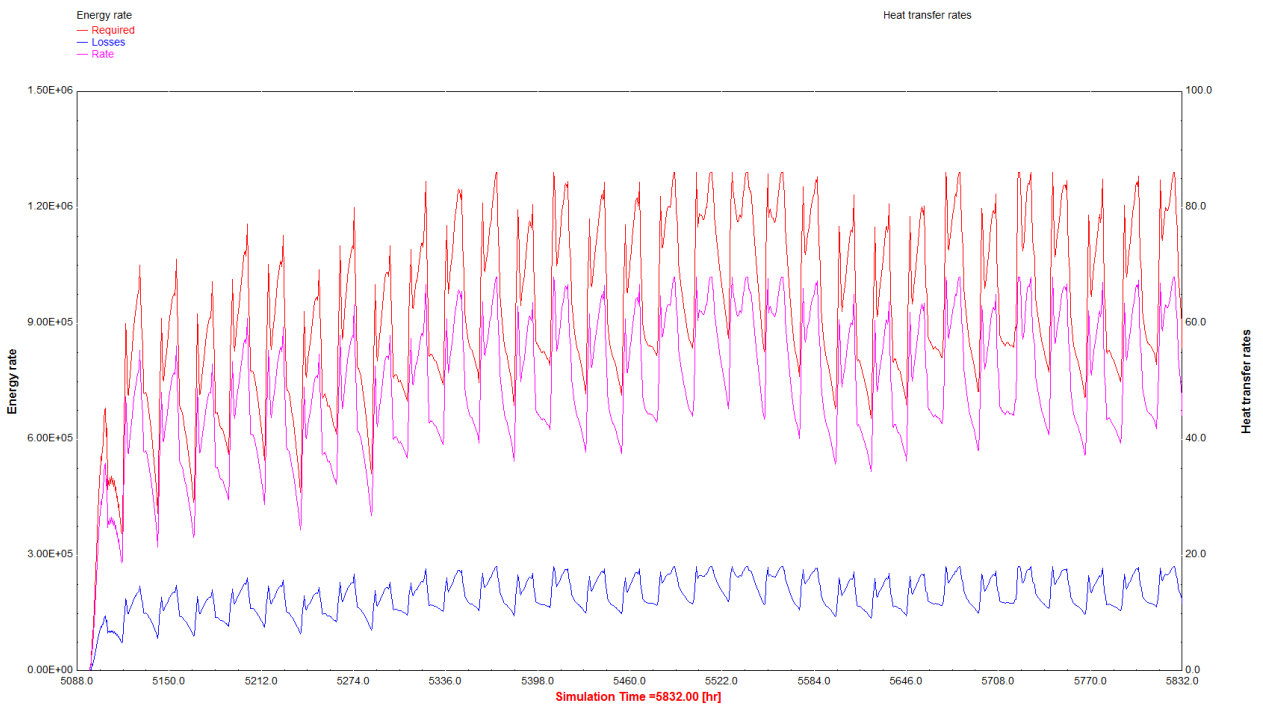
Εικόνα 10. 22

Η θερμοκρασία εξόδου του νερού από τη συστοιχία των συλλεκτών καθώς και η ωφέλιμη θερμική ενέργεια παρουσιάζονται στο επόμενο διάγραμμα.



Εικόνα 10. 23

Τέλος, ακολουθούν τα απαραίτητα ποσά θερμότητας από το βοηθητικό θερμαντήρα. Απεικονίζονται τα ποσά απαιτούμενης θερμότητας, προσδιδόμενης θερμότητας στο ρεύμα του νερού και ποσά απωλειών.



Εικόνα 10. 24



## 11 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

### 11.1 Εγκατάσταση εξατμιστικής ψύξης ανοικτού κύκλου με αφυγραντικό υλικό desiccant

Σχολιάζοντας τα διαγράμματα των αποτελεσμάτων μπορούμε να εξάγουμε πολλά χρήσιμα συμπεράσματα για τη λειτουργία του συστήματος κατά τη θερινή περίοδο.

Καταρχήν, το σύστημα έχει διαστασιολογηθεί με σκοπό να καλύπτει τα ψυκτικά φορτία τουλάχιστον στο 95% του χρόνου λειτουργίας του. Έτσι παρατηρούμε ότι είναι ελάχιστα ανεπαρκές μόνο κατά τις μεσημεριανές ώρες 7 ημερών του Ιουλίου και 6 ημερών του Αυγούστου.

Οι βασικές παράμετροι για τη διαστασιολόγηση του συστήματος είναι:

1. Ο επιθυμητός λόγος υγρασίας στην έξοδο του αφυγραντήρα που ουσιαστικά προσδιορίζει και το μέγιστο ποσό πρόσδοσης θερμότητας από τον σπειροειδή θερμαντήρα αέρα για την αναγέννηση του υλικού desiccant,
2. Η μέγιστη επιτεύξιμη ύγρανση του αέρα προσαγωγής στον αδιαβατικό υγραντήρα για να μην εισάγεται στο χώρο αέρας εκτός των συνθηκών άνεσης που προκαλεί δυσφορία.

Τα υπόλοιπα υποσυστήματα της εγκατάστασης απαρτίζουν μια θεωρητική διάταξη Pennington και έχουν ληφθεί με υψηλές τιμές αποδοτικότητας.

Για μέσες κλιματολογικές συνθήκες (ώρες 4592 – 4778), προκύπτει ότι ο COP λαμβάνει τιμές που κυμαίνονται από 0,35 έως 1,05, ενώ για ακραίες κλιματολογικές συνθήκες (ώρες 5460-5584) ο COP για τη διάταξη λαμβάνει τιμές από 0,66 έως 1,12.

Ακολούθως παρατηρούμε ότι όσο πιο πολύ κατεβάζουμε τον επιθυμητό λόγο υγρασίας προς τον οριακό ( $0,005 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\xi.\alpha.}$ ) στο ρεύμα προσαγωγής στην έξοδο του αφυγραντήρα απαιτείται δυσανάλογα μεγαλύτερη πρόσδοση θερμότητας. Οι συνθήκες θερμοκρασίας και υγρασίας στη είσοδο του αφυγραντήρα επιδρούν στην απαραίτητη θερμοκρασία αναγέννησης.

Σημαντική παρατήρηση για το συλλεκτικό πεδίο μπορεί να γίνει όσον αφορά στην ηλιακή κάλυψη. Για μέσες κλιματολογικές συνθήκες κατά τη διάρκεια της ημέρας η κάλυψη φτάνει μέχρι το 60-70% ενώ στις ακραίες συνθήκες στην καλύτερη περίπτωση επαρκεί μέχρι το 15-25%. Κατά τη διάρκεια της νύχτας η λειτουργία του βοηθητικού θερμαντήρα καθίσταται απαραίτητη γιατί τα απαιτούμενα ποσά θερμότητας είναι ιδιαίτερα μεγάλα και η δεξαμενή αποθήκευσης δεν έχει τη δυνατότητα να αποθηκεύει θερμική ενέργεια αλλά έχει το ρόλο της εξομάλυνσης των θερμοκρασιών.

## 11.2 Εγκατάσταση εξατμιστικής ψύξης κλειστού κύκλου με μονοβάθμιο ψύκτη απορρόφησης ζεστού νερού

Όπως και στην εγκατάσταση ανοικτού κύκλου, έτσι και η αντίστοιχη εγκατάσταση κλειστού κύκλου διαστασιολογήθηκε με σκοπό να καλύπτει τα ψυκτικά φορτία τουλάχιστον στο 95% των ωρών λειτουργίας. Έτσι γίνεται πιο εμφανής η φιλοσοφία του ηλιακού κλιματισμού που στόχος είναι η μεγαλύτερη δυνατή προσφορά ενέργειας των ηλιακών συλλεκτών στην εγκατάσταση και η όσο το δυνατόν μεγαλύτερη εκμετάλλευση του πλεονεκτήματος της σύμπτωσης των αιχμών των ψυκτικών φορτίων κατά τις αιχμές της μέγιστης ηλιοφάνειας.

Ξεκινώντας τα συμπεράσματα από το σημαντικότερο στοιχείο της εγκατάστασης, τον ψύκτη απορρόφησης, έχουμε να σημειώσουμε τα εξής:

1. Ο ψύκτης είναι διαστασιολογημένος συγκριτικά με το μοντέλο του ψύκτη απορρόφησης που διαθέτει η βιβλιοθήκη του TRNSYS. Σε αντίθεση με εμπορικούς ψύκτες απορρόφησης που απαιτούν θερμοκρασία εισόδου ζεστού νερού στο εύρος από 70 μέχρι 95 °C, ο συγκεκριμένος απαιτεί θερμοκρασία ίση με 142 °C. Αυτό έχει άμεσο αντίκτυπο στις παροχές του θερμού κυκλώματος από τη συστοιχία συλλεκτών, τη δεξαμενή αποθήκευσης και το βοηθητικό θερμαντήρα.
2. Τα θερμοκρασιακά όρια στο κύκλωμα του κρύου νερού είναι 6,67 °C για την προσαγωγή στον σπειροειδή ψύκτη αέρα και 13 – 14 °C για την επιστροφή στον ψύκτη. Η θερμοκρασία της επιστροφής εξαρτάται από τα ψυκτικά φορτία.
3. Το ρεύμα νερού ψύξης εξέρχεται από τον ψύκτη σε θερμοκρασία 44 – 49 °C και επιστρέφει σε θερμοκρασία 30 – 34 °C.

Ο COP παρατηρείται σταθερός στο 0,50 με κάποιες διακυμάνσεις μέχρι το 0,52 που σημειώνονται τις ημέρες με τις μέσες κλιματικές συνθήκες τόσο για τον Ιούλιο όσο και για τον Αύγουστο.

Επειδή η θερμοκρασία εξόδου του νερού από τους ηλιακούς συλλέκτες δεν ξεπερνάει τους 120 °C απαιτείται συνεχώς η λειτουργία του βοηθητικού θερμαντήρα για την περαιτέρω ανύψωση της στους 142 °C. Η μέγιστη κάλυψη θερμικής ενέργειας από τους συλλέκτες δεν ξεπερνάει το 50% για τις μέρες με συνεχή ηλιοφάνεια ενώ το βράδυ είναι απαραίτητη η λειτουργία του βοηθητικού θερμαντήρα κατά αποκλειστικότητα.

Ορισμένα στοιχεία που θα βελτίωναν την εγκατάσταση θα ήταν η καλύτερη μόνωση της δεξαμενής αποθήκευσης όπως επίσης και η αύξηση του όγκου της σε σημείο όμως να μην σημειώνεται θερμική υστέρηση. Ο COP του ψύκτη θα ήταν καλύτερος σε μια εμπορικά διατιθέμενη μονάδα και επίσης θα ήταν βέλτιστο αν χρησιμοποιούταν ένας διβάθμιος ψύκτης.

## 12 ΑΝΑΦΟΡΕΣ

### 12.1 Βιβλία

- [1] Κ. Αντωνόπουλος, Θερμικά – Ηλιακά Συστήματα, Μέρος πρώτο, ΕΜΠ, Αθήνα 2004
- [2] Α. Ζερβός, Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας, ΕΜΠ, Αθήνα 2005
- [3] Κ. Αντωνόπουλος, Κλιματισμός, Μέρος πρώτο, ΕΜΠ, Αθήνα 2004

### 12.2 Σημειώσεις

- [1] Χ. Τζιβανίδης, Σημειώσεις μαθήματος «Θερμική Συμπεριφορά Κτιρίων», ΕΜΠ
- [2] Ε. Ρογδάκης, Σημειώσεις μαθήματος «Λογισμικό Θερμοδυναμικής», ΕΜΠ

### 12.3 Δημοσιεύσεις

- [1] Ε. Ρογδάκης, Ε. Κορωνάκη, Τ. Κακάτσιου, Π. Γεωργιάδης, «Εφαρμογή συστημάτων ανοικτού εξατμιστικού κύκλου με στερεό προσροφητικό υλικό στις κλιματικές συνθήκες Αθηνών»
- [2] D. La, Y.J. Dai, Y. Li, R.Z. Wang, T.S. Ge, “Technical development of rotary desiccant dehumidification and air conditioning: A review”
- [3] P. Bourdoukan, E. Wurtz, P. Joubert, “Experimental investigation of a solar desiccant cooling installation”
- [4] N. Enteria, H. Yoshimo, A. Mochida, R. Takaki, A. Satake, R. Yoshie, T. Mitamura, S. Baba, “Construction and initial operation of the combined solar thermal and electric desiccant cooling system”
- [5] K.F. Fong, T.T. Chow, Z. Lin, L.S. Chan, “Simulation – optimization of solar – assisted desiccant cooling system for subtropical Hong Kong”
- [6] S.P. Halliday, C.B. Beggs, P.A. Sleight, “The use of solar desiccant cooling in the UK: a feasibility study”
- [7] A. Pongtornkulpanich, S. Thepa, M. Amornkitbamrung, C. Butcher, “Experience with fully operational solar – driven 10-ton LiBr/H<sub>2</sub>O single – effect absorption cooling system in Thailand”
- [8] F. Assilzadeh, S.A. Kalogirou, Y. Ali, K. Sopian, “Simulation and optimization of a LiBr solar absorption cooling system with evacuated tube collectors”
- [9] A. Syed, M. Izquierdo, P. Rodriguez, G. Maidment, J. Missenden, A. Lecuona, R. Tozer, “A novel experimental investigation of a solar cooling system in Madrid”
- [10] F. Asdrubali, S. Grignaffini, “Experimental evaluation of the performances of a H<sub>2</sub>O – LiBr absorption refrigerator under different service conditions”
- [11] R. Salgado, P. Rodriguez, M. Venegas, A. Lecuona, M.C. Rodriguez, “Optimized design of hot water storage in solar thermal cooling facilities”

## **12.4 Κανονισμοί**

- [1] ASHRAE HVAC Fundamentals Handbook 2001
- [2] T.O.T.E.E., «Αναλυτικές εθνικές προδιαγραφές παραμέτρων για τον υπολογισμό της ενεργειακής απόδοσης κτιρίων και την έκδοση του πιστοποιητικού ενεργειακής απόδοσης», α' έκδοση, Αθήνα, Ιούνιος 2010
- [3] T.O.T.E.E., «Κλιματικά δεδομένα Ελληνικών περιοχών», α' έκδοση, Αθήνα, Ιούνιος 2010

## **12.5 Τεκμηριώσεις**

- [1] Thermal Energy System Specialists (TESS) of Madison, Wisconsin, «Τεκμηρίωση λογισμικού»