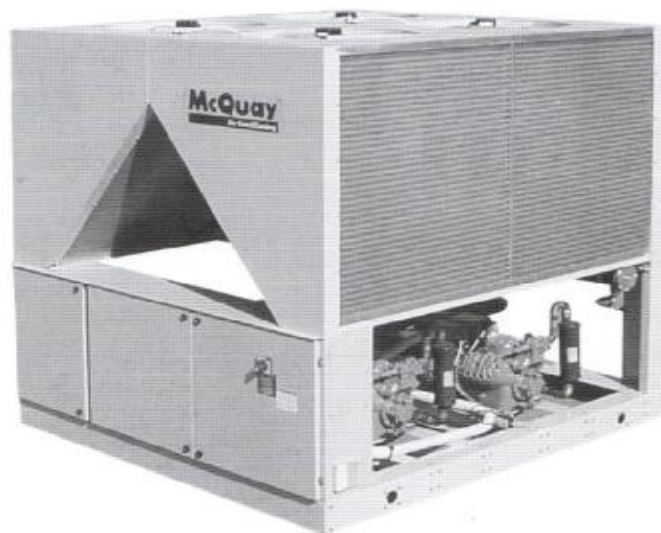


Α.Τ.Ε.Ι ΠΑΤΡΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ ΜΕ ΘΕΜΑ:
«ΘΕΡΜΑΝΣΗ ΚΑΙ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΣ ΜΕ ΑΞΙΟΠΟΙΗΣΗ
ΗΛΙΑΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΣΕ ΓΡΑΦΕΙΑ ΔΗΜΟΣΙΑΣ
ΔΟΙΚΗΣΗΣ»

ΕΙΣΗΓΗΤΗΣ: Dr. ΑΝΔΡΕΑΣ ΓΙΑΝΝΟΠΟΥΛΟΣ



ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ: ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ ΜΑΝΤΖΑΡΗΣ
ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ ΚΑΖΟΛΙΑΣ
ΙΩΑΝΝΗΣ ΜΑΡΙΝΑΚΟΣ

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

1.1 Εισαγωγή.....	7
1.2 Η έννοια του κλιματισμού στη σύγχρονη κοινωνία.....	11
1.3 Ιστορία του αερισμού και κλιματισμού.....	12
1.4 Τι επιδιώκουμε με τον κλιματισμό.....	14
1.5 Κατάταξη των εγκαταστάσεων κλιματισμού.....	15

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

2.1 Γενικά	20
2.2 Συντελεστής θερμοπερατότητας.....	21
2.3 Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας k δομικών στοιχείων.....	24
2.4 Επιλογή συντελεστή θερμοπερατότητας k για θύρες και παράθυρα.....	31

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

3.1 Γενικά.....	32
3.2 Υλικά και τρόποι κατασκευής των αεραγωγών.....	34
3.3 Στάδια σχεδιασμού δικτύου αεραγωγών.....	36
3.4 Διαδικασία υπολογισμού απαιτούμενου αέρα.....	38
3.5 Υπολογισμός πτώσης πίεσης σε ευθύγραμμα τμήματα.....	44
3.6 Υπολογισμός απωλειών τριβών στα εξαρτήματα του αεραγωγού.....	54
3.7 Στόμια αέρα.....	67
3.8 Φίλτρα αέρα.....	78

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

4.1 Γενικά.....	82
4.2 Διαδικασία υπολογισμού θέρμανσης γραφείων διοίκησης.....	83
4.3 Υπολογισμός θερμικών απωλειών δι' αγωγιμότητας.....	83
4.4 Περιγραφή και τρόπος συμπλήρωσης του εντύπου.....	85
4.5 Υπολογισμός απωλειών αερισμού.....	88
4.6 Υπολογισμός προσαυξήσεων.....	90
4.7 Έντυπο υπολογισμού θερμικών απωλειών.....	94
4.8 Εκλογή του είδους θέρμανσης.....	99
4.9 Διαδικασία χειμερινού κλιματισμού & ανάλυση ψυχομετρικού χάρτη....	101
4.10 Ύγρανση αέρα και έλεγχος της σχετικής υγρασίας.....	109
4.11 Υπολογισμός θερμαντικών στοιχείων.....	110
4.12 Κυκλοφορητής.....	114
4.13 Λέβητας.....	125
4.14 Καυστήρας.....	129
4.15 Δεξαμενή Πετρελαίου.....	133
4.16 Καπνοδόχος	134
4.17 Ασφαλιστικό Σύστημα.....	135

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

5.1 Γενικά.....	138
5.2 Επιλογή τύπου συλλέκτη.....	139
5.3 Περιγραφή Μεθόδου (f-chart).....	141
5.4 Ανάλυση εξισώσεων f-chart.....	143
5.5 Διαδικασία υπολογισμού επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών.....	146
5.6 Μετατροπή ηλιακής ακτινοβολίας από το οριζόντιο στο	

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

κεκλιμένο επίπεδο.....	148
5.7 Υπολογισμός βαθμοημέρων για θερμοκρασία χώρου 20 °C.....	149
5.8 Υπολογισμός θερμικού φορτίου L.....	149
5.9 Υπολογισμός διορθωτικών συντελεστών K_i	150
5.10 Υπολογισμός συντεταγμένων X_A, Y_A	152
5.11 Υπολογισμός επιφάνειας συλλεκτών A_C για θερμική κάλυψη 40-60%	153
5.12 Υπολογισμός λόγου F_R'/F_R	157
5.13 Εναλλάκτης	161
5.14 Δεξαμενή αποθήκευσης νερού χρήσεως.....	164
5.15 Κυκλοφορητής	165

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

6.1 Γενικά.....	173
6.2 Συνθήκες υπολογισμού.....	175
6.3 Ανάλυση θερμικών κερδών	176
6.4 Υπολογισμοί μεταβαλλόμενων θερμικών κερδών ως προς το χρόνο.....	187
6.4.1 Υπολογισμοί μεταβαλλόμενων θερμικών κερδών λόγω συναγωγής.....	189
6.4.2 Υπολογισμοί μεταβαλλόμενων θερμικών κερδών λόγω ηλιακής ακτινοβολίας	200
6.5 Υπολογισμοί μη μεταβαλλόμενων θερμικών κερδών ως προς το χρόνο.....	212
6.5.1 Συναγωγή μέσω της εσωτερικής δομής	213
6.5.2 Θερμικά κέρδη από ανθρώπους.....	214
6.5.3 Θερμικά κέρδη από φωτισμό	218
6.5.4 Θερμικά κέρδη από εξοπλισμό.....	220
6.5.5 Θερμικά κέρδη από αέρα.....	220
6.6 Διαδικασία θερινού κλιματισμού και ανάλυση ψυχομετρικού χάρτη.....	222

6.7 Εκλογή μονάδας θερινού κλιματισμού.....	231
---	-----

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

Παράρτημα Ι.....	236
Παράρτημα ΙΙ.....	237
Παράρτημα ΙΙΙ	238
Παράρτημα ΙV.....	239
Παράρτημα V.....	240
Παράρτημα VI	241
Παράρτημα VII	242
Παράρτημα VIII	243

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Σ' αυτή την πτυχιακή εργασία ασχοληθήκαμε με τον κλιματισμό γραφείων διοικήσεως και την αξιοποίηση ηλιακής ενέργειας κατά την χειμερινή περίοδο. Η εργασία αυτή αποτελείται από έξι κεφάλαια. Το πρώτο κεφάλαιο αναφέρεται στον σκοπό του κλιματισμού και μας δίνει μια γενική αναφορά για τα παρακάτω πέντε κεφάλαια.

Το θέμα ανατέθηκε στα πλαίσια εκπόνησης της πτυχιακής εργασίας στους σπουδαστές Μάντζαρη Βασίλειο, Καζολιά Αλέξανδρο και Μαρινάκο Ιωάννη, οι οποίοι συνεργάστηκαν έχοντας την πολύτιμη βοήθεια του επιβλέποντα καθηγητή Α.Τ.Ε.Ι. Πατρών Δρ. Γιαννόπουλου Ανδρέα.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΣ ΚΑΙ ΑΞΙΟΠΟΙΗΣΗ ΗΛΙΑΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

1.1 Εισαγωγή

Η πτυχιακή μας εργασία περιλαμβάνει έξι κεφάλαια, παρακάτω δίνονται γενικές αναφορές για το περιεχόμενο κάθε κεφαλαίου και έχουμε:

Στο πρώτο κεφάλαιο θα αναφερθούμε περιληπτικά στα επόμενα κεφάλαια της πτυχιακής μας εργασίας, καθώς επίσης στον αερισμό και στον κλιματισμό των χώρων, την ιστορία του και το σκοπό στη σύγχρονη εποχή.

Στο δεύτερο κεφάλαιο θα αναφερθούμε στη θερμομόνωση του κτηρίου μας. Θα αναφέρουμε τη σημασία της θερμομόνωσης ως μια λύση για εξοικονόμηση ενέργειας όταν θέλουμε να θερμάνουμε το χώρο το χειμώνα ή να το ψύξουμε το καλοκαίρι. Το πρώτο στάδιο είναι να υπολογίσουμε το συντελεστή θερμοπερατότητας k για τοίχους, οροφή και δάπεδο γνωρίζοντας τα υλικά κατασκευής τους, καθώς επίσης και την επιλογή του συντελεστή θερμοπερατότητας k από πίνακες για θύρες και παράθυρα που χρησιμοποιούμε στο κτήριο. Βέβαια οι τιμές αυτές πρέπει να βρίσκονται μέσα σε νομοθετικά πλαίσια.

Στο τρίτο κεφάλαιο θα ασχοληθούμε με τη μελέτη των δικτύων προσαγωγής και επιστροφής αέρα Παράρτημα IV και V αντίστοιχα. Αρχικά θα υπολογίσουμε την απαιτούμενη ποσότητα αέρα που πρέπει να προσάγουμε στο χώρο μας καθώς και το νωπό αέρα που θα εισέρχεται στην κλιματιστική μονάδα. Στη

συνέχεια θα επακολουθήσει η διαστασιολόγηση των αεραγωγών προσαγωγής και απαγωγής του κλιματιζόμενου αέρα. Στη συνέχεια θα επιλέξουμε τα καταλληλότερα σημεία που θα τοποθετηθούν τα στόμια προσαγωγής και απαγωγής του κλιματιζόμενου αέρα, επίσης και επιλογή των στομίων και τέλος τη σωστή κατανομή του αέρα στο κλιματιζόμενο χώρο που αυτό έχει να κάνει με την σωστή ταχύτητα εξόδου του αέρα από τα στόμια για την επιδιωκόμενη ποιότητα κλιματισμού.

Ακόμα θα αναφερθούμε στα στοιχεία εκείνα που ελέγχουν την καθαρότητα του αέρα και επιπλέον τη σωστή επιλογή των ανεμιστήρων.

Στο κεφάλαιο τέταρτο θα ασχοληθούμε με τη θέρμανση των γραφείων διοικήσεως Παράρτημα II. Αρχικά υπολογίζουμε τις θερμικές απώλειες του κτηρίου, στη συνέχεια θα κάνουμε την επιλογή του τρόπου θέρμανσης όπου στην περίπτωση μας η θέρμανση των χώρων πραγματοποιείται με αέρα μίξης που περιλαμβάνει ένα ποσοστό νωπού αέρα από το περιβάλλον και ένα ποσοστό αέρα ανακυκλοφορίας από τον κλιματιζόμενο χώρο. Ο αέρας θερμαίνεται περνώντας σε θερμαντικό στοιχείο που κυκλοφορεί θερμό νερό. Τέλος θα υπολογίσουμε τα εξαρτήματα όπως λέβητας, θερμαντικά στοιχεία, δίκτυο σωληνώσεων, κυκλοφορητές τα οποία συνεργάζονται για την επίτευξη της θέρμανσης Παράρτημα VII.

Στο πέμπτο κεφάλαιο θα μας απασχολήσει η διαστασιολόγηση των ηλιακών συλλεκτών Παράρτημα VI για την κάλυψη ενός ποσοστού των θερμικών απωλειών στα γραφεία διοικήσεως κατά την χειμερινή περίοδο έτσι ώστε να έχουμε οικονομικότερη λειτουργία της εγκατάστασης και επιπλέον μια εναλλακτική και φιλική προς το περιβάλλον ενέργεια. Έπειτα θα υπολογίσουμε και τα αντίστοιχα εξαρτήματα τα οποία είναι απαραίτητα για τη λειτουργία του συστήματος όπως τον εναλλάκτη που θα περιλαμβάνει τη θερμότητα του νερού από το Σύστημα Ηλιακών Συλλεκτών. Επιπλέον διαστασιολογούμε και τη δεξαμενή αποθήκευσης του νερού.

Τέλος καθορίζουμε το κλειστό δίκτυο που θα κυκλοφορεί το νερό και τους αντίστοιχους κυκλοφορητές Παράρτημα VIII.

Στο έκτο και τελευταίο κεφάλαιο θα ακολουθήσει η διαδικασία υπολογισμού του θερμικού κέρδους των γραφείων διοικήσεως Παράρτημα II με τη βοήθεια της μεθόδου ASHRAE, και ο καθορισμός των ψυκτικών μηχανημάτων για την κάλυψη του θερμικού κέρδους που θα υπολογίσουμε.

Έτσι θα υπολογίσουμε την ισχύ της εγκατάστασης κλιματισμού με γνωστά τα θερμικά κέρδη και τις συνθήκες άνεσης του κλιματιζόμενου χώρου.

Ο κλιματισμός γίνεται με τρόπο αντίστοιχο με τη θέρμανση δηλαδή με αέρα μίξης που περιλαμβάνει ένα ποσοστό νωπού αέρα από το περιβάλλον και ένα ποσοστό αέρα ανακυκλοφορίας από τον κλιματιζόμενο χώρο. Ο αέρας περνά από το ψυκτικό στοιχείο όπου κυκλοφορεί ψυχρό νερό, και ψύχεται. Η κλιματιστική εγκατάσταση καλείται αέρα νερού και αποτελείται από ένα υδρόψυκτο σύστημα ψύξης νερού που στη συνέχεια αυτό θα κυκλοφορεί στο ψυκτικό στοιχείο της μονάδας, ώστε να επιτευχθεί το επιθυμητό αποτέλεσμα στον κλιματιζόμενο χώρο μας.

1.2 Η έννοια του κλιματισμού στη σύγχρονη κοινωνία

Ο τεχνικός όρος κλιματισμός γίνεται κάθε μέρα και περισσότερο οικείος στην μεγάλη μάζα της σύγχρονης κοινωνίας μας. Η αύξηση του βιοτικού επιπέδου του σημερινού μέσου εισοδηματία και τα οικονομικά οφέλη που προκύπτουν από την εφαρμογή του κλιματισμού στους επαγγελματικούς χώρους (γραφεία, καταστήματα, εργοστάσια κ.λ.π) έδωσαν μια γρήγορη ώθηση στις βιομηχανίες παραγωγής κλιματιστικών εξοπλισμών και ένα νέο προσανατολισμό απασχολήσεως ενός μεγάλου αριθμού τεχνικών.

Ενώ η εγκατάσταση θέρμανσης περιορίζεται βασικά στο να θερμαίνει τους χώρους το χειμώνα, η εγκατάσταση αερισμού και κλιματισμού έχει σκοπό να διατηρήσει την κατάσταση του αέρα του χώρου μέσα σε ορισμένα πλαίσια ως προς την θερμοκρασία, υγρασία, μετακίνηση και καθαρότητα. Οι απαιτήσεις που ζητάμε να εκπληρώνονται από τη κατάσταση του αέρα, διαφέρουν πολύ μεταξύ τους, ανάλογα με το είδος του χώρου. Σε χώρους κατοικιών, αρκεί κατά κανόνα ένας απλός αερισμός παραθύρου, ενώ για ορισμένες βιομηχανίες, όπως εργοστάσια παραγωγής ταινιών, εργαστήρια οπτικών κλπ., απαιτούνται εντελώς αυτόματες εγκαταστάσεις κλιματισμού, οι οποίες είναι σε θέση να διατηρήσουν με μεγάλη ακρίβεια κάθε επιθυμητή κατάσταση του αέρα.

Μεταξύ αυτών των δύο οριακών θέσεων, υπάρχουν πολυάριθμες ενδιάμεσες βαθμίδες με διαφορετική επεξεργασία του αέρα για χώρους

συγκεντρώσεων, αίθουσες διδασκαλίας, θέατρα, νοσοκομεία κλπ. Με την άνοδο του βιοτικού επιπέδου, κατασκευάζονται όλο και περισσότερες εγκαταστάσεις κλιματισμού ακόμη και για κατοικίες, κτίρια γραφείων και άλλους χώρους παραμονής. Η τάση αυτή ενισχύεται από την αλλαγή της οικοδομικής τεχνικής (περισσότερο γυαλί και ελαφρότερη κατασκευή), τη μεγαλύτερη χρήση των χώρων (περισσότερο φως και μηχανήματα), και εξαιτίας της επιδείνωσης των συνθηκών του περιβάλλοντος (καύσωνες, θόρυβος, σκόνη, καυσαέρια).

1.3 Ιστορία του αερισμού και κλιματισμού

Θέρμανση του αέρα σε μονολιθικές θερμάστρες είναι οι πρώτες εγκαταστάσεις αερισμού, η προσαγωγή φρέσκου αέρα είναι συνδυασμένη με τη θέρμανση του αέρα. Αργότερα το 19^ο αιώνα κατασκευάστηκαν χτιστές θερμάστρες και καλοριφέρ. Κατά το τέλος του 19^{ου} επήλθε πρόοδος με την ανάπτυξη των αρχών της επιστημονικής υγιεινής (Max von Pettenkofer 1819-1901). Έγιναν έρευνες σχετικά με την ανανέωση του αέρα, υγρασία του αέρα καθαρισμό του αέρα, περιεκτικότητα καυσαερίου του αέρα (μέτρο περιεκτικότητας ανθρακικού οξέος). Με τη ραγδαία ανάπτυξη της ηλεκτροτεχνίας, κατασκευάστηκαν ηλεκτροκίνητοι ανεμιστήρες με κινητήρες συνεχούς ρεύματος για τον αερισμό και την θέρμανση μεγάλων κτηρίων. Η θέρμανση του αέρα γίνεται διαμέσου χυτοσιδηρών πτερυγιοφόρων σωλήνων, ραντιατέρ, σωληνωτών αεροθερμαντήρων. Ο καθαρισμός του αέρα με υφασμάτινα φίλτρα ή στρώσεις κώκ. Το 1890 εφαρμόστηκε για πρώτη φορά η ύγρανση του αέρα διαμέσου μεγάλων λεκανών νερού που θερμαίνονταν με ατμό, λίγο αργότερα εφαρμόστηκε ο διασκορπισμός του νερού διαμέσου ακροφυσίων, δηλαδή το ξεκίνημα του κλιματισμού.

Στη Γερμανία, δημιουργήθηκαν εγκαταστάσεις για την προπαρασκευή του αέρα με κτιστούς θαλάμους. Στις ΗΠΑ εμφανίστηκαν στην αρχή του αιώνα κλιματιστικές μονάδες με κάλυμμα λαμαρίνας με προθερμαντήρα, υγραντήρα και μεταθερμαντήρα. Πατέρας του κλιματισμού ο W.H.Carrier (1876-1950).

Μετά το άλμα του 1920 του αερισμού και κλιματισμού χρησιμοποιούνται κεντρικές κλιματιστικές συσκευές για παροχή ανέσεων (σε θέατρα, κινηματογράφους, κτήρια γραφείων, χώρους συγκεντρώσεων), και τη βιομηχανία, ειδικότερα κατά την επεξεργασία υγροσκοπικών υλών (καπνά, υφάσματα, χαρτί). Για πρώτη φορά χρησιμοποιήθηκαν ψυκτικές μηχανές με αμμωνία και ανθρακικό οξύ σαν ψυκτικό μέσο για την ψύξη και την αφύγρανση του αέρα.

Από το 1930 κατασκευάζονται συσκευές κλιματισμού, δηλαδή συγκροτήματα μέσα στα οποία είναι εγκατεστημένα όλα τα απαραίτητα εξαρτήματα για την παρασκευή του αέρα, όπως: ψυκτικές μηχανές, ανεμιστήρες, θερμαντήρες, φίλτρα κλπ. Νέα μη βλαπτικά για το περιβάλλον ψυκτικά μέσα (φρέον), ερμητικές ψυκτικές μηχανές, κλιματιστικές συσκευές σε μορφή μπαούλου, ντουλάπας και κασόνας, υπάρχουν ακόμα και οι ψυκτικές συσκευές ψύξης αέρα παραθύρων.

Μετά το 1945 έχουμε γρήγορη ανάπτυξη της τεχνικής του κλιματισμού. Εφαρμογή νέων τύπων κατασκευής:

- ⊗ Εγκαταστάσεις κλιματισμού υψηλής πίεσης ενός αεραγωγού για την μείωση των διατομών των αεραγωγών.
- ⊗ Εγκαταστάσεις κλιματισμού δύο αεραγωγών με αεραγωγούς θερμού αέρα και ψυχρού αέρα.
- ⊗ Εγκαταστάσεις ενός και δυο αεραγωγών με μεταβλητή παροχή.
- ⊗ Εγκαταστάσεις κλιματισμού επαγωγής σαν συνδυασμός τοπικών εναλλακτών θερμότητας σε κάθε χώρο και μιας κεντρικής εγκατάστασης κλιματισμού για τη διακίνηση του αέρα μέσω ανεμιστήρων.
- ⊗ Συσκευές αερισμού και κλιματισμού διαφόρου τύπου κατασκευής και μεγέθους.
- ⊗ Κέντρα κλιματισμού δώματος, για χαμηλά κτήρια εργοστασίων.
- ⊗ Εξαρτήματα, όπως ανεμιστήρες, φίλτρα, ρυθμιστές, υγραντήρες, στόμια αεραγωγών κλπ., σε σημαντικά βελτιωμένη μορφή.

Από το 1973 γίνεται εξαιτίας της ύψωσης των τιμών ενέργειας, εξοικονόμηση ενέργειας διαμέσου εγκαταστάσεων επανάκτησης ενέργειας και αντλιών θερμότητας.

Βέβαια στην Ελλάδα δεν έχει ακόμη κατανοηθεί η τεράστια σημασία που παίζει ο κλιματισμός στην ποιότητα και την ποσότητα της παραγωγής, όταν ο εργαζόμενος εργάζεται σ' ένα ευχάριστο κλιματισμένο περιβάλλον και θεωρείται απλώς πολυτέλεια.

Στις προηγμένες όμως, τεχνολογικά χώρες, ο ρόλος του κλιματισμού στην παραγωγή και στο οικονομικό κέρδος έχει πάρει τη σωστή του θέση και ο εξοπλισμός μια επιχειρήσεως με κλιματισμό θεωρείται περισσότερο σαν μια επένδυση και όχι σαν μια δαπάνη πολυτελείας .

1.4 Τι επιδιώκουμε με τον κλιματισμό

Το μεγαλύτερο μέρος της ζωής του σύγχρονου ανθρώπου δαπανάται μέσα σε κλειστούς χώρους εργασίας, ψυχαγωγίας ή και κατοικίας. Επομένως ο άνθρωπος θα πρέπει να φροντίζει, οι χώροι αυτοί να είναι και υγιεινής και ευχάριστοι. Οι στόχοι αυτοί μπορούν να πραγματοποιηθούν με την εγκατάσταση κλιματισμού. Τα σπουδαιότερα από τα στοιχεία του αέρα, ενός κλειστού χώρου που μπορεί να ελέγχει ο κλιματισμός (Air conditioning) και να μας εξασφαλίζει έτσι άνεση και υγιεινό περιβάλλον είναι:

- ❖ Η θερμοκρασία
- ❖ Η υγρασία
- ❖ Η καθαριότητα του αέρα. Ο αέρας που προσάγεται σε ένα κλιματιζόμενο χώρο, πρέπει να είναι απαλλαγμένος από ξένα σωματίδια, σε ειδικές περιπτώσεις και από μικρόβια. Ο καθαρισμός του αέρα εξασφαλίζεται με ειδικά για κάθε περίπτωση φίλτρα.
- ❖ Η κίνηση του αέρα μέσα στο χώρο. Ο αέρας του χώρου, αφενός μεν πρέπει να ανανεώνεται , αφετέρου δεν πρέπει να κατανέμεται ομοιόμορφα και να περιορίζεται η δημιουργία επικίνδυνων ρευμάτων.

Ø Η στάθμη θορύβου. Είναι δυνατόν μια κλιματιστική εγκατάσταση να εξασφαλίζει και τους τέσσερις πρώτους στόχους του κλιματισμού. Όμως αν η στάθμη θορύβου ξεπερνά ορισμένα όρια, η παραμονή του ανθρώπου στον κλιματιζόμενο χώρο δεν είναι καθόλου ευχάριστη και σε υπερβολικά υψηλή στάθμη θορύβου καθόλου υγιεινή.

Μια κλιματιστική εγκατάσταση θεωρείται πετυχημένη μόνον όταν και οι πέντε προαναφερθέντες παράγοντες βρίσκονται μέσα στα όρια τα επιτρεπτά, που θα επιτρέπουν στον άνθρωπο να απολαμβάνει πραγματικά το περιβάλλον στο οποίο ζει με όλα τα προκύπτοντα οικονομικά οφέλη για τις επιχειρήσεις.

1.5 Κατάταξη των εγκαταστάσεων κλιματισμού

Η κατάταξη των κλιματιστικών εγκαταστάσεων και των μονάδων κλιματισμού γενικότερα, μπορεί να γίνει με πάρα πολλά κριτήρια. Αναλόγως λοιπόν του τι λαβαίνουμε υπόψη μας σε κάθε περίπτωση, μπορούμε να κατατάξουμε τις εγκαταστάσεις κλιματισμού στις ακόλουθες κατηγορίες:

A) Ως προς τον άμεσο σκοπό: Σε αυτήν την κατηγορία των εγκαταστάσεων ανήκουν οι δύο τύποι κλιματισμού:

- Ø Ο κλιματισμός ανέσεως .
- Ø Ο βιομηχανικός κλιματισμός .

Τα συστήματα κλιματισμού της πρώτης κατηγορίας έχουν σαν σκοπό την δημιουργία τεχνητών ατμοσφαιρικών συνθηκών σε ένα κλειστό χώρο, για την άνετη και υγιεινή παραμονή του ανθρώπου. Τέτοιου είδους εγκαταστάσεις είναι ο κλιματισμός διαμερισμάτων βιβλιοθηκών, θεάτρων, σχολείων κλπ.

Η κατηγορία των εγκαταστάσεων κλιματισμού βιομηχανικού τύπου, έχει σαν σκοπό την εξυπηρέτηση της παραγωγής και όχι την άνεση των ανθρώπων που εργάζονται στους χώρους του βιομηχανικού κλιματισμού. Βέβαια πολλές φορές ο βιομηχανικός κλιματισμός δυνατόν να παρέχει και άνεση στους εργαζομένους, αλλά εντελώς συμπτωματικά. Στο χώρο συσκευασίας π.χ. των

εργοστασίων σοκολατοποιίας, ο κλιματισμός εξασφαλίζει μια θερμοκρασία γύρω στους 17°C. Η θερμοκρασία αυτή είναι κατάλληλη για την εργασία της συσκευασίας της σοκολάτας δεν εξασφαλίζει όμως και άνεση στους εργαζομένους (κρυώνουν). Τέτοιου είδους εγκαταστάσεις κλιματισμού μπορεί κανείς να συναντήσει στις χαρτοποιίες, στα υφαντουργία, στα εργοστάσια γλυκισμάτων κλπ.

B) Ως προς την εποχή: ανάλογα με την εποχή κατά την οποία πρόκειται να λειτουργήσουν οι κλιματιστικές εγκαταστάσεις διακρίνονται στις ακόλουθες κατηγορίες:

- ❖ Στις κλιματιστικές εγκαταστάσεις χειμώνα (χειμερινός κλιματισμός).
- ❖ Στις εγκαταστάσεις θερινού κλιματισμού και
- ❖ Στις εγκαταστάσεις κλιματισμού για όλες τις εποχές.

Οι εγκαταστάσεις της πρώτης κατηγορίας είναι οι λεγόμενες κεντρικές ή ημικεντρικές θερμάνσεις με αέρα που εξασφαλίζουν κατάλληλες συνθήκες ανέσεως για το χειμώνα.

Το σπουδαιότερο πρόβλημα του χειμερινού κλιματισμού είναι ο έλεγχος της υγρασίας του χώρου και η διατήρηση της στα επιθυμητά επίπεδα.

Αντίθετα ο θερινός κλιματισμός εξασφαλίζει συνθήκες ανέσεως για το καλοκαίρι.

Το πρόβλημα στο θερινό κλιματισμό είναι η αφαίρεση της υπερβολικής υγρασίας που περιέχει ο κλιματιζόμενος αέρας του καλοκαιριού, όταν ψύχεται στη θερμοκρασία που εμείς επιθυμούμε.

Μια εγκατάσταση κλιματισμού όμως παίρνει ολοκληρωμένη μορφή με την έννοια της ικανοποίησης όλων των στόχων του κλιματισμού, όταν συνυπάρχει ο χειμερινός και θερινός κλιματισμός. Γι' αυτό, κατά κανόνα όταν μιλάμε για κλιματιστική εγκατάσταση μιας οικοδομής θα εννοούμε πάντα κλιματισμό για όλες τις εποχές (χειμερινός-θερινός κλιματισμός).

Μια εγκατάσταση κλιματισμού χειμώνα – θέρους είναι οικονομικότερη από απόψεως κατασκευής, συντηρήσεως, λειτουργικότητας και οικονομίας χώρου, σε σύγκριση με εγκαταστάσεις δυο ξεχωριστών συστημάτων κλιματισμού (χειμερινού και θερινού). Συμβαίνει δηλαδή πολλές φορές μια οικοδομή να έχει μόνο θέρμανση και κατόπιν αποφασίζεται η τοποθέτηση και θερινού κλιματισμού. Σ' αυτήν την περίπτωση θα ήταν προτιμότερη η κατάργηση του ήδη υπάρχοντος συστήματος θερμάνσεως (εκτός βέβαια ορισμένων εξαρτημάτων όπως ο λέβητας κλπ.) και η εγκατάσταση μιας ολοκληρωμένης εγκαταστάσεως χειμώνα- θέρους που θα έχει τα πλεονεκτήματα που προαναφέρθηκαν.

Γ) Ως προς το είδος των κλιματιστικών μηχανημάτων:

Η μεγάλη ποικιλία κλιματιστικών μηχανημάτων που κυκλοφορούν στο εμπόριο δημιουργεί δυσκολίες στη κατάταξη των κλιματιστικών εγκαταστάσεων ως προς το είδος του μηχανήματος που χρησιμοποιείται. Όμως γενικώς μπορούμε να τις κατατάξουμε σε τρεις μεγάλες κατηγορίες, στις οποίες υπάγεται ένας μεγάλος αριθμός υποκατηγοριών:

- ❖ Στις κεντρικές κλιματιστικές εγκαταστάσεις, που προορίζονται για το κλιματισμό ολόκληρης της οικοδομής στις οποίες τοποθετούνται.
- ❖ Στις ημικεντρικές αυτόνομες εγκαταστάσεις που εξυπηρετούν τοπικές ανάγκες ενός ορόφου ή διαμερίσματος. Συναντώνται σε διάφορα μεγέθη και σχήματα, έχουν δε το πλεονέκτημα της απλότητας στην εγκατάσταση και της αυτόνομης λειτουργίας ανεξάρτητα από τους υπόλοιπους ορόφους ή τα διαμερίσματα της οικοδομής.
- ❖ Στις μικρές τοπικές κλιματιστικές μονάδες δωματίου. Προορίζονται για την εξυπηρέτηση ενός μόνου δωματίου και συναντιόνται σε ένα πλήθος μοντέλων, από απόψεως διαστάσεων και ισχύος έτσι ώστε να είναι δυνατή και εύκολη η τοποθέτηση τους στο δωμάτιο και η ικανοποίηση των

απαιτούμενων συνθηκών ανέσεως σε κάθε μεμονωμένο χώρο που δεν διαθέτει κεντρικό κλιματισμό.

Οι μονάδες δωματίου συναντιόνται σε δύο τύπους :

- ◆ Στις μονάδες δωματίου τύπου παραθύρου ή οροφής και
- ◆ Στις διαιρούμενες μονάδες γνωστές σαν Split Units.

Όπως καταλαβαίνει κανείς στις εγκαταστάσεις κλιματισμού των δύο τελευταίων κατηγοριών και ειδικότερα μονάδες δωματίου, ο έλεγχος της υγρασίας, της ταχύτητας του αέρα και της στάθμης θορύβου, είναι σχεδόν αδύνατη. Επομένως θα πρέπει να εννοηθεί ότι μόνο με κεντρικό κλιματισμό είναι δυνατόν να πάρουμε ιδανική κατάσταση αέρα με ικανοποίηση και των πέντε στόχων μια εγκατάστασης κλιματισμού.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

ΘΕΡΜΟΜΟΝΩΣΗ

2.1 Γενικά

Το χειμώνα, οι κλειστοί χώροι έχουν συνήθως υψηλότερη θερμοκρασία από το ψυχρό φυσικό περιβάλλον. Παρατηρείται ροή θερμότητας από τους κλειστούς χώρους προς το περιβάλλον. Η ροή αυτή πραγματοποιείται από τα σταθερά τοιχώματα, από τα κλειστά κατά τεκμήριο κουφώματα, αλλά και εξαιτίας ρευμάτων από τις χαραμάδες και τα περιοδικά ανοίγματα θυρών και παραθύρων. Η ροή θερμότητας είναι τόσο περισσότερη έντονη, όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασιακή διαφορά, όσο ασθενέστερα είναι τα στερεά τοιχώματα (τοίχοι, κουφώματα), όσο περισσότερες χαραμάδες υπάρχουν και όσο συχνότερα ανοίγουν οι πόρτες και τα παράθυρα. Το καλοκαίρι παρατηρείται ανάλογο φαινόμενο με αντίστροφη ροή θερμότητας .

Προκύπτει λοιπόν ανάγκη προσθήκης θερμότητας στους χώρους (τον χειμώνα) και απομακρύνσεως θερμικών φορτίων(το καλοκαίρι). Οι αναγκαίες ποσότητες θερμότητας πρέπει να προστίθενται ή να αφαιρούνται με ρυθμό ανάλογο των αναγκών. Είναι επομένως σημαντική η εξοικονόμηση ενέργειας στη δομή των κτηρίων, κατά τρόπο ώστε να μειώνουν, κατά το δυνατό, τις αναγκαίες προσθαφαιρέσεις ενέργειας.

Οι προδιαγραφές θερμομονώσεως μιας κτιριακής κατασκευής είναι τόσο αυστηρές (άρα και δαπανηρότερη κατασκευή), όσο περισσότερο ακραίες

θερμοκρασιακές καταστάσεις θα έχει να αντιμετωπίσει το κτίριο και όσο περισσότερο απαιτητικοί είναι οι χρήστες των χώρων.

Με την θερμομόνωση επιδιώκουμε κατ' αρχήν να μειώσουμε την ποσότητα ροής θερμότητας από ή προς ένα χώρο. Με τη θερμομόνωση π.χ. μιας κατοικίας, μειώνουμε, κατά την χειμερινή περίοδο, την ποσότητα ροής της θερμότητας προς το περιβάλλον και επιτυγχάνουμε διατήρηση της "επιθυμητής" θερμοκρασίας. Αντίστοιχα κατά τη θερινή περίοδο, η θερμομόνωση επιβραδύνει την εισροή εξωτερικής θερμότητας και επιτρέπει στα μηχανήματα κλιματισμού να λειτουργούν με πολύ μικρότερο κόστος.

Με τη θερμομόνωση μπορούμε να μειώσουμε τις δαπάνες (σε ενέργεια και χρήματα) θερμάνσεως των κατοικιών από 30% μέχρι και 60%.

Στην μελέτη που πραγματοποιούμε γνωρίζουμε τα υλικά και τις διαστάσεις του τοίχου, της οροφής και του δαπέδου του κτηρίου, καθώς επίσης και τον τύπο παραθύρων και θυρών που επιλέχτηκαν στο κτήριο. Με βάση τα παραπάνω ανατρέχουμε σε κατάλληλους πίνακες για την εύρεση του συντελεστή αγωγιμότητας λ για κάθε στοιχείο και υπολογίζουμε το συντελεστή θερμοπερατότητας k για τοίχους οροφή και το δάπεδο του κτηρίου. Τέλος για θύρες και παράθυρα ο συντελεστής θερμοπερατότητας k επιλέγεται από κατάλληλους πίνακες .

2.2 Συντελεστής θερμοπερατότητας

Για τον υπολογισμό του συντελεστή θερμοπερατότητας K ισχύει :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{εσωτ}}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_{\text{εξωτ}}}} \quad (2.1)$$

k : είναι συντελεστής θερμοπερατότητας $\frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$

ΘΕΡΜΟΜΟΝΩΣΗ

$\alpha_{\text{εσωτ}}$, $\alpha_{\text{εξωτ}}$: είναι οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας από χώρο προς τοίχο

και από περιβάλλον προς τοίχο $\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$ από Πίνακα 2.1

λ : είναι ο συντελεστής αγωγής θερμότητας $\frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$ από Πίνακα 2.2

δ : είναι το πάχος υλικού m.

Για την δεύτερη περίπτωση όπου αφορά την επιλογή του συντελεστή θερμοπερατότητας k για θύρες και παράθυρα επιλέγεται από τον παρακάτω Πίνακα 2.3.

Πίνακας 2.1 Αντιστάσεις θερμικής μεταβάσεως

ΣΤΟΙΧΕΙΑ	$1/\alpha_{\text{εσωτ}}$		$1/\alpha_{\text{εξωτ}}$	
Εξωτερικοί τοίχοι	0,14	0,12	0,05	0,04
Οροφές				
Pilotis				
Επενδύσεις τοίχων με κυκλοφορία αέρα πίσω απ' αυτές	0,14	0,12	0,05	0,04
Κεκλιμένες στέγες	0,14	0,12	0,14	0,12
Οροφές κάτω από στέγες όταν στο χώρο μεταξύ της οροφής και της κεκλιμένης στέγης δεν κυκλοφορεί αέρας				
Οροφές υπογείων	0,20	0,17	0,20	0,17
Οροφές μη θερμαινόμενων χώρων				
Εσωτερικές στοές ανοικτές	0,20	0,17	0,05	0,04
Δάπεδα που συνορεύουν με το έδαφος	0,20	0,17	0	0
Τοίχοι που συνορεύουν με το έδαφος	0,14	0,12	0	0

Ο συντελεστής θερμοαγωγιμότητας λ ενός υλικού, είναι το σημαντικότερο υπολογιστικό μέγεθος στην τεχνική των μονώσεων. Είναι μια ιδιότητα της ύλης που δίνει τη ποσότητα της θερμότητας που ρέει ωριαία

διαμέσου μιας στρώσης πάχους 1m και διατομής 1m². ο συντελεστής θερμοαγωγιμότητας λ δεν είναι κανένα σταθερό μέγεθος μεγαλώνει με την άνοδο της θερμοκρασίας και είναι τόσο μικρότερος όσο μικρότερο είναι το υλικό βάρος. Αέρας με $\lambda = 0,0198 \text{ Kcal/ m}\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{C}$ έχει μικρή θερμοαγωγιμότητα.

Πίνακας 2.2 Πυκνότητα και συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας

Υλικό	Πυκνότητα ρ Kg/m ³	Συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας λ	
		Kcal/ m·h·°C	W/m·K
Ασβεστοκονίαμα	1680	0,75	0,87
Γύψος	1650	0,25	0,29
Μάρμαρο	2700	3,00	3,49
Ξύλο βελανιδιάς (κάθετα στα νερά)	800	0,178	0,207
(παράλληλα στα νερά)	800	0,312	0,363
Πετροβάμβακας	200	0,04	0,047
Πλακάκι	1400	0,14	0,163
Οπλισμένο σκυρόδεμα	2300	1,75	2,04
Τούβλο οικοδομικό	800 - 1500	0,45	0,52
Τούβλο πυρίμαχο	1900	0,70	0,814
Φελλός (κόκκοι)	45	0,033	0,038
Φελλός (πλάκα)	190	0,036	0,042
Διογκωμένη πολυστερίνη	90	0,035	0,041
Κισηρόδεμα	750	0,30	0,349
Τσιμέντο πλήρωσης	1700	0,75	0,87

Πίνακας 2.3 Συντελεστής θερμοπερατότητας ανοιγμάτων k

Τύπος ανοίγματος	Υλικό πλαισίου			
	Ξύλο, Συνθετικό υλικό		Χάλυβα, άλλα μέταλλα,σκυρόδεμα	
	Συντελεστής θερμοπερατότητας			
	Kcal/m ² h°C	W/m ² K	Kcal/m ² h°C	W/m ² K
Απλό τζάμι	4.5	5.23	5.0	5.81
Διπλό μονωτικό τζάμι με διάκενο 6mm	2.8	3.26	3.2	3.72
Διπλό μονωτικό τζάμι με διάκενο 12mm	2.6	3.02	3.0	3.49
Διπλό τζάμι με απόσταση 2cm<S< 4cm	2.2	2.56	2.6	3.02
Διπλό τζάμι με απόσταση 4cm<S< 7cm	2.0	2.33	2.4	2.79
Διπλό παράθυρο με απόσταση τζαμιών ≥ 7cm	2.2	2.56	-	-
Τοίχος από γυάλινα τούβλα πάχους 80mm	-	-	3.0	3.49
Άνευ τζαμιών ξύλινο άνοιγμα	3.0	3.49	5.0	5.81
Θύρα εξωτερική	3.0	3.49	5.0	5.81
Θύρα εσωτερική	2.0	2.33	2.4	2.79

2.3 Υπολογισμός συντελεστή θερμοπερατότητας k δομικών στοιχείων

Αρχικά θα υπολογίσουμε το συντελεστή θερμοπερατότητας k για τον εξωτερικό τοίχο (Σχήμα 2.1) ο οποίος διαμορφώνεται ως εξής:

Το θερμομονωτικό υλικό είναι φελλός σε μορφή πλάκας πάχους $\delta=0.05\text{m}$ το οποίο τοποθετείται μεταξύ δύο δομικών τοίχων πάχους $\delta=0,09\text{ m}$,επίσης υπάρχει εξωτερικό και εσωτερικό επίχρισμα $\delta=0,015\text{ m}$.

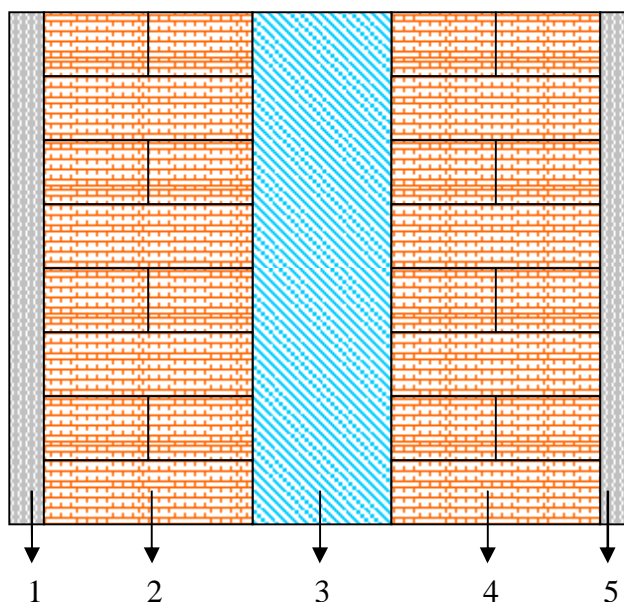
Οι συντελεστές αγωγιμότητας λ επιλέγονται από τον παραπάνω Πίνακα 2.2 και είναι:

∅ Για φελλός σε μορφή πλάκας $\lambda=0,036 \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$

∅ Για τούβλο $\lambda=0,45 \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$

∅ Για ασβεστοκονίαμα $\lambda=0,75 \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$

Η επιλογή των συντελεστών μεταφοράς από χώρο προς τοίχο και από περιβάλλον προς τοίχο είναι $\alpha_{\epsilon\sigma\omega\tau}=7 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$, $\alpha_{\epsilon\zeta\omega\tau}=25 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$ επιλέγονται από τον παραπάνω πίνακα και είναι ίδιοι για όλους τους υπολογισμούς.



Σχήμα 2.1 Εξωτερικός τοίχος με θερμομόνωση

Στον παρακάτω Πίνακα 2.4 αναγράφονται το πάχος και ο συντελεστής για κάθε υλικό του εξωτερικού τοίχου με θερμομόνωση.

Πίνακας 2.4 Πάχος δ και συντελεστής λ για κάθε υλικό

A/A	ΕΙΔΟΣ	δ (m)	λ (Kcal/h·m·°C)
1	Ασβεστοκονίαμα	0,015	0,75
2	Τούβλο	0,09	0,45
3	Φελλός σε μορφή πλάκας	0,05	0,036
4	Τούβλο	0,09	0,45
5	Επίχρισμα Ασβεστοκονίαμα	0,015	0,75

Όπως προαναφέραμε για το υπολογισμό του συντελεστή θερμοπερατότητας k του εξωτερικού τοίχου με θερμομόνωση χρησιμοποιούμε τη σχέση (2.1) και με βάση τα δεδομένα του Πίνακα 2.4 υπολογίζουμε το συντελεστή k .

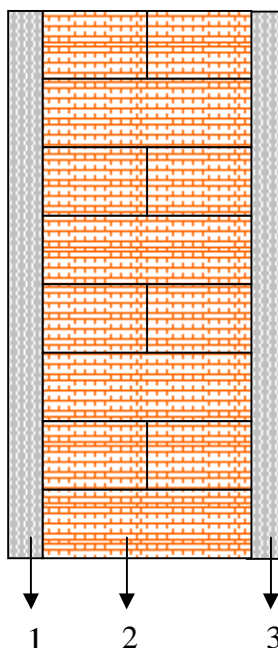
$$k = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{0,015}{0,75} + \frac{0,09}{0,45} + \frac{0,05}{0,036} + \frac{0,09}{0,45} + \frac{0,015}{0,75} + \frac{1}{25}} \Rightarrow$$

$$k = 0,68 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Ο εσωτερικός τοίχος (Σχήμα 2.2) είναι δρομικός από τούβλο πάχος $\delta=0,09$ m και εσωτερικά και εξωτερικά επικαλύπτεται με επίχρισμα πάχους $\delta=0,015$ m. Από παραπάνω πίνακα οι συντελεστές αγωγιμότητας είναι:

Ø Για τούβλο $\lambda=0,45 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$

Ø Για ασβεστοκονίαμα $\lambda=0,75 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$



Σχήμα 2.2 Εσωτερικός τοίχος

Στον Πίνακα 2.5 αναγράφονται το πάχος και ο συντελεστής για κάθε υλικό του εσωτερικού τοίχου.

Πίνακας 2.5 Πάχος και συντελεστής για κάθε υλικό

A/A	ΕΙΔΟΣ	δ (m)	λ (Kcal/h·m·°C)
1	Ασβεστοκονίαμα	0,015	0,75
2	Τούβλο	0,09	0,45
3	Ασβεστοκονίαμα	0,015	0,75

Για το υπολογισμό του συντελεστή θερμοπερατότητας k του εσωτερικού τοίχου χρησιμοποιούμε τη σχέση (2.1) και με βάση τα δεδομένα του Πίνακα 2.5 υπολογίζουμε το συντελεστή k .

$$k = \frac{1}{0,14 + \frac{0,015}{0,75} + \frac{0,09}{0,45} + \frac{0,015}{0,75} + 0,14} \Rightarrow$$

$$k = 1,92 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

Η οροφή (Σχήμα 2.3) αποτελείται από τα επιμέρους στοιχεία:

- ⊗ Πλάκες ελαφρόπετρας πάχους $\delta=0,020m$ και συντελεστής αγωγής

θερμότητας $\lambda=3,0 \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$

- ⊗ Κισηρόδεμα πάχους $\delta=0,50m$ και συντελεστής αγωγής θερμότητας

$\lambda=0,3 \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$

- ⊗ Οπλισμένο σκυρόδεμα πάχους $\delta=0,15m$ και συντελεστής αγωγής

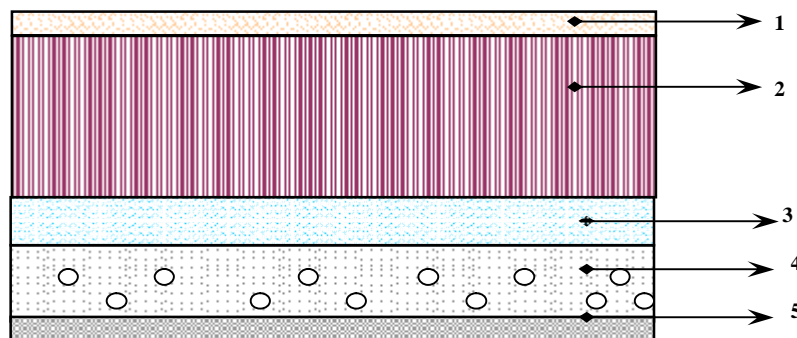
θερμότητας $\lambda=1,75 \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$

- ⊗ Θερμομονωτικό υλικό διογκωμένη πολυστερίνη πάχους $\delta=0,030m$ και

συντελεστής αγωγής θερμότητας $\lambda=0,35 \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$

- ⊗ Ασβεστοκονίαμα πάχους $\delta=0,015m$ και συντελεστής αγωγής θερμότητας

$\lambda=0,75 \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$



Σχήμα 2.3 Οροφή

Στον παρακάτω Πίνακα 2.6 αναγράφονται το πάχος και ο συντελεστής για κάθε υλικό της οροφής.

Πίνακας 2.6 Πάχος και συντελεστής για κάθε υλικό

A/A	ΕΙΔΟΣ	δ (m)	λ (Kcal/h·m·°C)
1	Πλάκες ελαφρόπετρας	0,020	3,0
2	Κισηρόδεμα	0,50	0,3
3	Διογκωμένη πολυστερίνη	0,03	0,035
4	Οπλισμένο σκυρόδεμα	0,15	1,75
5	Ασβεστοκονίαμα	0,015	0,75

Για το υπολογισμό του συντελεστή θερμοπερατότητας k της οροφής χρησιμοποιούμε τη σχέση (2.1) και με βάση τα δεδομένα του Πίνακα 2.6 υπολογίζουμε το συντελεστή k .

$$k = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{0,015}{0,75} + \frac{0,15}{1,75} + \frac{0,05}{0,035} + \frac{0,50}{0,30} + \frac{0,02}{3} + \frac{1}{25}} \Rightarrow$$

$$k = 0,35 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

Το δάπεδο (Σχήμα 2.4) αποτελείται από τα επιμέρους στοιχεία :

- ⊗ Μάρμαρο πάχους $\delta=0,020m$ και συντελεστής αγωγής θερμότητας

$$\lambda=3,0 \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$$

- ⊗ Τσιμέντο πλήρωσης πάχους $\delta=0,020m$ και συντελεστής αγωγής θερμότητας

$$\lambda=0,75 \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$$

- ⊗ Μονωτικό(διογκωμένη πολυστερίνη) πάχους $\delta=0,050m$ και συντελεστής

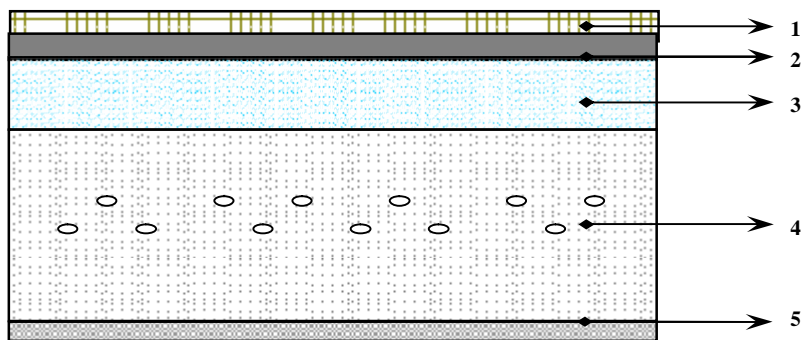
$$\text{αγωγής θερμότητας } \lambda=0,035 \frac{Kcal}{h \cdot m \cdot ^\circ C}$$

- Ø Σκυρόδεμα πάχους $\delta=0,15\text{m}$ και συντελεστής αγωγής θερμότητας

$$\lambda=1,75 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$

- Ø Ασβεστοκονίαμα πάχους $\delta=0,015\text{m}$ και συντελεστής αγωγής θερμότητας

$$\lambda=0,75 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C}}$$



Σχήμα 2.4 Δάπεδο

Στον παρακάτω Πίνακα 2.7 αναγράφονται το πάχος και ο συντελεστής για κάθε υλικό του δαπέδου.

Πίνακας 2.7 Πάχος και συντελεστής για κάθε υλικό

A/A	ΕΙΔΟΣ	δ (m)	λ (Kcal/h·m·°C)
1	Μάρμαρο	0,020	3,000
2	Τσιμέντο πλήρωσης	0,020	0,750
3	Μονωτικό(διογκωμένη πολυστερίνη)	0,050	0,035
4	Σκυρόδεμα	0,150	1,750
5	Ασβεστοκονίαμα	0,015	0,75

Για το υπολογισμό του συντελεστή θερμοπερατότητας k του δαπέδου χρησιμοποιούμε τη σχέση (2.1) και με βάση τα δεδομένα του Πίνακα 2.7 υπολογίζουμε το συντελεστή k .

$$k = \frac{1}{\frac{1}{7} + \frac{0,020}{3} + \frac{0,020}{0,750} + \frac{0,050}{0,035} + \frac{0,15}{1,75} + \frac{0,015}{0,75} + \frac{1}{25}} \Rightarrow$$

$$k = 0,54 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$$

2.4 Επιλογή συντελεστή θερμοπερατότητας k για θύρες και παράθυρα

Τα υλικά κατασκευής των εσωτερικών και εξωτερικών θυρών καθώς και των παραθύρων είναι από ξύλο. Το παράθυρο δέχεται υαλοπίνακα διπλό διάκενο 12mm για καλύτερο βαθμό θερμομόνωσης από παραπάνω Πίνακα 2.3

επιλέγουμε συντελεστή θερμοπερατότητας $k=2,6 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$

Για θύρα εσωτερική επιλέγουμε $k=2,0 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$

Για θύρα εξωτερική επιλέγουμε $k=3,0 \frac{Kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$

Για τον υπολογισμό των θερμικών απωλειών για τον χειμώνα οι παραπάνω συντελεστές θερμοπερατότητας ισχύουν όπως έχουν. Όμως για τον υπολογισμό των θερμικών κερδών για το καλοκαίρι ισχύουν τα ίδια εκτός από τον συντελεστή θερμοπερατότητας της οροφής που για το θέρος το λαμβάνουμε λίγο διαφορετικό όπως θα δούμε στο αντίστοιχο κεφάλαιο της ψύξης διότι δεν υπάρχει επακριβώς η τιμή που υπολογίσαμε έτσι ώστε να συμπίπτουν τα υπόλοιπα δεδομένα που είναι απαραίτητα για τον υπολογισμό των θερμικών κερδών με τη μέθοδο ASHRAE.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

ΑΕΡΑΓΩΓΟΙ

3.1 Γενικά

Οι αεραγωγοί χρησιμεύουν για τη μεταφορά του αέρα στους χώρους ή για την απαγωγή του αέρα από τους χώρους. Αποτελούν ένα σημαντικό μέρος της εγκατάστασης, τόσο ως προς το κόστος όσο και ως προς τη σημασία και θα έπρεπε συνεπώς να μελετώνται και να κατασκευάζονται με μεγάλη προσοχή. Επειδή οι αεραγωγοί ρυπαίνονται εύκολα, ισχύει βασικά η αρχή να κατασκευάζουμε δίκτυα όσο το δυνατόν πιο μικρά σε μήκος. Σε κατάλληλες θέσεις πρέπει να προβλέπονται ανοίγματα καθαρισμού.

Απαιτήσεις που θέτουμε στο υλικό: εσωτερικά λεία επιφάνεια, να μην συγκεντρώνουν σκόνη και να καθαρίζονται εύκολα, να έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής, να μην είναι υγροσκοπικά, να μην καίγονται, να είναι ανθεκτικά στη διάβρωση και ελαφρά.

Όταν μιλάμε για κλιματισμό ενός χώρου, στην πραγματικότητα, εννοούμε κλιματισμό αέρα και εν συνέχεια προσαγωγή τούτου στο χώρο. Θα πρέπει εδώ να τονιστεί η μεγάλη σημασία που παίζουν οι τρεις σοβαροί παράγοντες για έναν σωστό κλιματισμό:

- ❖ Η σωστή ψυχομετρική κατάσταση του προσαγόμενου αέρα (θερμοκρασία, υγρασία κ.λ.π.).
- ❖ Η σωστή ποσότητα κλιματισμένου αέρα για κάθε χώρο (m^3/h) και
- ❖ Η σωστή ποσότητα αέρα σ' ένα χώρο πρέπει, απαραίτητως, να προσάγεται χωρίς υπερβολική ταχύτητα και θόρυβο, διότι τότε θα έχουμε επικίνδυνα

ρεύματα αέρα και γενικά θα λείπει η άνεση που επιδιώκεται με το κλιματισμό.

Πέραν των ανωτέρω τριών παραγόντων, θα πρέπει να έχουμε πάντα υπόψη μας και τις εξής γενικές :

∅ Η ολική ποσότητα κλιματισμένου αέρα εξαρτάται:

- a) Από το ολικό αισθητό φορτίο κάθε χώρου
- b) Από τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του αέρα τροφοδοτήσεως και της θερμοκρασίας που θέλουμε στο κλιματιζόμενο χώρο (ΔT).

∅ Με τις παρακάτω σχέσεις (3.1) και (3.2) θα ελέγξουμε στα αντίστοιχα κεφάλαια αν ο αέρας επαρκεί για θέρμανση και για ψύξη του χώρου, οι σχέσεις αυτές μας δίνουν το απαιτούμενο ποσό κλιματισμένου αέρα είναι:

$$V\dot{=} = \frac{Q}{1,08 \cdot (t_2 - t_1)} \quad (3.1)$$

όπου:

$V\dot{}$: είναι η παροχή απαιτούμενου κλιματιζόμενου αέρα σε c.f.m.

Q : για το χειμώνα είναι το ολικό φορτίο σε Btu/h, ενώ για το καλοκαίρι είναι το ενεργό αισθητό φορτίο σε Btu/h.

t_1 : είναι η θερμοκρασία αέρα τροφοδοτήσεως του κλιματιζόμενου χώρου, σε °F.

t_2 : είναι η επιθυμητή θερμοκρασία του κλιματιζόμενου χώρου, σε °F.

Η αντίστοιχη σχέση στο μετρικό σύστημα είναι:

$$V\dot{=} = \frac{Q}{0,29 \cdot (T_2 - T_1)} \quad (3.2)$$

όπου:

$V\dot{}$: είναι η παροχή απαιτούμενου κλιματιζόμενου αέρα σε m³/h.

Q : για το χειμώνα είναι το ολικό φορτίο σε Kcal/h, ενώ για το καλοκαίρι είναι το ενεργό αισθητό φορτίο σε Kcal/h.

T_1 : είναι η θερμοκρασία αέρα τροφοδοτήσεως του κλιματιζόμενου χώρου, σε $^{\circ}\text{C}$.

T_2 : είναι η επιθυμητή θερμοκρασία του κλιματιζόμενου χώρου, σε $^{\circ}\text{C}$.

Χρόνος αλλαγών μικρότερος των 7 λεπτών και μεγαλύτερος των 12 λεπτών πρέπει να αποφεύγεται, διότι στην πρώτη περίπτωση δημιουργούνται ισχυρά ρεύματα και θόρυβος και στη δεύτερη περίπτωση δεν δίνεται στο χώρο η φρεσκάδα του αέρα που περιμένει κανείς σ' ένα κλιματιζόμενο χώρο.

Ø Πάντως αν προκύψουν από τους υπολογισμούς αλλαγές αέρα σε διάστημα μικρότερο των 7 λεπτών της ώρας, δύο πράγματα μπορούμε να κάνουμε:

- a) Να μειώσουμε το αισθητό φορτίο του χώρου με κάποιο τρόπο (Μόνωση στους τοίχους, ελάττωση της θερμότητας από ακτινοβολία κ.λ.π.)
- b) Να αυξήσουμε το (ΔT) μεταξύ προσαγόμενου αέρα και θερμοκρασίας χώρου.

Ένας άλλος τρόπος υπολογισμού του απαιτούμενου αέρα είναι να υπολογίσουμε τον όγκο του κτηρίου με γνωστές διαστάσεις ύψους, μήκους και πλάτους. Έπειτα πολλαπλασιάζουμε τον όγκο με τον αριθμό εναλλαγών του αέρα. Ένα μέρος από αυτή την ποσότητα που θα υπολογίσουμε πρέπει να είναι φρέσκος από το περιβάλλον, αυτό εξαρτάται από τον αριθμό των ατόμων και τη δραστηριότητα που ασκούν. Όλα αυτά θα τα εφαρμόσουμε σε παρακάτω εδάφιο όπου θα αναφερθούν οι λεπτομέρειες.

3.2 Υλικά και τρόποι κατασκευής των αεραγωγών

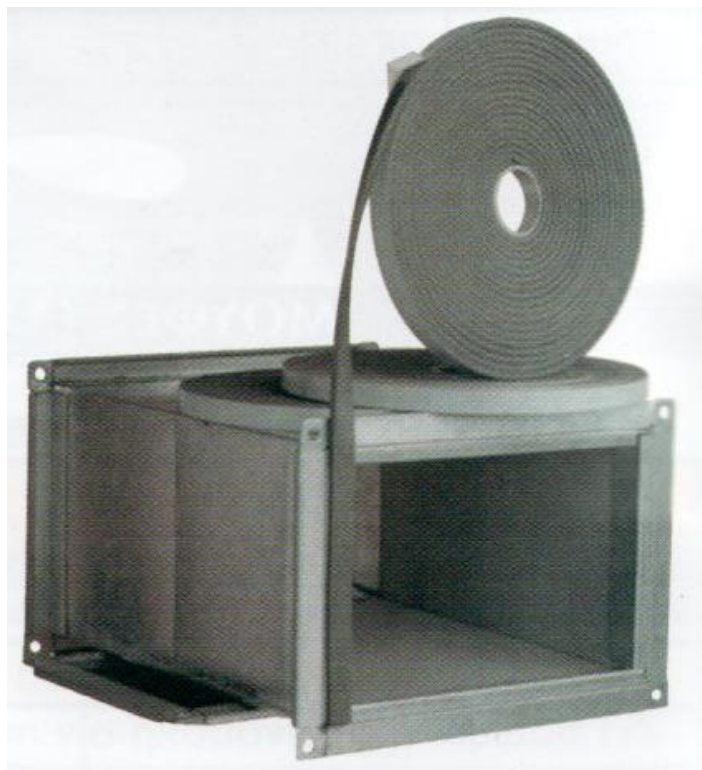
Οι αεραγωγοί προσαγωγής και επιστροφής κατασκευάζονται συνήθως από τα ακόλουθα υλικά:

- a) Από γαλβανισμένη λαμαρίνα
- b) Από φύλλα αλουμινίου
- c) Από πλαστικό

- d) Από σελοτέξ
- e) Από φίμπεργκλας και
- f) Από ειδικής κατασκευής υαλοβάμβακα

Οι αεραγωγοί κατασκευάζονται συνήθως ορθογώνιοι (Εικόνα 3.1) διότι εξυπηρετούν τους αρχιτεκτονικούς σκοπούς του χώρου. Αυτό δεν σημαίνει ότι οι ορθογώνιοι αεραγωγοί είναι και οι καλύτεροι. Αντίθετα οι κυκλικής διατομής αεραγωγοί παρουσιάζουν τις λιγότερες τριβές από κάθε άλλου είδους διατομή, και είναι οικονομικότεροι στην κατασκευή. Γι' αυτό το λόγω και προτιμώνται σε εκτεταμένα δίκτυα.

Όσο πιο μικρός είναι ο λόγος των πλευρών ενός ορθογώνιου αεραγωγού, τόσο λιγότερες τριβές παρουσιάζει και τόσο οικονομικότερη γίνεται η εγκατάσταση. Έτσι ο τετράγωνος αεραγωγός που έχει λόγο πλευρών ίσο με την μονάδα (1:1) είναι ο πλέον οικονομικός από κάθε άλλης μορφής ορθογωνικό αεραγωγό.



Εικόνα 3.1 Ορθογωνικός αεραγωγός

Παρά τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζουν οι στρογγυλοί και οι τετράγωνοι αεραγωγοί, τις περισσότερες φορές δεν προτιμώνται για λόγους αισθητικούς και χώρου.

Τα δίκτυα αεραγωγών διακρίνονται ανάλογα με την ταχύτητα και την μετρούμενη στατική πίεση εντός αυτών. Έτσι έχουμε:

- ❖ **Δίκτυα χαμηλών πιέσεων.** Η ταχύτητα στα δίκτυα αυτά είναι μικρότερη από 10 m/s και η στατική πίεση στους αεραγωγούς δεν ξεπερνά τις 2'' Σ.Υ. (Στήλης Ύδατος).
- ❖ **Δίκτυα μέσων πιέσεων.** Οι ταχύτητα στα δίκτυα αυτά είναι μεγαλύτερες από 10 m/s ή η στατική πίεση στους αεραγωγούς φτάνει μέχρι και 6'' Σ.Υ.
- ❖ **Δίκτυα υψηλών πιέσεων.** Στα δίκτυα αυτά παρατηρούνται ταχύτητες άνω των 10 m/s ή στατικές πιέσεις άνω των 6'' Σ.Υ.

3.3 Στάδια σχεδιασμού δικτύου αεραγωγών

- ❖ **Επιλογή τύπου δικτύου:** Μελετάμε τα σχέδια του κτιρίου. Λαμβάνουμε υπ' όψη μας τον τύπο λειτουργίας (επίπεδος, ενδοδαπέδιος), των αριθμό των ορόφων του κτηρίου, την περιοχή αυτού, τις ολικές θερμικές απώλειες, τις θέσεις των χωρισμάτων, το χώρο σοφίτας και τις θέσεις δωματίων.
- ❖ **Επιλογή των θέσεων των στομίων προσαγωγής και επιστροφής:** Οι θέσεις των στομίων προσδιορίζονται από το σχήμα, το μέγεθος, τη χρήση και το φορτίο που υπάρχει στο χώρο.
- ❖ **Προσδιορισμός της ποσότητας του αέρα (παροχής):** Ο προσδιορισμός της ποσότητας του αέρα (παροχής) πραγματοποιείται με τη βοήθεια τύπων υπολογισμού ή χαρτών.
- ❖ **Εύρεση μεγέθους των στομίων και επιστροφής αέρα:** Η καλύτερη μέθοδος μέτρησης του μεγέθους του στομίου είναι να ακολουθήσουν οι προδιαγραφές των κατασκευαστών.

- Ø Σχεδιασμός των τελικών θέσεων των στομιών στα σχέδια του κτηρίου, καταγραφής της ροής του αέρα και του μεγέθους της σχάρας των στομιών.
- Ø Εύρεση του μεγέθους του δικτύου αεραγωγών προσαγωγής και επιστροφής με τους παρακάτω τρόπους:

a) Μέθοδος της ενιαίας ταχύτητας

Η μέθοδος αυτή είναι απλή και σύντομη απαιτεί όμως μεγάλη πείρα του μελετητή ώστε η εκτίμηση των διαστάσεων των αεραγωγών να δίνουν τα σωστά στοιχεία του αέρα που ρέει εντός αυτών (m^3/h , ταχύτητα $P_{στ}$).

Όπως λέει και η ονομασία της μεθόδου αυτής η ταχύτητα του αέρα είναι ενιαία (η ίδια) σ' όλο το δίκτυο, εκτός του κεντρικού αεραγωγού που εκλέγεται κάπως μεγαλύτερη για να αποφεύγονται έτσι οι μεγάλες διαστάσεις των αεραγωγών. Επομένως σε κάθε εγκατάσταση εκλέγουμε δύο ταχύτητες αέρα: την ταχύτητα αέρα του κεντρικού αεραγωγού (από τη συσκευή κλιματισμού μέχρι την πρώτη διακλάδωση) και την ταχύτητα του υπόλοιπου δικτύου.

b) Μέθοδος της αυτής πτώσης πίεσης

Κατά τη μέθοδο αυτή, εκλέγουμε αεραγωγούς τέτοιων διαστάσεων, ώστε να διατηρείται μια σταθερή πτώση πίεσεως ανά μονάδα μήκους αεραγωγού (ανά m ή ft), σε ολόκληρο το δίκτυο της κλιματιστικής εγκαταστάσεως.

c) Μέθοδος ανάκτησης της στατικής πίεσης

Η μέθοδος αυτή είναι πλέον πολύπλοκη αλλά και η περισσότερη ακριβής. Βασίζεται στο γεγονός ότι η διερεύνηση ενός τμήματος αεραγωγού επιφέρει αύξηση της στατικής πίεσεως του ρέοντος αέρα. Επομένως με την διερεύνηση της διατομής ενός τμήματος αεραγωγού, μπορούμε να αποκτήσουμε το μέγεθος της στατικής πίεσεως ($P_{στ}$) που χρειάζεται για την αντιμετώπιση των απωλειών τριβής στο αμέσως επόμενο τμήμα του αεραγωγού.

Ο υπολογισμός των αεραγωγών με τη μέθοδο της ανακτήσεως της στατικής πίεσεως, εφαρμόζεται στις περιπτώσεις εκτεταμένων δικτύων αεραγωγών και κατά κανόνα είναι και δίκτυα υψηλών ταχυτήτων. Δεν ενδείκνυται για μικρές και μέσες εγκαταστάσεις κλιματισμού.

Εκ των τριών μεθόδων υπολογισμού των διατάσεων των αεραγωγών με τη μέθοδο της ενιαίας πτώσεως πίεσεως είναι η περισσότερο χρησιμοποιούμενη στις μικρές και μεσαίες εγκαταστάσεις κλιματισμού.

3.4 Διαδικασία υπολογισμού απαιτούμενου αέρα

Στη μελέτη μας ακολουθούμε τη πρώτη μέθοδο υπολογισμού αεραγωγών, τη μέθοδο της ενιαίας ταχύτητα για τον υπολογισμό των αεραγωγών. Αρχικά θα υπολογίσουμε το νωπό αέρα που προσφέρουμε, τις εναλλαγές του κλιματιζόμενου αέρα για ποιοτικό και υγιεινό κλιματισμό, και στη συνέχεια υπολογίζουμε ταχύτητες στους κλάδους αεραγωγών και τέλος διατομές και στόμια.

Στο εδάφιο αυτό θα ασχοληθούμε με την ποσότητα παροχής νωπού αέρα καθώς επίσης και με την ποσότητα του κλιματιζόμενου αέρα που απαιτείτε για τον παρακάτω χώρο μας.

Στο κτήριο που απεικονίζεται στο Παράρτημα II παρευρίσκονται συνολικά 41 άτομα που πραγματοποιούνε εργασία γραφείου τα οποία σύμφωνα με τον Πίνακα 3.1 απαιτούν κάποια ποσότητα νωπού αέρα ώστε ο κλιματισμός να τους παρέχει την καλύτερη άνεση στο χώρο.

Ο απαιτούμενος νωπός αέρας υπολογίζεται από τον τύπο:

$$V_{\text{ΝΩΠ}} = \text{άτομο} \times \text{παροχή νωπού αέρα κατά άτομο} \quad (3.3)$$

Ο νωπός αέρας που απαιτείται για κάθε άτομο επιλέγεται από τον Πίνακα 3.1. Επειδή τα άτομα κάνουνε εργασία γραφείου ο νωπός αέρας που θα

επιλέξουμε για κάθε άτομο είναι $25 \text{ m}^3/\text{h}$ διότι η δραστηριότητα που πραγματοποιούν κατατάσσεται σε φυσική δραστηριότητα και επιπλέον απαγορεύεται αυστηρά το κάπνισμα στους χώρους.

Πίνακας 3.1 Απαιτούμενα m^3/h κατ' άτομο

20 – 30 m^3/h κατ' άτομο	Κανονικά φυσική δραστηριότητα
30 – 35 m^3/h κατ' άτομο	Χώροι που επιτρέπεται το κάπνισμα
45 m^3/h κατ' άτομο	Ελαφρά φυσική δραστηριότητα
60 m^3/h κατ' άτομο	Εντατική φυσική δραστηριότητα

Η σχέση του αέρα που απαιτείται για τον κλιματισμό του χώρου υπολογίζεται από το τύπο:

$$V = M \times \Pi \times Y \times AC \quad (3.4)$$

V: είναι όγκος του χώρου \times τον αριθμό εναλλαγών σε m^3/h

M: είναι το μήκος του χώρου

Π: είναι το πλάτος του χώρου

Y: είναι το ύψος του χώρου

AC: είναι ο αριθμός αλλαγών βάση του Πίνακα 3.2

Για την μελέτη μας επιλέγουμε 8 εναλλαγές ανά ώρα οι οποίες είναι μια μέση τιμή για γραφεία όπως παρατηρούμε στον Πίνακα 3.2.

Πίνακας 3.2 Απαιτούμενες εναλλαγές αέρα ανά ώρα σ' επαγγελματικούς χώρους

Χώροι συνάθροισης	4 – 8
Φούρνοι	20 – 30
Τράπεζες - γραφεία	6 – 12
Καφετερίες - bar	12 – 18
Κινηματογράφοι - θέατρα	10 – 20
Γκαράζ	6 – 8
Γυμναστήρια	6 – 12
Νοσοκομεία	4 – 6
Επαγγελματικές κουζίνες	30 – 60
Εκκλησιές	1 – 2
Εστιατόρια	6 – 10
Σχολεία	2 – 4

Η διαδικασία υπολογισμού απαιτούμενου αέρα στο χώρο υπολογίζεται παρακάτω.

Σύμφωνα με τους παραπάνω τύπους (3.3) και (3.4) θα υπολογίσουμε τα απαιτούμενα ποσά κλιματιζόμενου και το ποσοστό του απαιτούμενου νωπού αέρα σε κάθε γραφείο με τη χρήση του σχεδίου που βρίσκεται στο Παράρτημα Π.

Πρόεδρος

$V = M \times \Pi \times Y \times AC = 4m \cdot 3m \cdot 3,5m \cdot (8 \div 12) = 336 \div 504m^3$ εκ των οποίων ο απαιτούμενος νωπός αέρας αντιστοιχεί σε:

$V_{\text{ΝΩΠ}} = \text{άτομο} \times \text{παροχή νωπού αέρα κατά άτομο} = (2 \text{ άτομα} \times 25m^3/h) \text{ κατά άτομο} = 50m^3/h$

Αντιπρόεδρος

$V = M \times \Pi \times Y \times AC = 4m \cdot 3m \cdot 3,5m \cdot (8 \div 12) = 336 \div 504m^3$ εκ των οποίων ο απαιτούμενος νωπός αέρας αντιστοιχεί σε:

$V_{\text{ΝΩΠ}} = \text{άτομο} \times \text{παροχή νωπού αέρα κατά άτομο} = (2 \text{ άτομα} \times 25m^3/h) \text{ κατά άτομο} = 50m^3/h$

Γραμματεία προέδρου

$V = M \times \Pi \times Y \times AC = 6m \cdot 3m \cdot 3,5m \cdot (8 \div 12) = 504 \div 756m^3$ εκ των οποίων ο απαιτούμενος νωπός αέρας αντιστοιχεί σε:

$V_{\text{ΝΩΠ}} = \text{άτομο} \times \text{παροχή νωπού αέρα κατά άτομο} = (5 \text{ άτομα} \times 25m^3/h) \text{ κατά άτομο} = 125 m^3/h$

Αίθουσα συνεδριάσεων

ΑΕΡΑΓΩΓΟΙ

$V = M \times \Pi \times Y \times AC = 8m \cdot 6m \cdot 3,5m \cdot (8 \div 12) = 1344 \div 2016m^3$ εκ των οποίων ο απαιτούμενος νωπός αέρας αντιστοιχεί σε:

$V_{\text{ΝΩΠ}} = \text{άτομο} \times \text{παροχή νωπού αέρα κατά άτομο} = (12 \text{ άτομα} \times 25m^3/h)$ κατά άτομο = $300m^3/h$

Αίθουσα σεμιναρίων

$V = M \times \Pi \times Y \times AC = 6m \cdot 4m \cdot 3,5m \cdot (8 \div 12) = 672 \div 1008m^3$ εκ των οποίων ο απαιτούμενος νωπός αέρας αντιστοιχεί σε:

$V_{\text{ΝΩΠ}} = \text{άτομο} \times \text{παροχή νωπού αέρα κατά άτομο} = (12 \text{ άτομα} \times 25m^3/h)$ κατά άτομο = $300m^3/h$

Γραμματεία διευθυντού

$V = M \times \Pi \times Y \times AC = 2,5m \cdot 2m \cdot 3,5m \cdot (8 \div 12) = 140 \div 210m^3$ εκ των οποίων ο απαιτούμενος νωπός αέρας αντιστοιχεί σε:

$V_{\text{ΝΩΠ}} = \text{άτομο} \times \text{παροχή νωπού αέρα κατά άτομο} = (2 \text{ άτομα} \times 25m^3/h)$ κατά άτομο = $50m^3/h$

Διευθυντή

$V = M \times \Pi \times Y \times AC = 4m \cdot 2,5m \cdot 3,5m \cdot (8 \div 12) = 280 \div 420m^3$ εκ των οποίων ο απαιτούμενος νωπός αέρας αντιστοιχεί σε:

$V_{\text{ΝΩΠ}} = \text{άτομο} \times \text{παροχή νωπού αέρα} / \text{άτομο} = (2 \text{ άτομα} \times 25m^3/h) / \text{άτομο} = 50m^3/h$

Πρωτόκολλο

$V = M \times \Pi \times Y \times AC = 4m \cdot 2,5m \cdot 3,5m \cdot (8 \div 12) = 280 \div 420m^3$ εκ των οποίων ο απαιτούμενος νωπός αέρας αντιστοιχεί σε:

$V_{\text{ΝΩΠ}} = \text{άτομο} \times \text{παροχή νωπού αέρα κατά άτομο} = (2 \text{ άτομα} \times 25m^3/h)$ κατά άτομο = $50m^3/h$

W.C Γυναϊκών

$$V = M \times \Pi \times Y \times AC = 2,5m \cdot 2 m \cdot 3,5m \cdot (8 \div 12) = 140 \div 210m^3$$

Δεν υπολογίζουμε νωπό αέρα στο W.C γυναικών διότι δεν παραμένουν τα άτομα για μεγάλη χρονική διάρκεια.

W.C Ανδρών

$$V = M \times \Pi \times Y \times AC = 2,5m \cdot 2 m \cdot 3,5m \cdot (8 \div 12) = 140 \div 210m^3$$

Δεν υπολογίζουμε νωπό αέρα στο W.C ανδρών διότι δεν παραμένουν τα άτομα για μεγάλη χρονική διάρκεια

Διάδρομος

$V = M \times \Pi \times Y \times AC = 16,5m \cdot 2m \cdot 3,5m \cdot (8 \div 12) = 924 \div 1386m^3$ εκ των οποίων ο απαιτούμενος νωπός αέρας αντιστοιχεί σε:

$$V_{\text{ΝΩΠ}} = \text{άτομο} \times \text{παροχή νωπού αέρα κατά άτομο} = (3 \text{ άτομα} \times 25m^3/h) \text{ κατά} \\ \text{άτομο} = 75m^3/h$$

Στον Πίνακα 3.3 που ακολουθεί παρακάτω καταγράφουμε τις παραπάνω τιμές που υπολογίσαμε στρογγυλοποιώντας αυτές, καθώς επίσης και τις τιμές του αέρα που προσάγουμε σε κάθε χώρο οι οποίες είναι το άθροισμα του νωπού αέρα για κάθε άτομο και του αέρα που υπάρχει στο χώρο εναλλάσσοντας $AC = 8-12$.

Επίσης καταγράφονται και οι τιμές του αέρα επιστροφής, στη μελέτη μας χρησιμοποιούμε 5% υπερπίεση συνεπώς ο όγκος του επιστρεφόμενου αέρα είναι 5% μικρότερος σε σχέση με τον όγκο του αέρα που προσάγουμε. Αυτό το πραγματοποιούμε για να αποφύγουμε τη διείσδυση του αέρα από χαραμάδες παραθύρων και θυρών.

Τέλος στα W.C ανδρών και γυναικών δεν έχουμε επιστρεφόμενο αέρα διότι εξέρχεται στο περιβάλλον από ειδικό σύστημα αεραγωγών για λόγους υγιεινής.

Πίνακας 3.3 Κατανομή κλιματιζόμενου αέρα

Είδος χώρου	Απαιτούμενος νωπός αέρας $V_{\text{ΝΩΠ}}(\text{m}^3/\text{h})$	Απαιτούμενος αέρας στο χώρο $V_{\text{ΠΡΟΣ}}(\text{m}^3/\text{h})$	Αέρας επιστροφής $V_{\text{ΕΠΙΣ}}(\text{m}^3/\text{h})$
Πρόεδρος	50	400	380
Αντιπρόεδρος	50	400	380
Γραμματεία προέδρου	130	640	610
Αίθουσα συνεδριάσεων	300	1680	1600
Αίθουσα σεμιναρίων	300	840	810
Γραμματεία διευθυντού	50	170	160
Διευθυντής	50	330	320
Πρωτόκολλο	50	330	320
W.C Γυναικών	—	150	—
W.C Ανδρών	—	150	—
Διάδρομος	50	1100	1050
ΣΥΝΟΛΟ	1030	6190	5630

Σύμφωνα με το παρακάτω Σχήμα 3.1 παρατηρούμε τη διαδρομή του αέρα, η οποία περιλαμβάνει μίξη του αέρα ανακυκλοφορίας με το νωπό αέρα ψύξης ή θέρμανσης. Αντίστοιχα προσαγωγή του κλιματιζόμενου αέρα στο χώρο μας και επιστροφή με βάση την υπερπίεση που αναφέραμε παραπάνω, στη συνέχεια μια ποσότητα του αέρα οδηγείται στο περιβάλλον και η υπόλοιπη αναμυγνίζεται με το νωπό αέρα και αυτό συνεχίζεται καθ' όλη τη διάρκεια λειτουργίας της εγκατάστασης .

Οι τιμές του αέρα στις διάφορες θέσεις του σχήματος είναι :

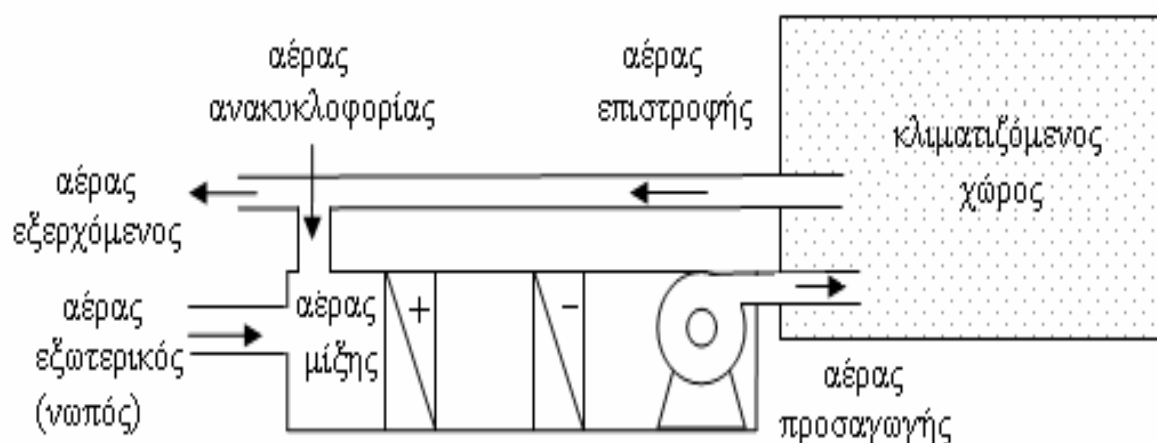
Αέρας προσαγωγής $V_{\text{ΠΡΟΣ}}= 6190 \text{ m}^3/\text{h}$

Αέρας επιστροφής $V_{\text{ΕΠΙΣ}}= 5630\text{m}^3/\text{h}$

Αέρα ανακυκλοφορίας $V_{\text{ΑΝΑΚ}}= 5160\text{m}^3/\text{h}$

Αέρας που εισέρχεται από το περιβάλλον (νωπός) $V_{\text{ΝΩΠ}}= 1030\text{m}^3/\text{h}$

Αέρας που εξέρχεται στο περιβάλλον $V_{\text{ΕΞ}}= 470\text{m}^3/\text{h}$



Σχήμα 3.1

3.5 Υπολογισμός πτώσης πίεσης σε ευθύγραμμα τμήματα

Ο Πίνακας 3.5 αναφέρει το χαρακτηριστικό μήκος κάθε τμήματος των ευθύγραμμων αγωγών προσαγωγής και επιστροφής του κλιματιζόμενου αέρα χρησιμοποιώντας τα σχέδια του Παραρτήματος IV και VI , επίσης ο Πίνακας 3.5 αναφέρει τη παροχή σε κάθε τμήμα σύμφωνα με παραπάνω υπολογισμούς.

Για τα κεντρικά τμήματα των αγωγών προσαγωγής του κλιματιζόμενου αέρα επιλέγεται ταχύτητα 6 m/s σύμφωνα με το παρακάτω Πίνακα 3.4, για τα τμήματα που καταλήγουν στο στόμιο επιλέγεται ταχύτητα 4 m/s για να μην υπάρχουν ενοχλητικοί θόρυβοι και ρεύματα αέρα για τον άνθρωπο που βρίσκεται στο χώρο. Για τους αεραγωγούς επιστροφής αέρα επιλέγουμε: για τους κεντρικούς 5 m/s και για τα τμήματα που καταλήγουν στο στόμιο 3 m/s, οι επιλογές έγιναν από Πίνακα 3.4.

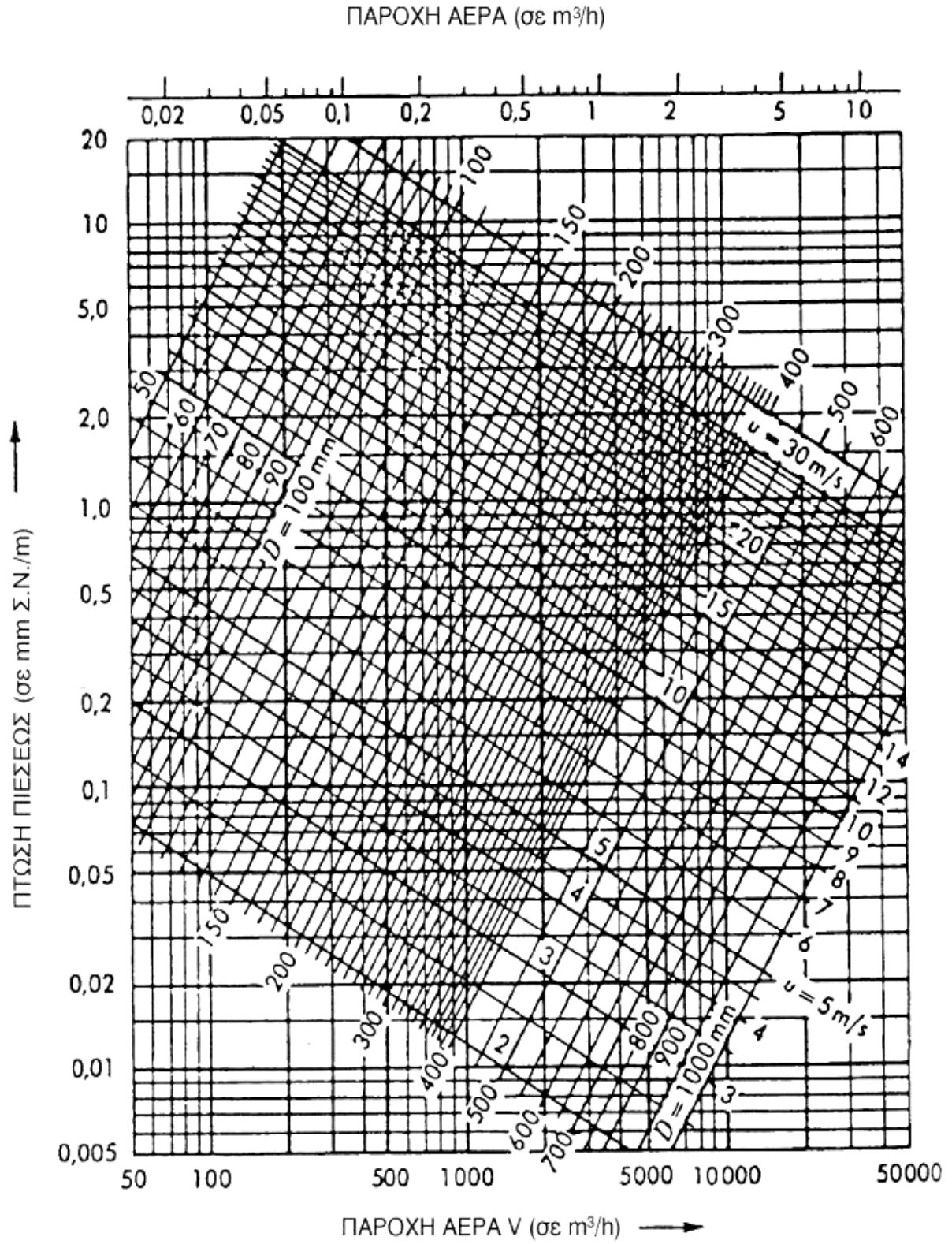
Διαμέσου του Διαγράμματος 3.1 με δεδομένα ταχύτητες αέρα και παροχής επιλέγουμε την ανάλογη διάμετρο και τις απώλειες λόγω τριβής που εμφανίζονται με αυτά τα δεδομένα. Στη συνέχεια από παρακάτω πίνακες

κάνουμε την αντιστοίχιση κυκλικής διατομής σε ορθογωνική, στη παρακάτω παράγραφο που ακολουθεί αυτή η διαδικασία περιγράφεται αναλυτικότερα.

Τέλος γνωρίζοντας το μήκος του αγωγού του ευθύγραμμου τμήματος και έχοντας επιλέξει και τις αντίστοιχες απώλειες λόγω τριβών από το διάγραμμα υπολογίζουμε τις συνολικές απώλειες για όλο το μήκος του αγωγού.

Πίνακας 3.4 Επιτρεπόμενες ταχύτητες αέρα σε δίκτυο αεραγωγών

Είδος χώρου	Κύριοι κλάδοι		Δευτερεύοντες κλάδοι	
	Προσαγωγή (m/s)	Επιστροφή (m/s)	Προσαγωγή (m/s)	Επιστροφή (m/s)
Κατοικίες	5	4	3	3
Δωμάτια νοσοκομείων και ξενοδοχείων	7	6,5	6	5,5
Ιδιωτικά γραφεία, βιβλιοθήκες	6	4	5	3
Θέατρα, αμφιθέατρα	7,5	5,5	5	4
Κτίρια τραπεζών, εστιατόρια, εξωτερικά καταστήματα	9	9	8	7
Βιομηχανικός αερισμός	12	9	10	7,5



Διάγραμμα 3.1 Υπολογισμός της πτώσης πίεσης σε mm Σ.Ν./m ευθύγραμμου, κυκλικής διατομής αεραγωγού για παροχή αέρα 50 έως 50000 m³/h

Πίνακας 3.5

ΤΜΗΜΑ ΑΓΩΓΟΥ	ΜΗΚΟΣ ΑΓΩΓΟΥ (m)	ΠΑΡΟΧΗ ΑΕΡΑ (m ³ /h)	ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΑΕΡΑ (m/s)	ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΑΓΩΓΟΥ		ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΩΝ ΑΝΑ ΜΕΤΡΟ ΑΓΩΓΟΥ (mm Υ.Σ./m)	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΩΝ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΥ ΜΗΚΟΥΣ ΑΕΡΑΓΩΓΩΝ (2×6) (mm Υ.Σ.)	ΠΑΡΑΤΗΡΗΣΕΙΣ
				Στρογγυλός d (mm)	Ορθογώνιος (α×β) (mm)			
1	2	3	3	4	5	6	7	8
AB	2,60	1440	6	300	170×210	0,14	0,364	ΑΕΡΑΓΩΓΟΙ ΠΡΟΣΑΓΩΓΗΣ ΠΡΩΤΟΥ ΚΛΑΔΟΥ (Α)
B ₂ B ₃	1,00	320	4	170	170×140	0,13	0,130	
BB ₁	2,30	400	4	180	170×150	0,12	0,276	
B ₂ C	2,10	720	6	200	170×200	0,20	0,420	
CC ₁	1,80	320	4	170	170×140	0,13	0,234	
C ₂ C ₃	2,60	400	4	180	170×150	0,12	0,312	
ab	3,30	1370	5	290	250×280	0,09	0,297	ΑΕΡΑΓΩΓΟΙ ΕΠΙΣΤΡΟΦΗΣ ΠΡΩΤΟΥ ΚΛΑΔΟΥ (Α)
bc	2,50	380	3	205	180×200	0,06	0,150	
bd	0,30	1000	5	275	220×280	0,11	0,033	
dd ₁	1,00	610	3	275	180×400	0,045	0,045	
de	0,50	380	3	210	170×220	0,06	0,030	
ef	1,90	380	3	210	170×220	0,06	0,114	
DE	0,30	4750	6	530	350×700	0,07	0,021	ΑΕΡΑΓΩΓΟΙ ΠΡΟΣΑΓΩΓΗΣ ΔΕΥΤΕΡΟΥ ΚΛΑΔΟΥ (Β)
EF	1,80	4750	6	530	350×700	0,07	0,126	
FG	0,60	4200	6	500	315×700	0,07	0,042	
GG ₁	1,70	150	4	95	75×100	0,22	0,374	
GH	1,60	4050	6	495	315×650	0,07	0,112	
HH ₁	1,70	150	4	95	75×100	0,22	0,374	
HI	0,50	3900	6	480	315×630	0,07	0,035	
I ₁ I ₂	1,10	1680	6	300	315×230	0,18	0,198	
I ₂ I ₃	1,60	420	4	195	180×180	0,11	0,176	
JJ ₁	1,50	420	4	195	180×180	0,11	0,165	
JK	3,00	840	6	220	180×230	0,19	0,570	
KK ₁	1,50	420	4	195	180×180	0,11	0,165	

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

ΤΜΗΜΑ ΑΓΩΓΟΥ	ΜΗΚΟΣ ΑΓΩΓΟΥ (m)	ΠΑΡΟΧΗ ΑΕΡΑ (m ³ /h)	ΤΑΧΥΤΗΤΑ ΑΕΡΑ (m/s)	ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΑΓΩΓΟΥ		ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΩΝ ΑΝΑ ΜΕΤΡΟ ΑΓΩΓΟΥ (mm Υ.Σ./m)	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΩΝ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟΥ ΜΗΚΟΥΣ ΑΕΡΑΓΩΓΩΝ (2×6) (mm Υ.Σ.)	ΠΑΡΑΤΗΡΗΣΕΙΣ
				Στρογγυλός d (mm)	Ορθογώνιος (α×β) (mm)			
1	2	3	3	4	5	6	7	8
ΚΚ ₂	1,50	420	4	195	180×180	0,11	0,165	ΑΕΡΑΓΩΓΟΙ ΠΡΟΣΑΓΩΓΗΣ ΔΕΥΤΕΡΟΥ ΚΛΑΔΟΥ (B)
ΙΛ	1,60	2220	6	370	350×315	0,10	0,160	
ΛΛ ₁	1,70	330	4	170	180×130	0,13	0,221	
ΛΜ	1,10	1890	6	340	315×315	0,12	0,132	
ΜΝ	1,00	1340	6	280	315×210	0,14	0,140	
ΝΟ	1,90	840	6	240	315×160	0,17	0,323	
ΟΟ ₁	0,80	420	4	205	160×220	0,10	0,080	
ΟΡ	2,50	420	4	205	160×220	0,11	0,275	
ΡΡ ₁	1,00	420	4	205	160×220	0,11	0,110	
ΝQ	1,20	500	6	175	160×160	0,28	0,336	
QQ ₁	1,70	330	4	170	160×150	0,13	0,221	
QQ ₂	0,50	170	4	140	160×110	0,18	0,090	
gh	0,80	4260	5	550	350×750	0,045	0,036	
hi	2,80	4260	5	550	350×750	0,045	0,126	
ii ₁	0,50	800	3	310	260×315	0,04	0,020	
ij	2,80	3460	5	500	350×630	0,05	0,140	
jk	1,60	2410	5	430	350×450	0,06	0,096	
kk ₁	0,50	800	3	310	260×315	0,04	0,020	
lk	0,70	1610	5	360	260×450	0,08	0,056	
ll ₁	2,30	320	3	195	130×250	0,065	0,150	
ml	0,45	1290	5	310	260×315	0,09	0,041	
mm ₁	2,30	320	3	195	130×250	0,065	0,056	
mn	1,00	970	5	290	260×270	0,10	0,100	
nn ₂	0,50	160	3	155	130×160	0,09	0,045	
nn ₁	0,50	810	3	330	260×350	0,035	0,018	

Τέλος θα υπολογίσουμε τους αεραγωγούς επιστροφής που βρίσκονται στις τουαλέτες, αυτοί είναι τελείως αυτόνομοι από το παραπάνω σύστημα και ο αέρας διοχετεύεται στο εξωτερικό περιβάλλον, για λόγους υγιεινής και οσμών.

Πίνακας 3.5.1

ΤΜΗΜΑ ΑΓΩΓΟ Υ	ΜΗΚΟΣ ΑΓΩΓΟ Υ (m)	ΠΑΡΟΧ Η ΑΕΡΑ (m ³ /h)	ΤΑΧΥΤΗΤ Α ΑΕΡΑ (m/s)	ΔΙΑΣΤΑΣΕΙΣ ΑΓΩΓΟΥ		ΑΠΩΛΕΙΕ Σ ΤΡΙΒΩΝ ΑΝΑ ΜΕΤΡΑ ΑΓΩΓΟΥ (mm Υ.Σ.)	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΩΝ ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟ Υ ΜΗΚΟΥΣ ΑΕΡΑΓΩΓΩΝ (2×6) (mm Υ.Σ.)
				d (m m)	α × β (mm)		
Op	2.50	260	5	145	150×120	0.3	0,750
Pq	0.40	130	5	90	150×50	0.4	0,160
pp1	2.10	130	3	130	120×120	0.15	0,315
qq1	2.10	130	3	130	120×120	0.15	0,315

Λόγος διαστάσεων

Ο λόγος διαστάσεων (aspect ratio) είναι ο λόγος των διαστάσεων των δύο προσκείμενων πλευρών ενός ορθογωνικού αγωγού. Σαν ένας γενικός κανόνας, ο λόγος των διαστάσεων ορθογωνικών αγωγών θα πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μικρότερος (≈ 1) για να διατηρηθούν οι απώλειες τριβής σε λογικά χαμηλές τιμές και ως εκ τούτου να αποφευχθεί η υπερβολική κατανάλωση ενέργειας. Δυστυχώς, ο καθαρός διαθέσιμος χώρος για οριζόντιους αγωγούς είναι συνήθως περιορισμένος από το διαθέσιμο ύψος των αναρτώμενων ταβανιών, έχοντας σαν αποτέλεσμα μεγάλους λόγους διαστάσεων.

Στα τμήματα των αεραγωγών που καταλήγουν σε στόμια προσαγωγής η επιστροφής κλιματιζόμενου αέρα επιλέγουμε αεραγωγούς κυκλικής διατομής πιο συγκεκριμένα ευκάμπτους με εξωτερική μόνωση από υαλοβάμβακα κίτρινου χρώματος για μείωση των απωλειών θερμότητας (Εικόνα 3.2).

Συνήθως το κάνουμε αυτό για ευκολία τοποθέτησης και σύνδεσης με κουτί στομίων. Καθώς επίσης είναι μικρότεροι σε κόστος από τους κυκλικούς κατασκευασμένους από γαλβανισμένη λαμαρίνα, διότι χρησιμοποιούμε λιγότερα μέτρα και με αυτό τον τρόπο αποφεύγουμε εξαρτήματα σύνδεσης αεραγωγών όπως για παράδειγμα γωνιές ταυ κ.α.



Εικόνα 3.2 Εύκαμπτος αεραγωγός με μόνωση

3.6 Υπολογισμός απωλειών τριβών στα εξαρτήματα του αεραγωγού

Οι τιμές των απωλειών τριβής σε καμπύλες και άλλα εξαρτήματα σύνδεσης αεραγωγών, είναι σχεδόν ανεξάρτητες από την ταχύτητα ροής του αέρα ενώ, επηρεάζονται σημαντικά από την τραχύτητα των τοιχωμάτων του αεραγωγού.

Οι απώλειες πίεσεως υπολογίζονται από την γνωστή σχέση:

$$\Delta r = \zeta \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (3.5)$$

Όπου ζ είναι ο συντελεστής αντίστασης

ρ είναι η πυκνότητα του αέρα

V είναι η ταχύτητα του αέρα

Το πρόβλημα της διαταραχής της ροής, στις καμπύλες μεταβολής της διεύθυνσεως της, έχει απασχολήσει πολλούς μελετητές και τα συμπεράσματα τους μπορούν να συνοψιστούν :

- ❖ Οι απώλειες μειώνονται όσο αυξάνουν τα πτερύγια αλλαγής πορείας, αρκεί η παρουσία τους να μην μειώνει την ωφέλιμη διατομή.
- ❖ Οδηγητικά ελάσματα συμφέρει να τοποθετούνται κοντά στο εσωτερικό τοίχωμα.
- ❖ Η στρογγύλευση της εξωτερικής καμπυλότητας ελάχιστα βελτιώνει τη ροή.

Επιλογή ανεμιστήρα

Στην εγκατάσταση μας θα χρησιμοποιήσουμε δύο ανεμιστήρες όπου ο ένας θα αναρροφά τον αέρα από τα στοιχεία θέρμανσης και ψύξης και θα το καταθλίβει στα στόμια προσαγωγής που βρίσκονται στον κλιματιζόμενο χώρο. Ο δεύτερος ανεμιστήρας θα αναρροφά τον αέρα από τα στόμια επιστροφής και θα τον οδηγεί στο κουτί μίξης, αφού πρώτα βέβαια ένα ποσοστό του αέρα έχει οδηγηθεί στο περιβάλλον, για τον υπολογισμό της ισχύς του ανεμιστήρα

χρησιμοποιούμε τον παρακάτω τύπο (3.6) όπου πρέπει να γνωρίζουμε την παροχή και τις απώλειες.

$$N = \frac{Q \cdot H}{\eta \cdot 367} \quad (3.6)$$

N: είναι η ισχύς του ανεμιστήρα σε (W)

Q: είναι η παροχή του ανεμιστήρα σε (m³/h)

H: το μανομετρικό του ανεμιστήρα σε (mm Σ H₂O)

η: είναι ο βαθμός απόδοσης του ανεμιστήρα (0,7 – 0,8) επιλέγουμε 0,75.



Εικόνα 3.3 Ανεμιστήρας

Για τον υπολογισμό της ισχύς του ανεμιστήρα (Εικόνα 3.3) που θα τοποθετηθεί για να προσάγει τον αέρα στον κλιματιζόμενο χώρο πρέπει να γνωρίζουμε δύο βασικά στοιχεία:

- Ø Την παροχή του αέρα
- Ø Την πτώση πίεσης

Η παροχή του αέρα έχει υπολογιστεί παραπάνω και είναι $V_{ΠΡΟΣ} = 6190$ m³/h, η πτώση πίεσης θα υπολογιστεί τώρα επιλέγοντας την δυσμενέστερη

διαδρομή (D, E, F, G, H, I, L, M, N₁, O, P, P₁) που διακρίνεται στο σχέδιο του Παραρτήματος IV.

Στη παραπάνω διαδρομή για την σύνδεση των ευθύγραμμων αγωγών υπάρχουν τα παρακάτω εξαρτήματα.

Πρέπει να υπολογιστεί η πτώση πίεσης :

- a) Στα ευθύγραμμα τμήματα των αεραγωγών της επιλεγμένης διαδρομής.
- b) Στα εξαρτήματα που συνδέουν αυτά τα τμήματα.

Αρχικά θα υπολογίσουμε την πτώση πίεσης τριβής των ευθύγραμμων τμημάτων. Έχοντας υπολογίσει από τον Πίνακα 3.5 τις απώλειες τριβών για κάθε μήκος ευθύγραμμου τμήματος καταγράφουμε την διαδρομή (D, E, F, G, H, I, L, M, N₁, O, P, P₁) στο Πίνακα 3.6.

Πίνακας 3.6

Χαρακτηριστικό τμήμα προσαγωγής	Απώλειες τριβών mm Υ.Σ.
DE	0,021
EF	0,126
FG	0,042
GH	0,112
HI	0,035
IL	0,160
LM	0,132
N ₁ O	0,315
OP	0,275
PP ₁	0,110
Σύνολο	1,33

Το σύνολο των απωλειών λόγω τριβών στα ευθύγραμμα τμήματα είναι

$$\Delta p_{\text{ευθ}} = 1,33 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$$

Για τον υπολογισμό των απωλειών τριβής των εξαρτημάτων θα έχουμε:

Όπου ζ για κάθε εξάρτημα επιλέγουμε από τον παρακάτω Πίνακα 3.12.

$$\rho = 1,20 \text{ Kg/m}^3$$

$$V = \text{σταθερό} = 6 \text{ m/s}$$

$$T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

Χρησιμοποιώντας το παραπάνω τύπο (3.5) θα πάρουμε σαν αποτέλεσμα:

Για άνοιγμα εισόδου:

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 1,25 \frac{1,2 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot (6 \text{ m} / \text{s})^2}{2} = 27 \text{ Pa} \approx 2,7 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Για διακλάδωση 90°:

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 0,8 \frac{1,2 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot (6 \text{ m} / \text{s})^2}{2} = 17,3 \text{ Pa} \approx 1,73 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Για γωνία 90°:

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 0,9 \frac{1,2 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot (6 \text{ m} / \text{s})^2}{2} = 19,4 \text{ Pa} \approx 1,94 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Για συστολή 45°:

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 0,1 \frac{1,2 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot (6 \text{ m} / \text{s})^2}{2} = 2,2 \text{ Pa} \approx 0,22 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Για διακλάδωση 45°:

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 0,7 \frac{1,2 \text{ Kg} / \text{m}^3 \cdot (6 \text{ m} / \text{s})^2}{2} = 15,1 \text{ Pa} \approx 1,51 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Στο παρακάτω Πίνακα 3.7 καταγράφουμε τα εξαρτήματα που περιλαμβάνει ο δυσμενέστερος κλάδος αεραγωγών προσαγωγής, επίσης αναφέρει την θέση που βρίσκονται τα εξαρτήματα με βάση το σχέδιο που διακρίνεται στο Παράρτημα IV.

Επίσης από πίνακες εξαρτημάτων 3.12 με βάση το αντίστοιχο εξάρτημα επιλέγεται ο συντελεστής τριβής ζ . Συνεπώς γνωρίζοντας τη ταχύτητα που κυκλοφορεί ο αέρας σε αυτά και από τον προαναφερθέντα τύπο (3.5) υπολογίζουμε τις απώλειες τριβών όπως παρατηρούμε στον Πίνακα 3.7.

Πίνακας 3.7

Είδος εξαρτημάτων	Θέση	Συντελεστής τριβής ζ	Ταχύτητα m/s	Απώλειες λόγω τριβών mmH ₂ O	Επιλογή από πίνακα 21
Άνοιγμα εισόδου	D	1,25	6	2,7	Σχήμα 13
Διακλάδωση 90°	I,N,O	0,8	6	5,190	Σχήμα 11
Γωνία 90°	D1,P	0,9	6	3,888	Σχήμα 1
Συστολή 45°	F ₁ ,H ₁ ,M ₁	0,1	6	0,66	Σχήμα 20
Διακλάδωση 45°	G,H,L	0,7	6	4,53	Σχήμα 10
Ανεμιστήρας				10	
Θερμαντικό στ.				7	
Ψυκτικό στ.				10	
Υγραντήρας				5	
Σακόφιλτρο				15	
Φίλτρο επίπεδο				5	
Αναθερμαντικό στ.				7	
Στόμιο				1,14	
Σύνολο	-	-	-	77,108	

Το σύνολο των απωλειών λόγω τριβών στα εξαρτήματα του κλάδου αυτού είναι $\Delta p_{\text{εξαρ}}=77,108 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$.

Το σύνολο των απωλειών λόγω τριβών ισούται με το άθροισμα των ευθύγραμμων τμήματα και των εξαρτημάτων που βρίσκονται στον κλάδο αυτό και είναι :

$$\Delta p_{\text{ΟΛ}} = \Delta p_{\text{ευθ}} + \Delta p_{\text{εξαρ}} = 1,33 + 77,108 = 78,438 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$$

$$\Delta p_{\text{ΟΛ}} = 80 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$$

Επομένως η ισχύς του ανεμιστήρα που πρέπει να παρέχει αέρα $V_{\text{ΠΡΟΣ}} = 6190 \text{ m}^3/\text{h}$ και να μπορεί να ισοσταθμίζει απώλειες $\Delta p_{\text{ΟΛ}} = 80 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$ από τύπο (3.6) έχουμε:

$$N = \frac{Q \cdot H}{\eta \cdot 367} = \frac{6190 \cdot 80}{0,75 \cdot 367} = 1800 \text{ W}$$

Στην συνέχεια θα υπολογίσουμε την ισχύ του ανεμιστήρα που θα αναρροφά τον αέρα από τα στόμια επιστροφής. Για να πραγματοποιήσουμε τον υπολογισμό θα χρειαστούμε τις απώλειες και την παροχή.

Η παροχή του αέρα έχει υπολογιστεί παραπάνω και είναι $V_{\text{ΕΠΙΣ}}=5630\text{m}^3/\text{h}$, η πτώση πίεσης θα υπολογιστεί τώρα επιλέγοντας την δυσμενέστερη διαδρομή (g, h, i, j, k,l, m, n, n₁) που διακρίνεται στο σχέδιο του Παραρτήματος V.

Στη παραπάνω διαδρομή για την σύνδεση των ευθύγραμμων αγωγών υπάρχουν τα παρακάτω εξαρτήματα.

Πρέπει να υπολογιστεί η πτώση πίεσης :

- a) Στα ευθύγραμμα τμήματα των αεραγωγών της επιλεγμένης διαδρομής.
- b) Στα εξαρτήματα που συνδέουν αυτά τα τμήματα.

Αρχικά θα υπολογίσουμε την πτώση πίεσης τριβής των ευθύγραμμων τμημάτων.

Έχοντας υπολογίσει από τον Πίνακα 3.5 τις απώλειες τριβών για κάθε μήκος ευθύγραμμου τμήματος καταγράφουμε στον Πίνακα 3.8 τα μήκη της διαδρομής (g, h, i, j, k,l, m, n, n₁) που διακρίνεται στο σχέδιο του Παραρτήματος V.

Πίνακας 3.8

Χαρακτηριστικό τμήμα επιστροφής	Απώλειες τριβών mm Υ.Σ.
gh	0,036
hi	0,126
ij	0,140
jk	0,096
kl	0,056
lm	0,041
mn	0,100
nn ₁	0,018
Σύνολο	0,613

Το σύνολο των απωλειών λόγω τριβών στα ευθύγραμμα τμήματα είναι

$$\Delta p_{\text{ευθ}} = 0,613 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$$

Για τον υπολογισμό των απωλειών τριβής των εξαρτημάτων θα έχουμε:

Όπου ζ για κάθε εξάρτημα επιλέγουμε από τον πίνακα 3.12.

$$\rho = 1,20 \text{ Kg/m}^3 \quad \text{Για μια μέση θερμοκρασία του αέρα } T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$V = \text{σταθερό} = 5 \text{ m/s}$

Χρησιμοποιώντας το παραπάνω τύπο (3.5) θα πάρουμε σαν αποτέλεσμα:

Για άνοιγμα εισόδου:

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 1,25 \frac{1,2 \text{ Kg/m}^3 \cdot (5 \text{ m/s})^2}{2} = 18,75 \text{ Pa} \approx 1,875 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Για διακλάδωση 90° :

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 0,8 \frac{1,2 \text{ Kg/m}^3 \cdot (5 \text{ m/s})^2}{2} = 12,0 \text{ Pa} \approx 1,20 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Για γωνία 90° :

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 0,9 \frac{1,2 \text{ Kg/m}^3 \cdot (5 \text{ m/s})^2}{2} = 13,5 \text{ Pa} \approx 1,350 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Για συστολή 45° :

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 0,1 \frac{1,2 \text{ Kg/m}^3 \cdot (5 \text{ m/s})^2}{2} = 1,5 \text{ Pa} \approx 0,150 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Για διακλάδωση 45° :

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 0,7 \frac{1,2 \text{ Kg/m}^3 \cdot (5 \text{ m/s})^2}{2} = 10,5 \text{ Pa} \approx 1,05 \text{ mmH}_2\text{O}$$

Στο παρακάτω Πίνακα 3.9 καταγράφουμε τα εξαρτήματα που περιλαμβάνει ο δυσμενέστερος κλάδος αεραγωγών επιστροφής, επίσης αναφέρει την θέση που βρίσκονται τα εξαρτήματα με βάση το σχέδιο του Παραρτήματος V. Επίσης από πίνακες εξαρτημάτων 3.12 με βάση το αντίστοιχο εξάρτημα επιλέγεται ο συντελεστής τριβής ζ . Συνεπώς γνωρίζοντας τη ταχύτητα που κυκλοφορεί ο αέρας σε αυτά και από τον προαναφερθέντα τύπο (3.5) υπολογίζουμε τις απώλειες τριβών όπως παρατηρούμε στον Πίνακα 3.9.

Πίνακας 3.9

Είδος εξαρτημάτων	Θέση	Συντελεστής τριβής ζ	Ταχύτητα m/s	Απώλειες λόγω τριβών mmH ₂ O	Επιλογή από πίνακα 21
Άνοιγμα εισόδου	g	1,25	5	1,875	Σχήμα 13
Διακλάδωση 90°	i, k	0,8	5	2,40	Σχήμα 11
Γωνία 90°	h, n	0,9	5	2,7	Σχήμα 1
Συστολή 45°	i ₁ , j ₁ , l ₁ , m ₁	0,1	5	0,60	Σχήμα 20
Διακλάδωση 45°	l, m	0,7	5	2,10	Σχήμα 10
Στόμιο				0,079	
Ανεμιστήρας				10	
Σύνολο				19,754	

Το σύνολο των απωλειών λόγω τριβών στα εξαρτήματα του κλάδου αυτού είναι $\Delta p_{\text{εξαρ}} = 19,754 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$

Το σύνολο των απωλειών λόγω τριβών ισούται με το άθροισμα των ευθύγραμμων τμήματα και των εξαρτημάτων που βρίσκονται στον κλάδο αυτό και είναι :

$$\Delta p_{\text{ΟΛ}} = \Delta p_{\text{ευθ}} + \Delta p_{\text{εξαρ}} = 0,613 + 19,754 = 20,367 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$$

Συνεπώς το σύνολο των απωλειών για τον κλάδο επιστροφής είναι:

$$\Delta p_{\text{ΟΛ}} = 21 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$$

Επομένως η ισχύς του ανεμιστήρα στο κλάδο επιστροφής που πρέπει να παρέχει αέρα $V_{\text{ΕΠΙΣ}} = 5630 \text{ m}^3/\text{h}$ και να μπορεί να ισοσταθμίζει απώλειες $\Delta p_{\text{ΟΛ}} = 21 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$ με την χρήση του τύπου 3.6 έχουμε:

$$N = \frac{Q \cdot H}{\eta \cdot 367} = \frac{5630 \cdot 21}{0,75 \cdot 367} \approx 430 \text{ W}$$

Τέλος θα υπολογίσουμε την ισχύ του εξαεριστήρα (Εικόνα 3.4) στο σύστημα εξαερισμού W.C το οποίο αποτελείται από δύο εύκαμπτους αγωγούς κυκλικής διατομής που συνδέονται μέσω εξαρτημάτων σε αεραγωγό ορθογωνικής διατομής (σχέδιο παράρτημα).

Για τον υπολογισμό της ισχύς του εξαεριστήρα που θα τοποθετηθεί για να αναρροφά τον αέρα από τα W.C πρέπει να γνωρίζουμε δύο βασικά στοιχεία:

- Ø Την παροχή του αέρα
- Ø Την πτώση πίεσης

Η παροχή του αέρα έχει υπολογιστεί παραπάνω και είναι $V_{ΕΞ} = 260\text{m}^3/\text{h}$, η πτώση πίεσης θα υπολογιστεί τώρα επιλέγοντας την δυσμενέστερη διαδρομή (ο,ρ,q,q₁).

Στη παραπάνω διαδρομή για την σύνδεση των ευθύγραμμων αγωγών υπάρχουν τα παρακάτω εξαρτήματα.

Πρέπει να υπολογιστεί η πτώση πίεσης :

- a) Στα ευθύγραμμα τμήματα των αεραγωγών της επιλεγμένης διαδρομής.
- b) Στα εξαρτήματα που συνδέουν αυτά τα τμήματα.

Αρχικά θα υπολογίσουμε την πτώση πίεσης τριβής των ευθύγραμμων τμημάτων.

Έχοντας υπολογίσει από τον Πίνακα 3.5 τις απώλειες τριβών για κάθε μήκος ευθύγραμμου τμήματος, καταγράφουμε στον Πίνακα 3.10 τις τιμές για τη διαδρομή (ο,ρ,q,q₁).

Πίνακας 3.10

Χαρακτηριστικό τμήμα εξαερισμού W.C.	Απώλειες τριβών mm Υ.Σ.
ορ	0,750
ρq	0,160
qq ₁	0,315
Σύνολο	1,225

Το σύνολο των απωλειών λόγω τριβών στα ευθύγραμμα τμήματα είναι :

$$\Delta p_{\text{ευθ}} = 1,225 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$$

Για τον υπολογισμό των απωλειών τριβής των εξαρτημάτων θα έχουμε:

Όπου ζ για κάθε εξάρτημα επιλέγουμε από τον Πίνακα 3.12.

$$\rho = 1,20 \text{ Kg/m}^3$$

$V = \text{σταθερό} = 5 \text{ m/s}$

$T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

Χρησιμοποιώντας το παραπάνω τύπο (3.5) θα πάρουμε σαν αποτέλεσμα:

Για άνοιγμα εισόδου:

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 1,25 \frac{1,2 \text{ Kg/m}^3 \cdot (5 \text{ m/s})^2}{2} = 18,75 \text{ Pa} \approx 1,875 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Για γωνία 90° :

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 0,9 \frac{1,2 \text{ Kg/m}^3 \cdot (5 \text{ m/s})^2}{2} = 13,5 \text{ Pa} \approx 1,35 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Για συστολή 45° :

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 0,1 \frac{1,2 \text{ Kg/m}^3 \cdot (5 \text{ m/s})^2}{2} = 1,5 \text{ Pa} \approx 0,15 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Για διακλάδωση 45° :

$$\Delta p = z \frac{r \cdot V^2}{2} = 0,7 \frac{1,2 \text{ Kg/m}^3 \cdot (5 \text{ m/s})^2}{2} = 10,5 \text{ Pa} \approx 1,05 \text{ mm H}_2\text{O}$$

Στο παρακάτω Πίνακα 3.11 καταγράφουμε τα εξαρτήματα που περιλαμβάνει ο δυσμενέστερος κλάδος αεραγωγών επιστροφής, επίσης αναφέρει την θέση που βρίσκονται τα εξαρτήματα με βάση το σχέδιο του Παραρτήματος V. Επίσης από Πίνακες εξαρτημάτων 3.12 με βάση το αντίστοιχο εξάρτημα επιλέγεται ο συντελεστής τριβής ζ . Συνεπώς γνωρίζοντας τη ταχύτητα που κυκλοφορεί ο αέρας σε αυτά και από τον προαναφερθέντα τύπο (3.5) υπολογίζουμε τις απώλειες τριβών όπως παρατηρούμε στον Πίνακα 3.11.

Πίνακας 3.11

Είδος εξαρτημάτων	Θέση	Συντελεστής τριβής ζ	Ταχύτητα m/s	Απώλειες λόγω τριβών mm H ₂ O	Επιλογή από πίνακα 21

Ανοιγμα εισόδου	ο	1,25	5	1,875	Σχήμα 13
Γωνία 90°	ο,γ	0,9	5	2,70	Σχήμα 1
Συστολή 45°	ρ-γ	0,1	5	0,30	Σχήμα 20
Διακλάδωση 45°	ρ	0,7	5	1,05	Σχήμα 10
Εξαεριστήρας				10	
Στόμια				1	
Σύνολο				16,925	

Το σύνολο των απωλειών λόγω τριβών στα εξαρτήματα του κλάδου αυτού είναι $\Delta p_{εξαρ} = 16,925 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$

Το σύνολο των απωλειών λόγω τριβών ισούται με το άθροισμα των ευθύγραμμων τμήματα και των εξαρτημάτων που βρίσκονται στον κλάδο αυτό και είναι :

$$\Delta p_{ΟΛ} = \Delta p_{ευθ} + \Delta p_{εξαρ} = 16,925 + 4,51 = 21,435 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$$

$$\Delta p_{ΟΛ} = 22 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$$




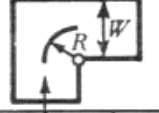
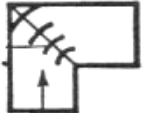
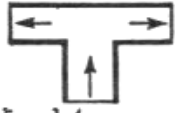



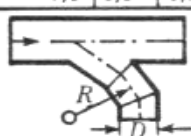
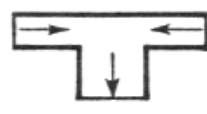

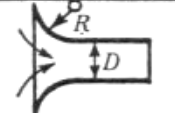
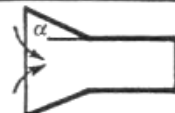
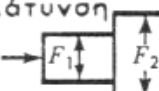
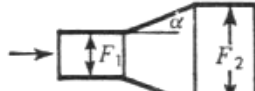
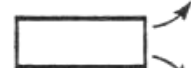
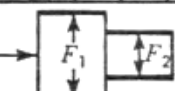

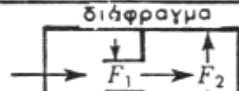
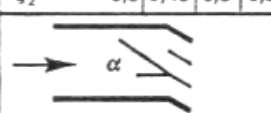
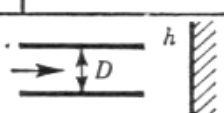
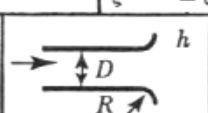
Ο εξαεριστήρας θα τοποθετηθεί μέσα στο κεντρικό αγωγό ο οποίος έχει κυκλική διατομή αξονοφυγοκεντρικός το σημείο τοποθέτησης μέσα στον αεραγωγό θα τοποθετηθεί κατάλληλα για να μην έχουμε θορύβους κραδασμούς και πάνω από όλα σωστό εξαερισμό, θα υπολογιστεί με τον τύπο (3.6) με δεδομένα παροχή αέρα $V_{EE} = 260 \text{ m}^3/\text{h}$ και απώλειες $\Delta p_{ΟΛ} = 22 \text{ mm } \Sigma \text{ H}_2\text{O}$ έχουμε:

$$N = \frac{Q \cdot H}{\eta \cdot 367} = \frac{260 \cdot 22}{0,75 \cdot 367} \approx 21 \text{ W}$$



Εικόνα 3.4 Εξαεριστήρας

Πίνακας 3.12 Συντελεστές αντίστασης ζ εξαρτημάτων κατά τη ροή του αέρα

<p>τόξο</p> 	1					<p>δ οδηγό ξλασμα</p> 	3															
	<p>○ R/D = 0,5 0,75 1,0 1,5 2 3 4</p> <p>ζ = 0,9 0,43 0,33 0,24 0,19 0,17 0,15</p>	<p>○ R/D = 0,5 0,75 1,0 1,5 2</p> <p>3 Segm. ζ = 1,3 0,8 0,5 0,3 0,25</p> <p>5 Segm. ζ = 1,1 0,6 0,4 0,25 0,2</p>					<p>□ R/W = 0,5 0,75 1 2</p> <p>W₁/W 0,25 ζ = 0,4 0,25 0,2 0,1</p> <p>W₁/W 0,5 ζ = 0,5 0,3 0,2 0,1</p>															
	4						5						6									
<p>h/b = 0,25 0,5 1,0 2,0</p> <p>ζ = 2,1 1,7 1,2 0,6</p>	<p>R/W = 0 0,2 0,4 0,6 0,8</p> <p>□ ζ = 1,4 0,7 0,6 0,7 1,1</p>					<p>δ οδηγό ξλασμα</p> <p>□ λετα με προφιλ ζ = 0,35 0,1</p>																
<p>διακλάδωση</p> 	7						8						9									
<p>○ □ ζ = 1,4</p>	<p>R/W = 0,5 0,75 1 1,5 2</p> <p>○ ζ = 1,1 0,6 0,4 0,25 0,2</p> <p>□ ζ = 1,0 0,5 0,25 0,15 0,1</p>					<p>α = 10 30 45 60 90°</p> <p>○ □ ζ = 0,1 0,3 0,7 1,0 1,4</p>																
<p>w₁ →</p> <p>διακλάδωση</p> 	10						11						12									
<p>w₂/w₁ = 0,4 0,6 0,8 1,0 2,0 3,0</p> <p>α = 60° 5,0 2,2 1,3 0,8 0,5 0,6</p> <p>α = 45° 3,5 1,3 0,7 0,4 0,4 0,5</p>	<p>R/D = 0,5 0,75 1 1,5 2</p> <p>ζ = 1,3 0,9 0,8 0,6 0,5</p>					<p>ζ = 1,4</p>																
<p>δνοιγμα εισόδου</p> 	13						14						15									
<p>○ ζ = 0,9 0,6</p> <p>□ ζ = 1,25 0,7</p>	<p>R/D = 0,25 0,5 0,75 1,0</p> <p>ζ = 0,2 0,1 0,05 0,05</p>					<p>α = 15 30 45 60 90°</p> <p>○ □ ζ = 0,5 0,3 0,3 0,4 0,7</p>																
<p>διαπλάτυνση</p> 	16						17						18									
<p>F₁/F₂ = 0 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0</p> <p>αναφέρεται στο F₁</p> <p>ζ₁ = 1,0 0,7 0,4 0,2 0,1 0</p>	<p>α = 5 7,5 10 15 22,5 30 45 90°</p> <p>ζ₁ = 0,15 0,2 0,25 0,4 0,6 0,8 0,9 1</p>					<p>ζ = 1,0</p>																
<p>δνωση</p> 	19						20					<p>διάφραγμα</p> 	21									
<p>F₂/F₁ = 0 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0</p> <p>ζ₂ = 0,6 0,45 0,3 0,2 0,1 0</p>	<p>ζ₂ = 0,1</p>					<p>F₁/F₂ = 0,9 0,8 0,7 0,6 0,5 0,4</p> <p>ζ = 0,06 0,28 0,78 1,82 3,8 8,1</p>																
	22						23						24									
<p>α = 0° 30° 45° 60°</p> <p>ζ = 1 1,5 3,5 8</p>	<p>h/D = 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0</p> <p>ζ = 1,6 1,2 1,05 1,0</p>					<p>h/D = 0,1 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0</p> <p>ζ = 0,7 0,4 0,7 0,8 0,8 0,8</p>					<p>R/D = 0,5</p>											
<p>πλέγμα (έκτύπωση δια πίεσης)</p>										25												
<p>έλευθερη διατομή σε %</p>										10	20	30	40	50	60	70	80					
<p>ζ για v = 0,5 m/s</p>										110	30	12	6	3,6	2,3	1,8	1,4					
<p>1,0</p>										120	33	13	6,8	4,1	2,7	2,1	1,6					
<p>(v αναφέρεται στην δλική διατομή)</p>										128	36	14,5	7,4	4,6	3,0	2,3	1,8					
<p>2,0</p>										134	39	15,5	7,8	4,9	3,2	2,5	1,9					
<p>2,5</p>										140	40	16,5	8,3	5,2	3,4	2,6	2,0					
<p>3,0</p>										146	41	17,5	8,6	5,5	3,7	2,8	2,1					
										<p>για συμπίκνωμα πλέγματα το ζ λαμβάνεται ίσο με το μισό</p>												

$\alpha^\circ = 0 \quad 15 \quad 30 \quad 45 \quad 60 \quad 75$ $\zeta = 0,4 \quad 0,6 \quad 3,5 \quad 17 \quad 95 \quad 600$						$\alpha^\circ = 0 \quad 15 \quad 30 \quad 45 \quad 60 \quad 75$ $\zeta = 0,25 \quad 0,7 \quad 2,2 \quad 6,5 \quad 20 \quad 60$						$\alpha^\circ = 0 \quad 15 \quad 30 \quad 45 \quad 60 \quad 75$ $\zeta = 0,35 \quad 1,1 \quad 3,3 \quad 10 \quad 30 \quad 90$					
$l/d \quad 1 \quad 2 \quad 3 \quad 4$ $\zeta \quad 3,5 \quad 1,7 \quad 1,6 \quad 1,7$						$l/d \quad 0 \quad 0,5 \quad 1 \quad 2$ $\zeta \quad 0 \quad 1,6 \quad 1,9 \quad 2,1$						$r/d \quad 2 \quad 4 \quad 6 \quad 8$ $\zeta \quad 0,6 \quad 0,4 \quad 0,2 \quad 0,1$					
$\frac{r}{d} = 1,5$ $\zeta = 0,4$						$\frac{r}{d} = 1,5$ $l = 0 \quad \zeta = 0,3$ $l = d \quad \zeta = 0,2$						$\frac{r}{d} = 1,5$ $\zeta = 0,3$					
$w_2/w_1 = 0,4 \quad 0,6 \quad 0,8 \quad 1,0 \quad 1,5$ $\zeta_{2\text{ ges}} = 7,0 \quad 3,4 \quad 2,0 \quad 1,5 \quad 0,9$ $\zeta_{2\text{ st}} = 1,5$						$w_2/w_1 = 0,4 \quad 0,6 \quad 0,8 \quad 1,0 \quad 1,5$ $\zeta_{2\text{ ges}} = 5,0 \quad 2,2 \quad 1,2 \quad 0,9 \quad 0,5$ $\zeta_{2\text{ st}} = 0 \quad 0,3 \quad 0,7 \quad 0,9 \quad 1,0$						$w_2/w_1 = 0,4 \quad 0,6 \quad 0,8 \quad 1,0 \quad 1,5$ $\zeta_{2\text{ ges}} = 4,7 \quad 1,9 \quad 0,9 \quad 0,6 \quad 0,4$ $\zeta_{2\text{ st}} = 0 \quad 0 \quad 0,3 \quad 0,6 \quad 0,9$					
<p style="text-align: center;">καμπύλη</p>																	
$h/b = 0,25$				$0,50$				$0,75 \dots 3,0$									
$R/b = 0,75 \quad 1,0 \quad 1,5 \quad 2,0$				$0,75 \quad 1,0 \quad 1,5 \quad 2,0$				$0,75 \quad 1,0 \quad 1,5 \quad 2,0 \dots 3,0$									
$\zeta = 0,55 \quad 0,45 \quad 0,3 \quad 0,2$				$0,45 \quad 0,3 \quad 0,2 \quad 0,15$				$0,4 \quad 0,2 \quad 0,15 \quad 0,10$									
$\zeta = 0,7 + 0,6 = 1,3$						$\zeta = 0,4 + 0,2 = 0,6$											
$f/F \quad 0,1 \quad 0,2 \quad 0,3 \quad 0,4 \quad 0,5$ $\zeta \quad 0,7 \quad 1,0 \quad 1,8 \quad 2,9 \quad 4,0$						$f/F \quad 0,1 \quad 0,2 \quad 0,3 \quad 0,4 \quad 0,5$ $\zeta \quad 0,2 \quad 0,4 \quad 0,75 \quad 1,3 \quad 2,0$						$f/F \quad 0,1 \quad 0,2 \quad 0,3 \quad 0,4 \quad 0,5$ $\zeta \quad 0,07 \quad 0,15 \quad 0,35 \quad 0,6 \quad 0,9$					

3.7 Στόμια αέρα

Η διανομή του κλιματισμένου αέρα στο χώρο που θέλουμε να κλιματίσουμε Παράρτημα II, γίνεται με τη βοήθεια των στομίων προσαγωγής. Με τα στόμια προσαγωγής μπορούμε να προσάγουμε στο χώρο τη σωστή ποσότητα αέρα, αλλά και να ρυθμίσουμε την ταχύτητα και την επιθυμητή κατεύθυνση του. Έτσι, με τις ρυθμίσεις που μπορούμε να κάνουμε στα στόμια προσαγωγής κατορθώνουμε να διατηρούμε στο χώρο και ιδιαίτερα από το δάπεδο μέχρι του ύψους των 2m, μια κατάσταση ανέσεως. Συνήθως δεν επιδιώκουμε να πετύχουμε συνθήκες ανέσεως σε ύψος άνω των 2m.

Πολλές φορές στη πράξη οι δυσκολίες της σωστής διανομή του αέρα, είναι τόσες πολλές που μας αναγκάζουν να κάνουμε πολλούς συμβιβασμούς και υποχωρήσεις.

Άλλοι παράγοντες που πρέπει ιδιαίτερα να προσεχτούν είναι η ταχύτητα εξόδου του αέρα από τα στόμια προσαγωγής, η ταχύτητα κινήσεως του αέρα στον κλιματιζόμενο χώρο και η στάθμη θορύβου. Εκτός των στομίων προσαγωγής υπάρχουν και τα στόμια απαγωγής, που ανήκουν στο δίκτυο απαγωγής της εγκαταστάσεως. Τα στόμια αυτά είναι της αυτής περίπου κατασκευής με τα στόμια προσαγωγής. Πολλές φορές όμως κατασκευάζονται και ειδικής μορφής και μεγέθους στόμια απαγωγής που εξυπηρετούν ειδικές περιπτώσεις.

Τα στόμια προσαγωγής διακρίνονται σε :

- Ø Στόμια τοίχου
- Ø Στόμια οροφής
- Ø Στόμια δαπέδου

Τα στόμια τοίχου κατασκευάζονται συνήθως από αλουμίνιο και μπορεί κανείς να συναντήσει στο εμπόριο μια μεγάλη ποικιλία από σχήματα και μεγέθη στομίων. Ένας συνδυασμός ρυθμιζόμενων εξωτερικών και εσωτερικών πτερυγίων ή διαφραγμάτων δίνει την δυνατότητα εύκολης και ομοιόμορφης διανομής του αέρα στο κλιματιζόμενο χώρο.

Για την μελέτη μας επιλέξαμε στόμια οροφής τα οποία είναι περισσότερο κατάλληλα για εκτεταμένους χώρους και μάλιστα όταν η εγκατάσταση εξυπηρετεί θερινό κλιματισμό (ψύξη). Συναντώνται σε δύο τύπους, στα κυκλικά και στα ορθογώνια (συνήθως τετράγωνα).

Τα περύγια των κυκλικών στομιών οροφής είναι ρυθμιζόμενα και μπορούν να πάρουν δύο ακραίες θέσεις:

Ø Άνω θέση και

Ø Κάτω θέση

Η άνω θέση των περυγίων δίνει διανομή αέρα περίπου κάθετη και είναι κατάλληλη για περιπτώσεις θερμάνσεως με αέρα χώρων, των οποίων το ύψος είναι μεγάλο. Αντίθετα για περιπτώσεις χώρων μικρού ύψους ή κλιματισμού θέρους προτιμάτε η κάτω θέση των περυγίων. Φυσικά μεταξύ των δύο ακραίων θέσεων Άνω και Κάτω υπάρχουν και ενδιάμεσες θέσεις στις οποίες μπορούν να ρυθμιστούν τα περύγια του στομίου για μια ομοιόμορφη διανομή του προσαγόμενου αέρα.

Το μεγάλο πλεονέκτημα των στομιών οροφής είναι ότι έχουμε πλήρη και ταχεία ανάμιξη του αέρα του χώρου (δευτερεύων αέρας) με τον προσαγόμενο αέρα (πρωτεύων αέρας) με αποτέλεσμα την γρήγορη εξίσωση των θερμοκρασιών και την αποφυγή της δημιουργίας ενοχλητικών ρευμάτων εντός κλιματιζόμενου χώρου. Επιπροσθέτως η κατανομή του αέρα, στο χώρο, γίνεται καλύτερη από ότι στα στόμια του τοίχου.

Δεν παύουν όμως τα στόμια οροφής να παρουσιάζουν και μειονεκτήματα τα οποία είναι :

Ø Κοστίζουν περισσότερο από τα στόμια τοίχου αντίστοιχων χαρακτηριστικών.

Ø Αύξηση του κόστους του δικτύου των αεραγωγών που θα οδηγήσει τον αέρα μέχρι το σημείο του στομίου.

- Ø Μερικοί αρχιτέκτονες και διακοσμητές εσωτερικών χώρων, δεν βρίσκουν ιδανική την παρουσία των στομιών στην οροφή του κλιματιζόμενου χώρου.
- Ø Η στερέωση τους στην οροφή της οικοδομής είναι δυσκολότερη από την στερέωση των στομιών τοίχου.

Τα κυκλικά στόμια συνοδεύονται συνήθως από εξαρτήματα που έχουν σαν σκοπό τον έλεγχο της ποσότητας του αέρα και την ομοιόμορφη κατανομή του.

Μερικά από τα εξαρτήματα των στομιών οροφής είναι :

- Ø Η εσχάρα ισοκατανομής, που τοποθετείται στο πίσω μέρος του στομιού και έχει σαν σκοπό την ομοιόμορφη κατανομή του αέρα σε όλη την επιφάνεια του στομιού και τον έλεγχο της διευσύσεως αυτού.
- Ø Το διάφραγμα ή τάμπερ, το οποίο ελέγχει τη ποσότητα του αέρα που περνά προς τον κλιματιζόμενο χώρο και μπορεί εύκολα να ρυθμίζεται εξωτερικά με τη βοήθεια ενός ρυθμιστικού κοχλίου.

Τα ορθογώνια στόμια οροφής, όπως και τα στρογγυλά, φέρουν εσχάρα ισοκατανομής και διάφραγμα (τάμπερ) που μπορούν να ρυθμίσουν την ποσότητα και την ομοιόμορφη κατανομή του αέρα.

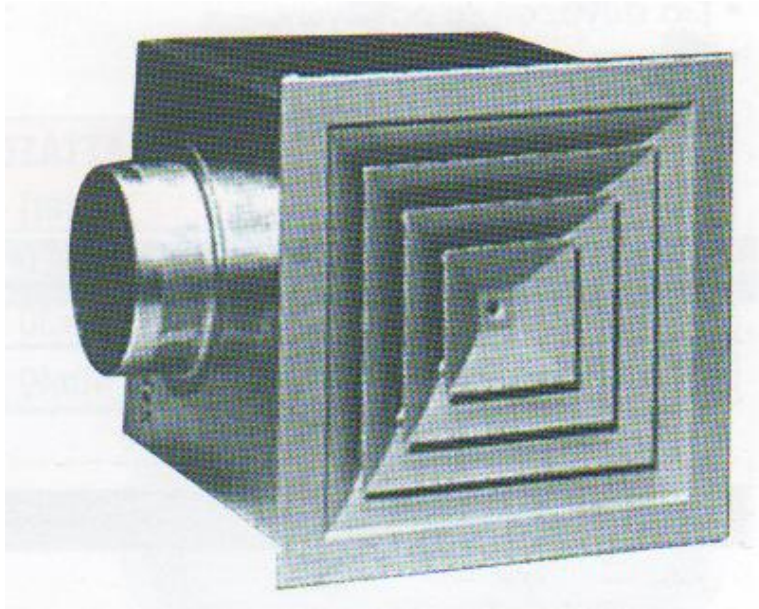
Η εκλογή των στομιών οροφής

Για την σωστή εκλογή των κυκλικών στομιών οροφής θα πρέπει να γνωρίζουμε τα ακόλουθα στοιχεία:

- Ø Την παροχή του στομιού σε m^3/h ή cfm
- Ø Την μέγιστη ακτίνα διαχύσεως σε m ή ft
- Ø Την ταχύτητα του αέρα στο στόμιο

Εμείς θα χρησιμοποιήσουμε στόμια οροφής σαν και αυτό της Εικόνας 3.6. Η ενδιάμεση σύνδεση του στομιού και του αεραγωγού πραγματοποιείται με ειδικό εξάρτημα που καλείται κιβώτιο στομιού όπως διακρίνουμε στην Εικόνα 3.5. Το κιβώτιο στομιού χρησιμοποιείται για την εύκολη σύνδεση στομιών προσαγωγής ή απαγωγής για εύκαμπτους αεραγωγούς κυκλικής

διατομής, αυτό τον τύπο σύνδεσης θα το χρησιμοποιήσουμε για όλα τα στόμια εκτός από τα στόμια που βρίσκονται στον διάδρομο διότι δεν έχουμε αεραγωγό κυκλικής διατομής και επίσης γιατί συνδέονται απευθείας στον αεραγωγό ορθογωνικής διατομής. Το κιβώτιο στομίου κατασκευάζεται από γαλβανισμένη λαμαρίνα σε ότη διάσταση επιθυμούμε και έχει δυνατότητα επικάλυψης με φελοπολτό για θερμομόνωση.



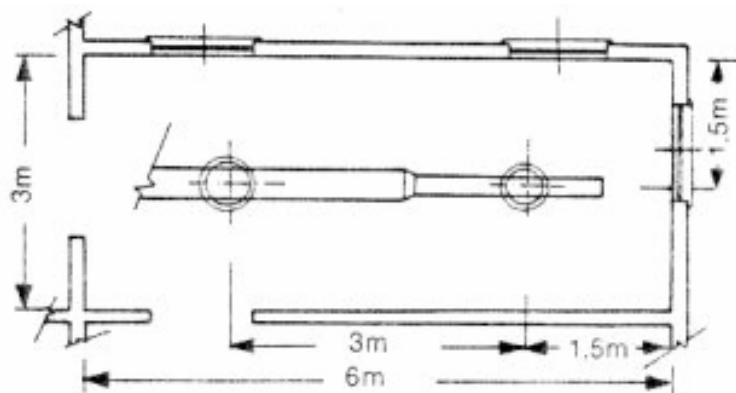
Εικόνα 3.5 Κιβώτιο σύνδεσης κυκλικού αεραγωγού με στόμιο.

Η παροχή για το κάθε στόμιο έχει υπολογιστεί παραπάνω και έχει καταγραφεί στα σχέδια του παραρτήματος.

Η μέγιστη ακτίνα διαχύσεως ενός στομίου οροφής είναι η οριζόντια απόσταση μεταξύ του στομίου και της ζώνης που η ταχύτητα του αέρα έχει ελαττωθεί στο όριο των 0,17 έως 0,25 m/s (35 έως 50 FPM) είναι κάτι αντίστοιχο του βεληνεκούς στα στόμια τοίχου.

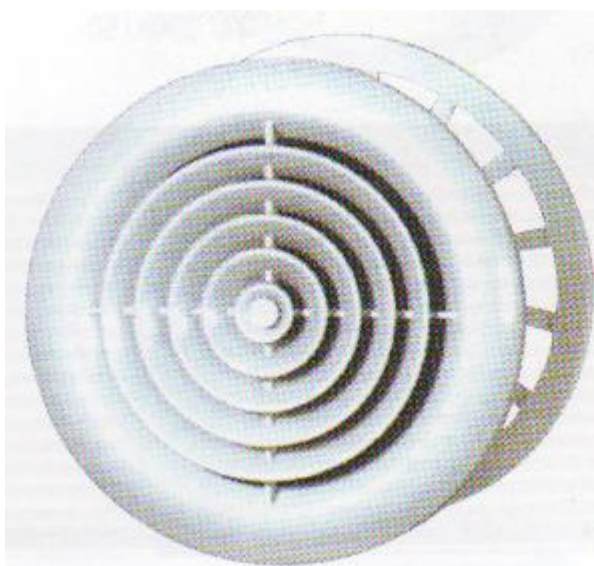
Η μέγιστη ακτίνα διαχύσεως δεν πρέπει φυσικά να είναι μεγαλύτερη από τις διαστάσεις του χώρου γιατί τότε ο αέρας θα χτύπα στους τοίχους. Αν τα στόμια που θα χρησιμοποιήσουμε είναι περισσότερα από ένα τότε η μέγιστη ακτίνα διαχύσεως κάθε στομίου θα πρέπει να περιορίζεται στα όρια της ζώνης

που θα εξυπηρετήσει. Αυτό προφανώς ισχύει όταν είναι σωστά τοποθετημένο στο κάθε δωμάτιο (Σχήμα 3.2).



Σχήμα 3.2

Τα στόμια που θα επιλέξουμε είναι της σειράς M 55 Εικόνα 3.6 και αποτελούνται από σειρά ρυθμιζόμενων πτερυγίων κωνοειδούς διατάξεως, διαφορετικής διαμέτρου, συναρμολογημένων μεταξύ τους ώστε να αποτελούν ενιαίο σύνολο και έχουν σκοπό τη λήψη του αέρα εκ των άνω και τη διανομή του οριζόντια και ομοιόμορφα προς όλες της κατευθύνσεις.



Εικόνα 3.6 Στόμιο οροφής κυκλικό σειράς M 55

Η διαδικασία υπολογισμού για την εκλογή των στομίων οροφής είναι η ακόλουθη:

Αρχικά θα επιλέξουμε την ταχύτητα του αέρα που θα εισέρχεται και θα εξέρχεται από τα αντίστοιχα στόμια. Η ταχύτητα για τα στόμια στη περίπτωση μας επιλέγεται από τον Πίνακα 3.13 για το διάστημα μεταξύ 2,5-3,75 m/sec επειδή οι χώροι που θέλουμε να κλιματίσουμε είναι γραφεία.

Πίνακας 3.13 Ταχύτητας στομίων οροφής

Ταχύτητα (m/sec)	Χώρος
2,5	Στούντιο τηλεόρασης και ραδιοφωνίας, Βιβλιοθήκες
2,5-3,75	Γραφεία, Δωμ.Νοσοκομείων, Υπνοδωμ.Ξενοδοχείων, Εκκλησίες
3,75-5,00	Δημόσια κτήρια, Θέατρα, Εστιατόρια, Τράπεζες, Σχολεία
5,00-7,50	Εργοστάσια, Γυμναστήρια, Αποθήκες, Μεγάλα καταστήματα

Στη συνέχεια καταγράφουμε τα δεδομένα στο παρακάτω Πίνακα 3.14 και στη συνέχεια εκλέγουμε το τύπο στομίου που αντιστοιχεί στα δεδομένα μας.

Πίνακας 3.14 Στοιμών Προσαγωγής

Παροχή m ³ /h	Ταχύτητα m/sec	Ολική πτώση mm Σ.Ν.	Τύπος στομίου	Παρατηρήσεις
ΠΡΟΕΔΡΟΣ				Η παροχή από το στόμιο έχει υπολογιστεί παραπάνω και παρατηρείται στα σχέδια στο παράρτημα . Η ταχύτητα επιλέγεται από το πίνακα 2. Η ολική πτώση πίεσης και ο τύπος στομίου από το πίνακα 4
390	2,5	0,79	254	
ΑΝΤΙΠΡΟΕΔΡΟΣ				
390	2,5	0,79	254	
ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ ΠΡΟΕΔΡΟΥ				
320	3	1,14	203	
320	3	1,14	203	
ΑΙΘΟΥΣΑ ΣΥΝΕΔΡΙΑΣΕΩΝ				
420	3	1,14	254	
420	3	1,14	254	
420	3	1,14	254	
420	3	1,14	254	
ΑΙΘΟΥΣΑ ΣΕΜΙΝΑΡΙΩΝ				
490	3	1,14	254	
490	3	1,14	254	
ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ ΔΙΕΥΘΥΝΤΟΥ				
190	3	1,14	203	
ΔΙΕΥΘΥΝΤΗΣ				
330	3	1,14	203	
ΠΡΩΤΟΚΟΛΛΟ				
330	3	1,14	203	
W.C. ΑΝΔΡΩΝ				
140	3	1,14	152	
W.C. ΓΥΝΑΙΚΩΝ				
140	3	1,14	152	
ΔΙΑΔΡΟΜΟΣ				
490	3	1,14	254	
490	3	1,14	254	

Με την ίδια διαδικασία που προαναφέρθηκε, πραγματοποιείται και η παρακάτω συμπλήρωση του Πίνακα 3.15 με τα στόμια επιστροφής αέρα.

Πίνακας 3.15 Στοιμίων Επιστροφής

Παροχή m ³ /h	Ταχύτητα m/sec	Ολική πτώση mm Σ.Ν.	Τύπος στομίου	Παρατηρήσεις
ΠΡΟΕΔΡΟΣ				<p>Η παροχή από το στόμιο έχει υπολογιστεί παραπάνω και παρατηρείται στα σχέδια στο παράρτημα .</p> <p>Η ταχύτητα επιλέγεται από το πίνακα 2.</p> <p>Η ολική πτώση πίεσης και ο τύπος στομίου από το πίνακα 4</p>
370	2,5	0,79	254	
ΑΝΤΙΠΡΟΕΔΡΟΣ				
370	2,5	0,79	254	
ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ ΠΡΟΕΔΡΟΥ				
610	2,5	0,79	305	
ΑΙΘΟΥΣΑ ΣΥΝΕΔΡΙΑΣΕΩΝ				
800	2,5	0,79	356	
800	2,5	0,79	356	
ΑΙΘΟΥΣΑ ΣΕΜΙΝΑΡΙΩΝ				
930	2,5	0,79	406	
ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ ΔΙΕΥΘΥΝΤΟΥ				
180	2,5	0,79	203	
ΔΙΕΥΘΥΝΤΗΣ				
320	2,5	0,79	254	
ΠΡΩΤΟΚΟΛΛΟ				
320	2,5	0,79	254	
W.C. ΑΝΔΡΩΝ				
130	2,5	0,79	152	
W.C. ΓΥΝΑΙΚΩΝ				
130	2,5	0,79	152	
ΔΙΑΔΡΟΜΟΣ				
930	2,5	0,79	406	

Πίνακας 3.16 Εκλογής στομιών οροφής σειράς M 55

Τύπος Στομί ου	Ταχύτητα (m/sec)	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,5
	Ολική πίεση mm Σ.Ν.	0,79	1,14	1,57	2,08	2,54	3,18	3,81	4,57	5,33	6,86
152	m ³ /h μεγ-ελαχ.ακτ,διαχ	128	204	238	272	298	349	383	417	442	510
		0,61-	1,22-	1,83-	2,13-	2,44-	3,74-	2,74-	3,05-	3,35-	3,66-
		0,30	0,61	0,91	1,22	1,52	1,52	1,52	1,63	2,13	2,13
203	m ³ /h μεγ-ελαχ.ακτ,διαχ	255	340	417	478	544	612	672	723	799	935
		1,22-	1,83-	2,44-	2,74-	3,05-	3,35-	3,66-	3,96-	4,57-	5,18-
		0,61	0,91	1,22	1,52	1,83	2,13	2,13	2,44	2,74	3,35
254	m ³ /h μεγ-ελαχ.ακτ,διαχ	408	544	663	748	750	952	1037	1122	1224	1394
		1,83-	2,44-	3,05-	3,35-	3,96-	4,27-	4,88-	5,18-	5,49-	5,79-
		0,91	1,52	1,83	1,83	2,44	2,44	3,05	3,35	3,66	3,96
305	m ³ /h μεγ-ελαχ.ακτ,διαχ	612	782	952	1088	1207	1360	1496	1615	1768	1955
		2,44-	3,05-	3,66-	3,96-	4,86-	5,38-	5,49-	5,79-	6,10-	6,71-
		1,52	1,83	2,13	2,44	3,05	3,35	3,66	396	4,27	4,27
356	m ³ /h μεγ-ελαχ.ακτ,διαχ	799	1020	1241	1445	1615	1921	2006	2176	2414	2720
		2,74-	3,35-	4,27-	4,57-	5,18-	5,79-	6,10-	6,71-	7,32-	8,23-
		1,83	2,13	2,44	2,74	3,35	3,96	4,27	4,27	4,57	4,57
406	m ³ /h μεγ-ελαχ.ακτ,διαχ	1054	1394	1700	1955	2176	2414	2669	2890	3145	3570
		3,05-	3,96-	4,88-	5,49-	6,10-	6,40-	7,01-	7,62-	8,23-	8,54-
		1,83	2,44	3,05	3,66	4,27	4,27	4,57	4,57	4,88	5,49
457	m ³ /h μεγ-ελαχ.ακτ,διαχ	1343	1751	2125	2465	2720	3060	3400	3740	4080	4590
		3,66-	4,57-	5,18-	6,10-	6,71-	7,32-	7,93-	8,54-	8,84-	9,45-
		2,13	2,74	3,35	4,27	4,27	4,57	4,88	5,18	5,18	5,49
508	m ³ /h μεγ-ελαχ.ακτ,διαχ	1667	2176	2635	3060	3400	3825	4250	4590	4930	5610
		3,96-	5,18-	6,10-	6,71-	7,32-	7,93-	8,54-	8,84-	9,45-	10,37-
		2,44	3,35	4,27	4,27	4,57	4,88	5,18	5,49	5,49	6,1
510	m ³ /h μεγ-ελαχ.ακτ,διαχ	2295	2975	3740	4250	4760	5440	5950	6375	6800	-
		4,88-	4,79-	7,01-	7,62-	8,54-	8,84-	9,76-	10,6-	10,37-	
		3,05	3,96	4,27	4,57	5,18	3,05	5,79	6,10	6,4	
762	m ³ /h μεγ-ελαχ.ακτ,διαχ	3825	5015	5950	6800	7650	8500	-	-	-	-
		6,10-	7,62-	8,23-	9,15-	10,06-	10,67-				
		4,27	4,57	4,88	5,49	6,1	6,4				

3.8 Φίλτρα αέρα

Λαμβάνοντας υπόψη, ότι οι περισσότεροι άνθρωποι περνούν περίπου το 60% – 90% του χρόνου τους μέσα στα κτίρια, η εξασφάλιση της κατάλληλης ποιότητας του εσωτερικού αέρα, προϋποθέτει τη χρήση φίλτρων για το καθαρισμό του αέρα από τους εσωτερικούς και εξωτερικούς ρύπους. Έτσι, το φιλτράρισμα του αέρα αποδεικνύεται ως ο πιο αποδοτικός τρόπος ελέγχου των ρύπων του αέρα.

Τα φίλτρα αποτελούνται από ακατέργαστα νήματα με πορώδη υφή, μέσα από τα οποία κυκλοφορεί ο αέρας, ενώ τα πιο συνηθισμένα έχουν επικάλυψη κολλώδους ουσίας.

Τα φίλτρα διακρίνονται στις παρακάτω βασικές κατηγορίες:

- ❖ Στατικά
- ❖ Αυτόματα
- ❖ Ηλεκτροστατικά
- ❖ Υψηλής απόδοσης
- ❖ Ενεργού άνθρακα

Συνήθως, στις κεντρικές κλιματιστικές μονάδες (Κ.Κ.Μ.) χρησιμοποιούνται φίλτρα για την απομάκρυνση στερεών σωματιδίων από τον εσωτερικό και τον εξωτερικό αέρα, μικροοργανισμών, οσμών ακόμη και αερίων ρύπων.

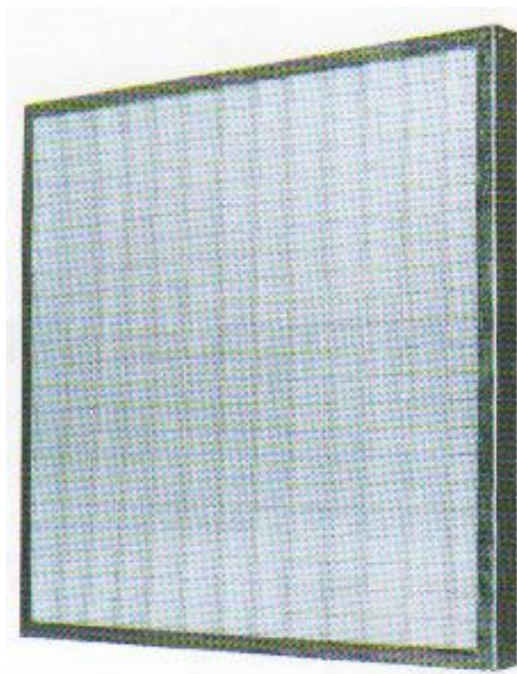
Πιο συγκεκριμένα, η αρχή λειτουργίας των παραπάνω φίλτρων, αρκετά από τα οποία χρησιμοποιούνται, πρακτικά, σε όλες τις Κ.Κ.Μ. είναι η εξής: Περνώντας από το φίλτρο ο αέρας, συναντά ένα φυσικό εμπόδιο και αναγκάζεται να αλλάξει πορεία. Τα σωματίδια, όμως, που αυτός περιέχει, λόγω της αδράνειάς τους, συνεχίζουν την ευθύγραμμη πορεία τους και προσκρούουν στις ίνες του φίλτρου, με συνέπεια να προσκολληθούν και να κατακρατηθούν στις επιφάνειες του φίλτρου.

Το πρώτο σημείο εισόδου ενός εξωτερικού ρύπου μέσα στο κτίριο, διαμέσου του συστήματος αερισμού, είναι στα στόμα αναρρόφησης του εξωτερικού αέρα,

οπότε αυτά πρέπει να βρίσκονται μακριά από τα στόμια απόρριψης (εξόδου) του αέρα, από καπνοδόχους ή απολήξεις αερισμού αποχετεύσεων (τουλάχιστον 8 μέτρα πάνω από αυτά) και γενικά πρέπει να τοποθετούνται σε υψηλά σημεία. Έτσι αποφεύγεται και η εισαγωγή ακάθαρτου αέρα που βρίσκεται, συνήθως, χαμηλά, κοντά στο επίπεδο οδοστρώματος των δρόμων όπως είναι π.χ. οι ρύποι από τις εξατμίσεις των αυτοκινήτων.

Επίσης, η χρήση κατάλληλων φίλτρων επιτρέπει την ανακυκλοφορία του εσωτερικού αέρα, ο οποίος αφού κλιματιστεί και καθαριστεί, αναμειγνύεται με την απαραίτητη ποσότητα νωπού (εξωτερικού φρέσκου αέρα) και επαναφέρεται στους εσωτερικούς χώρους. Παρομοίως, με το συνδυασμό διαφόρων φίλτρων (πολυσταδιακός καθαρισμός) εξασφαλίζεται η καλή ποιότητα του αέρα.

Η εγκατάσταση μας θα αποτελείται από δύο είδη φίλτρων, θα υπάρχει ένα πρόφιλτρο (Εικόνα 3.7) το οποίο θα είναι τοποθετημένο μετά το κουτί μίξης νωπού και επιστρεφόμενου αέρα.



Εικόνα 3.7 Πρόφιλτρο

Αυτό θα κατακρατεί σωματίδια με σχετικά μεγάλη διάμετρο έχει χαμηλό κόστος και έχει δυνατότητα εναλλαγής. Στη συνέχεια μετά το πρόφιλτρο τοποθετείται σακόφιλτρο αέρος (Εικόνα 3.8), το οποίο έχει μεγαλύτερη δυνατότητα φιλτραρίσματος αέρα λόγω του σχεδιασμού του συγκρίνοντας με το πρόφιλτρο, καθώς επίσης και μεγαλύτερο κόστος.



Εικόνα 3.8 Σακόφιλτρο

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

ΘΕΡΜΑΝΣΗ

4.1 Γενικά

Σκοπός της θέρμανσης, χαρακτηρίζεται συνήθως η θέρμανση των χώρων παραμονής του ανθρώπου το χειμώνα. Ακριβέστερα όμως, ο σκοπός της θέρμανσης είναι να ρυθμίζει την θερμοκρασία του χώρου τις ψυχρές εποχές, θερμαίνοντας το περιβάλλον του, ώστε να δημιουργείται ισορροπία μεταξύ παραγωγής και απαγωγής θερμότητας για να αισθάνεται ο άνθρωπος θερμοφυσιολογικά ευχάριστα.

Οι παράγοντες που επηρεάζουν την ευεξία είναι εκτός από την ενδυμασία, κυρίως η θερμοκρασία του αέρα, η μέση θερμοκρασία των τοίχων, η υγρασία του αέρα, η ταχύτητα της κίνησης του και η καθαρότητα του. Η θέρμανση επηρεάζει δύο μόνον από τους πέντε αυτούς παράγοντες, τη θερμοκρασία δηλαδή του αέρα και τη μέση θερμοκρασία των τοιχωμάτων που περιβάλλουν το χώρο (συμπεριλαμβάνονται και οι θερμαντικές επιφάνειες). Οι δύο αυτές θερμοκρασίες μαζί, χαρακτηρίζονται με τον όρο αισθητή θερμοκρασία. Οι άλλοι παράγοντες επηρεάζονται μόνο από τις κλιματιστικές εγκαταστάσεις που θεωρούνται και οι πιο τέλειες για την παραγωγή ενός άνετου κλίματος του χώρου.

4.2 Διαδικασία υπολογισμού θέρμανσης γραφείων διοίκησης

Σαν πρώτο στάδιο για την θέρμανση των γραφείων διοικήσεως είναι να υπολογίσουμε τις θερμικές απώλειες αυτών, χρησιμοποιώντας κατάλληλους τύπους όπως θα δούμε στην σελίδα 78 και τα αντίστοιχα σχέδια που βρίσκονται στα Παραρτήματα I,II,III. Για τον υπολογισμό των θερμικών απωλειών θα χρησιμοποιήσουμε ειδικό έντυπο στο οποίο καταγράφουμε τα δεδομένα των χώρων των γραφείων σε αντίστοιχες στήλες του εντύπου.

Στη συνέχεια θα υπολογίσουμε την θερμική ισχύ του κεντρικού θερμαντικού στοιχείου που βρίσκεται στη κλιματιστική μονάδα καθώς και των δυο αναθερμαντικών στοιχείων Παράρτημα VII που βρίσκονται στους αντίστοιχους κλάδους προσαγωγής αέρα όπως θα δούμε παρακάτω. Επιπλέον θα υπολογίσουμε τη παροχή του θερμού ύδατος που θα κυκλοφορεί εντός αυτών για την επίτευξη του στόχου μας.

Θα υπολογίσουμε το σύστημα των σωληνώσεων που διέρχεται το θερμό ύδωρ καθώς επίσης την ηλεκτρική ισχύ του κυκλοφορητή που θα τοποθετηθεί εκεί. Στη συνέχεια θα επιλέξουμε τον κυκλοφορητή που θα έχει κατάλληλο μανομετρικό για να παρέχει την αναγκαία ποσότητα ύδατος στο σύστημα. Τέλος θα υπολογίσουμε την θερμική ισχύ του λέβητα και θα επιλέξουμε το τύπο λέβητα ώστε να καλύπτει τις θερμικές ανάγκες .

4.3 Υπολογισμός θερμικών απωλειών δι' αγωγιμότητας

Βασικός σκοπός των κεντρικών θερμάνσεων είναι να διατηρείται μέσα σ' έναν κλειστό χώρο μια σταθερή προκαθορισμένη θερμοκρασία οποιαδήποτε κι αν είναι η εξωτερική θερμοκρασία. Λόγω διαφοράς θερμοκρασίας χάνεται θερμότητα μέσω των τοίχων, θυρών, παραθύρων κ.λπ. προς τον εξωτερικό χώρο.

Το σύνολο αυτής της θερμότητας που χάνεται από το κλειστό χώρο ονομάζεται “θερμικές απώλειες”, όπως παρατηρούμε στην Εικόνα 4.2 και υπολογίζεται με τη παρακάτω σχέση.

$$Q_{\sigma} = Q_o + Q_A \quad (4.1)$$

Όπου:

Q_{σ} : είναι το σύνολο θερμικών απωλειών του χώρου σε kcal/h.

Q_o : είναι η συνολική θερμική απώλεια χώρου λόγω αγωγιμότητας σε kcal/h και δίνεται από τη παρακάτω σχέση.

Q_A : είναι το σύνολο των θερμικών απωλειών λόγω αερισμού σε kcal/h και δίνεται από τη παρακάτω σχέση.

$$Q_o = Q(1 + \Sigma J) \quad (4.2)$$

Q : είναι οι θερμικές απώλειες επιφάνειας λόγω αγωγιμότητας σε kcal/h και δίνεται από παρακάτω σχέση.

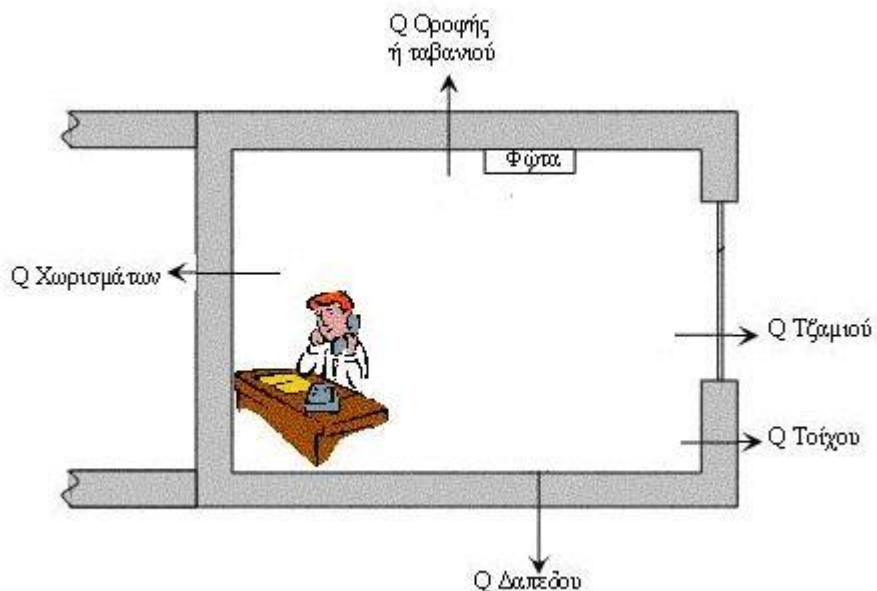
ΣJ : είναι το άθροισμα των προσαυξήσεων και αναφέρεται στη § 4.6.

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t \quad (4.3)$$

k : είναι ο συντελεστής θερμοπερατότητας σε kcal/h · m² · °C ο οποίος έχει υπολογισθεί στο Κεφάλαιο 2.

F : είναι το εμβαδόν της επιφάνειας σε m².

Δt : είναι η διαφορά θερμοκρασίας χώρου και εξωτερικού περιβάλλοντος σε °C.



Εικόνα 4.2

4.4 Περιγραφή και τρόπος συμπλήρωσης του εντύπου

Το έντυπο υπολογισμού των θερμικών απωλειών της § 4.7 περιλαμβάνει δεκαέξι στήλες όπου κάθε στήλη περιέχει:

☐ Στήλη (1). Εδώ γράφεται συντομογραφικά το είδος του τοιχώματος ή του ανοίγματος ως εξής:

$P_{εξ}$ ή $P_{εσ}$ = Παράθυρο εξωτερικό ή παράθυρο εσωτερικό.

$\Theta_{εξ}$ ή $\Theta_{εσ}$ = Θύρα εξωτερική ή Θύρα εσωτερική.

$T_{εξ}$ ή $T_{εσ}$ = Τοίχος εξωτερικός ή τοίχος εσωτερικός.

Δ = Δάπεδο.

O = Οροφή.

☐ Στήλη (2). Στη στήλη αυτή γράφεται ο προσανατολισμός του τοιχώματος ή του ανοίγματος π.χ. Β, ΒΑ, Ν κ.λπ.

☐ Στήλη (3). Στη στήλη αυτή γράφεται το πάχος της επιφάνειας σε cm.

☐ Στήλη (4). Στη στήλη αυτή γράφεται το μήκος της επιφάνειας σε m.

☐ Στήλη (5). Στη στήλη αυτή γράφεται το ύψος ή το πλάτος της επιφάνειας σε m.

- ☒ Στήλη (6). Στη στήλη αυτή γράφεται το εμβαδόν της επιφάνειας σε m^2 , δηλαδή το γινόμενο του περιεχομένου των στηλών (4)·(5).
- ☒ Στήλη (7). Στη στήλη αυτή γράφεται ο αριθμός των ίδιων επιφανειών που το εμβαδόν τους αναφέρεται στη στήλη (6) π.χ. παράθυρων θυρών κ.λπ.
- ☒ Στήλη (8). Στη στήλη αυτή γράφεται η επιφάνεια σε m^2 που πρέπει να αφαιρεθεί από την επιφάνεια της στήλης (6) (π.χ. η επιφάνεια θυρών ή παραθύρων που πρέπει να αφαιρεθεί για να βρεθεί η καθαρή επιφάνεια του τοιχώματος).
- ☒ Στήλη (9). Στη στήλη αυτή γράφεται η καθαρή επιφάνεια υπολογισμού του τοιχώματος σε m^2 . Η επιφάνεια αυτή βρίσκεται από την αφαίρεση των στηλών (6) – (8).
- ☒ Στήλη (10). Στη στήλη αυτή γράφεται ο συντελεστής θερμοπερατότητας της επιφάνειας σε $Kcal/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$.
- ☒ Στήλη (11). Στη στήλη αυτή γράφεται η διαφορά μεταξύ της εσωτερικής και της εξωτερικής θερμοκρασίας του χώρου $\Delta t = t_{εσ} - t_{εξ}$ σε $^\circ C$.
- ☒ Στήλη (12). Στη στήλη αυτή γράφονται οι απώλειες θερμότητας λόγω θερμικής αγωγιμότητας της επιφάνειας σε $Kcal/h$, δηλαδή το γινόμενο του περιεχομένου των τριών προηγούμενων στηλών (9) · (10) · (11).
- ☒ Στήλη (13). Στη στήλη αυτή γράφεται η προσαύξηση λόγω διακοπτόμενης λειτουργίας Z_D σε ποσοστά επί τοις %.
- ☒ Στήλη (14). Στη στήλη αυτή γράφεται η προσαύξηση λόγω προσανατολισμού και λόγω ύψους Z_H του χώρου σε ποσοστά επί τοις %.
- ☒ Στήλη (15). Στη στήλη αυτή γράφεται ο συντελεστής συνολικής προσαύξησης Z του χώρου που υπολογίζεται από τη σχέση.
- ☒ Στήλη (16). Στη στήλη αυτή γράφεται η συνολική θερμική απώλεια λόγω αγωγιμότητας του χώρου, που προκύπτει μετά τη προσαύξηση.

Αυτή προκύπτει αν το άθροισμα των θερμικών απωλειών της στήλης (12)

πολλαπλασιαστεί με το συντελεστή προσαυξήσεως της στήλης (15) δηλαδή (12)·(15).

Στο ίδιο έντυπο, μετά τον υπολογισμό των θερμικών απωλειών λόγω αγωγιμότητας του χώρου, υπολογίζονται οι θερμικές απώλειες λόγω αερισμού από παρακάτω σχέση.

$$Q_A = (\Sigma W \cdot \ell) \cdot (\Delta T) \cdot (\Sigma \Delta) \cdot (\Sigma A) \cdot (\Sigma \Gamma) \quad (4.4)$$

w.....παροχή αέρα ανά μονάδα μήκους χαραμάδας σε m³/m·h (Πίνακας 4.1)

ℓ.....μήκος χαραμάδας σε m.

Δt.....Δt = t_{εσ} - t_{εξ} σε °C

ΣΔ.....συντελεστής διεισδυτικότητας αέρα (Πίνακας 4.2)

ΣΑ.....συντελεστής θέσης και ανεμόπτωσης (Πίνακας 4.3)

ΣΓ.....γωνιακός συντελεστής (Πίνακας 4.4)

Πίνακας 4.1 Διερχόμενη ποσότητα αέρα (w) ανά μονάδα χαραμάδας σε (m³/m·h)

Είδος ανοίγματος (κατασκευή αρίστη)	Από ξύλο ή συνθετικό	Από μέταλλο
Παράθυρα		
α)Χωρίς εξώφυλλα απλά.	3.0	1.5
β)Με εξώφυλλα απλά.	2.5	1.5
γ)Με διπλό τζάμι ή απλό αεροστεγές	2.0	1.2
Θύρες		
α)Θύρα απλή	3.0	1.5
β)Θύρα αεροστεγής	2.0	1.2
Εσωτερικές θύρες κοινές	40	
Εσωτερικές θύρες με στεγανότητα	20	

	Ανοίγματα από ξύλο ή συνθετικό		Ανοίγματα μεταλλικά		ΣΔ
	θύρες εσωτερικές κοινές	θύρες εσωτερικές στεγανές	θύρες εσωτερικές κοινές	θύρες εσωτερικές στεγανές	
E_{εξ}/E_{εσ}=	< 1.5	< 3	< 2.5	< 6	0.9

$E_{εξ}/E_{εσ} =$	$1.5 \div 3$	$3 \div 9$	$2.5 \div 6$	$6 \div 20$	0.7
-------------------	--------------	------------	--------------	-------------	-----

Πίνακας 4.2 Συντελεστής διεισδυτικότητας αέρα (ΣΔ)

Πίνακας 4.3 Συντελεστής θέσης και ανεμόπτωσης (ΣΑ)

Ανεμόπτωση	θέση κτιρίου	Οικοδομικό σύστημα συνεχές	Οικοδομικό σύστημα ελεύθερο
Κανονική	Προστατευμένη	0.24	0.34
	Απροστάτευτη	0.41	0.58
	Τελείως ακάλυπ.	0.60	0.84
Ισχυρή	Προστατευμένη	0.41	0.58
	Απροστάτευτη	0.60	0.84
	Τελείως ακάλυπ.	0.80	1.13

Πίνακας 4.4 Γωνιακός συντελεστής

Θέση ανοίγματος	ΣΓ
Χωρίς γωνιακό άνοιγμα	1
Με γωνιακό άνοιγμα	1,2

4.5 Υπολογισμός απωλειών αερισμού

Χρησιμοποιώντας τη σχέση (4.4) υπολογίζουμε τις απώλειες λόγω αερισμού, αφού επιλέξουμε τους παραπάνω συντελεστές οι οποίοι εξαρτώνται από τη θέση που βρίσκεται το κτίριο το οποίο στεγάζει τα γραφεία διοικήσεως.

Επιλέγουμε από το Πίνακα 4.1 το συντελεστή $w = 1,5 \text{ (m}^3/\text{m}\cdot\text{h)}$

Επιλέγουμε από το Πίνακα 4.2 το συντελεστή (ΣΔ) = 0,9

Επιλέγουμε από το Πίνακα 4.3 το συντελεστή (ΣΑ) = 0,58

Επιλέγουμε από το Πίνακα 4.4 το συντελεστή (ΣΓ) = 1

Αφού επιλέξαμε τους παραπάνω συντελεστές υπολογίζουμε τις απώλειες λόγω αερισμού για κάθε γραφείο.

ΠΡΟΕΔΡΟΣ

$$\ell_1 = 1,5 \cdot 2 + 0,8 \cdot 3 = 5,4 \text{ m } \acute{\alpha}\rho\alpha \ w_1 \cdot \ell_1 = 1,5 \cdot 5,4 = 8,1 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_A = 8,1 \cdot 0,9 \cdot 0,58 \cdot 21 \cdot 1 = 89 \frac{Kcal}{h}$$

ΑΝΤΙΠΡΟΕΔΡΟΣ

$$\ell_1 = 1,5 \cdot 2 + 0,8 \cdot 3 = 5,4 \text{ m } \acute{\alpha}\rho\alpha \ w_1 \cdot \ell_1 = 1,5 \cdot 5,4 = 8,1 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_A = 8,1 \cdot 0,9 \cdot 0,58 \cdot 21 \cdot 1 = 89 \frac{Kcal}{h}$$

ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ ΠΡΟΕΔΡΟΥ

$$\ell_1 = 1,5 \cdot 2 + 0,8 \cdot 3 = 5,4 \text{ m } \acute{\alpha}\rho\alpha \ w_1 \cdot \ell_1 = 1,5 \cdot 5,4 = 8,1 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_A = 8,1 \cdot 0,9 \cdot 0,58 \cdot 21 \cdot 1 = 89 \frac{Kcal}{h}$$

ΑΙΘΟΥΣΑ ΣΕΜΙΝΑΡΙΩΝ

$$\ell_1 = 1,5 \cdot 2 + 0,8 \cdot 3 = 5,4 \text{ m } \acute{\alpha}\rho\alpha \ w_1 \cdot \ell_1 = 1,5 \cdot 5,4 = 8,1 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_A = 8,1 \cdot 0,9 \cdot 0,58 \cdot 21 \cdot 1 = 89 \frac{Kcal}{h}$$

ΑΙΘΟΥΣΑ ΣΥΝΕΔΡΙΑΣΕΩΝ

$$\ell_1 = 5,4 \cdot 2 + 0,8 \cdot 3 = 10,8 \text{ m } \acute{\alpha}\rho\alpha \ w_1 \cdot \ell_1 = 1,5 \cdot 10,8 = 16,2 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_A = 16,2 \cdot 0,9 \cdot 0,58 \cdot 21 \cdot 1 = 178 \frac{Kcal}{h}$$

ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ ΔΙΕΥΘΥΝΤΟΥ

$$\ell_1 = 1,5 \cdot 2 + 0,8 \cdot 3 = 5,4 \text{ m } \acute{\alpha}\rho\alpha \ w_1 \cdot \ell_1 = 1,5 \cdot 5,4 = 8,1 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_A = 8,1 \cdot 0,9 \cdot 0,58 \cdot 21 \cdot 1 = 89 \frac{Kcal}{h}$$

ΔΙΕΥΘΥΝΤΗΣ

$$\ell_1 = 1,5 \cdot 2 + 0,8 \cdot 3 = 5,4 \text{ m} \text{ \acute{a}\rho\alpha } w_1 \cdot \ell_1 = 1,5 \cdot 5,4 = 8,1 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_A = 8,1 \cdot 0,9 \cdot 0,58 \cdot 21 \cdot 1 = 89 \frac{Kcal}{h}$$

ΠΡΩΤΟΚΟΛΛΟ

$$\ell_1 = 1,5 \cdot 2 + 0,8 \cdot 3 = 5,4 \text{ m} \text{ \acute{a}\rho\alpha } w_1 \cdot \ell_1 = 1,5 \cdot 5,4 = 8,1 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_A = 8,1 \cdot 0,9 \cdot 0,58 \cdot 21 \cdot 1 = 89 \frac{Kcal}{h}$$

W.C. ΓΥΝΑΙΚΩΝ

$$\ell_1 = 2,6 \text{ m} \text{ \acute{a}\rho\alpha } w_1 \cdot \ell_1 = 1,5 \cdot 2,6 = 3,9 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_A = 3,9 \cdot 0,9 \cdot 0,58 \cdot 21 \cdot 1 = 43 \frac{Kcal}{h}$$

W.C. ΑΝΔΡΩΝ

$$\ell_1 = 2,6 \text{ m} \text{ \acute{a}\rho\alpha } w_1 \cdot \ell_1 = 1,5 \cdot 2,6 = 3,9 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_A = 3,9 \cdot 0,9 \cdot 0,58 \cdot 21 \cdot 1 = 43 \frac{Kcal}{h}$$

ΔΙΑΔΡΟΜΟΣ

$$\ell_1 = 10,2 \text{ m}$$

$$\text{\acute{a}\rho\alpha } \ell_1 \cdot w = 10,2 \cdot 1,5 = 15,3 \frac{m^3}{h}$$

$$Q_{A1,2} = 15,3 \cdot 0,9 \cdot 0,58 \cdot 21 \cdot 1 = 168 \frac{Kcal}{h}$$

Οι παραπάνω τιμές που υπολογίσαμε προστίθενται στο έντυπο απωλειών § 4.7.

4.6 Υπολογισμός προσαυξήσεων

Οι προσαυξήσεις αφορούν τον προσανατολισμό του κάθε χώρου καθώς και της διακοπτόμενης λειτουργίας της θέρμανσης.

Με βάση το προσανατολισμό του δωματίου, επιλέγουμε τον ανάλογο συντελεστή προσανατολισμού Z_H από το Πίνακα 4.5 και το καταγράφουμε στο έντυπο υπολογισμού των θερμικών απωλειών.

Πίνακας 4.5 Προσαύξηση λόγω προσανατολισμού (%)

ΒΑ	Β	ΒΔ	Δ	Α	ΝΑ	Ν	ΝΔ
+5	+5	+5	0	0	-5	-5	-5

Η προσαύξηση λόγω διακοπτόμενης λειτουργίας υπολογίζεται με βάση το συντελεστή D από το τύπο:

$$D = \frac{Q_{O\Lambda}}{E_{\sigma\upsilon\nu} \cdot \Delta t} \quad (4.5)$$

$Q_{O\Lambda}$: είναι οι απώλειες του χώρου λόγω αγωγιμότητας σε kcal/h.

$E_{\sigma\upsilon\nu}$: είναι το συνολικό εμβαδόν που περιβάλλει το χώρο σε m^2 .

Δt : είναι η διαφορά θερμοκρασίας χώρου και περιβάλλοντος σε $^{\circ}C$.

$$\text{Ø ΠΡΟΕΔΡΟΣ} : D = \frac{Q_{O\Lambda}}{E_{\sigma\upsilon\nu} \cdot \Delta t} = \frac{552}{73 \cdot 21} = 0,360$$

$$\text{Ø ΑΝΤΙΠΡΟΕΔΡΟΣ} : D = \frac{Q_{O\Lambda}}{E_{\sigma\upsilon\nu} \cdot \Delta t} = \frac{352}{73 \cdot 21} = 0,229$$

$$\text{Ø ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ ΠΡΟΕΔΡΟΥ} : D = \frac{Q_{O\Lambda}}{E_{\sigma\upsilon\nu} \cdot \Delta t} = \frac{428}{99 \cdot 21} = 0,206$$

$$\text{Ø ΑΙΘΟΥΣΑ ΣΥΝΕΔΡΙΑΣΕΩΝ} : D = \frac{Q_{O\Lambda}}{E_{\sigma\upsilon\nu} \cdot \Delta t} = \frac{1100}{194 \cdot 21} = 0,272$$

$$\text{Ø ΑΙΘΟΥΣΑ ΣΕΜΙΝΑΡΙΩΝ} : D = \frac{Q_{O\Lambda}}{E_{\sigma\upsilon\nu} \cdot \Delta t} = \frac{855}{104 \cdot 21} = 0,391$$

$$\emptyset \text{ ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ ΔΙΕΥΘΥΝΤΟΥ} : D = \frac{Q_{O\Lambda}}{E_{\sigma\upsilon\nu} \cdot \Delta t} = \frac{183}{40,5 \cdot 21} = 0,209$$

$$\emptyset \text{ ΔΙΕΥΘΥΝΤΗΣ} : D = \frac{Q_{O\Lambda}}{E_{\sigma\upsilon\nu} \cdot \Delta t} = \frac{502}{50,5 \cdot 21} = 0,464$$

$$\emptyset \text{ ΠΡΩΤΟΚΟΛΛΟ} : D = \frac{Q_{O\Lambda}}{E_{\sigma\upsilon\nu} \cdot \Delta t} = \frac{377}{51,5 \cdot 21} = 0,348$$

$$\emptyset \text{ W.C. ΓΥΝΑΙΚΩΝ} : D = \frac{Q_{O\Lambda}}{E_{\sigma\upsilon\nu} \cdot \Delta t} = \frac{180}{41,5 \cdot 21} = 0,206$$

$$\emptyset \text{ W.C. ΑΝΔΡΩΝ} : D = Q_{O\Lambda} / E_{\sigma\upsilon\nu} \cdot \Delta t = \frac{348}{41,5 \cdot 21} = 0,399$$

$$\emptyset \text{ ΔΙΑΔΡΟΜΟΣ} : D = Q_{O\Lambda} / E_{\sigma\upsilon\nu} \cdot \Delta t = \frac{1191}{195,5 \cdot 21} = 0,290$$

Στη συνέχεια έχοντας υπολογίσει παραπάνω το συντελεστή D, και γνωρίζοντας το χρόνο λειτουργίας της κεντρικής θέρμανσης στα γραφεία διοίκησης, που στην περίπτωση μας είναι 8 έως 12 ώρες λειτουργίας, επιλέγουμε το συντελεστή διακοπτόμενης λειτουργίας Z_D από τον Πίνακα 4.6.

Πίνακας 4.6 Συντελεστής Z_D διακοπτόμενης λειτουργίας (%)

Λειτουργία ανά εικοσιτετράωρο	τιμές D			
	0.1-0.29	0.30-0.69	0.7-1.49	1.5
Συνεχής λειτουργία	7%	7%	7%	7%
Λειτουργία από 12 έως 15 ώρες το 24ωρο	20%	15%	15%	15%
Λειτουργία από 8 έως 12 ώρες το 24ωρο	30%	25%	20%	15%

4.7 Υπολογισμός θερμικών απωλειών

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Είδος επιφάνειας	Προσανατολισμός	Πάχος τοίχου	Υπολογισμός επιφανειών					Υπολογισμός απωλειών				Προσαυξήσεις			Απόλλειες θερμότητας χώρου
			Μήκος	Υψος ή πλάτος	Επιφάνεια	Αριθμός όμοιων επιφανειών	Αφαιρούμενη επιφάνεια	Τελική επιφάνεια	Συντελεστής k	Διαφορά θερμοκρασίας	Απόλλειες θερμότητας χωρίς προσαυξήσεις	Προσανατολισμού	Διακοπών	Συντελεστής πρόσαυξησης	
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$	°C	$\frac{kcal}{h}$	%	%	1+ %	$\frac{kcal}{h}$
ΠΡΟΕΔΡΟΣ															
$T_{\theta\zeta}$	Δ		3	3,5	10,5		1,2	9,3	0,68	21	133				
$\Pi_{\theta\zeta}$	Δ		1,5	0,8	1,2		0	1,2	2,6	21	66				
$T_{\theta\zeta}$	N		4	3,5	14		0	14	0,68	21	200				
O			4	3	12		0	12	0,35	21	88,2				
Δ			4	3	12		0	12	0,54	10	64,8				
											552	-5	25	1,2	663
															$Q_A = 89$
															$Q_{O,A} = 752$
ΑΝΤΙΠΡΟΕΔΡΟΣ															
$T_{\theta\zeta}$	Δ		3	3,5	10,5		1,2	9,3	0,68	21	133				
$\Pi_{\theta\zeta}$	Δ		1,5	0,8	1,2		0	1,2	2,6	21	66				
O			4	3	12		0	12	0,35	21	88,2				
Δ			4	3	12		0	12	0,54	10	64,8				
											352	0	30	1,3	458
															$Q_A = 89$
															$Q_{O,A} = 547$
ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ ΠΡΟΕΔΡΟΥ															
$T_{\theta\zeta}$	N		3	3,5	10,5		1,2	9,3	0,68	21	133				
$\Pi_{\theta\zeta}$	N		1,5	0,8	1,2		0	1,2	2,6	21	66				
O			6	3	18		0	18	0,35	21	132				
Δ			6	3	18		0	18	0,54	10	97				
											428	-5	30	1,25	535
															$Q_A = 89$
															$Q_{O,A} = 624$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Είδος επιφάνειας	Προσανατολισμός	Πάχος τοίχου	Υπολογισμός επιφανειών					Υπολογισμός απωλειών				Προσαυξήσεις			Απόλειες θερμότητας χώρου
			Μήκος	Υψος ή πλάτος	Επιφάνεια	Αριθμός όμοιων επιφανειών	Αφαιρούμενη επιφάνεια	Τελική επιφάνεια	Συντελεστής k	Διαφορά θερμοκρασίας	Απόλειες θερμότητας χωρίς προσαυξήσεις	Προσανατολισμού Z_h	Διακοπών Z_0	Συντελεστής προσαυξήσης	
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$	°C	$\frac{kcal}{h}$	%	%	1+%	$\frac{kcal}{h}$

ΔΙΕΥΘΥΝΤΗΣ

$T_{εξ}$	A		2,5	3,5	8,75		0	8,75	0,68	21	125				
$T_{εξ}$	B		4	3,5	14		1,2	12,8	0,68	21	183				
$\Theta_{εσ}$	B		1,5	0,8	1,2		0	1,2	2,6	21	66				
O			4	2,5	10		0	10	0,35	21	74				
Δ			4	2,5	10		0	10	0,54	10	54				
											502	+5	25	1,3	653
$Q_A = 89$															
$Q_{oA} = 742$															

ΠΡΩΤΟΚΟΛΛΟ

$T_{εξ}$	B		4	3,5	14		1,2	12,8	0,68	21	183				
$\Pi_{εξ}$	B		1,5	0,8	1,2		0	1,2	2,6	21	66				
O			4	2,5	12		0	10	0,35	21	74				
Δ			4	2,5	12		0	10	0,54	10	54				
											377	+5	25	1,3	490
$Q_A = 89$															
$Q_{oA} = 579$															

W.C. ΓΥΝΑΙΚΩΝ

$T_{εξ}$	B		2	3,5	7		0,4	6,6	0,68	21	94				
$\Pi_{εξ}$	B		0,8	0,5	0,4		0	0,4	2,6	21	22				
O			2	2,5	5		0	5	0,35	21	37				
Δ			2	2,5	5		0	5	0,54	10	27				
											180	+5	30	1,35	243
$Q_A = 43$															
$Q_{oA} = 286$															

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Είδος επιφάνειας	Προσανατολισμός	Πάχος τοίχου	Υπολογισμός επιφανειών					Υπολογισμός απωλειών				Προσαυξήσεις			Απόλειες θερμότητας χώρου
			Μήκος	Υψος ή πλάτος	Επιφάνεια	Αριθμός όμοιων επιφανειών	Αφαιρούμενη επιφάνεια	Τελική επιφάνεια	Συντελεστής k	Διαφορά θερμοκρασίας	Απόλειες θερμότητας χωρίς προσαυξήσεις	Προσανατολισμού ζ_n	Διακοπών ζ_0	Συντελεστής προσαύξησης	
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$	°C	$\frac{kcal}{h}$	%	%	1+ %	$\frac{kcal}{h}$

ΑΙΘΟΥΣΑ ΣΥΝΕΔΡΙΑΣΕΩΝ

$T_{εξ}$	N		8	3,5	28		2,4	25,6	0,68	21	366				
$\Pi_{εξ}$	N		1,5	0,8	1,2		0	1,2	2,6	21	66				
$\Pi_{εξ}$	N		4	0,8	1,2		0	1,2	2,6	21	66				
O			8	6	48		0	48	0,35	21	353				
Δ			8	6	48		0	48	0,54	10	259				
											1110	-5	25	1,25	1388
$Q_A = 178$															
$Q_{O_A} = 1566$															

ΑΙΘΟΥΣΑ ΣΕΜΙΝΑΡΙΩΝ

$T_{εξ}$	N		4	3,5	14		1,2	12,8	0,68	21	183				
$\Pi_{εξ}$	N		1,5	0,8	1,2		0	1,2	2,6	21	66				
$T_{εξ}$	A		6	3,5	21		0	21	0,68	21	300				
O			4	6	24		0	24	0,35	21	176				
Δ			4	6	24		0	24	0,54	10	130				
											855	-5	25	1,2	1026
$Q_A = 89$															
$Q_{O_A} = 1115$															

ΓΡΑΜΜΑΤΕΙΑ ΔΙΕΥΘΥΝΤΟΥ

$T_{εξ}$	A		2	3,5	7		0,48	6,52	0,68	21	93				
$\Pi_{εξ}$	A		0,8	0,6	0,48		0	0,48	2,6	21	26				
O			2,5	2	5		0	5	0,35	21	37				
Δ			2,5	2	5		0	5	0,54	10	27				
											183	0	30	1,3	238
$Q_A = 89$															
$Q_{O_A} = 276$															

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Είδος επιφάνειας	Προσανατολισμός	Πάχος τοίχου	Υπολογισμός επιφανειών					Υπολογισμός απωλειών				Προσαυξήσεις			Απώλειες θερμότητας χώρου
			Μήκος	Υψος ή πλάτος	Επιφάνεια	Αριθμός όμοιων επιφανειών	Αφαιρούμενη επιφάνεια	Τελική επιφάνεια	Συντελεστής k	Διαφορά θερμοκρασίας	Απώλειες θερμότητας χωρίς προσαυξήσεις	Προσανατολισμού Σ_{η}	Διακοπών Σ_{θ}	Συντελεστής προσαυξήσης $1+\%$	
		cm	m	m	m ²		m ²	m ²	$\frac{kcal}{h \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$	°C	$\frac{kcal}{h}$	%	%	1+%	$\frac{kcal}{h}$

W.C. ΑΝΔΡΩΝ

$T_{εξ}$	B		2	3,5	7		0,4	6,6	0,68	21	94				
$P_{εξ}$	B		0,8	0,5	0,4		0	0,4	2,6	21	22				
$T_{εσ}$			2,5	3,5	8,75			8,75	1,92	10	168				
O			4	2,5	10		0	10	0,35	21	37				
Δ			2	2,5	5		0	5	0,54	10	27				
											348	+5	30	1,35	470

$Q_A = 43$

$Q_{O1} = 513$

ΔΙΑΔΡΟΜΟΣ

$T_{εξ}$	Δ		2	3,5	7		3,96	3,04	0,68	21	44				
$\Theta_{εξ}$	Δ		1,8	2,2	3,96		0	3,96	3	21	250				
$T_{εσ}$			3	3,5	10,5		3,96	6,54	1,92	10	126				
$\Theta_{εσ}$			1,8	2,2	3,96			3,96	2	10	79				
$T_{εσ}$			4	3,5	14			14	1,92	10	269				
O							0	33	0,35	21	243				
Δ							0	33	0,54	10	180				
											1191	0	30	1,30	1548

$Q_A = 168$

$Q_{O1} = 1716$

Οι συνολικές θερμικές απώλειες είναι : $Q_{O1} = 8716 \text{ Kcal/h} \Rightarrow$

$Q_{O1} = 9000 \text{ Kcal/h}$

4.8 Εκλογή του είδους θέρμανσης

Η εκλογή του είδους θέρμανσης εξαρτάται από ένα μεγάλο αριθμό παραγόντων, ιδίως:

- ❖ Τύπος κτηρίου π.χ. κτήρια οικιών, κτήρια καταστημάτων, γραφεία, εργοστάσια
- ❖ Διαθέσιμα κεφάλαια
- ❖ Έξοδα και είδος καυσίμου
- ❖ Χρόνος χρήσης των χώρων
- ❖ Απαιτήσεις υγιεινής.

Για κάθε έναν από τους παρακάτω παράγοντες απαιτούνται επισταμένοι συλλογισμοί αν θέλει κανείς να βρει την ευνοϊκότερη λύση σχετικά με την οικονομία και τους όρους υγιεινής.

Γενικά είναι δυνατή για ένα κτήριο περισσότεροι τρόποι θέρμανσης π.χ. θέρμανση με θερμάστρα, κεντρική θέρμανση με θερμό αέρα, κεντρική θέρμανση θερμού νερού, θέρμανση δαπέδου ή οροφής. Πολλές φορές χρησιμοποιούνται σ' ένα κτήριο περισσότερα συστήματα θέρμανσης π.χ. κεντρική θέρμανση με θερμό νερό για χώρους γραφείων και θέρμανση δι' αέρος σε άλλους χώρους.

Διακρίνονται στα παρακάτω είδη:

- ❖ Μεμονωμένη Θέρμανση
- ❖ Θέρμανση Ορόφων
- ❖ Κεντρικές Θερμάνσεις

Θερμάνσεις με αέρα

Χωρίζονται σε θερμάνσεις απομακρυσμένου αέρα και θερμάνσεις θερμού αέρα που παράγεται από ατμό ή νερό, και χρησιμοποιούν αεραγωγούς για τη καθοδήγηση του θερμού αέρα στο χώρο. Οι θερμάνσεις θερμού αέρα, των

οποίων το βασικότερο εξάρτημα είναι ο λέβητας καύσης αερίου ή πετρελαίου, είναι κατάλληλες ιδιαίτερα για μεγάλους χώρους με πολύ σύντομη χρήση π.χ. εκκλησίες, γραφεία και μεγάλες αίθουσες. Οι μικρές εγκαταστάσεις εγκαθίστανται χωρίς ανεμιστήρα με τη φυσική άνωση του αέρα, σήμερα χρησιμοποιείται πάντα ανεμιστήρας.

Οι θερμάνσεις δι' αέρος με νερό και ατμό είναι σε γενικές γραμμές μόνο μέρη των συνηθισμένων κεντρικών θερμάνσεων που αντικαθιστούν σε ορισμένους χώρους τα χρησιμοποιούμενα θερμαντικά σώματα, είναι κατάλληλες για μεγάλους χώρους κάθε είδους, θερμαίνονται καλύτερα με ραντιατέρ ή άλλα θερμαντικά σώματα χώρου.

Εμείς στην μελέτη μας θα επιλέξουμε τη μέθοδο θέρμανσης με θερμό αέρα, τα κύρια στοιχεία της εγκατάστασης αυτής είναι:

- ❶ Λέβητας χαμηλών θερμοκρασιών για θέρμανση νερού
- ❷ Ο εναλλάκτης αέρα-νερού όπου εκεί κυκλοφορεί το θερμό νερό από το λέβητα. Επίσης υπάρχει κατάλληλος ανεμιστήρας ώστε να προωθεί τον αέρα στην θερμαινόμενη επιφάνεια του εναλλάκτη.
- ❸ Το δίκτυο των αγωγών με το οποίο ο αέρας διοχετεύεται προς τους χώρους και επιστρέφει απ' αυτούς στον εναλλάκτη.

Κατά τ' άλλα, ο τρόπος λειτουργίας και κατασκευής μοιάζει με τις κανονικές θερμάνσεις με αερόθερμα θερμού νερού ή ατμού. Στις θερμάνσεις αυτού του είδους, το νερό προσάγεται από κεντρικό λέβητα όπου δημιουργεί την κατάλληλη θερμοκρασία σ' αυτό. Στη συνέχεια οδηγείται στον εναλλάκτη αέρα-νερού, στην προκειμένη περίπτωση στοιχείο θέρμανσης, όπου με τη βοήθεια ενός ανεμιστήρα έχουμε μετάβαση της θερμότητας από το νερό που κυκλοφορεί στον εναλλάκτη, στον αέρα που προωθείται με χρήση ανεμιστήρα στο δίκτυο των αεραγωγών και στη συνέχεια στο χώρο που επιθυμούμε να θερμάνουμε.

Διακρίνουμε:

- ❌ Θερμάνσεις εξωτερικού (φρέσκου) αέρα: στις θερμάνσεις αυτές ο προσαγόμενος αέρας λαμβάνεται από το ύπαιθρο (αντιοικονομικό, γιατί υπάρχει μεγαλύτερη κατανάλωση θερμότητας.).
- ❌ Θερμάνσεις αέρα ανακυκλοφορίας: στις θερμάνσεις αυτές ο αέρας του χώρου αναρροφάται και χρησιμοποιείται πάλι (καμία ανανέωση αέρα).
- ❌ Θερμάνσεις με αέρα μίξης : στη περίπτωση αυτή ο εξωτερικός αέρας αναμιγνύεται με τον αέρα ανακυκλοφορίας (είναι η καλύτερη μέθοδος επειδή η θέρμανση και ο αερισμός επιτυγχάνονται σε μια κατάσταση). Έπειτα ο αέρας αυτός εναλλάσσει θερμότητα με το χώρο και επιτυγχάνεται το επιθυμητό αποτέλεσμα. Στη κατανομή του αέρα κατά την έξοδο του από τα στόμια χρειάζεται ιδιαίτερη προσοχή, ώστε να μην σχηματιστούν ρεύματα αέρα στα σημεία που παραμένουν άνθρωποι. Στη συνέχεια οδηγείται διαμέσου άλλου δικτύου αεραγωγών στο στοιχείο θέρμανσης, όπου στη περίπτωση ο επιστρεφόμενος αέρας προς το θερμαντικό στοιχείο ανανεώνεται με νωπό αέρα από το εξωτερικό περιβάλλον.

Για την θέρμανση των γραφείων διοικήσεως επιλέγουμε την τελευταία περίπτωση, τη θέρμανση με αέρα μίξης, για το λόγο ότι έχουμε ανανέωση του κλιματιζόμενου αέρα.

4.9 Διαδικασία χειμερινού κλιματισμού & ανάλυση ψυχομετρικού χάρτη

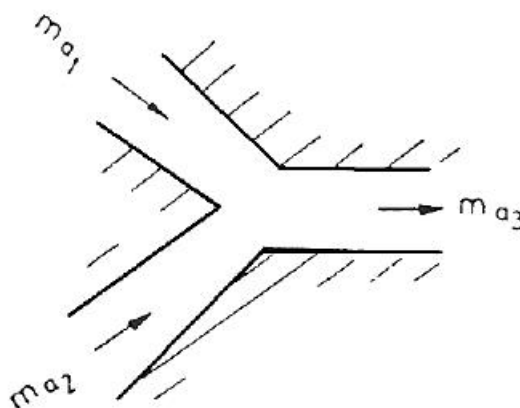
Στο εδάφιο αυτό θα ασχοληθούμε με την διαδικασία χειμερινού κλιματισμού χρησιμοποιώντας το ψυχομετρικό χάρτη. Το πρώτο στάδιο περιλαμβάνει την μελέτη ανάμιξης του κλιματιζόμενου αέρα, όπου ένα ρεύμα νωπού αέρα ma_1 με γνωστά χαρακτηριστικά αναμιγνύεται με ένα ρεύμα ανακυκλοφορίας ma_2 με αντίστοιχα χαρακτηριστικά στο κιβώτιο ανάμιξης και προκύπτει ένα ρεύμα αέρα ma_3 με νέα χαρακτηριστικά (Σχήμα 4.1). Με τα προαναφερθέντα ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις :

$$m\alpha_1 + m\alpha_2 = m\alpha_3 \quad (4.6)$$

$$h_1 \cdot m\alpha_1 + h_2 \cdot m\alpha_2 = h_3 \cdot m\alpha_3 \quad (4.7)$$

Όπου $m\alpha_1$, $m\alpha_2$, $m\alpha_3$ είναι η μάζα του νωπού αέρα, του αέρα ανακυκλοφορίας και του αέρα μίξης αντίστοιχα.

Όπου h_1 , h_2 , h_3 είναι οι αντίστοιχες ενθαλπίες του αέρα.



Σχήμα 4.1

Το δεύτερο στάδιο είναι η ύγρανση και η θέρμανση του αέρα $m\alpha_3$ ο οποίος θα οδηγηθεί στον κλιματιζόμενο χώρο. Οι μεταβολές αυτές απεικονίζονται στον ψυχομετρικό χάρτη 4.1.

Ανάλυση ψυχομετρικού χάρτη

Ο ψυχομετρικός Χάρτης 4.1 χρησιμοποιείται για να απεικονίσει τις καταστάσεις του αέρα. Ο χάρτης αυτός αποτελείται από γραμμές που δείχνουν τις θερμοκρασίες υγρού και ξηρού θερμομέτρου του αέρα, την περιεκτικότητα της υγρασίας, τον ειδικό όγκο του αέρα καθώς και την ενεργειακή κατάσταση που έχει ο αέρας.

Στην περίπτωση μας ο ψυχομετρικός Χάρτης 4.1 απεικονίζει την διαδικασία χειμερινού κλιματισμού που περιλαμβάνει ανάμιξη του αέρα, ύγρανση, αρχική θέρμανση και τελική αναθέρμανση του αέρα.

Πιο αναλυτικά έχουμε:

Στο σημείο 1 του χάρτη έχουμε εισαγωγή νωπού αέρα από το περιβάλλον.

Στο σημείο 2 του χάρτη έχουμε αέρα ανακυκλοφορίας από το κλιματιζόμενο χώρο.

Στο σημείο 3 του χάρτη έχουμε τη μίξη των δύο ρευμάτων.

Στη διαδικασία 3-4 του χάρτη έχουμε αδιαβατική ύγρανση του αέρα.

Στη διαδικασία 4-5 του χάρτη έχουμε θέρμανση του αέρα.

Στη διαδικασία 5-6 του χάρτη έχουμε αναθέρμανση του αέρα.

Αρχικά θα κάνουμε έλεγχο, για να διαπιστώσουμε αν η ποσότητα του αέρα που υπολογίσαμε στο τρίτο κεφάλαιο επαρκεί για την θέρμανση των γραφείων διοικήσεως με τον τύπο.

$$Q_{\text{ΑΠ}} = 0,29 \cdot \dot{V}_{\text{ΠΡΟΣ}} \cdot \Delta t \quad (4.7\alpha)$$

$Q_{\text{ΑΠ}}$: είναι οι θερμικές απώλειες του χώρου σε kcal/h.

$\dot{V}_{\text{ΠΡΟΣ}}$: είναι η παροχή του αέρα προσαγωγής στο χώρο σε m^3/h .

Δt : είναι η διαφορά θερμοκρασίας κλιματιζόμενου χώρου και αέρα σε $^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta t = \frac{Q_{\text{ΑΠ}}}{0,29 \cdot \dot{V}_{\text{ΠΡΟΣ}}} = \frac{9000}{0,29 \cdot 6190} = 5^{\circ}\text{C}$$

Συνεπώς η θερμοκρασία του αέρα που θα εξέρχεται από τα στόμια προσαγωγής θα είναι κατά 5°C σε σχέση με τη θερμοκρασία που θα επικρατεί στο κλιματιζόμενο χώρο μας η οποία είναι 25°C , άρα μας καλύπτει η ποσότητα του κλιματιζόμενου αέρα.

Παρακάτω θα υπολογίσουμε τα στοιχεία του αέρα μίξης που προέρχεται από ρεύμα νωπού και από ρεύμα ανακυκλοφορίας με χρήση του ψυχομετρικού χάρτη 4.1.

Όπου:

DBT: είναι η θερμοκρασία ξηρού βολβού σε $^{\circ}\text{C}$.

WBT: είναι η θερμοκρασία υγρού βολβού σε $^{\circ}\text{C}$.

\dot{V} : είναι η παροχή σε m^3/h .

v : είναι ο ειδικός όγκος σε m^3/Kg .

h : είναι η ειδική ενθαλπία σε KJ/Kg .

w : είναι η ειδική υγρασία σε Kg/Kg ξ.α.

RH: είναι η σχετική υγρασία.

Στοιχεία νωπού αέρα

$$DBT_1 = -1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$WBT_1 = -2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{V}_1 = 1030 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$v_1 = 0,775 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$h_1 = 5,9 \text{ KJ/Kg}$$

$$w_1 = 0,0028 \text{ Kg/Kg } \xi. \alpha.$$

$$RH_1 = 80\%$$

Στοιχεία ανακυκλοφορούντος αέρα

$$DBT_2 = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$WBT_2 = 13,7 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\dot{V}_2 = 5160 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$v_2 = 0,841 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$h_2 = 38,0 \text{ KJ/Kg}$$

$$w_2 = 0,0072 \text{ Kg/Kg } \xi. \alpha.$$

$$RH_2 = 50\%$$

Στην συνέχεια θα υπολογίσουμε την παροχή μάζας και την ειδική ενθαλπία του αέρα μίξης χρησιμοποιώντας τους τύπους (4.6) και (4.7). Αρχικά υπολογίζουμε την παροχή μάζας στα σημεία 1 και 2 με το παρακάτω τύπο:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v} \quad (4.8)$$

Όπου:

\dot{m} : είναι η μαζική παροχή σε Kg/h

\dot{V} : είναι η παροχή όγκου σε m³/h

v : είναι ο ειδικός όγκος σε m³/Kg

$$m_1 = 1030/0,775 = 1329 \text{ Kg/h}$$

$$m_2 = 5160/0,841 = 6136 \text{ Kg/h}$$

$$m_3 = m_1 + m_2 = 1329 + 6136 = 7465 \text{ Kg/h}$$

Στη συνέχεια υπολογίζουμε την ειδική ενθαλπία του αέρα ανάμιξης με τη βοήθεια της σχέσης (4.7):

$$h_3 = [(m_1 \cdot h_1) + (m_2 \cdot h_2)] / m_3 =$$

$$[(1329 \text{ Kg/h} \cdot 5,9 \text{ KJ/h}) + (6136 \text{ Kg/h} \cdot 38 \text{ KJ/h})] / 7465 \text{ Kg/h} \Rightarrow$$

$$h_3 = 32,29 = 32,3 \text{ KJ/Kg}$$

Τέλος από το ψυχομετρικό χάρτη 4.1 γνωρίζοντας τα σημεία που χαρακτηρίζουν το νωπό αέρα σημείο 1 στο χάρτη, του αέρα ανακυκλοφορίας σημείο 2 στο χάρτη και αφού έχουμε υπολογίσει την ειδική ενθαλπία h_3 παραπάνω, βρίσκουμε τα υπόλοιπα στοιχεία του αέρα μίξης από το χάρτη τα οποία είναι:

Στοιχεία αέρα μίξης

$$DBT_3 = 15,9 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$WBT_3 = 11,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{V}_3 = 6190 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$v_3 = 0,840 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$w_3 = 0,0064 \text{ Kg/Kg } \xi. \alpha.$$

$$h_3 = 32,3 \text{ KJ/Kg}$$

$$RH_3 = 58\%$$

Στη διαδικασία 3-4 πραγματοποιείται η αδιαβατική ύγρανση δηλαδή ύγρανση με σταθερή ενθαλπία. Σ' αυτό το σημείο θα προσθέσουμε συγκεκριμένη ποσότητα ύδατος, ψεκάζοντας το στο ρεύμα του αέρα μίξης ώστε με τη τελική θέρμανση του αέρα από θερμαντικά και αναθερμαντικά στοιχεία να έχουμε τη σχετική υγρασία στο χώρο μας στα επιθυμητά επίπεδα που στην περίπτωση μας είναι $RH = 50\%$. Στη διαδικασία αυτή η θερμοκρασία του αέρα ανάμειξης θα μειωθεί στους $13,8 \text{ }^\circ\text{C}$ μετά το ψεκασμό της ποσότητας του ύδατος. Πρέπει να αναφέρουμε ότι ο υγραντήρας στη περίπτωση μας θα τοποθετηθεί πριν από την θέρμανση του αέρα.

Στοιχεία αέρα κατόπιν ύγρανσης

$$DBT_4 = 13,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$WBT_4 = 11,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\dot{V}_4 = 6190 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$v_4 = 0,824 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$w_4 = 0,0072 \text{ Kg/Kg } \xi. \alpha.$$

$$h_4 = 32,3 \text{ KJ/Kg}$$

$$RH_4 = 74\%$$

4.10 Ύγρανση αέρα και έλεγχος της σχετικής υγρασίας

Η πρώτη επεξεργασία που υφίσταται ο αέρας, μετά το φιλτράρισμα, είναι εκείνη της ύγρανσης του, η οποία επιτυγχάνεται με τους υγραντήρες (συσκευές ύγρανσης).

Έτσι, η ύγρανση του αέρα στον κλιματισμό μπορεί να γίνει με δύο τρόπους:

- ⊗ Με απευθείας προσθήκη υδρατμού. Ο ατμός μπορεί να παράγεται είτε τοπικά, με τη χρήση λεκάνης με νερό και στοιχείου ατμοποίησης και να απορροφάτε από το ρεύμα του αέρα, είτε κεντρικά, με απευθείας εισαγωγή του ίδιου του ατμού στο ρεύμα αέρα. Εάν, πάντως, το νερό που χρησιμοποιείτε, δεν είναι πλήρως αφαλατωμένο, τότε πιθανόν να υπάρξουν προβλήματα στη σωστή ύγρανση του αέρα.
- ⊗ Με διασκορπισμό νερού, μέσω ακροφυσίου (μπέκ). Το νερό ψεκάζετε στο ρεύμα του αέρα σε μορφή πολύ μικρών σταγονιδίων και τα οποία, απορροφώντας αισθητή θερμότητα από αυτόν, ατμοποιούνται.

Στην εφαρμογή μας θα χρησιμοποιήσουμε σύστημα ύγρανσης διασκορπισμό του νερού μέσω ακροφυσίων, με αυτό τον τρόπο θα πραγματοποιήσουμε την αδιαβατική ύγρανση που αναφέραμε παραπάνω. Το σύστημα αυτό θα είναι συνδεδεμένο με σύστημα ελέγχου της σχετικής υγρασίας όπως θα περιγράψουμε παρακάτω, έτσι ώστε να έχουμε τα επιθυμητά επίπεδα σχετικής υγρασίας στο χώρο μας που είναι $RH=50\%$.

Ο έλεγχος της σχετικής υγρασίας του θερμαινόμενου χώρου, είναι ένας από τους σπουδαιότερους στόχους του χειμερινού κλιματισμού. Ο πλέον χρησιμοποιούμενος τύπος υγραντού, στις εγκαταστάσεις ανέσεως είναι ο διασκορπισμός του νερού. Ο έλεγχος της τροφοδοτήσεως των ψεκαστήρων με νερό γίνεται μέσω μιας ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, η οποία είναι κανονικά κλειστή. Ο έλεγχος της υγρασίας του χώρου γίνεται από ένα υγροστάτη χώρου δύο θέσεων, ο οποίος ενεργοποιείται και κλείνει το ηλεκτρικό κύκλωμα της

ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, όταν η σχετική υγρασία του χώρου πέσει κάτω από το σημείο που έχουμε ρυθμίσει τον υγροστάτη.

Η ποσότητα του ύδατος που θα ψεκάζεται στον αέρα για το επιθυμητό αποτέλεσμα υπολογίζεται μέσω της ειδικής υγρασίας και ορίζεται ως εξής:

$$W = \frac{m_{H_2O}}{m_a} = \frac{\text{μάζα υδρατμών}}{\text{μάζα αέρα}} \frac{Kg}{Kg} \text{ ξηρού αέρα ή } \frac{gr}{Kg} \quad (4.9)$$

Άρα η μάζα του νερού που θα ψεκάζεται από τα ακροφύσια θα είναι:

$$m_{H_2O} = m_a (\Delta W_{4-3}) = m_a (W_4 - W_3) \Rightarrow$$

$$m_{H_2O} = 7512 \text{ Kg/h } (0,0072 \text{ Kg/Kg } \xi.a. - 0,0064 \text{ Kg/Kg } \xi.a.) \Rightarrow$$

$$m_{H_2O} = 6,0 \frac{Kg}{h}$$

4.11 Υπολογισμός θερμαντικών στοιχείων

Τα θερμαντικά στοιχεία είναι τα εξαρτήματα στα οποία θερμαίνεται ο αέρας για να σταλεί κατόπιν στο θερμαινόμενο χώρο Παράρτημα VII. Τα θερμαντικά στοιχεία Παράρτημα VI αποτελούν συνήθως ένα μέρος της κλιματιστικής συσκευής ή αποτελούν ανεξάρτητη τοπική πηγή θερμάνσεως ενός χώρου (FAN COIL κλπ). Βέβαια στις κοινές εγκαταστάσεις κεντρικής θερμάνσεως με ζεστό νερό αντί για στοιχεία θερμάνσεως μπορεί να έχουμε διάφορους τύπους θερμάνσεως.

Η επιλογή των στοιχείων θερμάνσεως μιας κλιματιστικής συσκευής, γίνεται από τους καταλόγους των κατασκευαστών, όταν έχουμε τα ακόλουθα στοιχεία:

- ⊗ Τη θερμική ισχύ που επιθυμούμε να δίνει το στοιχείο σε kcal/h η BTU/h.
- ⊗ Το ποσό του αέρα που επιθυμούμε να δίνει το στοιχείο σε m³/h η c.f.m.
- ⊗ Τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της θερμοκρασίας του εισερχόμενου και του εξερχόμενου νερού.

- Ø Τη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του εισερχόμενου και του εξερχόμενου αέρα.

Στη μελέτη μας θα υπάρχει ένα κεντρικό θερμαντικό στοιχείο (Εικόνα 4.3) μέσα στην κεντρική κλιματιστική μονάδα που θα θερμαίνει τον αέρα όπως αναφέραμε και παραπάνω από 13,8 °C σε θερμοκρασία 18 °C. Επίσης θα υπάρχουν και δύο αναθερμαντικά στους δύο κλάδους προσαγωγής του αέρα ώστε να αυξάνει η θερμοκρασία από 18 °C σε 25 °C για να επιτυγχάνεται θερμοκρασία 20 °C στο κλιματιζόμενο χώρο.

Θερμαντικό στοιχείο

Στη μεταβολή 4-5 του ψυχομετρικού χάρτη 4.1 θα πραγματοποιηθεί η θέρμανση του αέρα. Συνεπώς το θερμαντικό στοιχείο θέλουμε να δώσει το κατάλληλο ποσό θερμότητας έτσι ώστε από θερμοκρασία DBT = 13,8 °C που προήλθε μετά την ύγρανση του αέρα ανάμειξης, να πετύχουμε DBT= 18 °C, επομένως τα στοιχεία του αέρα μετά το θερμαντικό στοιχείο καταγράφονται παρακάτω.

Στοιχεία αέρα μετά τη θέρμανση του θερμαντικού στοιχείου

$$DBT_5 = 18,0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$WBT_5 = 12,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$V_5 = 6190 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$v_5 = 0,833 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$W_5 = 0,0072 \text{ Kg/Kg } \xi. \alpha.$$

$$h_5 = 36,5 \text{ KJ/Kg}$$

$$RH_5 = 58 \%$$

Η θερμική ισχύς Q_1 του θερμαντικού στοιχείου υπολογίζεται από το παρακάτω τύπο:

$$Q_1 = V \cdot 0,29 \cdot \Delta T = 6190 \cdot 0,29 \cdot (18 - 13,8) = 7540 \text{ Kcal/h}$$

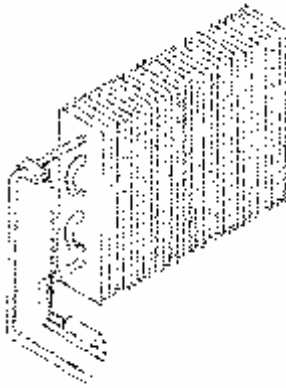
$$Q_1 = 7540 \text{ Kcal/h}$$

Στη παραπάνω ισχύ του θερμαντικού που υπολογίσαμε θα πραγματοποιήσουμε μια προσαύξηση 16% στην ισχύ του για λόγους ασφαλείας και για ορισμένους παράγοντες όπως για παράδειγμα οι καιρικές συνθήκες που είναι απρόβλεπτες και άλλες κατασκευαστικές ατέλειες που έχουν να κάνουν με την σωστή λειτουργία της εγκατάστασης.

Άρα για 16% προσαύξηση η θερμική ισχύ Q_1' του θερμαντικού στοιχείου είναι:

$$Q_1' = Q_1 \cdot (1+0,16) = 7540 \text{ Kcal/h} \cdot (1+0,16) = 8746 \text{ Kcal/h}$$

Επομένως η τελική θερμική ισχύ του θερμαντικού στοιχείου είναι $Q_1' = 8746 \text{ Kcal/h}$.



Εικόνα 4.3 Θερμαντικό στοιχείο

Υπολογισμός αναθερμαντικών στοιχείων

Η μεταβολή 5-6 του ψυχομετρικού χάρτη 4.1 αφορά τη διαδικασία της τελικής θέρμανσης του αέρα από τα αναθερμαντικά στοιχεία που βρίσκονται στους αντίστοιχους κλάδους των αεραγωγών προσαγωγής. Ο κλιματιζόμενος αέρας εισέρχεται στα αναθερμαντικά σε θερμοκρασία $18 \text{ }^\circ\text{C}$ και εξέρχεται από αυτά σε θερμοκρασία $25 \text{ }^\circ\text{C}$ όπου διοχετεύεται στον κλιματιζόμενο χώρο.

Το πρώτο αναθερμαντικό απευθύνεται στο κλάδο των αεραγωγών που καλύπτει τις ανάγκες των γραφείων του προέδρου, του αντιπροέδρου και της γραμματείας προέδρου.

Η παροχή του αέρα στο κλάδο αυτό ανέρχεται $V_1 = 1440 \text{ m}^3/\text{h}$

Θα πρέπει να προσδώσει τέτοιο ποσό θερμότητας ώστε από 18°C που είναι πριν το αναθερμαντικό να ανέλθει στους 25 °C ώστε να ισοσταθμίσει τις θερμικές απώλειες των χώρων για τον κάθε κλάδο αεραγωγών και να έχουμε την επιθυμητή θερμοκρασία στον κλιματιζόμενο χώρο μας η οποία είναι 20 °C.

Η θερμική ισχύ Q_2 του πρώτου αναθερμαντικού στοιχείου είναι:

$$Q_2 = 0,29 \cdot V_1 \cdot \Delta T = 0,29 \cdot 1440 \cdot (25-18) = 2923 \text{ Kcal/h}$$

Με το ίδιο σκεπτικό που αναφέραμε παραπάνω θα πραγματοποιήσουμε μια προσ αύξηση 16%

Άρα:

$$Q_2' = Q_2 \cdot (1+0,16) = 2923 \text{ Kcal/h} \cdot (1+0,16) = 3391 \text{ Kcal/h}$$

Επομένως η τελική θερμική ισχύ του πρώτου αναθερμαντικού θα είναι $Q_2' = 3391 \text{ Kcal/h}$

Το δεύτερο αναθερμαντικό απευθύνεται στο κλάδο των αεραγωγών που καλύπτει τις ανάγκες των υπόλοιπων γραφείων. Η παροχή του αέρα στο κλάδο αυτό ανέρχεται $V_2 = 4750 \text{ m}^3/\text{h}$

Η θερμική ισχύ Q_3 του δεύτερου αναθερμαντικού στοιχείου είναι:

$$Q_3 = 0,29 \cdot V \cdot \Delta T = 0,29 \cdot 4750 \cdot (25-18) = 9643 \text{ Kcal/h}$$

Με το ίδιο σκεπτικό που αναφέραμε παραπάνω θα πραγματοποιήσουμε μια προσ αύξηση 16%

Άρα:

$$Q_3' = Q_3 \cdot (1+0,16) = 9643 \text{ Kcal/h} \cdot (1+0,16) = 11186 \text{ Kcal/h}$$

Επομένως η τελική θερμική ισχύ του δεύτερου αναθερμαντικού θα είναι $Q_3' = 11186 \text{ Kcal/h}$.

Το ποσό θερμότητας που απαιτείται για την θέρμανση του χώρου, το οποίο ορίζεται από τις θερμικές απώλειες του κτιρίου μας, καθώς και από την θέρμανση του νωπού αέρα που εισέρχεται στη θερμαντική μονάδα στο οποίο

πρέπει να προσδώσουμε τα κατάλληλα ποσά θερμότητας για να πετύχουμε την επιθυμητή θερμοκρασία στον κλιματιζόμενο χώρο και είναι:

$$Q_{ολ}' = Q_1' + Q_2' + Q_3' = 8746 + 3391 + 11186 \approx 23500 \text{ Kcal/h}$$

4.12 Κυκλοφορητής

Για την εκλογή ενός κυκλοφορητή πρέπει να γνωρίζουμε την παροχή του ρευστού και το μανομετρικό ύψος λόγω τριβών που δημιουργούνται στο κλειστό κύκλωμα σωληνώσεων από την κίνηση του ρευστού. Αρχικά θα υπολογίσουμε την παροχή του νερού που απαιτείται σε κάθε περίπτωση. Στη συνέχεια έχοντας το μηχανολογικό σχέδιο της εγκατάστασης των σωληνώσεων μπορούμε να υπολογίσουμε το μήκος τους. Ακόμα θα επιλέξουμε διατομές σωλήνα από το διάγραμμα με δεδομένα παροχή και ταχύτητα νερού εντός αυτών. Το διάγραμμα αυτό περιλαμβάνει την παροχή, την ταχύτητα του ρευστού εντός των σωληνώσεων, τη διατομή καθώς και τις απώλειες τριβών.

Για τον υπολογισμό της παροχής νερού του θερμαντικού και των αναθερμαντικών σωμάτων θα χρησιμοποιήσουμε το τύπο:

$$V = Q/\Delta T \quad (4.10)$$

όπου:

V: είναι η παροχή του νερού που κυκλοφορεί στα στοιχεία θερμάνσεως σε Kg/h.

Q: είναι οι θερμικές απώλειες στο χώρο σε Kcal/h.

ΔT : είναι η διαφορά θερμοκρασίας του νερού πριν και μετά από τα στοιχεία θερμάνσεως °C, για την περίπτωση μας είναι 15 °C.

Τέλος για να εκλέξουμε κυκλοφορητή πρέπει να έχουμε υπολογίσει την ηλεκτρική ισχύ γνωρίζοντας παροχή νερού που κυκλοφορεί στις σωληνώσεις και μανομετρικό.

Η ηλεκτρική ισχύ του κυκλοφορητή δίνεται από τον τύπο:

$$N = \frac{V \cdot H}{n \cdot 367} \quad (4.11)$$

N: είναι η ηλεκτρική ισχύ του κυκλοφορητή σε W.

V: είναι η παροχή του νερού που κυκλοφορεί στις σωληνώσεις σε m³/h.

H: είναι το μανομετρικό ύψος σε mm.Σ.Η₂O.

n: είναι ο βαθμός απόδοσης κυκλοφορητή και κυμαίνεται από 0,7- 0,8 (στην περίπτωση μας επιλέγουμε 0,75).

Στην εγκατάσταση μας θα χρησιμοποιήσουμε τέσσερις κυκλοφορητές. Θα υπάρχει ένας κεντρικός κυκλοφορητής που θα κυκλοφορεί το νερό μέχρι τα στοιχεία θέρμανσης. Στη συνέχεια θα υπάρχουν τρεις βοηθητικοί κυκλοφορητές, όπου ο ένας θα κυκλοφορεί το νερό στο θερμαντικό στοιχείο, ενώ οι άλλοι δύο στα αντίστοιχα αναθερμαντικά στοιχεία των κλάδων έτσι ώστε να έχουμε καλύτερο έλεγχο των θερμαντικών στοιχείων ανάλογα με τις ανάγκες θέρμανσης του κτηρίου.

Η παροχή του νερού που θα κυκλοφορεί στο θερμαντικό στοιχείο δίνεται από το τύπο 4.10 και είναι:

$$V_1 = Q_1' / \Delta T = 8746 / 15 = 583 \text{ lt/h}$$

Η παροχή νερού που θα κυκλοφορεί στο πρώτο αναθερμαντικό στοιχείο το οποίο περιλαμβάνει τα γραφεία προέδρου, αντιπροέδρου και γραμματείας δίνεται από το τύπο (4.10) και είναι:

$$V_2 = Q_2' / \Delta T = 3391 / 15 = 226 \text{ lt/h}$$

Η παροχή νερού που θα κυκλοφορεί στο δεύτερο αναθερμαντικό στοιχείο το οποίο περιλαμβάνει την αίθουσα συνεδριάσεων, την αίθουσα σεμιναρίων, την αίθουσα γραμματείας διευθυντού, το γραφείο του διευθυντή, το πρωτόκολλο, το διάδρομο και τα W.C δίνεται από το τύπο (4.10) και είναι:

$$V_3 = Q_3' / \Delta T = 11186 / 15 = 746 \text{ lt/h}$$

Η συνολική παροχή νερού για το κεντρικό κυκλοφορητή που πρέπει να διαθέσουμε για τα στοιχεία θερμάνσεως όταν το νερό εισέρχεται με 60 °C και εξέρχεται με 45 °C είναι:

$$V_{ολ} = V_1 + V_2 + V_3 = 583 + 226 + 746 = 1555 \text{ lt/h}$$

Στη συνέχεια υπολογίζουμε τις απώλειες πίεσης στα αντίστοιχα δίκτυα που λειτουργούν οι κυκλοφορητές.

Ο κεντρικός κυκλοφορητής έχει παροχή όπως είδαμε παραπάνω $V_{ολ} = 1555 \text{ lt/h}$ και για να κάνουμε την επιλογή πρέπει να βρούμε τις απώλειες πίεσης στο τμήμα σωληνώσεων ΛΕΒ, Α, Β, C, D, E, E₁, F, F₁, G, H, I, J, K, ΛΕΒ και τις καταγράφουμε στο Πίνακα 4.7. Για την εύρεση του τμήματος και των μηκών των σωληνώσεων χρησιμοποιήσαμε το Σχέδιο στο Παράρτημα IV.

Πίνακας 4.7

Τμήμα σωληνώσεων	V Παροχή (Kg/h)	L Μήκος (m)	U Ταχύτητα (m/s)	d Διάμετρο (in)	R mm Σ.Ν/m	L·R (mmΣ.Ν)
ΛΕΒ-Α	1555	1	1,8	3/8''	250	250
ΑΒ	1555	3,80	1,8	3/8''	250	950
ΒC	1555	2,70	1,8	3/8''	250	675
CD	583	0,35	1,4	3/8''	250	87,5
DE	583	5,75	1,4	3/8''	250	1437,5
EE ₁	583	0,10	1,4	3/8''	250	625
FF ₁	583	0,10	1,4	3/8''	250	25
F ₁ G	583	5,75	1,4	3/8''	250	1437,5
GH	583	0,35	1,4	3/8''	250	87,5
HI	1555	3,00	1,8	3/8''	250	750

IJ	1555	4,65	1,8	3/8''	250	1162,5
JK	1555	2,30	1,8	3/8''	250	575
K-ΛΕΒ	1555	0,15	1,8	3/8''	250	37,5
Σύνολο	-	30	-	-	-	8100

Συνεπώς η πτώση πίεσης στα ευθύγραμμα τμήματα προσαγωγής είναι $H_R = 8100$ mm Σ.Ν.

Για τα εξαρτήματα του παραπάνω κυκλώματος που παρατηρούνται στο αντίστοιχο σχέδιο στο παράρτημα όπως γωνίες, ταυ, βάνες, συλλέκτες, τριόδους, κυκλοφορητή, λέβητα που αναγράφονται στους παρακάτω Πίνακες 4.8 και 4.9 και επιλέγουμε τα αντίστοιχα ζ από το Πίνακα 4.16.

Πίνακας 4.8

Είδος εξαρτημάτων	Θέση	Συντελεστής τριβής ζ	Σζ
Λέβητας	-	2,5	2,5
Γωνία 90°	A, J,K	1,5	4,5
Τρίοδο	B,I,	1,5	1,5
Βάνες	A ₁ ,B ₁ ,B ₃ ,H ₁ ,I ₁	1,0	5,0
Κυκλοφορητής	B ₂	2,5	2,5
Συλλέκτες	C,H	1,5	3,0
			Σύνολο ζ = 19,0

Για ταχύτητα 1,8 m/sec και για Σζ = 19 από το παρακάτω πίνακα 4.17 έχουμε πτώση πίεσης $Z_1 = 2410$ mm Σ.Ν.

Πίνακας 4.9

Είδος εξαρτημάτων	Θέση	Συντελεστής τριβής ζ	Σζ
Γωνία 90°	D,P,E,F,G,	1,5	7,5
Τρίοδο	E ₁	1,5	1,5
Ταυ	F ₁	1,5	1,5
Βάνες	C ₁ ,G ₁	1,0	2,0
			Σύνολο ζ = 12,5

Για ταχύτητα 1,4 m/sec και για Σζ = 12,5 από το παρακάτω Πίνακα 4.17 έχουμε πτώση πίεσης $Z_2 = 2370$ mm Σ.Ν.

Επομένως η ολική πτώση πίεσης στη κλειστή διαδρομή ΛΕΒ,Α,Β,С,Д,Е,Ε1,Ғ,Ғ1,Г,Н,Ι,Ј,Κ,ΛΕΒ, είναι η πτώση πίεσης στα ευθύγραμμα τμήματα και στα εξαρτήματα και είναι:

$$H = H_R + Z_1 + Z_2 = 8100 \text{ mm } \Sigma.N. + 2410 \text{ mm } \Sigma.N. + 2370 \text{ mm } \Sigma.N. \Rightarrow$$

$$H = 12880 \text{ mm } \Sigma.N.$$

Η ηλεκτρική ισχύ του κυκλοφορητή υπολογίζεται από το τύπο (4.11) και είναι:

$$N = \frac{V \cdot H}{\eta \cdot 367} = \frac{1568 \cdot 10^{-3} \cdot 12880}{0,75 \cdot 367} = 73,4 \text{ W}$$

Ο πρώτος βοηθητικός κυκλοφορητής που απευθύνεται στο κεντρικό θερμαντικό έχει παροχή $V_1 = 654 \text{ Kg/h}$. Για την εύρεση του τμήματος και των μηκών των σωληνώσεων χρησιμοποιήσαμε το σχέδιο στο Παράρτημα VII. Η διαδρομή είναι $E_1, \Theta. \Sigma., F_1$ (Πίνακας 4.10) και έτσι έχουμε:

Πίνακας 4.10

Τμήμα σωληνώσεων	V Παροχή (Kg/h)	L Μήκος (m)	U Ταχύτητα (m/s)	d Διάμετρο (in)	R mm $\Sigma.N./m$	L·R (mm $\Sigma.N.$)
$E_1 - \Theta. \Sigma.$	654	1	1,4	3/8''	250	250
$\Theta. \Sigma. - F_1$	654	1	1,4	3/8''	250	250
Σύνολο	-	2	-	-	-	500

Συνεπώς η πτώση πίεσης στα ευθύγραμμα τμήματα προσαγωγής είναι $H_R = 500 \text{ mm } \Sigma.N.$.

Για τα εξαρτήματα του παραπάνω κυκλώματος $E_1, \Theta. \Sigma., F_1$ που παρατηρούνται στο αντίστοιχο σχέδιο στο παράρτημα όπως ταυ, βάνες, συλλέκτες, τριόδους, κυκλοφορητή, που αναγράφονται στον παρακάτω Πίνακα 4.11 και επιλέγουμε τα αντίστοιχα ζ από το Πίνακα 4.16.

Πίνακας 4.11

Είδος εξαρτημάτων	Θέση	Συντελεστής τριβής ζ	Σζ
Θερμαντικό στ.		2,5	2,5
Τρίοδο		1,5	1,5
Ταυ		1,5	1,5
Βάνες		1,0	1,0
Κυκλοφορητής		2,5	2,5
			Σύνολο ζ = 9,0

Για ταχύτητα 1,4 m/sec και για $\Sigma\zeta = 9,0$ από το παρακάτω Πίνακα 4.17 έχουμε πτώση πίεσης $Z = 870$ mm Σ.Ν.

Επομένως η ολική πτώση πίεσης στη κλειστή διαδρομή E_1, Θ, Σ, F_1 είναι η πτώση πίεσης στα ευθύγραμμα τμήματα και στα εξαρτήματα και είναι:

$$H = H_R + Z = 500 \text{ mm } \Sigma.\text{N.} + 870 \text{ mm } \Sigma.\text{N.} \Rightarrow$$

$$H = 1370 \text{ mm } \Sigma.\text{N.}$$

Η ηλεκτρική ισχύ του κυκλοφορητή υπολογίζεται από το τύπο (4.11) και είναι:

$$N = \frac{V \cdot H}{n \cdot 367} = \frac{654 \cdot 10^{-3} \cdot 1370}{0,75 \cdot 367} = 3,3 \text{ W}$$

Ο δεύτερος βοηθητικός κυκλοφορητής που απευθύνεται στο πρώτο αναθερμαντικό έχει παροχή $V_1 = 200$ Kg/h. Για την εύρεση του τμήματος και των μηκών των σωληνώσεων χρησιμοποιήσαμε το σχέδιο στο Παράρτημα VII. Η διαδρομή είναι $L_1, \text{AN.}\Sigma., L_2$, η οποία καταγράφεται στο Πίνακα 4.12 και έτσι έχουμε:

Πίνακας 4.12

Τμήμα σωληνώσεων	V Παροχή (Kg/h)	L Μήκος (m)	U Ταχύτητα (m/s)	d Διάμετρο (in)	R mm Σ.Ν/m	L·R (mmΣ.Ν)
$L_1\text{-AN.}\Sigma_1$	200	1	0,5	3/8''	35	35
$\text{AN.}\Sigma_1\text{-}L_2$	200	1	0,5	3/8''	35	35
Σύνολο	-	2	-	-	-	70

Συνεπώς η πτώση πίεσης στα ευθύγραμμα τμήματα προσαγωγής είναι $H_R = 70$ mm Σ.Ν. .

Για τα εξαρτήματα του παραπάνω κυκλώματος $L_1, AN.Σ., L_2$ που παρατηρούνται στο αντίστοιχο σχέδιο στο παράρτημα όπως ταυ, βάνες, συλλέκτες, τριόδους, κυκλοφορητή, που αναγράφονται στον παρακάτω Πίνακα 4.13 και επιλέγουμε τα αντίστοιχα ζ από το Πίνακα 4.16.

Πίνακας 4.13

Είδος εξαρτημάτων	Θέση	Συντελεστής τριβής ζ	Σζ
Θερμαντικό στ.		2,5	2,5
Τρίοδο		1,5	1,5
Ταυ		1,5	1,5
Βάνες		1,0	1,0
Κυκλοφορητής		2,5	2,5
			Σύνολο ζ = 9,0

Για ταχύτητα 0,5 m/sec και για $\Sigma\zeta = 9,0$ από το παρακάτω Πίνακα 4.17 έχουμε πτώση πίεσης $Z = 111$ mm Σ.Ν.

Επομένως η ολική πτώση πίεσης στη κλειστή διαδρομή $L_1, AN.Σ., L_2$ είναι η πτώση πίεσης στα ευθύγραμμα τμήματα και στα εξαρτήματα και είναι:

$$H = H_R + Z = 70 \text{ mm Σ.Ν.} + 111 \text{ mm Σ.Ν.} \Rightarrow$$

$$H = 181 \text{ mm Σ.Ν.}$$

Η ηλεκτρική ισχύ του κυκλοφορητή υπολογίζεται από το τύπο (4.11) και είναι:

$$N = \frac{V \cdot H}{n \cdot 367} = \frac{200 \cdot 10^{-3} \cdot 181}{0,75 \cdot 367} = 0,13 \text{ W}$$

Και ο τρίτος βοηθητικός κυκλοφορητής που απευθύνεται στο δεύτερο αναθερμαντικό έχει παροχή $V_1 = 714$ Kg/h. Για την εύρεση του τμήματος και των μηκών των σωληνώσεων χρησιμοποιήσαμε το σχέδιο στο Παράρτημα VII. Η διαδρομή είναι $M_1, AN.Σ., M_2$, η οποία καταγράφεται στο Πίνακα 4.14 και έτσι έχουμε:

Πίνακας 4.14

Τμήμα σωληνώσεων	V Παροχή (Kg/h)	L Μήκος (m)	U Ταχύτητα (m/s)	d Διάμετρο (in)	R mm Σ.N/m	L·R (mmΣ.N)
M ₁ -AN.Σ ₂	714	1	1,0	1/2''	90	90
AN.Σ ₂ -M ₂	714	1	1,0	1/2''	90	90
Σύνολο	-	2	-	-	-	180

Συνεπώς η πτώση πίεσης στα ευθύγραμμα τμήματα προσαγωγής είναι $H_R = 180$ mm Σ.N.

Για τα εξαρτήματα του παραπάνω κυκλώματος M₁,AN.Σ.,M₂ που παρατηρούνται στο αντίστοιχο σχέδιο στο παράρτημα όπως ταυ, βάνες, συλλέκτες, τριόδους, κυκλοφορητή, που αναγράφονται στο παρακάτω Πίνακα 4.15 και επιλέγουμε τα αντίστοιχα ζ από το Πίνακα 4.16.

Πίνακας 4.15

Είδος εξαρτημάτων	Θέση	Συντελεστής τριβής ζ	Σζ
Θερμαντικό στ.		2,5	2,5
Τρίοδο		1,5	1,5
Ταυ		1,5	1,5
Βάνες		1,0	1,0
Κυκλοφορητής		2,5	2,5
			Σύνολο ζ = 9,0

Για ταχύτητα 1,0 m/sec και για Σζ = 9,0 από το παρακάτω Πίνακα 4.17 έχουμε πτώση πίεσης $Z = 450$ mm Σ.N.

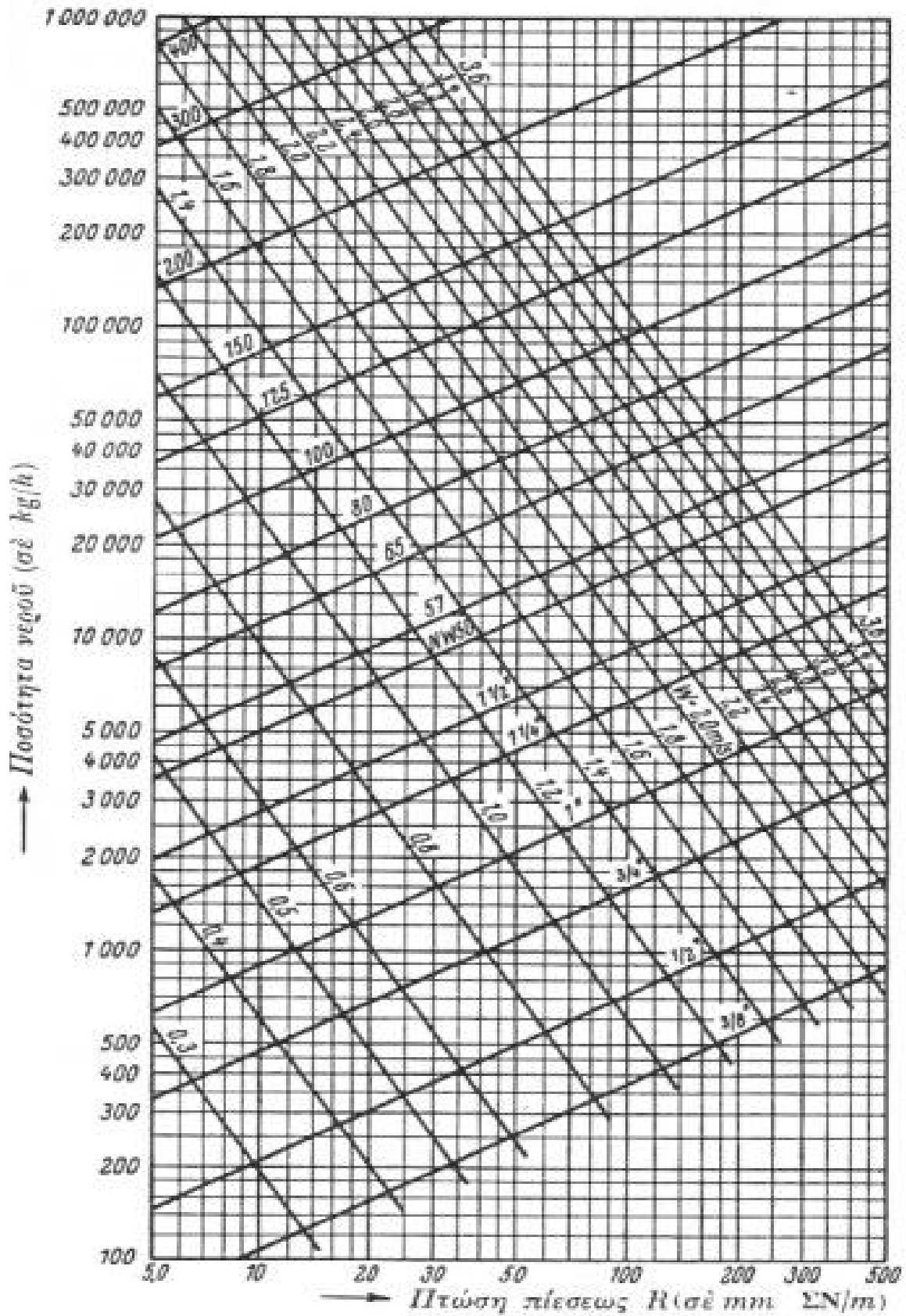
Επομένως η ολική πτώση πίεσης στη κλειστή διαδρομή M₁,AN.Σ.,M₂ είναι η πτώση πίεσης στα ευθύγραμμα τμήματα και στα εξαρτήματα και είναι:

$$H = H_R + Z = 180 \text{ mm Σ.N.} + 450 \text{ mm Σ.N.} \Rightarrow$$

$$H = 630 \text{ mm Σ.N.}$$

Η ηλεκτρική ισχύ του κυκλοφορητή υπολογίζεται από το τύπο (4.11) και είναι:

$$N = \frac{V \cdot H}{\eta \cdot 367} = \frac{714 \cdot 10^{-3} \cdot 630}{0,75 \cdot 367} = 1,6 \text{ W}$$



Διάγραμμα 4.1

Πίνακας 4.16 Τιμές του συντελεστή τοπικής αντιστάσεως ζ

Θερμαντικό Σώμα..... $\zeta = 2,5$		Λέβητας..... $\zeta = 2,5$			
Κυκλοφορητής..... $\zeta = 2,5$		Διακλάδωση Διχάλα (πανταλόνι)..... $\zeta = 1,5$			
Του σε διακλάδωση					
Του σε διέλευση					
Του σε διασταύρωση					
		Καμπύλη 90° $r/d = 1,5$ $\zeta = 0,5$ $r/d = 2,5$ $\zeta = 0,3$			
Σύρτης		ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ			
		10 έως 15 mm (3/8", 1/2")	20+ 25 (3/4", 1")	32 + 40 (1 1/4, 1 1/2)	50 και άνω
Ρυθμιστικός Διακόπτης	Ευθύς	1	0,5	0,3	0,3
	Γωνιακός	10	7	5	4
Κρουσός	Ευθύς	3,5	3,0	2,5	2,0
	Γωνιακός	8,5	6,0	5,0	4,0
Βάννα		4,0	2,0	2,0	-
Γωνία και γωνιακός λυόμενος σύνδεσμος		1,0	0,5	0,5	0,5
		2,0	1,5	1,0	1,0

Πίνακας 4.17 Πτώση πίεσης (Z mm Σ.Ν. που οφείλεται σε τοπικές αντιστάσεις)

Ταχύτητα Ροής (m/sec)	Τιμές του Z για Σζ														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,1	0,1	0,1	0,1
0,015	0,01	0,02	0,05	0,05	0,05	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
0,02	0,02	0,05	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
0,025	0,05	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5
0,03	0,05	0,1	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7	0,7
0,04	0,1	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7	0,8	0,9	1,0	1,0	1,1	1,2
0,05	0,1	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,9
0,06	0,2	0,4	0,6	0,7	0,9	1,1	1,3	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,5	2,7
0,07	0,3	0,5	0,8	1,0	1,2	1,5	1,7	2,0	2,2	2,5	2,7	3,0	3,2	3,4	3,7
0,08	0,3	0,7	1,0	1,3	1,6	1,9	2,2	2,6	2,9	3,2	3,5	3,9	4,1	4,5	4,8
0,09	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0	4,4	4,8	5,3	5,7	6,1
0,10	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5
0,12	0,7	1,4	2,2	2,9	3,6	4,3	5,0	5,7	6,5	7,2	7,9	8,5	9,2	10,0	10,7
0,14	1,0	2,0	2,9	3,9	4,9	5,9	6,8	7,8	8,7	9,7	10,7	11,6	12,6	13,6	14,6
0,16	1,3	2,6	3,8	5,1	6,4	7,7	8,8	10,1	11,4	12,7	13,9	15,2	16,5	17,8	19,0
0,18	1,6	3,2	4,8	6,5	8,0	9,6	11,2	12,8	14,4	16,1	17,7	19,3	21,0	22,5	24,0
0,20	2,0	4,0	6,0	8,0	9,9	11,9	13,9	15,8	17,8	20,0	22,0	24,0	26,0	28,0	30,0
0,22	2,4	4,8	7,2	9,5	12,0	14,4	16,8	19,2	21,4	24,0	26,5	29,0	31,5	34,0	36,0
0,24	2,9	5,7	8,5	11,4	14,3	17,1	20,0	23,0	26,0	28,5	31,5	34,5	37,5	40,0	43,0
0,26	3,4	6,7	10,0	13,4	16,7	20,0	23,5	27,0	30,5	33,5	37,0	40,0	44,0	47,0	51,0
0,28	3,9	7,8	11,6	15,5	19,4	23,5	27,5	31,5	35,0	39,0	43,0	47,0	51,0	55,0	59,0
0,30	4,5	8,9	13,4	17,8	22,5	27,0	31,5	36,0	40,5	45,0	49,0	54,0	58,0	63,0	67,0
0,35	6,1	12,1	18,2	24,5	30,7	37,2	42,7	49,0	55,0	62,0	67,0	74,0	79,0	85,0	102
0,40	8,0	15,9	24,0	32,0	40,0	48,0	56,0	64,0	72,0	80,0	87,0	95,0	103	111	119
0,50	12,4	25,0	37,5	50,0	62,0	75,0	86,0	99,0	111	124	136	149	161	173	186
0,60	17,8	36,0	54,0	72,0	89,0	107	125	143	161	178	196	215	235	250	270
0,70	24,5	49,0	73,0	97,0	121	145	165	195	220	245	270	295	320	340	365
0,80	32,0	64,0	95,0	127	159	191	225	255	285	320	350	385	410	450	480
0,90	40,5	81,0	121	161	200	240	285	325	365	400	440	480	530	570	610
1,0	50,0	99,0	149	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
1,2	72,0	143	215	285	360	430	500	570	650	720	790	850	920	1000	1070
1,4	97,0	195	295	390	490	590	680	780	870	970	1060	1160	1260	1360	1460
1,8	127	255	385	510	640	770	880	1010	1140	1270	1390	1520	1650	1780	1900

Ο κυκλοφορητής θα είναι υδρολίπαντος και αθόρυβης λειτουργίας.

Πλεονεκτήματα των υδρολίπαντων κυκλοφορητών θεωρούνται :

- ❖ Η αθόρυβη λειτουργία
- ❖ Η πολύ απλή κατασκευή – δεν απαιτείται συντήρηση
- ❖ Οι 2 – 4 ταχύτητες

Ο κυκλοφορητής πρέπει να μπορεί να βραχυκυκλωθεί με παρακαμπτήρια παράλληλη σωλήνωση (σύστημα BY PASS). Στα σημεία συνδέσεως του κυκλοφορητή με τις σωληνώσεις θα παρεμβληθούν βάνες, ώστε να είναι δυνατή η αποσύνδεση του χωρίς να χρειάζεται να αδειάσει το όλο σύστημα.



Εικόνα 4.4 Κυκλοφορητής

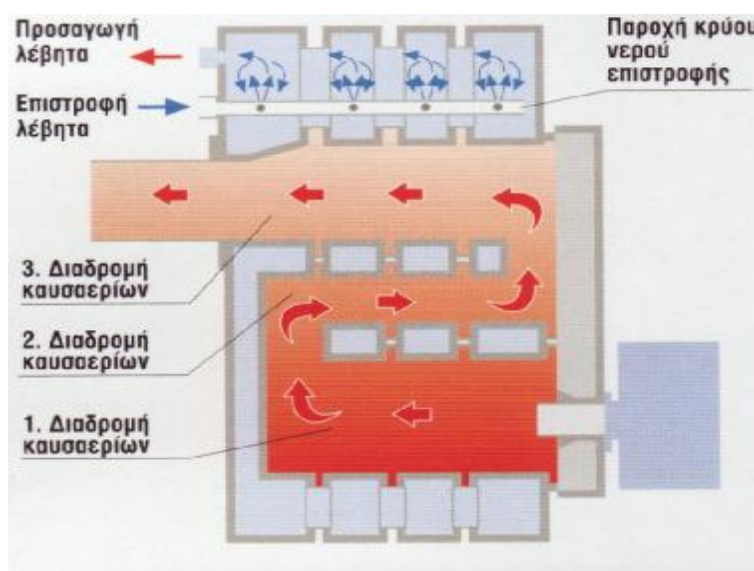
4.13 Λέβητας

Ο λέβητας είναι η ψυχή του συστήματος θέρμανσης. Τοποθετείται συνήθως στο υπόγειο της οικοδομής, χωρίς να αποκλείεται και η τοποθέτηση του στην οροφή. Στις εγκαταστάσεις κλιματισμού η θέση του λέβητα συνδυάζεται πάντα και με τη θέση των κλιματιστικών συσκευών, στις οποίες θα θερμανθεί ο αέρας για να σταλεί κατόπιν στον κλιματιζόμενο χώρο.

Τους λέβητες διακρίνουμε στις ακόλουθες τρεις μεγάλες κατηγορίες :

- Ø Στους λέβητες νερού
- Ø Στους λέβητες ατμού χαμηλής ή υψηλής πίεσεως
- Ø Στους αερολέβητες

Στη παρακάτω Εικόνα 4.5 παρατηρούμε την διαδρομή των καυσαερίων μέσα στο χώρο του λέβητα καθώς και την διαδρομή του νερού που επιστρέφει σε χαμηλή θερμοκρασία. Στην συνέχεια γίνεται η εναλλαγή θερμότητας μεταξύ θερμών καυσαερίων και νερού και προσάγεται προς τα θερμαντικά στοιχεία με την επιθυμητή θερμοκρασία



Εικόνα 4.5 Λειτουργία λέβητα

Οι λέβητες της πρώτης και της τρίτης κατηγορίας εξυπηρετούν μικρές και μέσες εγκαταστάσεις θερμάνσεως, ενώ οι λέβητες ατμού συναντώνται συνήθως σε εκτεταμένες εγκαταστάσεις.

Επίσης οι λέβητες διακρίνονται ως προς το υλικό κατασκευής τους σε :

- Ø Χυτοσιδήρους και
- Ø Χαλύβδινους ολόσωμους ή πολυμερείς.

Δύο από τα σπουδαιότερα χαρακτηριστικά στοιχεία των λεβήτων, είναι η θερμαινόμενη επιφάνεια και η ειδική επιφόρτιση.

Θερμαινόμενη επιφάνεια, ενός λέβητα είναι το σύνολο των μεταλλικών μερών αυτού, που έρχονται σε άμεση επαφή με τις φλόγες και μετράται σε m^2 .

Ειδική επιφόρτιση, ενός λέβητα είναι το ποσό της θερμότητας που αποδίδει, κάθε m^2 θερμαινόμενης επιφάνειας λέβητα, σε μια ώρα (σε συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας).

Η ειδική επιφόρτιση μετράται σε $\frac{Kcal}{h \cdot m^2}$ και είναι, για τους ελληνικούς λέβητες, ίση με $10,000 \frac{Kcal}{h \cdot m^2}$. Από τη θεωρητική αυτή τιμή των $10000 \frac{Kcal}{h \cdot m^2}$ παίρνουμε σαν ωφέλιμη ισχύς μόνο το 80%, δηλαδή $8000 \frac{Kcal}{h \cdot m^2}$ και επομένως στους υπολογισμούς μας θα λαμβάνεται υπόψη τη μειωμένη αυτή τιμή.

Για τον υπολογισμό της απαιτούμενης θερμαινόμενης επιφάνειας ενός λέβητα ακολουθούμε την εξής πορεία:

- Ø Υπολογίζουμε το σύνολο της εγκατεστημένης θερμικής ισχύος (θερμαντικών σωμάτων η θερμαντικών στοιχείων σε kcal/h)
- Ø Προσαυξάνουμε την ευρεθείσα ισχύ κατά 10% έως 30% αναλόγως των ειδικών συνθηκών.

- Ø Διαιρούμε τη νέα προσαυξημένη ισχύ δια της ειδικής επιφορτίσεως (8000 kcal/h·m²) και βρίσκουμε την απαιτούμενη θερμαινόμενη επιφάνεια του λέβητα.

Η θερμαινόμενη επιφάνεια του λέβητα θα είναι:

$$F = \frac{Q_l}{\text{eid.epifórtish}} \quad (4.12)$$

$$F = Q_{\Lambda} / 8000 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 = 26000 \text{ (kcal/h)} / 8000 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 = 3,25 \text{ m}^2$$

Πολλές φορές οι υπολογισμοί μας δίνουν τέτοια ισχύ λέβητα που δεν υπάρχει στα τυποποιημένα μεγέθη λεβήτων, που κυκλοφορούν στο εμπόριο. Στις περιπτώσεις αυτές θα παίρνουμε την αμέσως μεγαλύτερη τυποποιημένη ισχύ του εμπορίου.

Εκλογή λέβητα

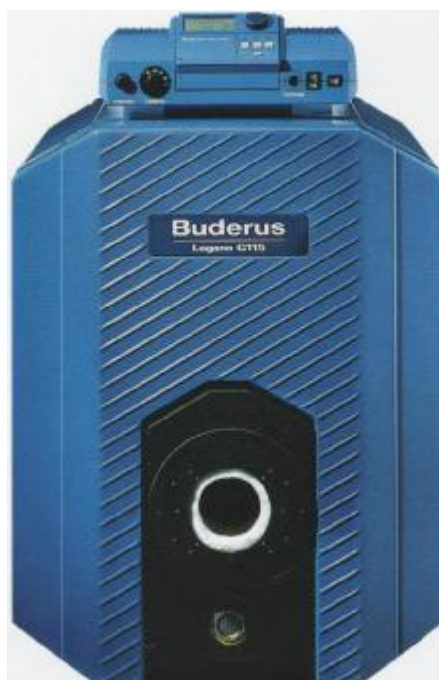
- Ø Για την εξασφάλιση του ζεστού νερού που χρειάζεται για την θέρμανση των χώρων, συνολικών θερμικών απαιτήσεων $Q_{ολ}=23500 \text{ kcal/h}$ χρειάζεται λέβητας θερμικής ισχύος λαμβάνοντας και ένα ποσοστό προσαύξεσης 10% έως 30% ανάλογα με τις επικρατούσες συνθήκες :

Θα δώσουμε μια προσαύξηση 15% έχουμε:

$$Q_{\Lambda} = 1,15 \cdot Q_{ολ} = 1,15 \cdot 23500 \text{ kcal/h} = 27025 \text{ kcal/h}$$

Στη μελέτη μας επιλεγούμε λέβητα (Εικόνα 4.6) μεγέθους 32 με ονομαστική θερμαντική ισχύ 27520 kcal/h από το Πίνακα 4.18.

Βασικό κριτήριο της επιλογής μας είναι ότι έχει μεγάλη διάρκεια ζωής, έχει οικονομική λειτουργία επιτυγχάνοντας μέγιστη απόδοση έως και 96% και επίσης είναι λέβητας χαμηλών θερμοκρασιών που απαιτείται στην εγκατάσταση μας. Επίσης είναι κατάλληλος για πετρέλαιο και για φυσικό αέριο. Το υλικό κατασκευής του είναι χυτοσίδηρος GL 180 M.



Εικόνα 4.6 Λέβητας

Πίνακας 4.18 Εκλογή λέβητα

Logano G115 WS			
Μέγεθος	25	32	40
Στοιχεία	3	4	5
Όνομαστική θερμωτική ισχύς (kW)	17 - 25	22 - 32	29 - 40
Όνομαστική θερμωτική ισχύς (kcal/h)	21.500	27.520	34.400
Αντίθλιψη (mbar)	0,04 - 0,11	0,06 - 0,11	0,04 - 0,16
Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων (°C)	145 - 198	145 - 198	145 - 198
Βάρος (kg)	150	183	216
Ύψος (mm)*	995	995	995
Πλάτος (mm)	600	600	600
Βόθος (mm)	581	708	828

- ❌ Ο λέβητας θα τοποθετηθεί στο λεβητοστάσιο που βρίσκεται στο χώρο του υπογείου.
- ❌ Θα χρησιμοποιηθεί λέβητας ζεστού νερού, κατάλληλος για εγκαταστάσεις κεντρικής θέρμανσης με ζεστό νερό, σε χαμηλή πίεση, κατάλληλος για καύση πετρελαίου. Ο λέβητας της εγκατάστασής θα είναι καινούργιος,

κατασκευασμένος και εγγυημένος από σοβαρό κατασκευαστικό οίκο, χωρίς κατασκευαστικά ελαττώματα ή ατέλειες και χωρίς συγκολλήσεις ή ραφές. Θα συνοδεύεται από πυρίμαχη επένδυση, θερμική μόνωση και συλλέκτες αναχωρήσεως και επιστροφής του ζεστού νερού και ειδικό στόμιο για τη σύνδεση με τον καπναγωγό της καπνοδόχου.

- Ø Στις κατάλληλες υποδοχές του λέβητα θα προσαρμοστούν θερμόμετρο, μανόμετρο, δείκτης στάθμης και κρουνός εκκενώσεως διαμέτρου 1'' .

4.14 Καυστήρας

Οι καυστήρες που χρησιμοποιούνται σε εγκαταστάσεις κεντρικών θερμάνσεων, πρέπει να εξασφαλίζουν οικονομική και ασφαλή λειτουργία (καύση), με ταυτόχρονη επιδίωξη την ελαχιστοποίηση της ρυπάνσεως του περιβάλλοντος.

Βασικά δεδομένα για την επιλογή του καυστήρα, είναι το είδος του καυσίμου που θα χρησιμοποιηθεί, η αναγκαία θερμική ισχύς, η διαμόρφωση του φλογοθαλάμου και η αντίθλιψη του λέβητα με τον οποίο θα συνεργαστεί.

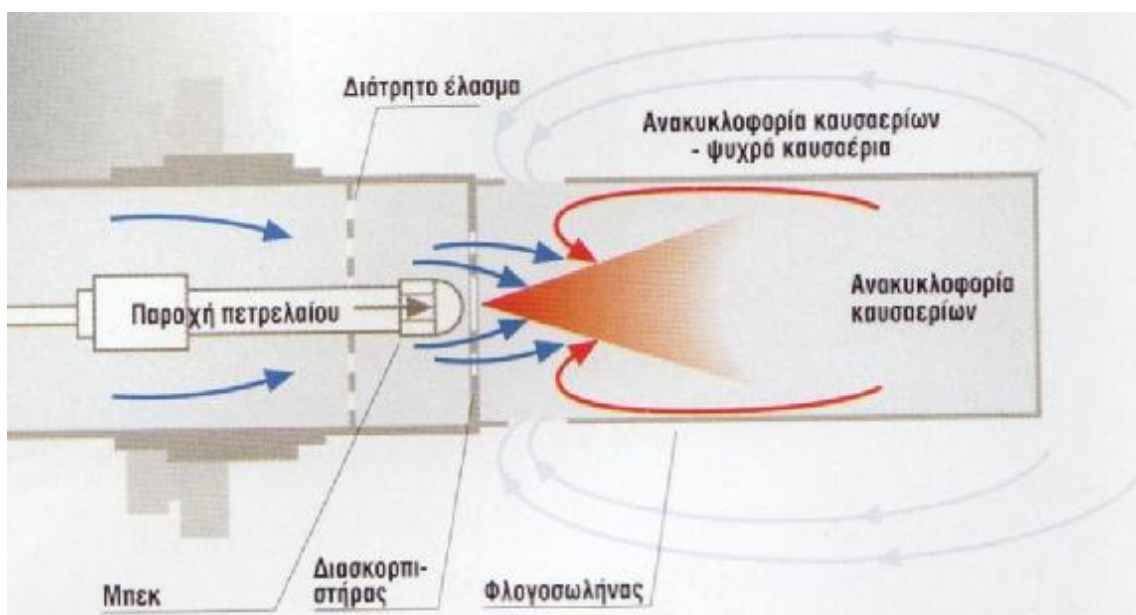
Τα υλικά κατασκευής των καυστήρων, τα εξαρτήματα και τα όργανα με τα οποία συνοδεύονται, πρέπει να αντέχουν στις μηχανικές και στις θερμικές καταπονήσεις που είναι δυνατόν να υποστούν κατά την διάρκεια λειτουργίας του συστήματος "λέβητας - καυστήρας" .

Στην αγορά κυκλοφορεί μεγάλη ποικιλία καυστήρων με χαρακτηριστικά που διαφέρουν σημαντικά, ανάλογα με το καύσιμο για το οποίο προορίζονται, η διαδικασία εναύσεως και συντηρήσεως της καύσεως, τη μέθοδο αναμίξεως καυσίμου και αέρα κ.α. Ανάλογα με τον τρόπο λειτουργίας, οι καυστήρες διακρίνονται σε μονοβάθμιους, πολυβάθμιους και αυτόματους.

Εκλογή καυστήρα

- ❌ Στον λέβητα θα προσαρμοστεί καυστήρας ελαφρού πετρελαίου κατάλληλος για λέβητες κατοικιών (αθόρυβος, ηλεκτρονικός και τελείως αυτόματης λειτουργίας).
- ❌ Κατά την εκλογή του καυστήρα θα ελεγχθεί προσεκτικά η καλή συνεργασία του (συμβατότητα) με τον λέβητα ώστε να εξασφαλιστούν οι καλύτερες δυνατές συνθήκες καύσεως του πετρελαίου.

Στην παρακάτω Εικόνα 4.7 διακρίνονται τα βασικότερα μέρη του καυστήρα.



Εικόνα 4.7 Λειτουργία καυστήρα

Για να καθορίσουμε το μέγεθος του καυστήρα, θα πρέπει να έχουμε την ισχύ του λέβητα σε kcal/h και τη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου που θα χρησιμοποιηθεί.

Θερμογόνο δύναμη ενός καυσίμου, είναι το ποσοστό της θερμότητας που αποδесμεύεται από την καύση ενός (kg) από το καύσιμο αυτό. Μετράτε σε kcal/h ή Btu/Lb.

Η θερμογόνος δύναμη του DIESEL που είναι και το κατεξοχήν καύσιμω των συστημάτων θερμάνσεως είναι 10000 kcal/ kg. Η αποδιδόμενη θερμογόνος δύναμη είναι 8000 kcal/ kg. Έτσι, λαμβάνουμε πάντοτε την τιμή αυτή στους υπολογισμούς μας για λόγους ασφαλείας και ορθής λειτουργίας της εγκατάστασης.

Η ικανότητα καύσεως ή η παροχή που πρέπει να έχει ο καυστήρας μια εγκαταστάσεως δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$G = Q_{\Lambda} / 8000$$

όπου: G= η παροχή του καυσίμου σε kg/h

Q_{Λ} = η ισχύ του λέβητα σε kcal/h

Ο καυστήρας που θα εκλεγεί θα πρέπει να έχει παροχή καυσίμου:

$$G = Q_{\Lambda} / 8000 = 28000 \text{ kcal/h} / 8000 \text{ kcal/ kg} = 3,50 \text{ kg/h}$$

Κατά την τοποθέτησή του ο καυστήρας θα συνδεθεί με τα όργανα ελέγχου της θερμοκρασίας (θερμοστάτη, υδροστάτη, πυροστάτη) και τους αυτοματισμούς της εγκαταστάσεως.

Στην εφαρμογή μας θα επιλέξουμε πιεστικό καυστήρα πετρελαίου (Εικόνα 4.8). Η περιοχή απόδοσης του επιλεγμένου καυστήρα από Πίνακα 4.19 είναι 22 έως 45 KW και για περιοχή ονομαστικής ισχύς λέβητα 20 έως 40 KW (23000 έως 45000 kcal/h).

Η επιλογή του καυστήρα έγινε για το λόγο ότι έχει συμβατότητα με το λέβητα που προεπιλέξαμε καθώς επίσης και εύκολη ρύθμιση ισχύος και καλό βαθμό απόδοσης.



Εικόνα 4.8 Καυστήρας

Πίνακας 4.19 Εκλογή καυστήρα

Τύπος		Logatop LE-A 1.0	Logatop LE-A 1.0
Απόδοση καυστήρα	Περιοχή	22 - 45 kW	37 - 65 kW
Εργοστασιακή ρύθμιση ¹⁾		30 kW	50 kW
Ονομαστική ισχύς λέβητα ²⁾	Περιοχή	20 - 40 kW	34 - 60 kW
Εργοστασιακή ρύθμιση		28 kW	46 kW
Παροχή πετρελαίου		1,8 - 3,8 kg/h	3,1 - 5,5 kg/h
Βάρος ³⁾		13,5 kg	13,5 kg

4.15 Δεξαμενή Πετρελαίου

Η δεξαμενή θα έχει διαστάσεις $1\text{m} \times 1\text{m} \times 1\text{m} = 1000\text{ lt}$ (χωρητικότητα) και επομένως περιεχόμενο σε πετρέλαιο $=750\text{ kg}$.

Η χωρητικότητα της δεξαμενής καθορίστηκε με βάση τις πιθανές ανάγκες της οικοδομής από το παρακάτω Πίνακα 4.20. Η επιλογή των διαστάσεων βασίστηκε στην δυνατότητα συχνής παραλαβής πετρελαίου, την καλύτερη εκμετάλλευση του διαθέσιμου χώρου και το μέγεθος της οικοδομής.

Πίνακας 4.20 Σχέση ισχύς λέβητα – διαστάσεων δεξαμενής

ισχύς λέβητα (kcal/h)	διαστάσεις δεξαμενής
$Q_{\Lambda} < 50000$	$1,00 \times 1,00 \times 1,00$ ή 1m^3
$50000 \leq Q_{\Lambda} < 120000$	$1,00 \times 1,00 \times 1,00$ ή 1m^3
$120000 \leq Q_{\Lambda} < 170000$	$1,00 \times 1,00 \times 1,00$ ή 1m^3

Η δεξαμενή πετρελαίου θα κατασκευαστεί από μαύρη σιδηρολαμαρίνα πάχους το λιγότερο 2mm. Η ένωση των ελασμάτων στους αρμούς θα γίνει με οξυγονοκόλληση εσωτερικά και εξωτερικά .

Η δεξαμενή πετρελαίου θα ενισχυθεί εσωτερικά με δύο σχάρες από γωνιακά ελάσματα $40 \times 40 \times 4\text{ mm}$.

Η δεξαμενή πετρελαίου θα δοκιμαστεί σε στεγανότητα, θα βαφτεί εξωτερικά με μίνιο και εσωτερικά με διπλό στρώμα από ειδικό χρώμα που δεν παθαίνει διάβρωση από το πετρέλαιο.

Η δεξαμενή πετρελαίου θα τοποθετηθεί πάνω σε πλαίσιο από σιδηροδοκούς ή δύο δοκούς από μπετόν και ο πυθμένας της θα βρίσκεται τουλάχιστον στο ύψος τροφοδοτήσεως του καυστήρα.

Κάτω από την δεξαμενή πετρελαίου πρέπει το δάπεδο να διαμορφωθεί σαν λεκάνη η οποία θα συγκεντρώνει το πετρέλαιο που διαφεύγει από την δεξαμενή πετρελαίου. Στο χαμηλότερο σημείο θα κατασκευαστεί σιφόνιο δαπέδου με οχετό που θα συνδεθεί με την αποχέτευση της οικοδομής.

4.16 Καπνοδόχος

Η καπνοδόχος μπορεί να φαίνεται ένα απλό εξάρτημα αλλά στην πραγματικότητα παίζει ένα σπουδαίο ρόλο στη σωστή, αποδοτική και οικονομική λειτουργία του λέβητα της εγκατάστασής. Για το λόγο αυτό η εκλογή της καπνοδόχου πρέπει να είναι σωστή και η κατασκευή της πολύ προσεχτική.

Σκοπός της καπνοδόχου είναι αφενός μεν η δημιουργία φυσικού ελκυσμού, αφετέρου δε η τέλεια απαγωγή των καυσαερίων που δημιουργούνται από την καύση του πετρελαίου στο λέβητα.

Η διατομή που πρέπει να έχει η καπνοδόχος μιας εγκατάστασής εξαρτάται:

- Ø Από το βάρος των καυσαερίων σε (kg/h) που πρέπει να φύγουν προς την ατμόσφαιρα.
- Ø Από το ύψος της καπνοδόχου σε (m).

Βέβαια το βάρος των καυσαερίων είναι ανάλογο της ισχύς του λέβητα καθώς το είδος και την ποιότητα καυσίμου.

Η σχέση που μας δίνει την απαιτούμενη διατομή της καπνοδόχου (m^2) είναι η ακόλουθη:

$$S=R_h/(n \cdot \sqrt{h}) \quad (4.13)$$

Όπου:

S: είναι η ζητούμενη διατομή σε (m^2)

R_h : είναι το βάρος των καυσαερίων σε (kg/h)

n: είναι ο συντελεστής μορφής της καπνοδόχου, που κυμαίνεται από 1100 έως 1600.

h: είναι το ύψος της καπνοδόχου σε (m).

Το βάρος των καυσαερίων R_h βρίσκεται από την ακόλουθη σχέση:

$$R_h = 3,2 \cdot Q_{\Lambda} / 1000 \quad (4.14)$$

Q_{Λ} : είναι η ισχύ του λέβητα σε kcal/h

Εφαρμόζοντας της παραπάνω σχέσεις αρχικά υπολογίζουμε το βάρος των καυσαερίων:

$$R_h = 3,2 \cdot Q_{\Lambda} / 1000 = 3,2 \cdot 28000 \text{ kcal/h} / 1000 = 89,6 \text{ kg/h}$$

Κατόπιν εφαρμόζουμε τη σχέση για τη ζητούμενη διατομή, αφού πρώτα ορίσουμε την τιμή του συντελεστή n που για το παράδειγμα μας είναι $n=1100$ διότι έχουμε ισχύ λέβητα $Q_{\Lambda} = 26000 \text{ kcal/h}$ και το ύψος της καπνοδόχου κυμαίνεται περίπου στα 10m με βάση το ύψος του κτιρίου.

Οπότε :

$$S = R_h / (n \cdot \sqrt{h}) = 89,6 \text{ kg/h} / (1100 \cdot \sqrt{10\text{m}}) = 0,026 \text{ m}^2 = 260 \text{ cm}^2$$

$$\text{Άρα η διατομή της καπνοδόχου είναι } S = 260 \text{ cm}^2$$

Αφού υπολογίσαμε την διατομή της καπνοδόχου, επιλέγουμε τις ανάλογες διαστάσεις με βάση τις διαστάσεις ορθογωνικής ή κυκλικής διατομής που κυκλοφορούν στο εμπόριο.

4.17 Ασφαλιστικό Σύστημα

Το ασφαλιστικό σύστημα της εγκατάστασης περιλαμβάνει ένα κλειστό δοχείο διαστολής και σωλήνες «ασφάλειας» και «πληρώσεως», καθώς επίσης και θερμοστάτη ασφαλείας για το λέβητα και πρεσοστάτη ασφαλείας.

Σε κλειστή εγκατάσταση (με κλειστό δοχείο διαστολής) με κανέναν τρόπο δεν είναι δυνατόν να περάσει αέρας στην εγκατάσταση.

Ο θερμοστάτης διακόπτει τη λειτουργία του καυστήρα εάν ξεπεράσει κάποιο όριο θερμοκρασίας που έχει θέσει ο κατασκευαστής του λέβητα και ο

υπεύθυνος μηχανολόγος, έτσι είναι αδύνατον να έχουμε κάποια αστοχία της εγκατάστασης ποιο συγκεκριμένα καυστήρα λέβητα.

Ο πρεσοστάτης διακόπτει τη λειτουργία του κυκλοφορητή καθώς και του καυστήρα όταν η πίεση ανέλθει σε κάποιο όριο ασφαλείας που έχει θέσει ο μηχανολόγος στη εγκατάσταση.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΗΛΙΑΚΟΙ ΣΥΛΛΕΚΤΕΣ

5.1 Γενικά

Για την κάλυψη ενός ποσοστού των θερμικών αναγκών χρησιμοποιούμε μια διάταξη ηλιακών συλλεκτών, οι οποίοι συνδέονται στο κύκλωμα της θέρμανσης Παράρτημα VII έτσι ώστε να έχουμε οικονομικότερη λειτουργία της εγκατάστασης και επιπλέον μια εναλλακτική και φιλική προς το περιβάλλον ενέργεια.

Στο κεφάλαιο αυτό θα ασχοληθούμε με την διαστασιολόγηση των ηλιακών συλλεκτών για να πετύχουμε κάλυψη του 40-60 % των θερμικών απωλειών στα γραφεία διοικήσεως.

Αρχικά επιλέγουμε τον τύπο του συλλέκτη που θα χρησιμοποιήσουμε, με βάση τα κατασκευαστικά στοιχεία που δίνονται από το κατασκευαστή. Στη συνέχεια με τη μέθοδο(f) θα υπολογίσουμε το θερμικό φορτίο, την ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας για το δυσμενέστερο μήνα και το ποσοστό κάλυψης των θερμικών απωλειών οι οποίες είναι 40-60 %. Έπειτα θα υπολογίσουμε τον εναλλάκτη, ο οποίος περιλαμβάνει τη θερμότητα του νερού από το Σύστημα Ηλιακών Συλλεκτών. Στη συνέχεια θα προσδίδει στο νερό το οποίο κυκλοφορεί στα θερμαντικά στοιχεία την θερμότητα που προσέλαβε από το Σ.Η.Σ για την αντιστάθμιση των θερμικών απωλειών στο χώρο. Επιπλέον διαστασιολογούμε και τη δεξαμενή αποθήκευσης του νερού.

Συνεχίζουμε υπολογίζοντας τη παροχή νερού που θα κυκλοφορεί στο σύστημα και τις απώλειες λόγω τριβής στους αγωγούς ώστε να επιλέξουμε το κατάλληλο κυκλοφορητή.

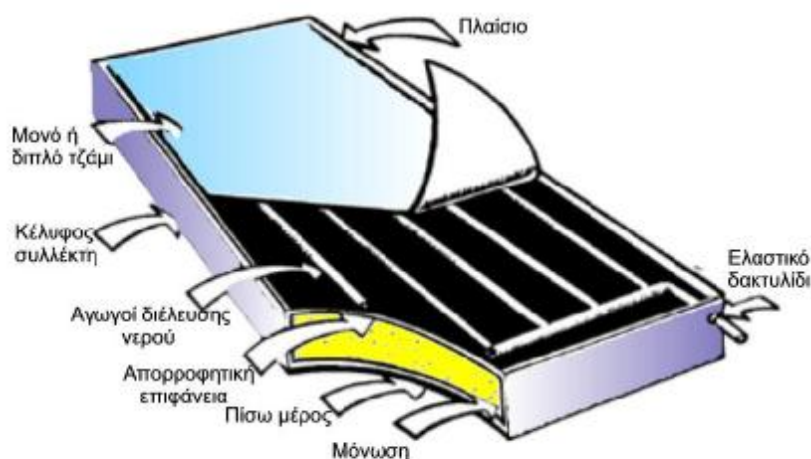
Τέλος θα υπολογίσουμε την απόσταση D ώστε να μην σκιάζονται οι συλλέκτες.

5.2 Επιλογή τύπου συλλέκτη

Διακρίνουμε δύο τύπους:

- ⊗ Επίπεδους συλλέκτες
- ⊗ Συγκεντρωτικούς συλλέκτες

Οι επίπεδοι, που είναι οι πιο συνηθισμένοι, χρησιμοποιούνται για θέρμανση νερού χρήσεως σε απλά και μεγάλης κλίμακας συστήματα. Οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες χρησιμοποιούνται σε ειδικές εφαρμογές, όπου χρειάζεται η επίτευξη μεγάλων θερμοκρασιών.



Σχήμα 5.1

Ένας επίπεδος συλλέκτης, (Σχήμα 5.1) αποτελείται από:

- ⊗ Τον αγωγό διέλευσης του νερού, που μπορεί να είναι χαλκοσωλήνας ή ειδικά διαμορφωμένη λαμαρίνα.

- ∅ Την απορροφητική επιφάνεια, συνήθως μεταλλική σκούρου ματ χρώματος η οποία απορροφά την ηλιακή θερμότητα και την μεταδίδει στο νερό με αγωγιμότητα.
- ∅ Το διαφανές κάλυμμα από γυαλί, που τοποθετείται πάνω από την απορροφητική επιφάνεια για να μειώσει τις απώλειες μεταφοράς και ακτινοβολίας στην ατμόσφαιρα.
- ∅ Το μονωτικό τοίχωμα από πολυουραιθάνη, το οποίο τοποθετείται πίσω από την απορροφητική επιφάνεια για να μειώσει τις απώλειες από αγωγιμότητα στο περιβάλλον.

Στα μεγάλα κεντρικά συστήματα τοποθετούνται πολλοί συλλέκτες μαζί και συνδέονται είτε σε σειρά (για επίτευξη ψηλών θερμοκρασιών) είτε παράλληλα (για μεγάλη παροχή), είτε μικτά (ομάδες σε σειρά και μεταξύ τους παράλληλες). Ο τρόπος σύνδεσης και ο συνολικός τους αριθμός είναι θέμα της μελέτης που γίνεται πριν την εγκατάσταση.

Επιλέγουμε το τύπο του συλλέκτη που θα χρησιμοποιηθεί με βάση τα κατασκευαστικά στοιχεία που δίνονται από το κατασκευαστή.

Η επιλογή του συλλέκτη (Εικόνα 5.1) έγινε μέσω του προγράμματος Ret screen.

Κατασκευαστικά στοιχεία συλλέκτη

- ◆ Type = Glazed
- ◆ Manufacture gea tec solar technic
- ◆ Montel: GSE 2000/TIN
- ◆ Cross area: 1,96
- ◆ Aperture: 1,87
- ◆ $Fr(ta)_n = 0,75$
- ◆ $F_R(U_1) = 4,23 \text{ W/m } ^\circ\text{C}$

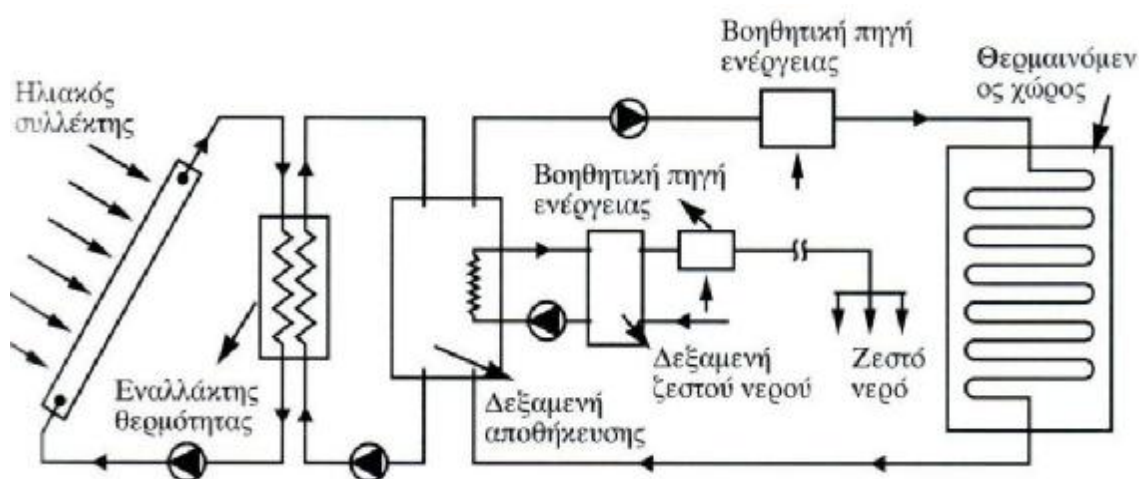


Εικόνα 5.1

5.3 Περιγραφή Μεθόδου (f-chart)

Η πλέον διαδεδομένη απλή μέθοδος προσομοίωσης αμφοτέρων των συστημάτων Η.Σ. (Σ.Η.Σ.) για παραγωγή θερμού νερού και για θέρμανση χώρων με επίπεδους συλλέκτες είναι η γνώστη μέθοδος καμπυλών-**f** ή (f-chart).

Η μέθοδος των καμπυλών-**f** προσδιορίζει το ποσοστό, **f**, του συνολικού θερμικού φορτίου, **L**, που καλύπτεται από την ωφέλιμη θερμότητα Q_u , ανά μήνα για διάφορες επιφάνειες, A_C , ηλιακών συλλεκτών και για εγκαταστάσεις (Σχήμα 5.2).



Σχήμα 5.2 Σύστημα ηλιακών συλλεκτών νερού για θέρμανση χώρου και παραγωγή ζεστού νερού.

Μέθοδοι υπολογισμού ποσοστού θερμικής κάλυψης f

Το ποσοστό της θερμικής κάλυψης f το υπολογίζουμε με τη μέθοδο f-chart.

Υπάρχουν τρεις εναλλακτικές μέθοδοι:

- ❌ Με χρήση συγκεκριμένου διαγράμματος αφού υπολογίσω X_A , Y_A με τη βοήθεια των εξισώσεων που θα δούμε παρακάτω. Βέβαια για την επίτευξη της λύσης μας πρέπει να έχουμε ως δεδομένα την επιφάνεια των συλλεκτών A_C , και το θερμικό φορτίο L , έπειτα από το διάγραμμα εντοπίζουμε το ποσοστό θερμικής κάλυψης.
- ❌ Σ' αυτή τη περίπτωση έχουμε δυο εναλλακτικές λύσεις με τη χρήση των παρακάτω εξισώσεων, έχοντας δεδομένα φορτίο L θερμικών αναγκών και επιφάνειας συλλεκτών A_C , υπολογίζουμε το ποσοστό θερμικής κάλυψης.
 Η άλλη περίπτωση είναι να γνωρίζουμε το ποσοστό κάλυψης f και να υπολογίζουμε την επιφάνεια των συλλεκτών που απαιτούνται.
- ❌ Με ειδικό πρόγραμμα στο υπολογιστή δίνοντας τα ανάλογα δεδομένα και αναζητώντας τη λύση.

Εμείς στη περίπτωση μας έχοντας ως δεδομένα το ποσοστό κάλυψης θα αναζητήσουμε την επιφάνεια του συγκεκριμένου τύπου συλλέκτη.

Παρατηρήσεις μεθόδου (f-chart):

- ❌ Η μέθοδος των καμπυλών-f δεν ισχύει για παθητικά ηλιακά συστήματα και γεωμετρικά πλάτη μεγαλύτερα των 60° .
- ❌ Η μέθοδος των καμπυλών-f εφαρμόζεται και για ηλιακούς συλλέκτες παραγωγής θερμού αέρα.
- ❌ Η μέθοδος των καμπυλών-f ισχύει για θέρμανση χώρων σε θερμοκρασία στους 20°C

- ∅ Η μέθοδος των καμπυλών-f δεν λαμβάνει υπόψη της, τις απώλειες στην δεξαμενή θερμού νερού.

Συμπεράσματα :

- ∅ Εάν γνωρίζουμε τις ενεργειακές ανάγκες για θερμό νερό και θέρμανση, ανά μήνα, τότε μπορούμε να υπολογίσουμε με την μέθοδο f-chart την επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών που θα χρησιμοποιηθούν, για να καλύψουμε ένα σημαντικό προκαθορισμένο ποσοστό της ενέργειας αυτής από ένα Σ.Η.Σ. ένα τέτοιο πρόβλημα θα επιλύσουμε στη συνέχεια.
- ∅ Η προσπάθεια που θα καταβάλουμε εστιάζεται στο να μελετήσουμε διάφορα σενάρια τύπων Η.Σ. και ποικίλων επιφανειών A_C , για να επιτευχθεί ένα επιθυμητό ποσοστό, f, κάλυψης των ενεργειακών αναγκών που στη προκειμένη περίπτωση για μας είναι 40-60 %.
- ∅ Το ποσοστό f των ενεργειακών αναγκών που μπορεί να καλυφθεί ανά μήνα από ένα Σ.Η.Σ. ορίζεται ως εξής:

$$f_i = \frac{Q_{u,i}}{L_i} \quad \text{για } i = 1, \dots, 12$$

5.4 Ανάλυση εξισώσεων f-chart.

Οι εξισώσεις που θα χρειαστούν για την επίλυση του προβλήματος αναλύονται παρακάτω:

$$X_A = \frac{\text{θερμικές απώλειες συλλέκτη στους } 100 \text{ }^\circ\text{C}}{\sigma \text{ ονολικό θερμικό φορτίο}} = \left(\frac{F'_R}{F_R} \right) \times \frac{F_R U_L (T_{ref} - T_a) \Delta t \cdot K_2 \cdot K_3}{L} \quad (5.1)$$

$$X = X_A \cdot A_C \quad (5.1.1)$$

$$Y_A = \frac{\text{απορροφούμενη από το συλλέκτη ηλιακή ενέργεια}}{\text{συνολικό θερμικό φορτίο}} = \frac{F'_{R} \cdot (\overline{ta}) \cdot \overline{H_T}}{L} = \frac{\left(\frac{F'_{R}}{F_R}\right) \cdot F_R (ta)_n \cdot \frac{(\overline{ta})}{(\overline{ta})_n} \cdot \overline{H_T} \cdot K_4}{L} \quad (5.2)$$

$$Y = Y_A \cdot A_C \quad (5.2.1)$$

$$f(X,Y) = 1,029Y - 0,065X - 0,245Y^2 + 0,0018X^2 + 0,0215Y^3 \quad (5.3)$$

Οι παράμετροι **X** και **Y** είναι αδιάστατα μεγέθη, ενώ οι **X_A** και **Y_A** έχουν μονάδες m².

Η ποσότητα **H_T**, είναι το συνολικό ποσό της ηλιακής ενέργειας που πέφτει, ανά μήνα και m², στον ηλιακό συλλέκτη. Οι τιμές του **H_T** υπολογίζονται από τις τιμές της ηλιακής ακτινοβολίας στο οριζόντιο επίπεδο που δίδονται στο Πίνακα 5.3, αφού πολλαπλασιαστούν με τις αντίστοιχες τιμές του συντελεστή \overline{R} , που δίδονται στο πίνακα.

∅ $\left(\frac{F'_{R}}{F_R}\right)$ είναι ο διορθωτικός συντελεστής θερμικής απολαβής και κυμαίνεται

από 0,9 -0,95.

∅ $\frac{(\overline{ta})}{(\overline{ta})_n}$ είναι ο διορθωτικός συντελεστής οπτικών απωλειών και κυμαίνεται

από 0,89-0,93.

∅ $F_R (ta)_n$ είναι ο συντελεστής οπτικών απωλειών.

∅ **L** είναι το φορτίο θερμικών απωλειών.

Οι συντελεστές **K_i** (i= 2,3,4) είναι διορθωτικοί συντελεστές με τιμές πλησίον της μονάδας και εκφράζουν, ειδικότερα :

K₂: είναι διορθωτικός συντελεστής λόγο του μεγέθους χωρητικότητας της δεξαμενής αποθήκευσης θερμού νερού, σε σύγκριση με την επιφάνεια του

ηλιακού συλλέκτη. Η διόρθωση εισάγεται γιατί η πολυώνυμικη έκφραση (5.3), ισχύει ως έχει για συγκεκριμένη χωρητικότητα δεξαμενής και δίδεται από το

$$\text{τύπο: } K_2 = \left(\frac{M}{75}\right)^{-1/4}$$

(5.4)

Όπου, M είναι η χωρητικότητα της δεξαμενής σε λίτρα ανά m^2 επιφάνειας συλλεκτών.

K_3 είναι ο διορθωτικός συντελεστής λόγω παραγωγής θερμού νερού, καθώς η μέθοδος f-chart έχει αναπτυχθεί για θέρμανση χώρου και δίνεται από το τύπο:

$$K_3 = (11,6 + 1,18T_w + 3,86T_m - 2,32\overline{T_a}) / (100 - \overline{T_a}) \quad (5.5)$$

K_4 είναι ο διορθωτικός συντελεστής λόγω του μεγέθους εναλλάκτη φορτίου. Η διόρθωση εισάγεται καθώς η πολυωνυμική έκφραση (5.3) ισχύει ως έχει για συγκεκριμένο μέγεθος εναλλάκτη και δίνεται από το τύπο :

$$K_4 = a + be^{-c/\lambda} \quad \text{όπου } a = 0,39, b = 0,65 \text{ και } c = 0,139 \quad (5.6)$$

(Η μέθοδος των καμπυλών-f έχει αναπτυχθεί για $\lambda=2$)

Η θερμοκρασία θέρμανσης χώρων Η.Σ. νερού ορίστηκε στους 20°C για την ανάπτυξη των καμπυλών-f και τον προσδιορισμό της τιμής του f από τη σχέση (5.3).

Στη σχέση (5.1):

T_{ref} είναι η θερμοκρασία λειτουργίας επίπεδου συλλέκτη, η οποία είναι 100°C για επίπεδους συλλέκτες.

Δt είναι ο αριθμός seconds το μήνα που θα πραγματοποιηθεί.

L είναι το φορτίο που απαιτείται για θέρμανση ζεστού νερού που θα δίνουμε στο λέβητα.

$\overline{T_a}$ είναι η μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος για συγκεκριμένο μήνα.

T_w είναι η θερμοκρασία που θερμαίνεται μέσω των Σ.Η.Σ.

T_m είναι η θερμοκρασία του δικτύου που θα θερμανθεί μέσω των Σ.Η.Σ.

Πίνακας 5.1 Θερμοκρασίας ψυχρού νερού στο δίκτυο διανομής (°C)

Ζώνη	Ι	Φ	Μ	Α	Μ	Ι	Ι	Α	Σ	Ο	Ν	Δ
1,2	12	12	14	16	19	22	24	24	22	19	16	14
3,4	10	10	12	15	19	21	24	24	22	19	15	12
5,6	8	8	10	13	17	19	22	22	20	17	13	10

5.5 Διαδικασία υπολογισμού επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών

Αρχικά θα πρέπει να επιλέξουμε τη ζώνη με βάση τη πόλη που βρίσκονται τα γραφεία, από το παρακάτω χάρτη Σχήμα 5.3 .



Σχήμα 5.3 Κλιματολογικές ζώνες της Ελλάδας

Πίνακας 5.2 Κατάταξη των κυριότερων πόλεων σε ζώνες με βάση τη προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία και θερμοκρασία περιβάλλοντος.

1η Ζώνη	2η Ζώνη	3η Ζώνη	4η Ζώνη	5η Ζώνη	6η Ζώνη
Ηράκλειο	Αθήνα	Αργοστόλι	Άρτα	Θεσσαλονίκη	Ιωάννινα
Ιεράπετρα	Καλαμάτα	Κόρινθος	Κέρκυρα	Κομοτηνή	Κόνιτσα
Ρόδος	Νάξος	Μυτιλήνη	Λάμια	Καβάλα	Σέρρες
Σητεία	Σάμος	Πάτρα	Λήμνος	Κατερίνη	
Χάνια	Σύρος	Χίος		Λάρισα	

Από το παραπάνω χάρτη (Σχήμα 5.3) η επιλεγμένη πόλη, Πάτρα, βρίσκεται στη 3^η ζώνη. Συνεπώς οι επιλογές των παρακάτω δεδομένων για την επίλυση της μελέτης μας θα γίνεται για τη 3^η ζώνη.

Η μελέτη μας θα πραγματοποιηθεί με βάση το δυσμενέστερο μήνα του χρόνου, ο οποίος είναι ο Δεκέμβριος καθώς έχει την χαμηλότερη ένταση ηλιακής ακτινοβολίας όπως παρατηρείται στο Πίνακα 5.3 που ακολουθεί.

Πίνακας 5.3 Ολική ηλιακή ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο MJ/m²mo

Ζώνη	Ι	Φ	Μ	Α	Μ	Ι	Ι	Α	Σ	Ο	Ν	Δ	Μ.Ο	Συν
1	230	277	439	558	706	770	817	760	598	421	284	220	507	6080
2	230	274	418	493	691	752	781	713	536	382	270	198	478	5735
3	220	259	400	493	684	745	781	713	526	367	241	187	468	5616
4	194	234	371	493	644	724	781	695	504	349	220	173	449	5384
5	169	223	360	493	644	680	727	670	486	328	220	162	430	5162
6	169	216	349	468	612	666	706	641	464	313	202	162	414	4968

Η θερμοκρασία περιβάλλοντος που θα χρειαστούμε για την επίλυση του προβλήματος μας θα επιλεγθεί από το Πίνακα 5.4 για το μήνα Δεκέμβρη και για Ζώνη 3 η θερμοκρασία του περιβάλλοντος είναι $T_a = 13$ °C.

Πίνακας 5.4 Μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος ανά μήνα (°C)

Ζώνη	Ι	Φ	Μ	Α	Μ	Ι	Ι	Α	Σ	Ο	Ν	Δ	Μ.Ο
1	13	13	15	17	21	26	28	28	25	22	18	15	20
2	11	12	13	16	20	25	27	27	24	20	16	13	19
3	11	12	13	16	20	25	27	27	24	20	16	13	19
4	8	9	11	16	20	25	27	27	23	18	14	9	17
5	5	7	10	14	20	24	27	27	23	17	12	7	16
6	4	6	9	15	20	24	27	24	22	16	11	6	15

5.6 Μετατροπή ηλιακής ακτινοβολίας από το οριζόντιο στο κεκλιμένο επίπεδο

Με τη βοήθεια του παρακάτω τύπου υπολογίζουμε την ηλιακή ακτινοβολία στο κεκλιμένο επίπεδο:

$$H_T = \bar{R} \times \bar{H} \quad (5.7)$$

\bar{R} : είναι ο συντελεστής μετατροπής ηλιακής ακτινοβολίας από οριζόντιο σε κεκλιμένο επίπεδο. Εξαρτάται από τη κλίση του συλλέκτη β από το μήνα και φυσικά από τη ζώνη. Η τιμή του συντελεστή αυτού δίνεται στο παρακάτω Πίνακα 5.5. Στη περίπτωση μας για $\beta = 50^\circ$, για την ζώνη 3 και για το μήνα Δεκέμβριο κατά τον οποίο θα πραγματοποιηθεί η συγκεκριμένη μελέτη ο συντελεστής θα είναι $\bar{R} = 1,74$.

\bar{H} : είναι η ολική ακτινοβολία στο οριζόντιο επίπεδο για κάθε μήνα και επιλέγεται από το Πίνακα 5.3. Στη περίπτωση μας είναι $187 \text{ MJ} / \text{m}^2 \text{mo}$.

Χρησιμοποιώντας όλα τα δεδομένα που προαναφέραμε πραγματοποιούμε τον υπολογισμό μας.

$$H_T = \bar{R} \times \bar{H} = 1,74 \cdot 187 = 325 \text{ MJ} / \text{m}^2 \text{mo}$$

Πίνακας 5.5 Μέσος συντελεστής Ανάλογα με τη Ζώνη, το Μήνα και την Κλίση του Πλαισίου ως προς το Οριζόντιο

ΖΩΝΗ 3										
Κλίση β Μήνας	0°	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
I	1,00	1,20	1,37	1,51	1,62	1,69	1,71	1,69	1,63	1,53
Φ	1,00	1,13	1,24	1,32	1,37	1,39	1,38	1,33	1,25	1,15
M	1,00	1,08	1,13	1,17	1,17	1,15	1,11	1,03	0,94	0,83
A	1,00	1,03	1,04	1,03	0,99	0,94	0,87	0,78	0,68	0,56
M	1,00	1,00	0,98	0,94	0,88	0,81	0,72	0,62	0,52	0,41
I	1,00	0,98	0,95	0,90	0,83	0,75	0,66	0,55	0,45	0,34
I	1,00	0,99	0,96	0,92	0,85	0,77	0,68	0,58	0,47	0,36
A	1,00	1,02	1,02	1,00	0,95	0,89	0,81	0,71	0,60	0,48
Σ	1,00	1,07	1,11	1,13	1,12	1,09	1,03	0,95	0,85	0,72
O	1,00	1,12	1,23	1,30	1,35	1,36	1,33	1,28	1,20	1,08

N	1,00	1,19	1,35	1,48	1,58	1,63	1,65	1,62	1,56	1,45
Δ	1,00	1,21	1,39	1,55	1,66	1,74	1,77	1,76	1,70	1,60

5.7 Υπολογισμός βαθμομερών για θερμοκρασία χώρου 20 °C

Για τον υπολογισμό των βαθμομερών για τους 20 °C θα χρησιμοποιήσουμε το παρακάτω τύπο:

$$D = \{N(T_b - T_a) + (0.744 + 0.00387D_a - 0.5 \cdot 10^{-6} D_a^2) \cdot N \cdot \exp - [(T_b - T_a + 11.11) / 9.02]^2 \}^+ \quad (5.8)$$

Όπου D_a :είναι ο μέσος όρος των βαθμομερών του έτους για συγκεκριμένη ζώνη. Η επιλογή γίνεται από το Πίνακα 5.6. Στη περίπτωση μας είναι

$D_a = 1267 \text{ }^\circ\text{C} \cdot \text{D}$, για τη ζώνη 3 που είναι η Πάτρα.

T_a : είναι η μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος ανά μήνα, στη περίπτωση μας είναι $T_a = 13 \text{ }^\circ\text{C}$ για τη ζώνη 3 και λαμβάνεται από το Πίνακα 5.4.

N : είναι ο αριθμός των ημερών του μήνα. Για το Δεκέμβρη που θα πραγματοποιηθεί η μελέτη μας είναι $N = 31$.

T_b : είναι η επιθυμητή θερμοκρασία του χώρου μας και είναι $T_b = 20^\circ\text{C}$.

Αντικαθιστώντας τα παραπάνω δεδομένα στη σχέση (5.8) έχουμε:

$$D = \{ 31(20-13) + (0.744 + 0.0038 \cdot 1267 - 0.5 \cdot 10^{-6} \cdot 1267^2) \cdot 31 \cdot \exp - [(20-13+11.11) / 9.02]^2 \}^+ = 298 \text{ }^\circ\text{C} \cdot \text{D}$$

Πίνακας 5.6 Βαθμομέρες ($D \cdot d$, σε $^\circ\text{C} \cdot \text{d}$) θέρμανσης με βάση τους 18($^\circ\text{C}$)

Ζώνη	I	Φ	M	A	M	I	I	A	Σ	O	N	Δ	M.O
1	127	147	131	78	-	-	-	-	-	10	52	130	720
2	264	224	196	85	10	-	-	-	-	29	96	206	1110
3	281	225	205	121	14	-	-	-	-	46	129	246	1267
4	310	263	251	128	25	-	-	-	-	65	166	277	1485
5	396	313	268	130	23	-	-	-	-	70	187	388	1725
6	405	349	300	189	69	-	-	-	-	73	276	404	2065

5.8 Υπολογισμός θερμικού φορτίου L

Το θερμικό φορτίο για τη θέρμανση των γραφείων διοικήσεως υπολογίστηκε στο τέταρτο κεφάλαιο και το αποτέλεσμα του είναι :

$$Q = 23500 \frac{\text{Kcal}}{h} \cdot 1,163 \frac{\text{W} \cdot h}{\text{Kcal}} = 27330 \text{ W}$$

Για τη μετατροπή του θερμικού φορτίου από Q (W) σε $(UA)_b \left(\frac{W}{^\circ C} \right)$ θα πρέπει να διαιρέσουμε το θερμικό φορτίο Q προς το Δt το οποίο είναι $21^\circ C$. Για τον υπολογισμό του θα χρησιμοποιήσουμε το ακόλουθο τύπο:

$$UA = \frac{Q}{\Delta T} \quad (5.9)$$

$$UA = \frac{Q}{\Delta T} = \frac{27330W}{21^\circ C} = 1301,4 \approx 1300 \frac{W}{^\circ C}$$

Η θέρμανση στο χώρο θα γίνεται με βάση το ωράριο λειτουργίας των γραφείων και είναι $8-10 \frac{h}{day}$. Στη περίπτωση του υπολογισμού θερμικού φορτίου θα γίνει για $10 \frac{h}{day}$.

Για τη θέρμανση χώρου το απαιτούμενο μηνιαίο θερμικό φορτίο είναι:

$$L = 10 \left(\frac{h}{day} \right) \cdot (UA)_b \left(\frac{W}{^\circ C} \right) \cdot D (^\circ C \times day) \times 3600 \left(\frac{s}{h} \right) (Joules) \quad (5.10)$$

$$\Rightarrow L = 10 \left(\frac{h}{day} \right) \cdot 1300 \cdot \left(\frac{W}{^\circ C} \right) \cdot 298 \cdot (^\circ C \times day) \times 3600 \left(\frac{s}{h} \right) (Joules) \Rightarrow$$

$$L = 13,9 \text{ GJ}$$

5.9 Υπολογισμός διορθωτικών συντελεστών Ki

Για τον υπολογισμό του συντελεστή χωρητικότητας δεξαμενής θα χρησιμοποιήσουμε τη σχέση (5.4) :

$$\text{Άρα } K_2 = \left(\frac{M}{75} \right)^{-1/4} = \left(\frac{75}{75} \right)^{-1/4} = 1 \text{ για δεξαμενή χωρητικότητας } M = 75 \text{ l/m}^2.$$

Συντελεστής παραγωγής θερμού νερού K_3 :

$$T_w = 60^\circ C$$

$$T_m = 12^\circ C \text{ από Πίνακα 5.1}$$

$$T_a = 13^\circ C \text{ από Πίνακα 5.4}$$

Για τον υπολογισμό του διορθωτικού συντελεστή λόγω παραγωγής θερμού νερού θα χρησιμοποιήσουμε την σχέση (5.5).

$$K_3 = (11,6 + 1,18T_w + 3,86T_m - 2,32\bar{T}_a) / (100 - \bar{T}_a)$$

$$K_3 = (11,6 + 1,18 \cdot 60^\circ\text{C} + 3,86 \cdot 12^\circ\text{C} - 2,32 \cdot 13^\circ\text{C}) / (100 - 13)^\circ\text{C} \Rightarrow$$

$$K_3 = 1,13$$

Για τον υπολογισμό του συντελεστή μεγέθους εναλλάκτη φορτίου θα χρησιμοποιήσουμε την σχέση (5.6).

$$K_4 = a + be^{-c/\lambda} \quad \text{όπου } a = 0,39, \quad b = 0,65 \quad \text{και } c = 0,139$$

(Η μέθοδος των καμπυλών $-f$ έχει αναπτυχθεί για $\lambda=2$)

$$K_4 = 1$$

5.10 Υπολογισμός συντεταγμένων X_A, Y_A

Θα χρησιμοποιήσουμε το τύπο (5.1) για τον υπολογισμό της συντεταγμένης X_A :

$$\begin{aligned}
 X_A &= \frac{\text{θερμικές απώλειες συλλέκτη στους } 100 \text{ }^\circ\text{C}}{\text{συνολικό θερμικό φορτίο}} = \\
 &= \frac{\frac{\alpha F'_R \ddot{\theta}}{\epsilon F_R \dot{\theta}} \cdot F_R U_L (T_{\text{ref}} - T_a) Dt \times K_2 \times K_3}{L} = \\
 &= 0,95 \times \frac{4,23 \text{ W/m}^\circ\text{C} \cdot (100 - 13) \cdot 31 \cdot 24 \cdot 3600 \text{ (sec)} \cdot 1 \cdot 1,13}{13,9 \cdot 10^9} = \\
 &= 76,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^{-2}
 \end{aligned}$$

Ακολουθώντας την ίδια διαδικασία και με τη χρήση του τύπου (5.2) υπολογίζουμε τη συντεταγμένη Y_A :

$$\begin{aligned}
 Y_A &= \frac{\text{απορροφούμενη από το συλλέκτη ηλιακή ενέργεια}}{\text{συνολικό θερμικό φορτίο}} = \\
 &= \frac{\frac{\alpha F'_R \ddot{\theta}}{\epsilon F_R \dot{\theta}} \times F_R (ta)_n \times \frac{(\overline{ta})}{(ta)_n} \times \overline{H_T} \times K_4}{L} = \\
 &= \frac{0,9 \cdot 0,75 \cdot 0,91 \cdot 325 \cdot 10^6 \text{ J/m}^2 \cdot 1}{13,9 \cdot 10^9 \text{ J}} = \\
 &= 14,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^{-2}
 \end{aligned}$$

5.11 Υπολογισμός επιφάνειας συλλεκτών A_C για θερμική κάλυψη 40-60%

Με τη χρήση του παρακάτω τύπου (5.3) και έχοντας υπολογίσει παραπάνω τις συντεταγμένες X_A και Y_A υπολογίζουμε την απαιτούμενη επιφάνεια A_C του τύπου συλλέκτη που επιλέχθηκε παραπάνω. Αφού επιδιώκουμε θερμική κάλυψη 40-60% θα επιλέξουμε το $f = 0,7 \div 0,75$

$$X = X_A \cdot A_C$$

$$Y = Y_A \cdot A_C$$

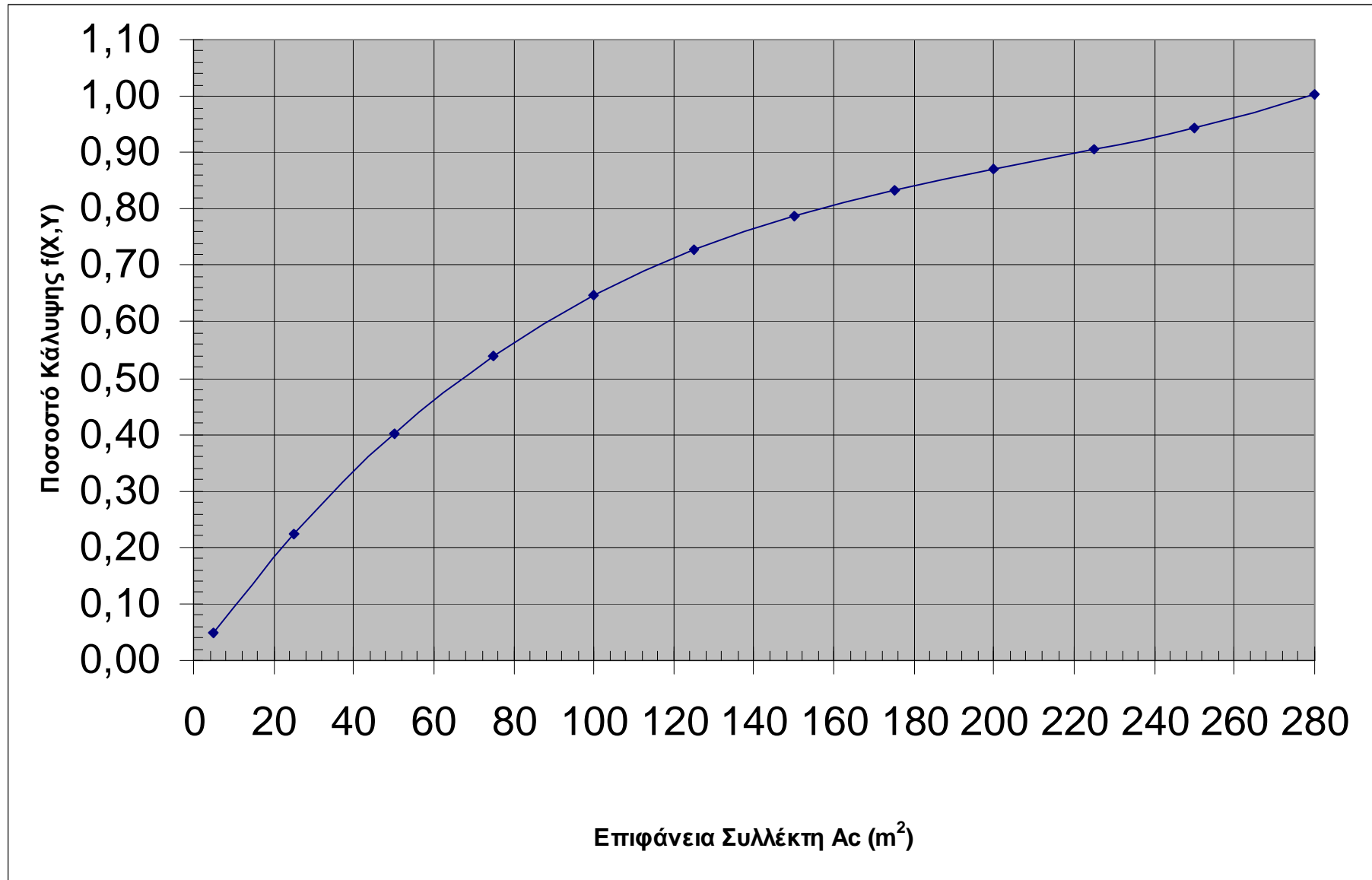
$$f(X, Y) = 0,71$$

Οπού $X_A = 76,1 \cdot 10^{-3} \text{ m}^{-2}$ και $Y_A = 14,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^{-2}$ που υπολογίσαμε παραπάνω:

$$\begin{aligned} f(X, Y) &= 1,029Y - 0,065X - 0,245Y^2 + 0,0018X^2 + 0,0215Y^3 = \\ &= 1,029 Y_A \cdot A_C - 0,065 X_A \cdot A_C - 0,245 (Y_A \cdot A_C)^2 + 0,0018(X_A \cdot A_C)^2 + \\ &\quad 0,0215(Y_A \cdot A_C)^3 \Rightarrow \\ f(X, Y) &= 64 \cdot 10^{-9} \cdot A_C^3 - 40,379 \cdot 10^{-6} \cdot A_C^2 + 9871,1 \cdot 10^{-6} \cdot A_C \end{aligned}$$

Η παραπάνω εξίσωση θα επιλυθεί με τη γραφική μέθοδο που αποτυπώνεται παρακάτω ώστε να υπολογίσουμε την επιφάνεια συλλεκτών A_C για τη δεδομένη θερμική κάλυψη 40-60 %.

$A_C \text{ (m}^2\text{)}$	$f(X, Y)$
5	0,048354
25	0,222541
50	0,400608
75	0,540201
100	0,64732
125	0,727966
150	0,788138
175	0,833836
200	0,87106
225	0,905811
250	0,944088
280	1,003122



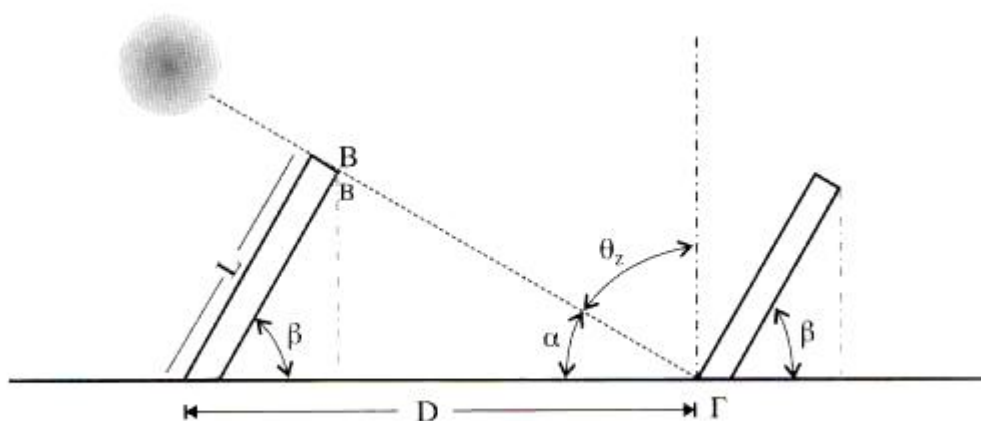
$$\text{Για } A_C = 50 \text{ m}^2 \Rightarrow f(X,Y) = 0,40$$

Άρα θα χρησιμοποιήσουμε 14 τεμάχια συλλεκτών για τη δεδομένη επιφάνεια που μας έχει δώσει ο κατασκευαστής, από τον οποίο επιλέξαμε τα δεδομένα.

Οι συλλέκτες θα τοποθετηθούν στην οροφή του κτηρίου Παράρτημα Ι έχοντας νότιο προσανατολισμό και κλίση $\beta = 50^\circ$, με αυτό τον τρόπο έχουμε καλύτερη απόδοση το χειμώνα. Η σύνδεση μεταξύ τους θα είναι παράλληλη ώστε να πετύχουμε την επιθυμητή ποσότητα θερμού νερού. Η κυκλοφορία του νερού θα γίνεται με τη βοήθεια ενός κυκλοφορητή, ο οποίος θα κυκλοφορεί το νερό στον εναλλάκτη. Στη συνέχεια ένας άλλος κυκλοφορητής θα κυκλοφορεί το νερό από το εναλλάκτη μέχρι τη δεξαμενή (που βρίσκεται στο υπόγειο του κτηρίου) όπου θα συλλέγετε για τη θέρμανση του χώρου.

Θα έχουμε δυο σειρές συλλεκτών στη οροφή του κτηρίου, όπου η κάθε σειρά θα αποτελείται από 7 συλλέκτες. Οι σειρές των συλλεκτών θα απέχουν απόσταση D ώστε να αποφεύγουμε τη σκίαση των επιφανειών τους (Σχήμα 5.4). Από το τύπο:

$$D = \frac{L \cdot \sin(b + a)}{\sin a} \quad (5.10)$$



Σχήμα 5.4 Διάταξη 2 σειρών επίπεδων ηλιακών συλλεκτών ώστε να μην σκιάζονται.

$$\tan \beta = \frac{x}{1,87} \Rightarrow \tan 50^\circ = \frac{x}{1,87} \Rightarrow 1,19 = \frac{x}{1,87} \Rightarrow x = 2,23\text{m}$$

$$\tan \alpha = \frac{1,87}{2,23} = 0,839 \Rightarrow \arctan(0,839) = 40^\circ$$

Με βάση της παραπάνω τιμές η απόσταση D:

$$D = \frac{1,96 \cdot \sin(50^\circ + 40^\circ)}{\sin 40} = 3053 \text{ mm} \approx 3,1\text{m}$$

5.12 Υπολογισμός λόγου F_R'/F_R

Σύμφωνα με τα δεδομένα του συλλέκτη που έχουμε επιλέξει παραπάνω, η θερμοκρασία του νερού που κυκλοφορεί σ' αυτόν είναι $60^\circ \text{ C} \leq T_a \leq 80^\circ \text{ C}$, συνεπώς ο συλλέκτης μας είναι τύπου II (Πίνακα 5.7).

Πίνακας 5.7 Στοιχεία συλλεκτών

Τύπος	Συλλέκτης	$F_R(\tau\alpha)_n$	$F_R U_L$ ($\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$)	Θερμοκρασία νερού στο συλλέκτη
I	Μαύρο χρώμα 1 υαλοπίνακας	0,82	7,5	$T \leq 60^\circ \text{ C}$
II	Μαύρο χρώμα 2 υαλοπίνακες ή Επιλεκτική επιφάνεια με 1 υαλοπίνακα	0,75	5,0	$T \leq 80^\circ \text{ C}$
III	Σωλήνες κενού	0,45	1,25	$T \geq 80^\circ \text{ C}$
IV	Πλαστικός συλλέκτης χωρίς υαλοπίνακα και μόνωση	0,86	21,5	$T \leq 30^\circ \text{ C}$

Ο λόγος $\frac{F'_R}{F_R}$ ανήκει στο διάστημα $[0,1]$ και φανερώνει το ποσοστό της συλλεγμένης θερμότητας που μεταφέρεται στη δεξαμενή με τη παρεμβολή του εναλλάκτη θερμότητας. Σε σύγκριση με τη περίπτωση που ο συλλέκτης συνδεόταν απ' ευθείας, αποθηκεύοντας θερμότητα, στη δεξαμενή. Συνήθως ο λόγος $\frac{F'_R}{F_R}$ λαμβάνει τιμές περί το 0,90 – 0,95.

Γραφικά το $\frac{F'_R}{F_R}$ υπολογίζεται από το Σχήμα 5.5 το οποίο παριστάνει τη

μεταβολή του διορθωτικού συντελεστή $\frac{F'_R}{F_R}$ συνάρτηση του λόγου

$(mC_p)_C / F_R U_L$ για τις ομάδες καμπύλων με διάφορες τιμές $\Delta T / \Delta T'$.

Ο λόγος $\Delta T / \Delta T'$ ορίζεται με βάση τις θερμοκρασίες εισόδου-εξόδου των ρευστών στον εναλλάκτη θερμότητας.

$$\Delta T = T_1 - T_2 = 65 - 54,5 = 10,5^\circ \text{C}$$

T_1 : είναι η θερμοκρασία του υδατικού διαλύματος στη έξοδο των Σ.Η.Σ.

T_2 : είναι η θερμοκρασία του υδατικού διαλύματος στην είσοδο των Σ.Η.Σ.

$$\Delta T' = T_1' - T_2' = 60 - 45 = 15^\circ \text{C}$$

T_1' : είναι η θερμοκρασία του νερού στη έξοδο του εναλλάκτη που θα οδηγηθεί στη συνέχεια στην είσοδο του θερμαντικού στοιχείου.

T_2' : είναι η θερμοκρασία του νερού στην είσοδο του εναλλάκτη το οποίο εξέρχεται από την έξοδο του στοιχείου θέρμανσης.

$$\text{Άρα ο λόγος } \Delta T / \Delta T' = 10,5 / 15 = 0,7$$

Στο κλειστό κύκλωμα των Σ.Η.Σ. Παράρτημα VIII κυκλοφορεί υδατικό διάλυμα προπυλενογλυκόλης το οποίο είναι αντιπηκτικό για να μην επέλθει

αστοχία του συστήματος κατά τους χειμερινούς μήνες όπου έχουμε χαμηλές θερμοκρασίες.

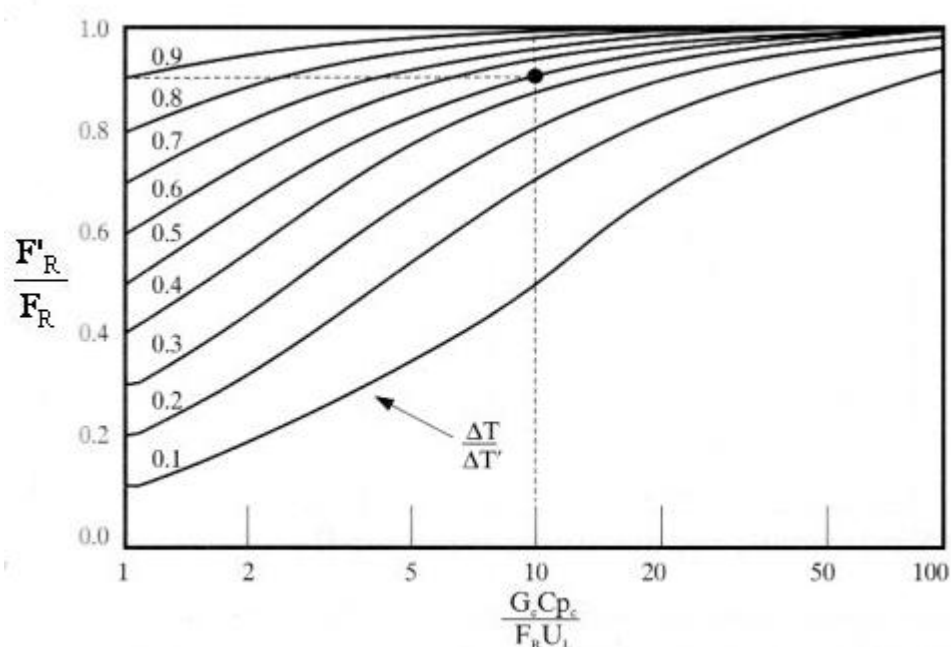
Η ειδική θερμότητα του διαλύματος σε μια μέση θερμοκρασία λειτουργίας του συστήματος $T = 60^\circ \text{C}$ είναι $C_p = 4000 \text{ J/Kg}\cdot\text{K}$.

Η βέλτιστη παροχή των Σ.Η.Σ. είναι $\dot{m} = 0,015 \text{ lt/sec}\cdot\text{m}^2$.

Επομένως το γινόμενο $C_p \cdot \dot{m} = 4000 \cdot 0,015 = 60 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Οπότε ο λόγος $(\dot{m} C_p)_C / F_R U_L = 60/423 = 14,2$

Έχοντας λοιπόν βρει τα δεδομένα που υπολογίσαμε παραπάνω και με τη χρήση του παρακάτω διαγράμματος (σχήμα 5.5) ο λόγος θα είναι $\frac{F'_R}{F_R} = 0,95$.



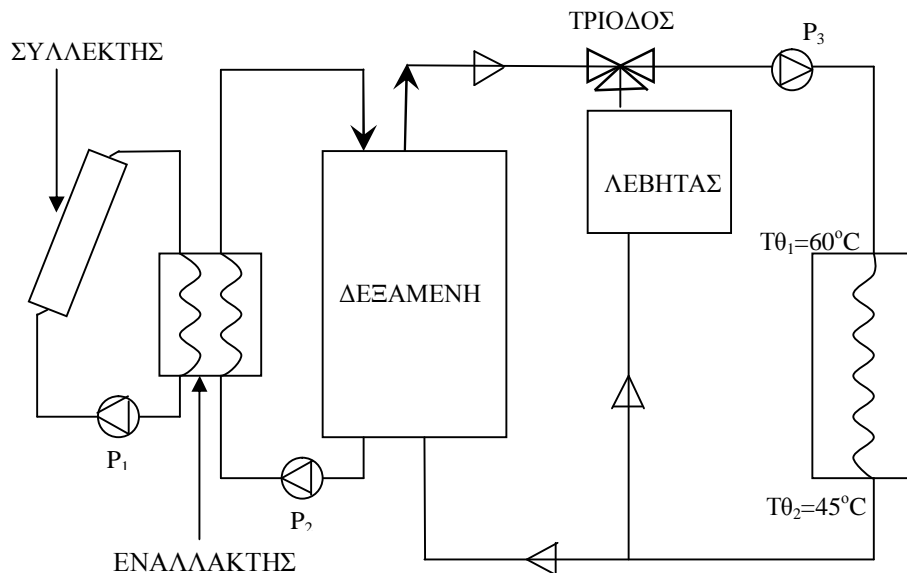
Σχήμα 5.5 Διορθωτικός συντελεστής συλλέκτη – εναλλάκτη συναρτήσει του $G_c \cdot C_p_c / F_R \cdot U_L$

Περιγραφή λειτουργίας συστήματος

Στο παρακάτω Διάγραμμα 5.1 έχουμε τη διάταξη λειτουργίας συστήματος ηλιακών συλλεκτών για θέρμανση χώρων σε συνεργασία με λέβητα. Η διάταξη αποτελείται από μια συστοιχία ηλιακών συλλεκτών, από ένα εναλλάκτη

αντιρροής, ένα λέβητα και μια δεξαμενή στην οποία είναι αποθηκευμένο το νερό το οποίο κυκλοφορεί και πηγαίνει στα θερμαντικά στοιχεία για την κάλυψη των θερμικών αναγκών. Το υδατικό διάλυμα που κυκλοφορεί στο κλειστό κύκλωμα των Σ.Η.Σ θερμαίνεται και οδηγείται με κυκλοφορητή. Στη συνέχεια ο κυκλοφορητής παίρνει εντολή από ένα θερμοστάτη που είναι συνδεδεμένος με την έξοδο των Σ.Η.Σ και τον εναλλάκτη. Μέσω του δικτύου σωληνώσεων στον εναλλάκτη αντιρροής θα γίνει εναλλαγή θερμότητας από το υδάτινο διάλυμα προς το νερό το οποίο θα οδηγηθεί στη δεξαμενή.

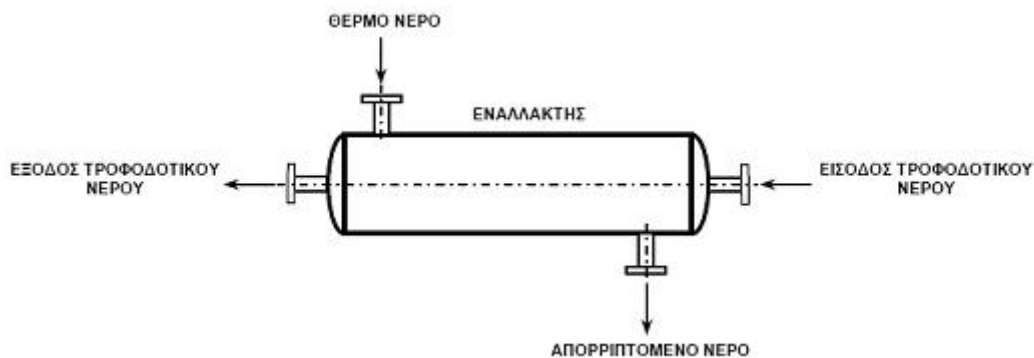
Στη συνέχεια αφού το νερό παραλάβει τη θερμότητα θα οδηγηθεί μέσω κυκλοφορητή στη δεξαμενή όπου εκεί αποθηκεύεται σε περίπτωση που δεν έχουμε επαρκή ηλιοφάνεια και έπειτα οδηγείται μέσω του δικτύου σωληνώσεων στα θερμαντικά στοιχεία με τη βοήθεια ενός κυκλοφορητή. Πρέπει να αναφέρουμε ότι ο λέβητας είναι συνδεδεμένος παράλληλα στο κύκλωμα δεξαμενής θερμαντικών στοιχείων με τριόδες ρυθμιζόμενες βαλβίδες από θερμοστάτη, ο οποίος βρίσκεται στον αγωγό που οδηγείται το νερό προσαγωγής στα θερμαντικά στοιχεία πριν και μετά από το λέβητα. Με αυτό τον τρόπο εξασφαλίζουμε πάντοτε τη σωστή θερμοκρασία του νερού στα θερμαντικά στοιχεία. Όταν η θερμοκρασία, η οποία οδηγείται στα θερμαντικά στοιχεία είναι μικρότερη από την επιθυμητή ο θερμοστάτης δίνει εντολή στην τριόδο να ανοίξει ανάλογα με τη διαφορά θερμοκρασίας και επίσης το πιο βασικό για να ξεκινήσει τη λειτουργία του λέβητα μέσω της έναυσης του καυστήρα.



Διάγραμμα 5.1 Λειτουργία συστήματος ηλιακών συλλεκτών για θέρμανση χώρων.

5.13 Εναλλάκτης

Στην εφαρμογή μας θα χρησιμοποιήσουμε εναλλάκτη αντιρροής διότι έχει καλύτερο βαθμό απόδοσης και φυσικά καταλαμβάνει μικρότερο όγκο συγκρίνοντας με εναλλάκτες ομορροής και σταυρορροής (Σχήμα 5.4).



Σχήμα 5.4 Εναλλάκτης αντιρροής Νερού - Νερού

Υπολογισμός θερμοκρασιακών διαφορών

$$\Delta T_1 = T_1 - T_2 = 65 - 54,5 = 10,5^\circ \text{C}$$

T_1 : είναι η θερμοκρασία του υδατικού διαλύματος στη έξοδο των Σ.Η.Σ σε $^\circ\text{C}$.

T_2 : είναι η θερμοκρασία του υδατικού διαλύματος στην είσοδο των Σ.Η.Σ σε $^\circ\text{C}$.

$$\Delta T_2 = t_1 - t_2 = 60 - 45 = 15^\circ \text{C}$$

t_1 : είναι η θερμοκρασία του νερού στη έξοδο του εναλλάκτη που θα οδηγηθεί στη συνέχεια στην είσοδο του θερμαντικού στοιχείου (σε $^\circ\text{C}$).

t_2 : είναι η θερμοκρασία του νερού στην είσοδο του εναλλάκτη το οποίο έρχεται από τη δεξαμενή αποθήκευσης (σε $^\circ\text{C}$).

$$\Delta T_a = T_1 - t_2 = 65 - 45 = 20^\circ \text{C}$$

Ισοδύναμα ροών και λόγος αυτών

Γνωρίζοντας ότι η βέλτιστη παροχή που πρέπει να έχει ένα σύστημα είναι $0,015 \text{ lt/sec} \cdot \text{m}^2$ και έχοντας υπολογίσει την επιφάνεια των συλλεκτών μπορούμε να υπολογίσουμε την μαζική παροχή που θα κυκλοφορεί στο Σ.Η.Σ. και είναι:

$$m\dot{x} = 0,015 \cdot 50 = 0,75 \text{ lt/sec} = 0,75 \cdot 3600 = 2700 \text{ lt/h (απορριπτόμενη)}$$

$$m\dot{z} = ? \text{ (τροφοδοτική)}$$

Η ειδική θερμότητα του νερού είναι :

$$c_p = 1 \left[\frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} \right]$$

Ισοδύναμο απορριπτόμενης ροής :

$$W_1 = m\dot{x} \cdot c_1 = 2700 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} \cdot 1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} = 2700 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Ισοδύναμο τροφοδοτικής ροής :

ΗΛΙΑΚΟΙ ΣΥΛΛΕΚΤΕΣ

$$W_2 = ?$$

Λόγος τ :

$$\tau = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} = \frac{10,5}{15} = 0,7 < 1$$

Ισχύς Εναλλάκτη

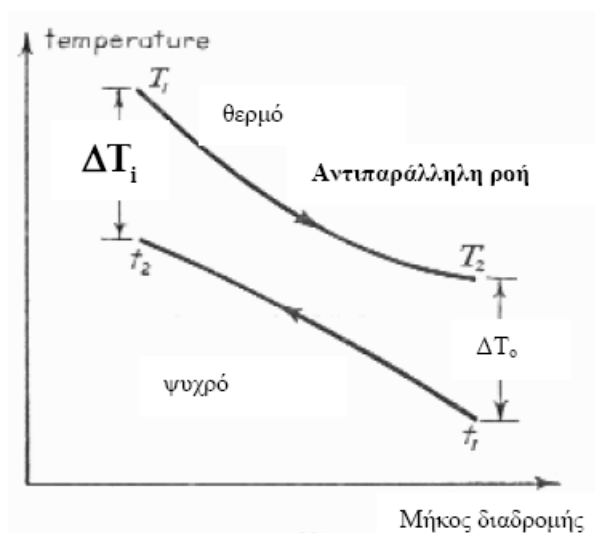
$$\dot{Q} = W_1 \cdot \Delta T_1 = 2700 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 10,5^\circ\text{C} = 28350 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

Λόγος τ :

$$\tau = \frac{W_2}{W_1} \Rightarrow W_2 = W_1 \cdot \tau = 2700 \cdot 0,7 = 1890 \frac{\text{Kcal}}{\text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$W_2 = \dot{m}_2 \cdot c_2 \Rightarrow \dot{m}_2 = \frac{W_2}{c_2} = \frac{1890}{1} = 1890 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Υπολογισμός μέσης θερμοκρασιακής διαφοράς



Σχήμα 5.6

$$\Delta T_i = T_1 - t_2' = 65 - 60 = 5^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_o = T_2 - t_1' = 54,5 - 45 = 9,5^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_m = (\Delta T_i - \Delta T_o) / \ln (\Delta T_i / \Delta T_o) = (5 - 9,5) / \ln(5/9,5) = 16,1^\circ\text{C}$$

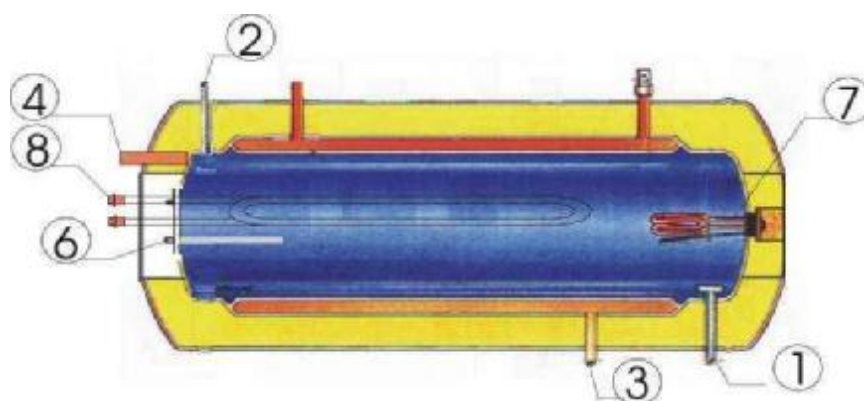
Υπολογισμός επιφάνειας εναλλάκτη

$$\dot{\phi} = k \cdot F \cdot \Delta T_m \Rightarrow F = \frac{\dot{\phi}}{k \cdot \Delta T_m} = \frac{28350 \text{Kcal/h}}{800 \text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} \cdot 16,1^\circ\text{C}} = 2,2 \text{m}^2$$

5.14 Δεξαμενή αποθήκευσης νερού χρήσεως

Η δεξαμενή αποθήκευσης είναι κυλινδρικό χαλύβδινο δοχείο, μονωμένο εξωτερικά για την μείωση των θερμικών απωλειών. Υπάρχει ο τύπος για ορθή και ο τύπος για οριζόντια τοποθέτηση.

Έχει δύο εισόδους (νερό επιστροφής από τα θερμαντικά στοιχεία και θερμό νερό από εναλλάκτη συλλεκτών) και δύο εξόδους (θερμό νερό προς θερμαντικά στοιχεία και έξοδος ψυχρού νερού δεξαμενής προς εναλλάκτη συλλεκτών). Συνήθως έχει εσωτερικά μία ηλεκτρική αντίσταση για την θέρμανση του νερού σε δυσμενείς συνθήκες.



Σχήμα 5.7. Δεξαμενή τύπου ‘μανδύα’

- 1)Είσοδος νερού επιστροφής από τα θερμαντικά στοιχεία.
- 2)Εξοδος θερμό νερό προς θερμαντικά στοιχεία.

- 3) Έξοδος κλειστού κυκλώματος προς εναλλάκτη συλλεκτών.
- 4) Είσοδος κλειστού κυκλώματος από εναλλάκτη συλλεκτών.
- 6) Ράβδος μαγνησίου (προστασία από διάβρωση).
- 7) Ηλεκτρική αντίσταση (αν υπάρχει).
- 8) Στοιχείο προαιρετικής σύνδεσης με θερμό νερό καλοριφέρ.

Όταν είναι κλειστού κυκλώματος μπορεί να είναι τύπου ‘μανδύα’ δηλαδή με διπλό τοίχωμα (Σχήμα 5.7).

Στο σύστημα μας απαιτείται δεξαμενή η οποία είναι απαραίτητη για αποθήκευση του θερμού νερού, ώστε τις μέρες όπου δεν θα έχουμε την αναμενόμενη ηλιοφάνεια λόγω νέφωσης, να έχουμε θερμό νερό αποθηκευμένο ώστε να διοχετεύεται στο θερμαντικό στοιχείο και να έχουμε το επιθυμητό αποτέλεσμα. Επιπλέον είναι ένας ακόμα λόγος για να έχουμε μια σταθερή παροχή θερμού νερού προς το θερμαντικό στοιχείο.

Για $A=1 \text{ m}^2$ συλλέκτη απαιτείται δεξαμενή χωρητικότητας 75 lt.

Στη περίπτωση μας έχουμε $A = 50 \text{ m}^2$ συλλέκτη άρα η δεξαμενή που θα υπάρχει στο σύστημα μας πρέπει να έχει χωρητικότητα:

$$A_{\text{δεξ}} = 75\text{lt/m}^2 \cdot 50\text{m}^2 = 3750 \text{ lt} = 3,75 \text{ m}^3$$

Συνεπώς οι διαστάσεις της δεξαμενής θα είναι $2\text{m} \times 1\text{m} \times 1,87\text{m}$

Θα κατασκευαστεί από λαμαρίνα πάχους 5mm επιπλέον θα μονωθεί με κατάλληλο υλικό όπως: θερμομονωτικό υλικό πολυουρεθάνη με συντελεστή αγωγιμότητας $\lambda = 0,035 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$.

5.15 Κυκλοφορητής

Αρχικά πρέπει να υπολογίσουμε την ισχύ του κυκλοφορητή ο οποίος θα κυκλοφορεί το νερό από τους ηλιακούς συλλέκτες στον εναλλάκτη. Μπορούμε να την υπολογίσουμε αν γνωρίζουμε, τη πτώση πίεσης στο κύκλωμα ροής, τη πτώση πίεσης στους ηλιακούς συλλέκτες και αφού γνωρίζουμε τη παροχή του

νερού που κυκλοφορεί στο Σ.Η.Σ. η οποία έχει υπολογιστεί παραπάνω, μπορούμε να επιλέξουμε το κατάλληλο κυκλοφορητή με βάση τη καμπύλη λειτουργίας.

Επιπλέον θα χρησιμοποιηθεί κατάλληλος διαφορικός θερμοστάτης που θα δίνει εντολή στο κυκλοφορητή, η οποία θα καθορίζει τη διάρκεια λειτουργίας του.

Η προκαθορισμένη διαφορά θερμοκρασίας που θα ξεκινά τη λειτουργία ο κυκλοφορητής είναι για $\Delta T > 5$ °C.

Για τους υπολογισμούς η πτώση πίεσης στο Σ.Η.Σ. λαμβάνεται ίση με 30cm στήλης νερού ανά τρέχον μέτρο σωλήνωσης.

Επιπλέον θα υπολογίσουμε και την ισχύ ενός δεύτερου κυκλοφορητή που θα κυκλοφορεί το νερό από τον εναλλάκτη στη δεξαμενή αποθήκευσης κατά τον ίδιο τρόπο.

Αρχικά θα υπολογίσουμε το κυκλοφορητή ο οποίος κυκλοφορεί το νερό από το Σ.Η.Σ. (το οποίο βρίσκεται στην οροφή του κτηρίου) προς τον εναλλάκτη (που βρίσκεται στο υπόγειο). Το κλειστό τμήμα είναι: Εναλ, d, e, f, g, h, i, Συλ, j, k, l, m, Εναλ και καταγράφεται στον Πίνακα 5.8.

Πίνακας 5.8

Τμήμα σωληνώσε ων	V Παροχή (Kg/h)	L Μήκος (m)	U Ταχύτητα (m/s)	d Διάμετρο (in)	R mm Σ.N/m	L·R (mmΣ.N)
Εναλ-d	2700	0,70	2,0	3/4''	250	175,0
de	2700	1,15	2,0	3/4''	250	287,5
ef	2700	0,90	2,0	3/4''	250	225,0
fg	2700	5,00	2,0	3/4''	250	1250,0
gh	2700	2,75	2,0	3/4''	250	687,5
hi	2700	1,50	2,0	3/4''	250	375,0
i-Συλ.	2700	0,30	2,0	3/4''	250	75,0
Συλ-j	2700	4,00	2,0	3/4''	250	1000,0
jk	2700	4,65	2,0	3/4''	250	1162,5
kl	2700	1,10	2,0	3/4''	250	275,0
lm	2700	2,70	2,0	3/4''	250	675,0
m-Εναλ	2700	0,10	2,0	3/4''	250	25,0
Σύνολο	-	24,85	-	-	-	6212,5

Συνεπώς η πτώση πίεσης στα ευθύγραμμα τμήματα προσαγωγής είναι $H_R = 6212,5 \text{ mm } \Sigma.N.$

Τα εξαρτήματα του παραπάνω κυκλώματος Εναλ, d, e, f, g, h, i, Συλ, j, k, l, m, Εναλ παρατηρούνται στο αντίστοιχο σχέδιο του παράρτηματος όπως ταυ, βάνες, συλλέκτες, τριόδους, κυκλοφορητή. Οι τιμές του συντελεστή τριβής για τα εξαρτήματα αυτά επιλέγονται από τον παρακάτω Πίνακα 5.12 και τα καταγράφουμε στον Πίνακα 5.9.

Πίνακας 5.9 Θέσης και συντελεστή τριβής ζ

Είδος εξαρτημάτων	Θέση	Συντελεστής τριβής ζ	Σζ
Γωνία 90°	e,f,g,h,i,j,k,l,m	1,5	13,5
Βάνες	d ₁ ,d ₃ i ₁ ,j ₁ ,	1,0	4,0
Κυκλοφορητής	d ₂	2,5	2,5
Εναλλάκτης	-	5,0	5,0
			2,5
			Σύνολο ζ = 27,5

Για ταχύτητα 2,0 m/sec και για Σζ = 27,5

$$\text{Άρα η πτώση πίεσης είναι: } Z = \Sigma Z \frac{U^2}{2g} = 27,5 \frac{2^2}{2 \cdot 9,81} = 5607 \text{ mm } \Sigma.N.$$

Επομένως η ολική πτώση πίεσης στη κλειστή διαδρομή Εναλ, d, e, f, g, h, i, Συλ, j, k, l, m, Εναλ είναι η πτώση πίεσης στα ευθύγραμμα τμήματα και στα εξαρτήματα και είναι:

$$H = H_R + Z = 6212,5 \text{ mm } \Sigma.N. + 5607 \text{ mm } \Sigma.N. \Rightarrow$$

$$H = 11820 \text{ mm } \Sigma.N.$$

Στη συνέχεια θα υπολογίσουμε το δεύτερο κυκλοφορητή που θα κυκλοφορεί το νερό από τον εναλλάκτη στην δεξαμενή και βρίσκονται στο υπόγειο. Το τμήμα αυτό είναι: Δεξ, a, b, c, Εναλ, καταγράφονται στον Πίνακα 5.10.

Πίνακας 5.10

Τμήμα σωληνώσεων	V Παροχή (Kg/h)	L Μήκος (m)	U Ταχύτητα (m/s)	d Διάμετρο (in)	R mm Σ.N/m	L·R (mmΣ.N)
Δεξ-a	1890	0,4	1,8	3/4''	250	100,0
ab	1890	0,7	1,8	3/4''	250	175,0
bc	1890	1,15	1,8	3/4''	250	287,5
c-Εναλ	1890	1,00	1,8	3/4''	250	250,0
Εναλ-Δεξ	1890	0,40	1,8	3/4''	250	100,0

Σύνολο	-	3,65	-	-	-	912,5
---------------	---	------	---	---	---	-------

Συνεπώς η πτώση πίεσης στα ευθύγραμμα τμήματα προσαγωγής είναι $H_R = 912,5 \text{ mm Σ.Ν.}$

Τα εξαρτήματα του παραπάνω κυκλώματος Δεξ, a, b, c, Εναλ. παρατηρούνται στο αντίστοιχο σχέδιο στο παράρτημα όπως ταυ, βάνες, συλλέκτες, τριόδους, κυκλοφορητή. Οι τιμές του συντελεστή τριβής για τα εξαρτήματα αυτά επιλέγονται από τον παρακάτω Πίνακα 5.12 και τα καταγράφουμε στο Πίνακα 5.11.

Πίνακας 5.11 Θέσης και συντελεστή τριβής ζ

Είδος εξαρτημάτων	Θέση	Συντελεστής τριβής ζ	Σζ
Γωνία 90°	a,b	1,5	3,0
Βάνες	c ₁ ,b ₁ ,	1,0	2,0
Κυκλοφορητής	c	2,5	2,5
Δεξαμενή	-	2,0	2,0
			Σύνολο ζ = 9,5

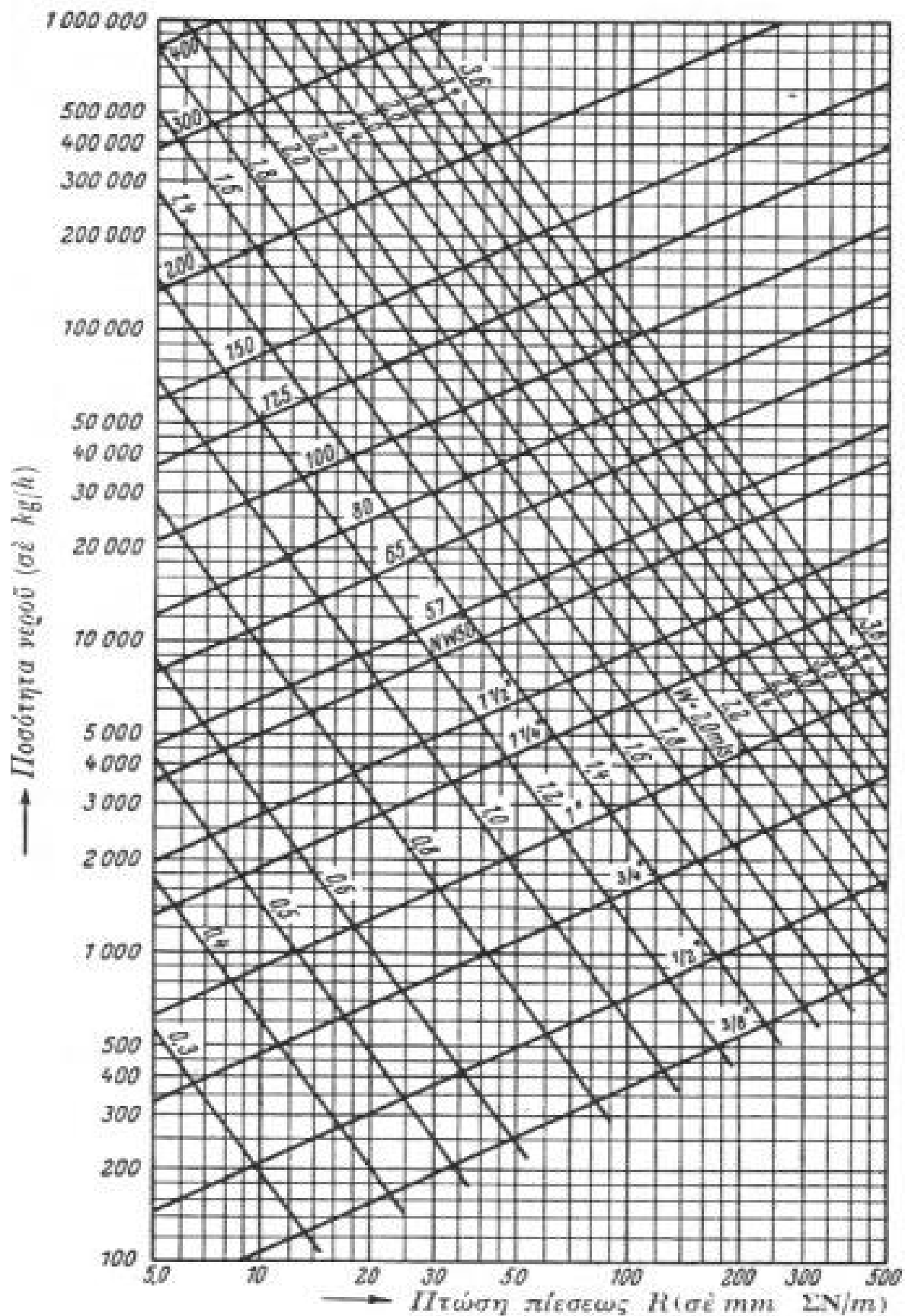
Για ταχύτητα 1,8 m/sec και για $\Sigma\zeta = 9,5$ έχουμε:

$$\text{Πτώση πίεσης είναι: } Z = \Sigma\zeta \frac{U^2}{2g} = 9,5 \frac{1,8^2}{2 \cdot 9,81} = 1569 \text{ mm Σ.Ν.}$$

Επομένως η ολική πτώση πίεσης στη κλειστή διαδρομή Δεξ,a,b,c,Εναλ. είναι η πτώση πίεσης στα ευθύγραμμα τμήματα και στα εξαρτήματα και είναι:

$$H = H_R + Z = 912,5 \text{ mm Σ.Ν.} + 1569 \text{ mm Σ.Ν.} \Rightarrow$$

$$H = 2482 \text{ mm Σ.Ν.}$$



Διάγραμμα 5.2

Πίνακας 5.12 Τιμές του συντελεστή τοπικής αντιστάσεως

Θερμαντικό Σώμα..... $\zeta = 2,5$ Κυκλοφορητής..... $\zeta = 2,5$	Λέβητας..... $\zeta = 2,5$ Διακλάδωση Διχάλα (πανταλόνι)..... $\zeta = 1,5$				
Ταυ σε διακλάδωση 					
Ταυ σε διέλευση 	Κομπύλη 90° $r/d = 1,5$ $\zeta = 0,5$ $r/d = 2,5$ $\zeta = 0,3$				
Ταυ σε διαστούρωση 					
Σύρτης	ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ				
	10 έως 15 mm (3/8", 1/2")	20+ 25 (3/4", 1")	32 + 40 (1 1/4, 1 1/2)	50 και άνω	
Ρυθμιστικός Διακόπτης	Ευθύς	1	0,5	0,3	0,3
	Γωνιακός	10 3,5	7 3,0	5 2,5	4 2,0
Κρουσός	Ευθύς	8,5	6,0	5,0	4,0
	Γωνιακός	4,0	2,0	2,0	-
Βάννα	1,0	0,5	0,5	0,5	
Γωνία και γωνιακός λυόμενος σύνδεσμος	2,0	1,5	1,0	1,0	

Πίνακας 5.13 Πτώση πίεσης (Z mm Σ.Ν. που οφείλεται σε τοπικές αντιστάσεις)

Ταχύτητα α Ροής (m/sec)	Τιμές του Z για Σζ														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,05	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
0,015	0,01	0,02	0,05	0,05	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
0,02	0,02	0,05	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
0,025	0,05	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5
0,03	0,05	0,1	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7	0,7
0,04	0,1	0,2	0,3	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,7	0,8	0,9	1,0	1,0	1,1	1,2
0,05	0,1	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,9
0,06	0,2	0,4	0,6	0,7	0,9	1,1	1,3	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,5	2,7
0,07	0,3	0,5	0,8	1,0	1,2	1,5	1,7	2,0	2,2	2,5	2,7	3,0	3,2	3,4	3,7
0,08	0,3	0,7	1,0	1,3	1,6	1,9	2,2	2,6	2,9	3,2	3,5	3,9	4,1	4,5	4,8
0,09	0,4	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0	4,4	4,8	5,3	5,7	6,1
0,10	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5
0,12	0,7	1,4	2,2	2,9	3,6	4,3	5,0	5,7	6,5	7,2	7,9	8,5	9,2	10,0	10,7
0,14	1,0	2,0	2,9	3,9	4,9	5,9	6,8	7,8	8,7	9,7	10,7	11,6	12,6	13,6	14,6
0,16	1,3	2,6	3,8	5,1	6,4	7,7	8,8	10,1	11,4	12,7	13,9	15,2	16,5	17,8	19,0
0,18	1,6	3,2	4,8	6,5	8,0	9,6	11,2	12,8	14,4	16,1	17,7	19,3	21,0	22,5	24,0
0,20	2,0	4,0	6,0	8,0	9,9	11,9	13,9	15,8	17,8	20,0	22,0	24,0	26,0	28,0	30,0
0,22	2,4	4,8	7,2	9,5	12,0	14,4	16,8	19,2	21,4	24,0	26,5	29,0	31,5	34,0	36,0
0,24	2,9	5,7	8,5	11,4	14,3	17,1	20,0	23,0	26,0	28,5	31,5	34,5	37,5	40,0	43,0
0,26	3,4	6,7	10,0	13,4	16,7	20,0	23,5	27,0	30,5	33,5	37,0	40,0	44,0	47,0	51,0
0,28	3,9	7,8	11,6	15,5	19,4	23,5	27,5	31,5	35,0	39,0	43,0	47,0	51,0	55,0	59,0
0,30	4,5	8,9	13,4	17,8	22,5	27,0	31,5	36,0	40,5	45,0	49,0	54,0	58,0	63,0	67,0
0,35	6,1	12,1	18,2	24,5	30,7	37,2	42,7	49,0	55,0	62,0	67,0	74,0	79,0	85,0	102
0,40	8,0	15,9	24,0	32,0	40,0	48,0	56,0	64,0	72,0	80,0	87,0	95,0	103	111	119
0,50	12,4	25,0	37,5	50,0	62,0	75,0	86,0	99,0	111	124	136	149	161	173	186
0,60	17,8	36,0	54,0	72,0	89,0	107	125	143	161	178	196	215	235	250	270
0,70	24,5	49,0	73,0	97,0	121	145	165	195	220	245	270	295	320	340	365
0,80	32,0	64,0	95,0	127	159	191	225	255	285	320	350	385	410	450	480
0,90	40,5	81,0	121	161	200	240	285	325	365	400	440	480	530	570	610
1,0	50,0	99,0	149	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
1,2	72,0	143	215	285	360	430	500	570	650	720	790	850	920	1000	1070
1,4	97,0	195	295	390	490	590	680	780	870	970	1060	1160	1260	1360	1460
1,8	127	255	385	510	640	770	880	1010	1140	1270	1390	1520	1650	1780	1900

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

ΨΥΞΗ

6.1 Γενικά

Ψύξη καλείται η διαδικασία του κλιματισμού κατά την οποία έχουμε τη αποβολή των θερμικών κερδών από το χώρο, με σκοπό την άνετη διαβίωση των ανθρώπων μέσα στο χώρο.

Η εγκατάσταση ψύξης είναι ο αντίποδας της εγκατάστασης θέρμανσης, μεταφέρει στο χώρο που πρόκειται να ψυχθεί, αέρα σε μια θερμοκρασία που βρίσκεται κάτω από τη θερμοκρασία του χώρου, για να ψύξει το χώρο. Κατά την απορρόφηση θερμότητας στο εσωτερικό του χώρου, ανεβαίνει η θερμοκρασία του προσαγόμενου αέρα σταδιακά μέχρι την επιθυμητή θερμοκρασία του χώρου.

Κατά την ψύξη με αέρα, έχουμε:

- ❖ Ψύξη εξωτερικού αέρα
- ❖ Ψύξη αέρα ανακυκλοφορίας
- ❖ Ψύξη αέρα μίξης

Η σωστή εκλογή του είδους ψύξης έχει μεγάλη σημασία και εξαρτάται από τα εξής δεδομένα:

- ❖ Τύπος κτηρίου π.χ. κτήρια οικιών, κτήρια καταστημάτων, γραφεία, εργοστάσια
- ❖ Διαθέσιμα κεφάλαια
- ❖ Έξοδα και είδος καταναλισκόμενης ενέργειας
- ❖ Χρόνος χρήσης των χώρων

Ø Απαιτήσεις υγιεινής

Έτσι ανάλογα με τις απαιτήσεις των χώρων που θέλουμε να κλιματίσουμε διακρίνουμε τις παρακάτω κλιματιστικές μονάδες.

Ø Μονάδες παραθύρου ή δωματίου:

Είναι οι πλέον διαδεδομένες, τοποθετούνται εύκολα και είναι φθηνές, όμως δεν έχουν την απαιτούμενη καθαρότητα του αέρα διότι, ο αέρας δεν ανανεώνεται.

Ø Ημικεντρικές μονάδες:

Χρησιμοποιούνται για να κλιματίσουν μεγαλύτερες αίθουσες, έχουν καλή απόδοση και τοποθετούνται εύκολα. Το μειονέκτημα τους είναι ότι ο αέρας δεν ανανεώνεται.

Ø Κλιματιστικές μονάδες τύπου οροφής:

Έχουν δυνατότητα μίξης νωπού αέρα και αέρα ανακυκλοφορίας, τοποθετούνται στην οροφή και ο κλιματιζόμενος αέρας διανέμεται με τη βοήθεια αεραγωγών.

Ø Κεντρικές συστήματα θερινού κλιματισμού:

Βασίζονται στη μέθοδο ψύξης δια συμπίεσεως. Εφαρμόζονται σε ολόκληρο το κτήριο, έχουν δυνατότητα μίξης νωπού αέρα και ανακυκλοφορίας.

6.2 Συνθήκες υπολογισμού

Με τον όρο συνθήκες σχεδιασμού, εννοούμε τις ιδανικές τιμές θερμοκρασίας και υγρασίας, που θα χρησιμοποιήσουμε στους υπολογισμούς μας, ώστε να επιτυγχάνουμε την άνετη διαβίωση των ανθρώπων στο κλιματιζόμενο χώρο, καθώς και την σωστή λειτουργία της κλιματιστικής μονάδας, οι συνθήκες υπολογισμού ορίζονται από νομοθετικά πλαίσια. Συνεπώς η εσωτερική θερμοκρασία (DB) για επίτευξη συνθηκών άνεσης το καλοκαίρι ορίζεται συνήθως 78-80°F και η σχετική υγρασία (RH) 50%. Η εξωτερική θερμοκρασία σχεδιασμού εξαρτάται από τις κλιματολογικές συνθήκες του κάθε τόπου στον οποίο βρίσκεται ο κλιματιζόμενος χώρος Παράρτημα II, ο τρόπος προσδιορισμού και τιμές της εξωτερική θερμοκρασία σχεδιασμού για διάφορες ελληνικές πόλεις δίνονται στο Πίνακα 6.9.

Οι συνθήκες σχεδιασμού του χώρου μας θα υπολογισθούν με απόκλιση 1%. Με τον όρο συνθήκες σχεδιασμού 1% εννοούμε την αστοχία του συστήματος κλιματισμού κατά 1% την θερινή περίοδο. Η μελέτη μας θα πραγματοποιηθεί για το μήνα Ιούλιο επειδή τότε έχουμε την εμφάνιση μέγιστων θερμικών κερδών χρησιμοποιώντας το Πίνακα 6.9 και οι συνθήκες κλιματισμού καταγράφονται στο παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 6.1 Συνθήκες κλιματισμού

ΧΩΡΟΣ	Θερμοκρ. ξηρού θερμ (DB) °F	Θερμοκρ. υγρού θερμ (WB) °F	Ειδική υγρ (Ib ξ.α)	RH %	Παρατηρήσεις
Εξωτερικού Περιβάλλοντος	95,54	77	0,0200	46	Από ψυχομετρικό χάρτη και πίνακες κλιματικού σχεδιασμού 1%
Κλιματιζόμενου Χώρου	78	64,2	0,0124	50	
Διαφορά	17,54	7	0,0076	4	

Αρχικά θα υπολογίσουμε τα θερμικά κέρδη από συναγωγή, έχοντας δεδομένα την επιθυμητή θερμοκρασία του χώρου η οποία είναι 78 °F, τη θερμοκρασία περιβάλλοντος για το μήνα Ιούλιο από το Πίνακα 6.9 καθώς και τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά του κτιρίου. Έτσι μπορούμε να υπολογίσουμε το μέγιστο θερμικό κέρδος από συναγωγή και την ώρα εμφάνισης για το μήνα Ιούλιο που θα πραγματοποιηθεί η μελέτη μας. Αυτός ο μήνας επιλέγεται διότι είναι ο μήνας με τις δυσμενέστερες συνθήκες με αποτέλεσμα να εμφανίζονται τα μέγιστα θερμικά κέρδη στο κτίριο.

Ακολουθώντας τα παραπάνω βήματα και χρησιμοποιώντας τους κατάλληλους τύπους που αναφέραμε μπορούμε να υπολογίσουμε το μέγιστο θερμικό κέρδος όπως θα δούμε παρακάτω. Πιο συνοπτικά τα στοιχεία που έχουμε ως δεδομένα για τους υπολογισμούς είναι:

Μήνας: Ιούλιος,

Θερμοκρασία περιβάλλοντος: $t_0 = 95,54$ °F από Πίνακα 6.9

Επιθυμητή θερμοκρασία χώρου: $t_R = 78$ °F

Χρώμα κτιρίου: Μέτριας φωτεινότητας χρώμα $K=0,83$

6.3 Ανάλυση θερμικών κερδών

Το εσωτερικό ενός κτιρίου κερδίζει θερμότητα από διάφορες πηγές. Για να διατηρηθεί στο κλιματιζόμενο χώρο, η θερμοκρασία και η υγρασία του αέρα στα επιθυμητά επίπεδα πρέπει να αφαιρεθεί θερμότητα ώστε να αντισταθμίσει τα θερμικά κέρδη, το καθαρό ποσό θερμότητας που αφαιρείται, ονομάζεται ψυκτικό φορτίο (σχήμα 6.1). Εδώ θα εξετάσουμε κάθε ένα από τα συστατικά του θερμικού κέρδους καθώς και τον τρόπο προσδιορισμού του ψυκτικού φορτίου, το οποίο είναι η βάση για την επιλογή του κατάλληλου ψυκτικού συγκροτήματος.



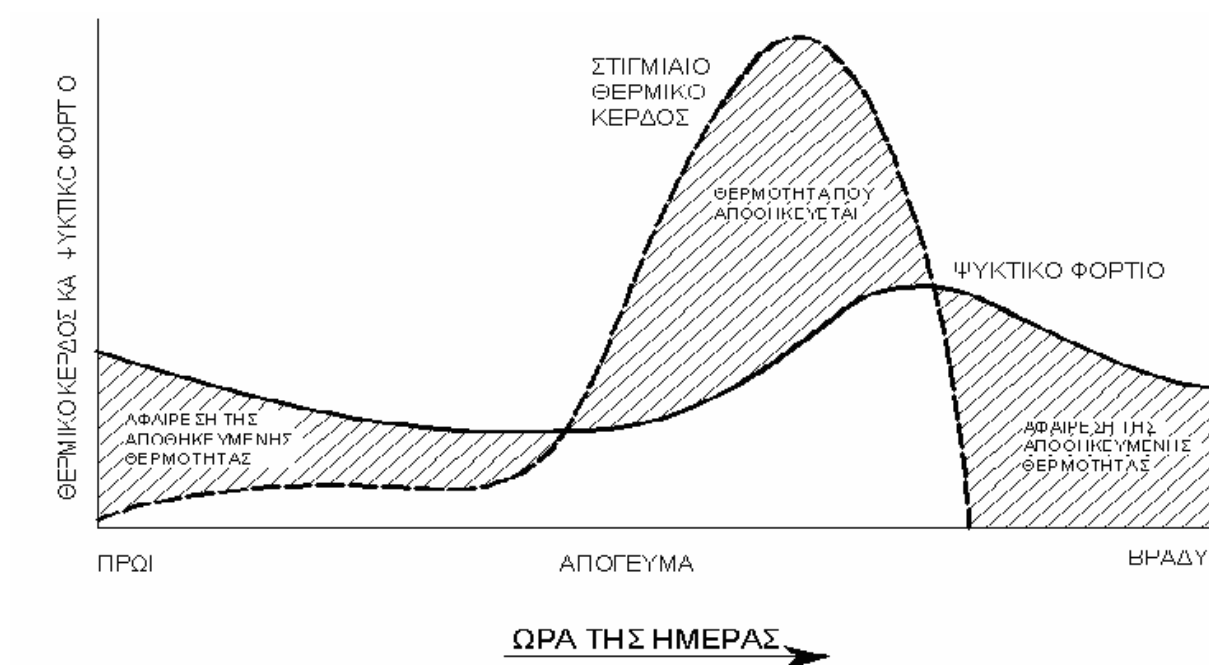
Σχήμα 6.1 Διάγραμμα ροής θερμότητας το οποίο παρουσιάζει τα κέρδη θερμότητας, από αποθήκευση θερμότητας και ψυκτικό φορτίο κτηρίων.

Το μικτό θερμικό κέρδος των εσωτερικών χώρων είναι η θερμότητα που παραλαμβάνει ο χώρος οποιαδήποτε στιγμή. Αυτό το θερμικό κέρδος συνίσταται από πολλές πηγές (ηλιακή ακτινοβολία, φωτισμό, αγωγή και μεταφορά θερμότητας, ανθρώπους, εξοπλισμό, διείσδυση εξωτερικού αέρα).

Όλη η θερμότητα που παραλαμβάνεται από αυτές τις πηγές συνήθως δεν προκαλεί αμέσως θέρμανση του εσωτερικού αέρα, αλλά κάποιες από αυτές, ειδικά η ακτινοβολούμενη ενέργεια (από τον ήλιο, τα φώτα, τους ανθρώπους) και

απορροφάτε από τα υλικά των δωματίων, δηλαδή, τη δομή και την επίπλωση. Το γεγονός αυτό ονομάζεται αποθήκευση θερμότητας. Το ψυκτικό φορτίο, το ποσό θερμότητας που πρέπει να αφαιρεθεί από το χώρο για να διατηρηθούν οι συνθήκες σχεδιασμού, είναι το άθροισμα αυτών των καθαρών κερδών θερμότητας.

Είναι πολύ σημαντικό να συνεκτιμηθεί η αποθήκευση θερμότητας (σχήμα 6.2) επειδή μπορεί να οδηγήσει σε σημαντικά μειωμένα πραγματικά φορτία. Η επίδραση της αποθήκευσης μπορεί να θεωρηθεί ως χρονική καθυστέρηση στη ροή θερμότητας προς το εσωτερικό. Αυτό σημαίνει ότι κάποια ποσά θερμότητα που παραλαμβάνει το δωμάτιο έχουν χρονική καθυστέρηση μέχρι να φτάσει στον αέρα του δωματίου και να τον θερμάνει.



Σχήμα 6.2 Διαφορά μεταξύ στιγμιαίου θερμικού κέρδους και ψυκτικού φορτίου ως αποτέλεσμα της αποθήκευσης θερμότητας.

Θερμικά κέρδη χώρων

Οι επιμέρους θερμικές ροές που συμβάλλουν στο ολικό θερμικό κέρδος των χώρων (Σχήμα 6.3) διακρίνονται σε μεταβαλλόμενες ως προς το χρόνο στις οποίες ανήκουν οι εξωτερικές πηγές θερμότητας και σε σταθερές ως προς το χρόνο θερμικές ροές στις οποίες ανήκουν οι εσωτερικές πηγές θερμότητας και είναι:

a) Εξωτερικές πηγές θερμότητας

Οι εξωτερικές πηγές θερμότητας συμπεριλαμβάνουν τη συναγωγή, (συνδυασμός αγωγής-μεταφοράς), μέσω των εξωτερικών τοίχων, της στέγης, και των γυάλινων επιφανειών καθώς και την ηλιακή ακτινοβολία μέσω γυάλινων επιφανειών

b) Εσωτερικές πηγές θερμότητας

Οι εσωτερικές πηγές θερμότητας συμπεριλαμβάνουν την εσωτερική δομή, τους ανθρώπους, τα φωτά, τις συσκευές, τους κινητήρες και τις μηχανές.

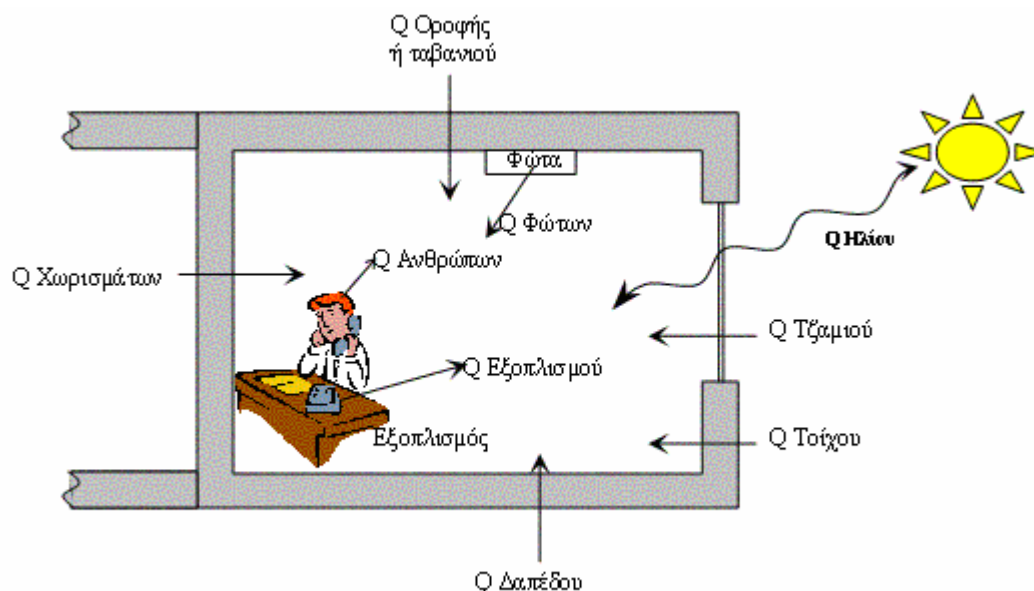
Οι άνθρωποι όταν κινούνται παράγουν περισσότερη θερμότητα από αυτούς που αναπαύονται. Οι λαμπτήρες οι συσκευές, οι κινητήρες και οι μηχανές παράγουν θερμότητα ανάλογα με την ενέργεια που καταναλώνουν.

Πιο συνοπτικά οι εσωτερικές πηγές θερμότητας κατηγοριοποιούνται ως εξής :

- Ø Συναγωγή μέσω εσωτερικών χωρισμάτων, οροφών και πατωμάτων
- Ø Φωτισμός
- Ø Άνθρωποι
- Ø Εξοπλισμός
- Ø Από νωπό αέρα

Τρόποι μείωση των θερμικών κερδών

- Ø Η θερμότητα που διαφεύγει από υαλοπίνακες μπορεί να μειωθεί με διπλά ή χρωματιστά τζάμια, κουρτίνες ή στόρια.
- Ø Η θερμότητα που διαρρέει τους τοίχους ελαττώνεται με μόνωση, ανοικτό εξωτερικό χρωματισμό.
- Ø Η θερμότητα που διαρρέει τη στέγη μπορεί να μειωθεί με φυσικό ή εξαναγκασμένο εξαερισμό της στέγης, μόνωση, ύγρανση με ψεκασμό νερού της οροφής.



Σχήμα 6.3 Θερμικά κέρδη κλιματιζόμενου χώρου

Συναγωγή μέσω της εξωτερικής δομής

Αφορούν τα κέρδη θερμότητας μέσω της εξωτερικής στέγης, των τοίχων, και των τζαμιών υπολογίζονται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$Q = U \cdot A \cdot CLTD_c \quad (6.1)$$

Όπου:

Q: είναι το καθαρό θερμικό κέρδος λόγω συναγωγής μέσω της στέγης, του τοίχου, και των τζαμιών σε BTU/hr.

U: είναι ο γενικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας για τον τοίχο, τη στέγη και τα τζάμια από Πίνακες 6.2, 6.3 και 6.4, σε Btu/h·ft²·F

A: είναι το εμβαδόν της στέγης, του τοίχου, ή του γυαλιού, σε ft²

CLTD_c: είναι η (διορθωμένη) διαφορά θερμοκρασίας, σε °F και υπολογίζεται με παρακάτω τύπο:

$$CLTD_c = [(CLTD+LM) \cdot K + (78-t_R) + (t_0-85)] \cdot f \quad (6.2)$$

όπου:

CLTD: είναι μια διαφορά θερμοκρασίας που προσμετρά την αποθήκευση θερμότητας. Οι Πίνακες 6.5 και 6.6 περιέχουν τις τιμές του CLTD για διαφορετικές κατασκευές στεγών και τοίχων. Ο Πίνακας 6.2 και 6.3 περιγράφει τις διάφορες κατασκευές στεγών και τοίχων του Πίνακα 6.6.

LM: είναι η διόρθωση για το γεωγραφικό πλάτος και το μήνα από τον Πίνακα 6.6

K: είναι η διόρθωση για το χρώμα της επιφάνειας

K= 1.0 για σκοτεινά χρώματα ή βιομηχανικές περιοχές

K= 0.5 για ανοικτό χρώμα στέγης

K= 0.65 για ανοικτό χρώμα τοίχου

t_R: είναι η θερμοκρασία δωματίου σε °F

t₀: είναι η μέση εξωτερική θερμοκρασία σχεδιασμού (περιβάλλοντος) σε °F

f: είναι η διόρθωση για τον εξαερισμό οροφής (για τη στέγη μόνο)

f = 0.75 για ανεμιστήρα σε σοφίτα ή ψευδοροφή, διαφορετικά f = 1.0.

Οι ώρες που παρουσιάζονται σε όλους τους πίνακες είναι ηλιακός χρόνος, περίπου ίσος με τον τυπικό χρόνο. Συστήνεται $K = 1.0$ σε τόπους όπου τα χρώματα μπορεί να σκουρύνουν από τη ρύπανση ή άλλες αιτίες.

Σημείωση: Η σχέση (6.2) χρησιμοποιείται αυτούσια, (συμπεριλαμβανομένου και του παράγοντα f), μόνο στην περίπτωση της στέγης με τις τιμές του f που υποδεικνύονται ανωτέρω. Για τα υπόλοιπα εξωτερικά δομικά στοιχεία (τοίχους κ.λ.π.), $f=1.0$.

Για τζάμια χρησιμοποιούνται τιμές της CLTD από τον Πίνακα 6.8 και η εξίσωση (6.2) γίνεται:

$$CLTD_c = CLTD + (78 - t_R) + (t_0 - 85) \quad (6.3)$$

Πίνακας 6.2 Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας για τοίχους

ΚΩΔΙΚΟΣ ΟΜΑΔΑΣ	ΚΥΡΙΟ ΣΤΟΙΧΕΙΟ	ΠΡΟΣΘΕΤΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ	ΜΑΖΑ		ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ k	
			Lb/ft ²	Kg/m ²	Btu/h ft ² f	W/m ² K
C	Τούβλο όψεως 4''	Κενό αέρα και τούβλο όψεως 4''	83	224	0,358	2,00
D		Κοινό τούβλο 4''	90	243	0,415	2,33
C		1'' μόνωση ή κενό αέρα και 4'' και τούβλο	90	243	0,174- 0,301	0,98- 1,69
B		2'' μόνωση και 4'' κοινό τούβλο	88	238	0,111	0,62
B		8'' κοινό τούβλο	130	351	0,302	1,70
C	Τούβλο όψεως 4''	Κενό αέρα και συμπαγές πάχους 2''	94	254	0,350	1,96
B		2'' μόνωση και 4'' συμπαγές	97	262	0,116	0,65
E	Συμπαγής τοίχος με φινίρισμα (π.χ. σοβάτισμα)	4'' συμπαγής	63	170	0,586	3,29
D		4'' συμπαγής και 1'' ή 2'' μόνωση	63	170	0,119- 0,200	0,67- 1,12
C		8'' συμπαγής	109	294	0,490	2,75
B		8'' συμπαγής + 1'' ή 2'' μόνωση	110	297	0,115- 0,187	0,65- 1,05
B		12'' συμπαγής	156	421	0,421	2,36
A		12'' συμπαγής + 1'' ή 2 μόνωση	156	421	0,113	0,63

Πίνακας 6.3 Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας για στέγη

Α/Α	ΕΙΔΟΣ ΣΤΕΓΗΣ	ΜΑΖΑ	K
		Lb/ft ² (kg/m ²)	Btu/h•ft ² (F) (W/m ² K)
ΣΤΕΓΕΣ ΧΩΡΙΣ ΨΕΥΔΟΡΟΦΗ			
1	Συμπαγής 4'', με μόνωση 1''	53 (146)	0,200 (1,12)
2	Ομοίως, μόνωση 2''	54 (148)	0,120 (0,67)
3	Συμπαγής, ταρατάσα με μόνωση	77 (208)	0,106 (0,60)
4	Συμπαγής, 6'' με 1'' μόνωση	77 (208)	0,192 (1,08)
5	Ομοίως, με 2'' μόνωση	77 (208)	0,117 (0,66)
ΣΤΕΓΕΣ ΜΕ ΨΕΥΔΟΡΟΦΗ			
6	Συμπαγής 4'', με μόνωση 1''	53 (146)	0,128 (0,72)
7	Ομοίως, μόνωση 2''	54 (148)	0,090 (0,50)
8	Συμπαγής, ταρατάσα με μόνωση	77 (208)	0,082 (0,46)
9	Συμπαγής, 6'' με 1'' μόνωση	77 (208)	0,125 (0,70)
10	Ομοίως, με 2'' μόνωση	77 (208)	0,088 (0,49)

Πίνακας 6.4 Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας για τζάμι

ΟΡΙΖΟΝΤΙΟΙ ΥΑΛΟΠΙΝΑΚΕΣ (ΕΞΩΤΕΡΙΚΑ ΠΑΡΑΘΥΡΑ, ΣΥΡΩΜΕΝΕΣ ΓΥΑΛΙΝΕΣ ΠΟΡΤΕΣ ΚΑΙ ΧΩΡΙΣΜΑΤΑ) -- ΕΠΙΠΕΔΟΙ ΥΑΛΟΠΙΝΑΚΕΣ, ΥΑΛΟΤΟΥΒΛΑ ΚΑΙ ΠΛΑΣΤΙΚΑ ΤΖΑΜΙΑ			
Περιγραφή	Εξωτερικά		
	Χειμώνας	Καλοκαίρι	Εσωτερικά
Επίπεδοι Υαλοπίνακες			
Μονό τζάμι	1.10	1.04	0.73
μονωμένο τζάμι--διπλό			
1/4" διάκενο	0.58	0.61	0.49
1/2" διάκενο	0.49	0.56	0.46
1/2" διάκενο, χαμηλό προστατ. Στρώμα για μείωση ακτινοβολίας			
e = 0.20	0.32	0.38	0.32
e = 0.40	0.38	0.45	0.38
e = 0.60	0.43	0.51	0.42
Μονωμένο τζάμι--τριπλό			
1/4" διάκενο	0.39	0.44	0.38
1/2" διάκενο	0.31	0.39	0.30
παράθυρα θυέλλης			
1" to 4" διάκενο	0.50	0.50	0.44
Πλαστικό τζάμι			
μονό			

ΨΥΞΗ

1/8" πάχους	1.06	0.98	--
1/4" πάχους	0.96	0.89	--
1/2" πάχους	0.81	0.76	--
μονωμένη μονάδα--διπλή			
1/4" διάκενο	0.55	0.56	--
1/2" διάκενο	0.43	0.45	--
Υαλότουβλο			
6 x 6 x 4 in. πάχους	0.60	0.54	0.46
8 x 8 x 4 in.πάχους	0.56	0.54	0.44
με ενδιάμεσο χώρισμα	0.48	0.46	0.38
12 x 12 x 4 in.πάχους	0.52	0.50	0.41
με ενδιάμεσο χώρισμα	0.44	0.42	0.36
12 x 12 x 2 in. Πάχους	0.60	0.57	0.46

Πίνακας 6.5 Ισοδύναμη θερμ/κή διαφορά CLTD για οροφές

Α/Α	ΕΙΔΟΣ ΣΤΕΓΗΣ	ΤΟΠΙΚΗ ΩΡΑ															
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
ΣΤΕΓΕΣ ΧΩΡΙΣ ΨΕΥΔΟΡΟΦΗ																	
1	Συμπαγής 4'', με μόνωση 1''	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	
2	Ομοίως, μόνωση 2''	9	8	8	10	14	20	26	33	40	46	50	53	53	52	48	
3	Συμπαγής, ταράτσα με μόνωση	19	16	14	13	13	15	18	22	26	31	36	40	44	45	46	
4	Συμπαγής, 6'' με 1'' μόνωση	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	
5	Ομοίως, με 2'' μόνωση	17	15	14	14	16	18	22	26	31	36	40	43	45	45	44	
ΣΤΕΓΕΣ ΜΕ ΨΕΥΔΟΡΟΦΗ																	
6	Συμπαγής 4'', με μόνωση 1''	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	36	38	38	
7	Ομοίως, μόνωση 2''	22	21	20	20	21	22	24	27	29	32	34	36	36	38	38	
8	Συμπαγής, ταράτσα με	25	24	23	22	22	22	23	23	25	26	28	21	29	32	33	

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

	μόνωση															
9	Συμπαγής, 6'' με 1'' μόνωση	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	33	32	34	34
10	Ομοίως, με 2'' μόνωση	24	23	22	21	21	22	23	25	26	28	30	33	32	34	34

Πίνακας 6.6 Διαφορές θερμοκρασίας ψυκτικού φορτιού (CLTD) για τον υπολογισμό φορτιών για ηλιαζομένους τοίχους.

	Ωρες														
	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
Ομάδα Τοίχων Α															
B	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	
A	20	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	
N	17	16	16	15	14	14	14	14	14	15	16	17	18	19	
Δ	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	20	22	
Ομάδα Τοίχων Β															
B	11	10	9	9	9	8	9	9	9	10	11	12	13	14	
A	16	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	
N	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	
Δ	17	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	
Ομάδα Τοίχων C															
B	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	
A	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	
N	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	24	26	
Δ	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	
Ομάδα Τοίχων D															
B	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	
A	8	9	12	17	20	27	30	32	33	33	32	32	31	30	
N	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	
Δ	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	
Ομάδα Τοίχων E															
B	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	
A	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	
N	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	
Δ	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	

Πίνακας 6.7 Διόρθωση CLTD για μήνα και προσανατολισμό για τοίχους και οροφές, για βόρεια γεωγραφικά πλάτη

ΠΛΑΤΟΣ	ΜΗΝΑΣ		BBA	BA	ABA	A	ANA	NA	NNA		
		B	BBA	BA	ABA	A	ANA	NA	NNA	N	OPIZ
40°	ΔΕΚΕΜΒΡΙΟΣ	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	ΙΑΝ./ΝΟΕΜΒ.	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	ΦΕΒ./ΟΚΤ.	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	ΜΑΡΤ./ΣΕΠΤΕΜ.	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	ΑΠΡΙΛ./ΑΥΓΟΥΣΤ.	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	ΜΑΙΟΣ/ΙΟΥΛΙΟΣ	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	ΙΟΥΝΙΟΣ	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2

Πίνακας 6.8 Διαφορές θερμοκρασίας ψυκτικών φορτιών για συναγωγή μέσω του γυαλιού.

Ωρα	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
CLTD,F	-1	0	2	4	7	9	11	13	14	14	13	12	10	8

Πίνακας 6.9 Θερμοκρασίες για συνθήκες υπολογισμού θερινού κλιματισμού 1%

ΣΤΑΘΜΟΣ		ΩΡΑ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ										Συνθήκες σχεδιασμού 1%
		8		11		14		17		20		
		A	B	A	B	A	B	A	B	A	B	
ΑΘΗΝΑ (Τατόι)	DW	29,5	30,5	34,5	35,5	36,0	37,5	35,0	36,5	30,0	31,0	35,5
	WB	21,0	21,5	22,5	23,5	23,5	24,0	24,0	25,0	22,5	23	23,5
ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΥ ΠΟΛΗ	DW	27,0	28,0	31,5	32,5	33,5	34,5	33,0	34,0	28,5	29,5	33,5
	WB	21,5	22,5	23,0	23,5	23,5	24,0	23,0	24,0	22,5	23,0	23,5
ΑΝΔΡΑΒΙΔΑ	DW	25,5	26,5	32,0	33,0	34,0	35,5	33,5	34,5	28,5	29,5	34,0
	WB	22,5	23,0	24,0	24,5	24,0	25,0	24,5	25,0	24,0	24,5	24,5
ΑΡΓΟΣΤΟΛΙ	DW	26,5	27,5	30,0	31,5	31,5	33,0	31,0	32,5	29,0	30,5	31,5
	WB	22,5	23,0	24,0	24,5	24,5	25,0	24,5	25,5	24,0	24,5	24,5
ΕΛΕΥΣΙΝΑ	DW	29,5	30,5	34,0	35,5	36,0	37,5	35,5	37,0	32,0	33,0	36,0
	WB	22,0	23,0	24,0	25,0	25,0	26,0	37,0	26,0	24,0	24,5	25,5
ΖΑΚΥΝΘΟΣ	DW	27,5	28,5	30,5	31,5	33,0	34,5	33,5	34,5	30,5	31,5	33,0
	WB	24,0	24,5	24,5	25,0	24,5	25,5	24,5	25,5	24,0	24,5	25,0
ΗΡΑΚΛΕΙΟ	DW	30,0	31,5	31,5	33,5	31,5	33,5	31,0	32,5	28,0	29,0	32,5
	WB	22,0	23,0	23,5	24,0	24,0	24,5	24,0	24,5	23,0	23,5	24,0
ΘΕΣ/ΝΙΚΗ (Μίκρα)	DW	26,5	27,5	31,0	31,5	34,5	35,5	34,5	35,5	29,5	30,5	34,5
	WB	22,0	22,5	23,0	24,0	23,5	24,5	23,5	24,5	23,0	23,5	24,0
ΙΩΑΝΝΙΝΑ	DW	24,0	25,5	31,0	32,0	34,5	36,0	34,5	36,0	29,0	30,5	34,5
	WB	19,5	20,0	21,5	22,0	22,5	23,5	22,5	23,5	20,5	21,0	22,5
ΚΟΖΑΝΗ	DW	25,0	26,5	30,0	31,5	33,5	35,5	34,0	35,5	28,5	30,0	33,5
	WB	19,5	20,5	21,5	22,0	22,0	23,0	22,0	23,0	20,5	21,5	22,5
ΚΟΡΙΝΘΟΣ	DW	27,0	28,0	30,5	31,0	33,0	34,0	33,5	34,5	30,5	31,5	33,5
	WB	22,5	23,0	23,5	24,0	24,0	24,5	24,0	24,5	23,5	24,0	24,0
ΛΑΡΙΣΑ	DW	27,0	28,0	33,0	34,5	37,0	38,5	37,0	38,5	31,0	32,5	37,0
	WB	21,0	21,5	22,5	23,5	23,5	24,0	23,5	24,5	22,0	22,5	23,5
ΝΑΞΟΣ	DW	27,0	28,0	29,0	30,0	29,5	30,5	29,0	30,0	27,0	28,0	29,5
	WB	23,5	24,0	24,0	25,5	24,5	25,5	24,0	25,0	23,5	24,0	25,0
ΠΑΤΡΑ	DW	28,0	29,0	32,5	33,5	35,0	36,0	34,0	35,5	29,5	30,5	34,5
	WB	23,0	23,5	24,0	25,0	24,5	25,5	24,5	25,0	24,0	24,5	25,0
ΣΕΡΡΕΣ	DW	24,5	25,5	31,0	32,0	35,0	36,0	34,5	35,5	29,0	30,0	34,5
	WB	20,5	21,5	22,5	23,5	23,0	24,0	23,5	24,0	21,5	22,5	23,5
ΦΛΩΡΙΝΑ	DW	23,0	24,0	29,5	31,0	33,0	34,5	33,0	34,5	27,5	29,0	33,0
	WB	18,5	19,5	21,5	22,5	23,0	24,0	23,0	24,0	21,5	22,0	23,0

6.4 Υπολογισμοί μεταβαλλόμενων θερμικών κερδών ως προς το χρόνο

Αρχικά θα υπολογίσουμε τα θερμικά κέρδη που μεταβάλλονται με το χρόνο, τα οποία ανήκουν οι εξωτερικές πηγές θερμότητας που έχουμε αναφέρει στη §6.3, έχοντας προσδιορίσει τις συνθήκες σχεδιασμού §6.2 και γνωρίζοντας τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά του κτιρίου, μπορούμε να υπολογίσουμε το μέγιστο θερμικό κέρδος και την ώρα εμφάνισης για το μήνα Ιούλιο που θα πραγματοποιηθεί η μελέτη μας. Αυτός ο μήνας επιλέγεται διότι είναι ο μήνας με τις δυσμενέστερες συνθήκες με αποτέλεσμα να εμφανίζονται τα μέγιστα θερμικά κέρδη στο κτίριο.

Ακολουθώντας τα παραπάνω βήματα και χρησιμοποιώντας τους κατάλληλους τύπους που αναφέραμε στη §6.3 μπορούμε να υπολογίσουμε το μέγιστο θερμικό κέρδος όπως θα δούμε παρακάτω. Πιο συνοπτικά τα στοιχεία που έχουμε ως δεδομένα για τους υπολογισμούς είναι:

Μήνας: Ιούλιος,

Θερμοκρασία περιβάλλοντος: $t_0 = 95,54$ °F από Πίνακα 6.9.

Επιθυμητή θερμοκρασία χώρου: $t_R = 78$ °F

Χρώμα κτιρίου: Μέτριας φωτεινότητας χρώμα $K=0,83$

Το πρώτο στάδιο των υπολογισμών μας είναι να υπολογίσουμε την ισοδύναμη διαφορά θερμοκρασίας $CLTD_c$ και στη συνέχεια να υπολογίσουμε το θερμικό κέρδος για τοίχους με συγκεκριμένο προσανατολισμό, για τη στέγη και για τους υαλοπίνακες με τον τρόπο που υποδείξαμε παραπάνω.

6.4.1 Υπολογισμοί μεταβαλλόμενων θερμικών κερδών λόγω συναγωγής

Στο εδάφιο που θα ακολουθήσει θα υπολογίσουμε τα μεταβαλλόμενα θερμικά κέρδη που οφείλονται στη μεταφορά θερμότητας λόγω συναγωγής και ανήκουν τοίχοι, στέγη παράθυρα και θύρες του κτιρίου, με τη μέθοδο που αναλύσαμε παραπάνω υπολογίζουμε τα θερμικά κέρδη.

Το φαινόμενο της μεταφοράς θερμότητας λόγω συναγωγής παρουσιάζει σημαντική δυσκολία, αυτό συμβαίνει διότι δεν υπάρχει θερμική ισορροπία μεταξύ εσωτερικής και εξωτερικής επιφάνειας των υλικών και της μεταφερόμενης θερμότητας λόγω των αλλαγών, που συμβαίνουν με μεγάλη ταχύτητα με αποτέλεσμα να μην προλαβαίνει να υπάρχει στιγμιαία θερμική ισορροπία.

Επομένως, μεγάλο πάχος τοίχων και οροφών δημιουργεί μια σταθερή θερμοκρασία στο εσωτερικό του χώρου μας εξαρτώμενη μόνο από τη μέση εξωτερική θερμοκρασία της ημέρας, για το λόγο ότι τα υλικά έχουν μια θερμοχωρητικότητα η οποία είναι ανάλογη με το μέγεθος του.

ΤΟΙΧΟΙ

Ισοδύναμη διαφορά θερμοκρασίας CLTD_c για τοίχο Βόρειο προσανατολισμού

$$CLTD_{c7} = (11+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 19,67^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c8} = (10+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 18,84^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c9} = (9+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 18,01^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c10} = (9+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 18,01^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c11} = (9+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 18,01^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c12} = (8+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 17,18^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c13} = (9+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 18,01^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c14} = (9+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 18,01^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c15} = (9+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 18,01^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c16} = (10+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 18,84^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c17} = (11+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 19,67^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c18} = (12+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 20,5^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c19} = (13+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 21,33^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c20} = (14+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 22,16^{\circ}\text{F}$$

Αφού υπολογίσαμε την παραπάνω ισοδύναμη διαφορά θερμοκρασίας $CLTD_c$ γνωρίζοντας το συντελεστή θερμοπερατότητας U και τις διαστάσεις της επιφάνειας από το μηχανολογικό σχέδιο που βρίσκεται στο παράρτημα, υπολογίζουμε το θερμικό κέρδος για όλο το διάστημα της ημέρας.

Θερμικό κέρδος για τοίχο Βόρειο προσανατολισμού

Η επιφάνεια του βορείου τοίχου είναι: $F = 12 \cdot 3,5 = 42 - 3,2 = 38,8 \text{ m}^2$

$$F = 39,37 \cdot 11,48 = 451,97 - 34,44 = 417,53 \text{ ft}^2$$

Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας είναι: $U = 0,139 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2$

$$Q_{\tau\beta 7} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 19,67 = 1141,6 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 8} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 18,84 = 1093,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 9} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 18,01 = 1045,2 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 10} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 18,01 = 1045,2 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 11} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 18,01 = 1045,2 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 12} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 17,18 = 997,1 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 13} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 18,01 = 1045,2 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 14} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 18,01 = 1045,2 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 15} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 18,01 = 1045,2 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 16} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 18,84 = 1093,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 17} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 19,67 = 1141,6 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 18} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 20,50 = 1189,8 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 19} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 21,33 = 1237,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\beta 20} = 0,139 \cdot 417,53 \cdot 22,16 = 1286,1 \text{ Btu/h}$$

Η παραπάνω διαδικασία που περιγράψαμε πραγματοποιείται για όλους τους τοίχους με διαφορετικό προσανατολισμό για κάθε μια από τις περιπτώσεις.

Ισοδύναμη διαφορά θερμοκρασίας CLTD_c για τοίχο Ανατολικού προσανατολισμού

$$CLTD_{c7} = (16+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 23,82^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c8} = (15+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 22,99^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c9} = (15+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 22,99^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c10} = (15+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 22,99^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c11} = (17+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 24,65^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c12} = (19+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 26,31^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c13} = (21+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 27,97^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c14} = (22+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 28,80^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c15} = (24+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 30,46^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c16} = (25+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 31,29^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c17} = (26+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 32,12^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c18} = (26+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 32,12^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c19} = (27+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 32,95^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c20} = (27+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 32,95^{\circ}\text{F}$$

Θερμικό κέρδος για τοίχο Ανατολικού προσανατολισμού

$$\text{Η επιφάνεια του ανατολικού τοίχου είναι: } F = 10,5 \cdot 3,5 = 36,75 - 0,48 = 36,27 \text{ m}^2$$

$$F = 34,45 \cdot 11,48 = 395,49 - 5,17 = 390,32 \text{ ft}^2$$

$$U = 0,139 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$$

$$Q_{\tau\alpha7} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 23,82 = 1292,3 \text{ Btu/h}$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

$$Q_{\tau\alpha 8} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 22,99 = 1247,3 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\alpha 9} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 22,99 = 1247,3 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\alpha 10} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 22,99 = 1247,3 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\alpha 11} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 24,65 = 1338,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\alpha 12} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 26,31 = 1427,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\alpha 13} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 27,9 = 1517,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\alpha 14} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 28,80 = 1562,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\alpha 15} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 30,46 = 1652,6 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\alpha 16} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 31,29 = 1697,6 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\alpha 17} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 32,12 = 1742,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\alpha 18} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 32,12 = 1742,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\alpha 19} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 32,95 = 1787,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\alpha 20} = 0,139 \cdot 390,32 \cdot 22,16 = 1787,7 \text{ Btu/h}$$

Ισοδύναμη διαφορά θερμοκρασίας CLTD_c για τοίχο Δυτικού προσανατολισμού

$$CLTD_{c7} = (17+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 24,65^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c8} = (15+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 22,99^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c9} = (14+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 22,16^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c10} = (13+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 21,33^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c11} = (12+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 20,50^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c12} = (12+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 20,50^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c13} = (12+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 20,50^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c14} = (11+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 19,67^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c15} = (12+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 20,50^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c16} = (12+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 20,50^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c17} = (13+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 21,33^{\circ}\text{F}$$

ΨΥΞΗ

$$CLTD_{c18} = (15+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 22,99^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c19} = (17+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 24,65^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c20} = (19+0) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 26,31^{\circ}\text{F}$$

Θερμικό κέρδος για τοίχο Δυτικού προσανατολισμού

$$\text{Η επιφάνεια τοίχου είναι: } F = 10,5 \cdot 3,5 = 36,75 - 3,6 - 3,96 = 29,19 \text{ m}^2$$

$$F = 34,45 \cdot 11,48 = 395,49 - 38,76 - 42,67 = 314,06 \text{ ft}^2$$

$$U = 0,139 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$$

$$Q_{\tau\delta 7} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 24,65 = 1076,1 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 8} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 22,99 = 1003,6 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 9} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 22,16 = 967,40 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 10} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 21,33 = 931,1 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 11} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 20,50 = 894,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 12} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 20,50 = 894,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 13} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 20,50 = 894,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 14} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 19,67 = 858,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 15} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 20,50 = 894,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 16} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 20,50 = 894,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 17} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 21,33 = 931,1 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 18} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 22,99 = 1003,6 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 19} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 24,65 = 1076,1 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\tau\delta 20} = 0,139 \cdot 314,06 \cdot 26,31 = 1148,5 \text{ Btu/h}$$

Ισοδύναμη διαφορά θερμοκρασίας CLTD_c για τοίχο Νότιου προσανατολισμού

$$CLTD_{c7} = (14+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 22,99^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c8} = (13+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 22,16^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c9} = (12+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 21,33^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c10} = (11+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 20,5^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c11} = (11+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 20,5^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c12} = (11+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 20,50^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c13} = (11+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 20,50^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c14} = (12+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 21,33^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c15} = (14+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 22,99^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c16} = (15+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 23,82^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c17} = (17+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 25,48^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c18} = (19+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 27,14^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c19} = (20+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 27,97^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c20} = (21+1) \cdot 0,83 + (78-78) + (95,54-85) = 28,80^{\circ}\text{F}$$

Θερμικό κέρδος για τοίχο Νότιου προσανατολισμού

$$\text{Η επιφάνεια τοίχου είναι: } F = 19 \cdot 3,5 = 66,5 - 4,8 = 61,7 \text{ m}^2$$

$$F = 62,33 \cdot 11,48 = 715,55 - 51,68 = 663,87 \text{ ft}^2$$

$$U = 0,139 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$$

$$Q_{tv7} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 22,99 = 2121,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{tv8} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 22,16 = 2044,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{tv9} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 21,33 = 1968,3 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{tv10} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 20,50 = 1891,7 \text{ Btu/h}$$

ΨΥΞΗ

$$Q_{tv11} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 20,50 = 1891,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{tv12} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 20,50 = 1891,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{tv13} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 20,50 = 1891,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{tv14} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 21,33 = 1968,3 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{tv15} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 22,99 = 2121,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{tv16} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 23,82 = 2198,1 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{tv17} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 25,48 = 2351,3 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{tv18} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 27,14 = 2512,6 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{tv19} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 27,97 = 2589,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{tv20} = 0,139 \cdot 663,87 \cdot 28,80 = 2657,7 \text{ Btu/h}$$

ΟΡΟΦΗ

Στη συνέχεια υπολογίζουμε και το μέγιστο θερμικό κέρδος κατά την διάρκεια της ημέρας για την οροφή, με την μόνη διαφορά ο συντελεστής f για τον οποίο έχουμε μιλήσει στην αρχή του κεφαλαίου.

Διόρθωση για το γεωγραφικό πλάτος και μήνα:

$LM = 1^\circ\text{F}$ (οριζόντιες επιφάνειες μήνας Ιούλιος)

$K = 1$ (σκούρο χρώμα)

Μήνας Ιούλιος, θερμοκρασία περιβάλλοντος $t_0 = 95,54^\circ\text{F}$

Επιθυμητή θερμοκρασία χώρου $t_R = 78^\circ\text{F}$

$f = 0,75$ για ανεμιστήρα σε σοφίτα ή ψευδοροφή

Ισοδύναμη διαφορά θερμοκρασίας $CLTD_c$ για οροφή

$$CLTD_{c7} = (23+1) \cdot 1 + (78-78) + (95,54-85) \cdot 0,75 = 31,90^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c8} = (22+1) \cdot 1 + (78-78) + (95,54-85) \cdot 0,75 = 30,90^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c9} = (21+1) \cdot 1 + (78-78) + (95,54-85) \cdot 0,75 = 29,90^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c10} = (21+1) \cdot 1 + (78-78) + (95,54-85) \cdot 0,75 = 29,90^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c11} = (22+1) \cdot 1 + (78-78) + (95,54-85) \cdot 0,75 = 30,90^\circ\text{F}$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

$$CLTD_{c12}=(23+1)\cdot 1+(78-78)+(95,54-85)\cdot 0,75 =31,90^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c13}=(25+1)\cdot 1+(78-78)+(95,54-85)\cdot 0,75 =33,90^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c14}=(26+1)\cdot 1+(78-78)+(95,54-85)\cdot 0,75 =34,90^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c15}=(28+1)\cdot 1+(78-78)+(95,54-85)\cdot 0,75 =36,90^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c16}=(30+1)\cdot 1+(78-78)+(95,54-85)\cdot 0,75 =38,90^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c17}=(33+1)\cdot 1+(78-78)+(95,54-85)\cdot 0,75 =41,90^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c18}=(32+1)\cdot 1+(78-78)+(95,54-85)\cdot 0,75 =40,90^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c19}=(34+1)\cdot 1+(78-78)+(95,54-85)\cdot 0,75 =42,90^{\circ}\text{F}$$

$$CLTD_{c20}=(34+1)\cdot 1+(78-78)+(95,54-85)\cdot 0,75 =42,90^{\circ}\text{F}$$

Θερμικό κέρδος για οροφή

$$\text{Επιφάνεια οροφής} =19\cdot 10,5 =199,5\text{m}^2$$

$$62,33\cdot 34,45 =2147,27 \text{ft}^2$$

$$U =0,088 \text{BTU/hr}\cdot\text{ft}^2$$

$$Q_{op7}=0,088\cdot 2147,27\cdot 31,90 =6027,8 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op8}=0,088\cdot 2147,27\cdot 30,90 =5838,9 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op9}=0,088\cdot 2147,27\cdot 29,90 =5649,9 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op10}=0,088\cdot 2147,27\cdot 29,90 =5649,9 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op11}=0,088\cdot 2147,27\cdot 30,90 =5838,9 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op12}=0,088\cdot 2147,27\cdot 31,90 =6027,8 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op13}=0,088\cdot 2147,27\cdot 33,90 =6405,7 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op14}=0,088\cdot 2147,27\cdot 34,90 =6594,7 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op15}=0,088\cdot 2147,27\cdot 36,90 =6972,6 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op16}=0,088\cdot 2147,27\cdot 38,90 =7350,5 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op17}=0,088\cdot 2147,27\cdot 41,90 =7917,4 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op18}=0,088\cdot 2147,27\cdot 40,90 =7728,5 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op19}=0,088\cdot 2147,27\cdot 42,90 =8106,4 \text{Btu/h}$$

$$Q_{op20}=0,088\cdot 2147,27\cdot 42,90 =8106,4 \text{Btu/h}$$

Τέλος θα υπολογίσουμε το θερμικό κέρδος λόγω συναγωγής διαμέσου παραθύρων και θυρών.

ΠΑΡΑΘΥΡΑ

Ισοδύναμη διαφορά θερμοκρασίας $CLTD_c$ για παράθυρα:

$$CLTD_{c7} = -1 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 9,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c8} = 0 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 10,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c9} = 2 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 12,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c10} = 4 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 14,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c11} = 7 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 17,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c12} = 9 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 19,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c13} = 11 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 21,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c14} = 13 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 23,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c15} = 14 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 24,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c16} = 14 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 24,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c17} = 13 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 23,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c18} = 12 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 22,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c19} = 10 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 20,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$CLTD_{c20} = 8 + (78 - 78) + (95,54 - 85) = 18,54 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Θερμικό κέρδος για παράθυρα

$$U = 0,533 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$$

$$A = 117,12 \text{ ft}^2$$

$$Q_{\pi 7} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 9,54 = 596 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi 8} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 10,54 = 658 \text{ Btu/h}$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

$$Q_{\pi 9} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 12,54 = 783 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi 10} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 14,54 = 908 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi 11} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 17,54 = 1095 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi 12} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 19,54 = 1220 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi 13} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 21,54 = 1345 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi 14} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 23,54 = 1470 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi 15} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 24,54 = 1532 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi 16} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 24,54 = 1532 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi 17} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 23,54 = 1470 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi 18} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 22,54 = 1407 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi 19} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 20,54 = 1282 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi 20} = 0,533 \cdot 117,12 \cdot 18,54 = 1157 \text{ Btu/h}$$

ΘΥΡΑ

Θερμικό κέρδος για θύρα

$$U = 0,614 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$$

$$A = 42,67 \text{ ft}^2$$

$$Q_{\theta 7} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 9,54 = 250 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 8} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 10,54 = 276 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 9} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 12,54 = 329 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 10} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 14,54 = 381 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 11} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 17,54 = 460 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 12} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 19,54 = 512 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 13} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 21,54 = 564 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 14} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 23,54 = 617 \text{ Btu/h}$$

ΨΥΞΗ

$$Q_{\theta 15} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 24,54 = 643 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 16} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 24,54 = 643 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 17} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 23,54 = 617 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 18} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 22,54 = 591 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 19} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 20,54 = 538 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 20} = 0,614 \cdot 42,67 \cdot 18,54 = 486 \text{ Btu/h}$$

Το συνολικό θερμικό κέρδος λόγω συναγωγής για τις ώρες της ημέρας, δίνεται παρακάτω αν αθροίσουμε για κάθε ώρα το θερμικό κέρδος των επιφανειών που περιβάλλουν το κτήριο.

$$Q_{\text{συν.ολ}7} = Q_{\tau\beta 7} + Q_{\tau\nu 7} + Q_{\tau\delta 7} + Q_{\tau\alpha 7} + Q_{\text{op}7} + Q_{\pi 7} + Q_{\theta 7} = 12505 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}8} = Q_{\tau\beta 8} + Q_{\tau\nu 8} + Q_{\tau\delta 8} + Q_{\tau\alpha 8} + Q_{\text{op}8} + Q_{\pi 8} + Q_{\theta 8} = 12162 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}9} = Q_{\tau\beta 9} + Q_{\tau\nu 9} + Q_{\tau\delta 9} + Q_{\tau\alpha 9} + Q_{\text{op}9} + Q_{\pi 9} + Q_{\theta 9} = 11990 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}10} = Q_{\tau\beta 10} + Q_{\tau\nu 10} + Q_{\tau\delta 10} + Q_{\tau\alpha 10} + Q_{\text{op}10} + Q_{\pi 10} + Q_{\theta 10} = 20540 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}11} = Q_{\tau\beta 11} + Q_{\tau\nu 11} + Q_{\tau\delta 11} + Q_{\tau\alpha 11} + Q_{\text{op}11} + Q_{\pi 11} + Q_{\theta 11} = 12564 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}12} = Q_{\tau\beta 12} + Q_{\tau\nu 12} + Q_{\tau\delta 12} + Q_{\tau\alpha 12} + Q_{\text{op}12} + Q_{\pi 12} + Q_{\theta 12} = 12971 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}13} = Q_{\tau\beta 13} + Q_{\tau\nu 13} + Q_{\tau\delta 13} + Q_{\tau\alpha 13} + Q_{\text{op}13} + Q_{\pi 13} + Q_{\theta 13} = 13664 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}14} = Q_{\tau\beta 14} + Q_{\tau\nu 14} + Q_{\tau\delta 14} + Q_{\tau\alpha 14} + Q_{\text{op}14} + Q_{\pi 14} + Q_{\theta 14} = 14116 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}15} = Q_{\tau\beta 15} + Q_{\tau\nu 15} + Q_{\tau\delta 15} + Q_{\tau\alpha 15} + Q_{\text{op}15} + Q_{\pi 15} + Q_{\theta 15} = 14862 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}16} = Q_{\tau\beta 16} + Q_{\tau\nu 16} + Q_{\tau\delta 16} + Q_{\tau\alpha 16} + Q_{\text{op}16} + Q_{\pi 16} + Q_{\theta 16} = 15409 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}17} = Q_{\tau\beta 17} + Q_{\tau\nu 17} + Q_{\tau\delta 17} + Q_{\tau\alpha 17} + Q_{\text{op}17} + Q_{\pi 17} + Q_{\theta 17} = 16171 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}18} = Q_{\tau\beta 18} + Q_{\tau\nu 18} + Q_{\tau\delta 18} + Q_{\tau\alpha 18} + Q_{\text{op}18} + Q_{\pi 18} + Q_{\theta 18} = 16175 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}19} = Q_{\tau\beta 19} + Q_{\tau\nu 19} + Q_{\tau\delta 19} + Q_{\tau\alpha 19} + Q_{\text{op}19} + Q_{\pi 19} + Q_{\theta 19} = 16618 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{συν.ολ}20} = Q_{\tau\beta 20} + Q_{\tau\nu 20} + Q_{\tau\delta 20} + Q_{\tau\alpha 20} + Q_{\text{op}20} + Q_{\pi 20} + Q_{\theta 20} = 16629 \text{ Btu/h}$$

6.4.2 Υπολογισμοί μεταβαλλόμενων θερμικών κερδών λόγω ηλιακή ακτινοβολία

Η ακτινοβολούμενη ενέργεια από τον ήλιο περνά μέσω των διαφανών υλικών όπως το γυαλί και γίνεται θερμικό κέρδος για το δωμάτιο. Η τιμή της μεταβάλλεται με το χρόνο, τον προσανατολισμό, τη σκίαση, και την επίδραση αποθήκευσης. Το καθαρό θερμικό κέρδος μπορεί να βρεθεί από την ακόλουθη εξίσωση:

$$Q = SHGF \times A \times SC \times CLF \quad (6.4)$$

όπου :

Q: είναι το καθαρό ηλιακό θερμικό κέρδος ακτινοβολίας μέσω του γυαλιού σε BTU/hr

SHGF: είναι ο μέγιστος παράγοντας ηλιακού θερμικού κέρδους σε Btu/h ·ft² δηλαδή είναι το μέγιστο ηλιακό θερμικό κέρδος μέσω μονού καθαρού τζαμιού πάχους 1/8 in σε ένα δεδομένο μήνα, προσανατολισμό, και γεωγραφικό πλάτος. Οι τιμές παρουσιάζονται στον Πίνακα 6.10 για την εικοστή πρώτη ημέρα κάθε μήνα.

A: είναι το εμβαδόν του τζαμιού σε ft²

SC: είναι συντελεστής, για διαφορετικούς τύπους τζαμιών από το προαναφερθέν (1/8'') καθώς και για χρήση μηχανισμών σκίασης χρησιμοποιείται ο συντελεστής SC, τιμές του οποίου δίνονται στον Πίνακα 6.11.

CLF: είναι συντελεστής, ο οποίος περιέχει την αποθήκευση μέρους του ηλιακού θερμικού κέρδους. Τιμές του δίνονται στον Πίνακα 6.12 για ελαφριές, μεσαίες και βαριές κατασκευές και παρουσία ή απουσία εσωτερικής σκίασης

Σε αυτό το εδάφιο θα υπολογίσουμε τα θερμικά κέρδη για τζάμια και θύρες που οφείλονται στην ακτινοβολία του ηλίου. Η κατασκευή των ανοιγμάτων χαρακτηρίζεται ως μέτρια συνεπώς λαμβάνουμε τιμές από τον Πίνακα 6.11 για μέτρια κατασκευή ανάλογα με τον προσανατολισμό. Τα τζάμια που είναι τοποθετημένα στα παράθυρα είναι διπλά και υπάρχουν και βενετικά στόρια για εσωτερική σκίαση, από τον Πίνακα 6.11 λαμβάνουμε το συντελεστή $SC=0,57$ που είναι σταθερός για όλους τους υπολογισμούς.

Πίνακας 6.10 Ο μέγιστος παράγοντας ηλιακού θερμικού κέρδους (SHGF)

40 ΜΟΙΡΕΣ										
		BBA	BA	ABA	A	ANA	NA	NNA		
	B	BBA	BA	ABA	A	ANA	NA	NNA	N	OPIZ.
ΙΑΝΟΥΑΡΙΟΣ	20	20	20	74	154	205	241	252	254	133
ΦΕΒΡΟΥΑΡΙΟΣ	24	24	50	129	186	234	246	244	241	180
ΜΑΡΤΙΟΣ	29	29	93	169	218	238	236	216	206	223
ΑΠΡΙΛΙΟΣ	34	71	140	190	224	223	203	170	154	252
ΜΑΙΟΣ	37	102	165	202	220	208	175	133	113	265
ΙΟΥΝΙΟΣ	48	113	172	205	216	199	161	116	95	267
ΙΟΥΛΙΟΣ	38	102	163	198	216	203	170	129	109	262
ΑΥΓΟΥΣΤΟΣ	35	71	135	185	216	214	196	165	149	247
ΣΕΠΤΕΜΒΡΙΟΣ	30	30	87	160	203	227	226	209	200	215
ΟΚΤΩΒΡΙΟΣ	25	25	49	123	180	225	238	236	234	177
ΝΟΕΜΒΡΙΟΣ	20	20	20	73	151	201	237	248	250	132
ΔΕΚΕΜΒΡΙΟΣ	18	18	18	60	135	188	232	249	253	113

Πίνακας 6.11 Συντελεστής σκίασεως SC για τζάμια με ή χωρίς εσωτερική σκίαση από βενετικά στόρια ή ρολλά σκίασης

Τύπος γυαλιού	Ονομαστικό Πάχος σε in	Ηλιακή Μεταβίβαση	Χωρίς Εσωτερική Σκίαση $h_0=4,0$		Τύπος Εσωτερικής Σκίασης					
					Βενετικά Στόρια		Ρολλά Σκίασης			
							Μέτρια	Ανοιχτά	Αδιαφανή Σκούρα	Ανοιχτά
Μονό										
Καθαρό	3/32 to 1/4	0,87-0,80		1,00						
Καθαρό	1/4 to 1/2	0,80-0,71		0,94						
Καθαρό	3/8	0,72		0,90						
Καθαρό	1/2	0,67		0,87	0,64	0,55	0,59	0,25	0,39	
Καθαρό Πρότυπο	1/8 to 9/32	0,87-0,79		0,83						
ΜΟΝΟ ΤΖΑΜΙ	Πρότυπα απορροφητικά θερμότητας	1/8		0,83						
	Απορροφητικά θερμότητας	3/16 to 1/4	0,46	0,69						
	Πρότυπα απορροφητικά θερμότητας	3/16 to 1/4		0,69	0,57	0,53	0,44	0,3	0,36	
	Βαμμένα ελαφρός	1/8 to 7/32	0,59-0,45	0,69						
	Απορροφητικά θερμότητας ή πρότυπα		0,44-0,30	0,60	0,54	0,52	0,4	0,28	0,32	
	Απορροφητικά θερμότητας	3/8	0,34	0,60						
	Απορροφητικά θερμότητας ή πρότυπα	1/2	0,24	0,53	0,42	0,4	0,36	0,28	0,32	
	Τζάμια αντανακλαστικά βαμμένα			0,30	0,25	0,23				
				0,40	0,33	0,29				
				0,50	0,42	0,38				
				0,60	0,5	0,44				

Πίνακας 6.11 Συντελεστής σκίασεως SC για τζάμια με ή χωρίς εσωτερική σκίαση από βενετικά στόρια ή ρολλά σκίασης

Τύπος γυαλιού	Ονομαστικό Πάχος σε in	Ηλιακή Μεταβίβαση	Χωρίς Εσωτερική Σκίαση $h_0=4,0$		Τύπος Εσωτερικής Σκίασης						
					Βενετικά Στόρια		Ρολλά Σκίασης				
							Αδιαφανή		Ημιδιαφανή		
Μέτρια	Ανοιχτά	Σκούρα	Ανοιχτά	Ανοιχτά							
ΔΙΠΛΟ ΤΖΑΜΙ	Διπλό										
	Καθαρό έξω	3/32, 1/8	0,71 ^R	0,88							
	Καθαρό μέσα				0,57	0,51	0,6	0,25	0,37		
	Καθαρό έξω	1/4	0,61 ^R	0,81							
	Καθαρό μέσα										
	Τζάμι απορροφητικό απέξω		0,36 ^R	0,55							
	Καθαρό μέσα			0,20		0,39	0,36	0,4	0,22	0,3	
	Τζάμια αντανακλαστικά βαμμένα			0,30		0,19	0,18				
				0,40		0,27	0,26				
						0,34	0,33				
	Τριπλό										
	Καθαρό	1/4		0,71							
Καθαρό	1/8		0,80								

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

Πίνακας 6.12 Συντελεστής ψυκτικού φορτίου για τζάμια (CLF) Για τζάμια με εσωτερική σκίαση (βόρειο πλάτος)

ΠΡΟΣΑΝΑΤΟΛΙΣΜΟΣ ΤΖΑΜΙΟΥ	Είδος Κατασκευής	ΗΛΙΑΚΗ ΩΡΑ																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
		L	0,07	0,05	0,04	0,04	0,05	0,70	0,65	0,65	0,74	0,81	0,87	0,91	0,91	0,88	0,84	0,87	0,80	0,92	0,27	0,19	0,15	0,12	0,10
B	M	0,08	0,07	0,06	0,06	0,07	0,73	0,66	0,65	0,73	0,80	0,86	0,89	0,89	0,86	0,82	0,85	0,78	0,91	0,24	0,18	0,15	0,13	0,11	0,09
	H	0,09	0,09	0,08	0,07	0,09	0,75	0,67	0,66	0,74	0,80	0,86	0,89	0,88	0,85	0,80	0,73	0,76	0,88	0,23	0,17	0,14	0,13	0,11	0,10
	L	0,02	0,01	0,01	0,01	0,02	0,55	0,76	0,75	0,60	0,39	0,31	0,28	0,27	0,25	0,23	0,20	0,16	0,12	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02
BA	M	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,56	0,76	0,74	0,58	0,37	0,29	0,27	0,26	0,24	0,22	0,20	0,16	0,12	0,06	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03
	H	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,57	0,77	0,74	0,58	0,36	0,28	0,26	0,25	0,23	0,21	0,19	0,16	0,11	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04
	L	0,02	0,01	0,01	0,01	0,01	0,45	0,71	0,80	0,77	0,64	0,43	0,29	0,25	0,23	0,20	0,17	0,14	0,10	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02
A	M	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,47	0,72	0,80	0,76	0,62	0,41	0,27	0,24	0,22	0,20	0,17	0,14	0,11	0,06	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03
	H	0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,48	0,72	0,80	0,75	0,61	0,40	0,25	0,22	0,21	0,19	0,16	0,14	0,10	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04
	L	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,29	0,56	0,74	0,82	0,81	0,70	0,52	0,35	0,30	0,26	0,22	0,18	0,13	0,08	0,06	0,05	0,04	0,03	0,03
NA	M	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,30	0,56	0,74	0,81	0,79	0,68	0,46	0,33	0,28	0,25	0,22	0,18	0,13	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,04
	H	0,04	0,04	0,04	0,03	0,04	0,31	0,57	0,74	0,81	0,79	0,67	0,48	0,31	0,27	0,23	0,20	0,17	0,13	0,07	0,07	0,06	0,05	0,05	0,05
	L	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,08	0,15	0,22	0,37	0,58	0,75	0,84	0,82	0,71	0,53	0,37	0,29	0,20	0,11	0,09	0,07	0,06	0,05	0,04
N	M	0,04	0,04	0,03	0,03	0,03	0,09	0,16	0,22	0,38	0,58	0,75	0,83	0,80	0,68	0,50	0,35	0,27	0,19	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05
	H	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,11	0,17	0,24	0,39	0,59	0,75	0,82	0,79	0,67	0,49	0,33	0,26	0,18	0,10	0,08	0,07	0,06	0,06	0,05
	L	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,06	0,10	0,13	0,16	0,18	0,22	0,38	0,59	0,76	0,84	0,83	0,72	0,48	0,18	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06
NA	M	0,06	0,05	0,04	0,04	0,03	0,07	0,11	0,14	0,16	0,19	0,22	0,38	0,59	0,75	0,83	0,81	0,69	0,45	0,15	0,12	0,10	0,08	0,07	0,06
	H	0,06	0,05	0,05	0,04	0,04	0,08	0,12	0,15	0,18	0,20	0,23	0,39	0,59	0,75	0,82	0,80	0,68	0,43	0,14	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06
	L	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,05	0,08	0,11	0,13	0,14	0,15	0,17	0,30	0,53	0,72	0,83	0,83	0,63	0,19	0,14	0,11	0,08	0,07	0,06
A	M	0,05	0,05	0,04	0,04	0,03	0,06	0,09	0,11	0,13	0,15	0,16	0,17	0,31	0,53	0,72	0,82	0,81	0,61	0,16	0,12	0,10	0,08	0,07	0,06
	H	0,05	0,05	0,04	0,04	0,04	0,07	0,10	0,12	0,14	0,16	0,17	0,18	0,31	0,54	0,71	0,81	0,80	0,59	0,15	0,11	0,09	0,07	0,06	0,06
	L	0,04	0,04	0,03	0,02	0,02	0,06	0,10	0,13	0,16	0,19	0,20	0,21	0,22	0,30	0,52	0,73	0,83	0,71	0,19	0,13	0,10	0,08	0,07	0,05
BA	M	0,05	0,04	0,04	0,03	0,03	0,07	0,11	0,14	0,17	0,19	0,20	0,21	0,22	0,30	0,52	0,73	0,82	0,69	0,16	0,12	0,09	0,08	0,07	0,06
	H	0,05	0,04	0,04	0,04	0,04	0,08	0,12	0,15	0,18	0,20	0,21	0,22	0,23	0,30	0,52	0,73	0,81	0,67	0,15	0,11	0,08	0,07	0,06	0,05
L= Ελαφρά Κατασκευή		M= Μεσαία Κατασκευή					H= Βαριά Κατασκευή																		

Θερμικό κέρδος λόγω ηλιακής ακτινοβολίας για τζάμια βορείου προσανατολισμού

Τα δεδομένα για τον υπολογισμό του θερμικού κέρδους λόγω ηλιακή ακτινοβολία για τζάμια βορείου προσανατολισμού, λαμβάνονται από τους πίνακες όπως εξηγήσαμε παραπάνω και είναι:

$$SHGF= 38 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$$

$$A= 3,2\text{m}^2 =34,46 \text{ ft}^2$$

$$SC= 0,57 \text{ (διπλό τζάμι με βενετικά στόρια)}$$

$$CLF = \text{από πίνακα 6.12 για μέτρια κατασκευή}$$

Αντικαθιστώντας τα παραπάνω δεδομένα στο τύπο (6.5) έχουμε:

$$Q_{\pi\beta 7} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,41 = 306,0 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 8} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,46 = 343,3 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 9} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,52 = 388,1 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 10} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,59 = 440,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 11} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,65 = 485,2 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 12} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,70 = 522,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 13} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,73 = 544,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 14} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,75 = 559,8 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 15} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,76 = 567,3 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 16} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,74 = 552,3 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 17} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,75 = 559,8 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 18} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,79 = 589,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 19} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,61 = 455,3 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\beta 20} = 38 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 34,46 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,50 = 373,2 \text{ Btu/h}$$

Η παραπάνω διαδικασία ακολουθείται για όλα τα τζάμια επιλέγοντας βέβαια για κάθε περίπτωση τα ανάλογα δεδομένα από τους προαναφερθέντες πίνακες.

ΨΥΞΗ

Θερμικό κέρδος λόγω ηλιακής ακτινοβολίας για τζάμια νοτίου προσανατολισμού

$$SHGF = 109 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$$

$$A = 4,8\text{m}^2 = 51,68 \text{ ft}^2$$

$$SC = 0,57 \text{ (διπλό τζάμι με βενετικά στόρια)}$$

$$CLF = \text{(κατασκευή μέτρια)}$$

$$Q_{\pi v7} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,11 = 353,2 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v8} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,14 = 449,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v9} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,21 = 674,3 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v10} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,31 = 995,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v11} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,42 = 1348,6 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v12} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,52 = 1669,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v13} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,57 = 1830,2 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v14} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,58 = 1862,3 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v15} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,53 = 1701,8 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v16} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,47 = 1509,1 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v17} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,41 = 1316,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v18} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,36 = 1155,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v19} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,29 = 931,2 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi v20} = 109 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 51,68 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,25 = 802,7 \text{ Btu/h}$$

Θερμικό κέρδος λόγω ηλιακής ακτινοβολίας για τζάμια ανατολικού προσανατολισμού

$$SHGF = 216 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$$

$$A = 0,48\text{m}^2 = 5,17 \text{ ft}^2$$

$$SC = 0,57 \text{ (διπλό τζάμι με βενετικά στόρια)}$$

$$CLF = \text{(κατασκευή μέτρια)}$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

$$Q_{\pi\alpha 7} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,33 = 19,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 8} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,44 = 26,0 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 9} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,50 = 29,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 10} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,51 = 30,1 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 11} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,45 = 26,6 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 12} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,39 = 23,0 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 13} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,35 = 20,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 14} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,32 = 18,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 15} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,29 = 17,1 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 16} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,26 = 15,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 17} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,23 = 13,6 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 18} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,21 = 12,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 19} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,17 = 10,0 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\alpha 20} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 5,17 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,15 = 8,9 \text{ Btu/h}$$

Θερμικό κέρδος λόγω ηλιακής ακτινοβολίας για τζάμια δυτικού

προσανατολισμού

$$\text{SHGF} = 216 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$$

$$A = 3,6\text{m}^2 = 38,76 \text{ ft}^2$$

$$\text{SC} = 0,57 \text{ (διπλό τζάμι με βενετικά στόρια)}$$

$$\text{CLF} = \text{(κατασκευή μέτρια)}$$

$$Q_{\pi\delta 7} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 38,76 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,09 = 429,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\delta 8} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 38,76 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,10 = 477,2 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\delta 9} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 38,76 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,11 = 524,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\delta 10} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 38,76 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,12 = 572,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\delta 11} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 38,76 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,13 = 620,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\delta 12} = 216 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot 38,76 \text{ ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,14 = 668,1 \text{ Btu/h}$$

ΨΥΞΗ

$$Q_{\pi\delta 13} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 38,76\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,19 = 906,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\delta 14} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 38,76\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,29 = 1383,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\delta 15} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 38,76\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,40 = 1908,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\delta 16} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 38,76\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,50 = 2386,1 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\delta 17} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 38,76\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,56 = 2672,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\delta 18} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 38,76\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,55 = 2624,7 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\delta 19} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 38,76\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,41 = 1956,6 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\pi\delta 20} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 38,76\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,33 = 1574,8 \text{ Btu/h}$$

Θερμικό κέρδος λόγω ηλιακής ακτινοβολίας για θύρα

Για τη θύρα ισχύουν τα ίδια με τα τζάμια διότι έχουνε ίδια κατασκευή, με κατά συνέπεια να έχουμε ομοιότητες στη διεξαγωγή των αποτελεσμάτων.

$$\text{SHGF} = 216 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2$$

$$A = 3,96\text{m}^2 = 42,67 \text{ ft}^2$$

$$\text{SC} = 0,57 \text{ (διπλό τζάμι με βενετικά στόρια)}$$

$$\text{CLF} = \text{(κατασκευή μέτρα)}$$

$$Q_{\theta 7} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 42,67\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,09 = 472,8 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 8} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 42,67\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,10 = 525,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 9} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 42,67\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,11 = 578,9 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 10} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 42,67\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,12 = 630,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 11} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 42,67\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,13 = 683,0 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 12} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 42,67\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,14 = 735,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 13} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 42,67\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,19 = 998,2 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 14} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 42,67\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,29 = 1523,5 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 15} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 42,67\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,40 = 2101,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 16} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2 \cdot 42,67\text{ft}^2 \cdot 0,57 \cdot 0,50 = 2626,8 \text{ Btu/h}$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

$$Q_{\theta 17} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2\cdot 42,67\text{ft}^2\cdot 0,57\cdot 0,56 = 2942,0 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 18} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2\cdot 42,67\text{ft}^2\cdot 0,57\cdot 0,55 = 2889,4 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 19} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2\cdot 42,67\text{ft}^2\cdot 0,57\cdot 0,41 = 2154,0 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\theta 20} = 216 \text{ BTU/hr}\cdot\text{ft}^2\cdot 42,67\text{ft}^2\cdot 0,57\cdot 0,33 = 1733,7 \text{ Btu/h}$$

Μέγιστα θερμικά κέρδη στα τζάμια από ακτινοβολία

Τα μέγιστα θερμικά κέρδη στα τζάμια λόγω ακτινοβολίας ορίζονται με βάση το άθροισμα όλων των τζαμιών για κάθε ώρα της ημέρας και έχουμε:

$$Q_{\text{ακτ.ολ}7} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 2010 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}8} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 2298 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}9} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 2720 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}10} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 3242 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}11} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 3784 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}12} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 4287 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}13} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 5207 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}14} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 6732 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}15} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 8205 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}16} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 9476 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}17} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 10176 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}18} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 9897 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}19} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 7464 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{ακτ.ολ}20} = Q_B + Q_N + Q_A + Q_{\Delta} + Q_{\pi} + Q_{\theta} = 6068 \text{ Btu/h}$$

Μέγιστα θερμικά κέρδη από ακτινοβολία και συναγωγή

Τέλος τα συνολικά θερμικά κέρδη από ακτινοβολία συναγωγή και εσωτερική δομή προκύπτουν το σύνολο των θερμικών κερδών.

$$Q_{\Sigma YN7} = Q_{\text{συν.ολ7}} + Q_{\text{ακτ.ολ7}} = 12505 + 2010 = 14515 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Sigma YN8} = Q_{\text{συν.ολ8}} + Q_{\text{ακτ.ολ8}} = 12162 + 2298 = 14460 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Sigma YN9} = Q_{\text{συν.ολ9}} + Q_{\text{ακτ.ολ9}} = 11990 + 2720 = 14710 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Sigma YN10} = Q_{\text{συν.ολ10}} + Q_{\text{ακτ.ολ10}} = 12054 + 3242 = 15296 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Sigma YN11} = Q_{\text{συν.ολ11}} + Q_{\text{ακτ.ολ11}} = 12564 + 3784 = 16384 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Sigma YN12} = Q_{\text{συν.ολ12}} + Q_{\text{ακτ.ολ12}} = 12971 + 4287 = 17258 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Sigma YN13} = Q_{\text{συν.ολ13}} + Q_{\text{ακτ.ολ13}} = 13664 + 5207 = 18871 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Sigma YN14} = Q_{\text{συν.ολ14}} + Q_{\text{ακτ.ολ14}} = 14116 + 6732 = 20848 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Sigma YN15} = Q_{\text{συν.ολ15}} + Q_{\text{ακτ.ολ15}} = 14862 + 8205 = 23067 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Sigma YN16} = Q_{\text{συν.ολ16}} + Q_{\text{ακτ.ολ16}} = 15409 + 9476 = 24885 \text{ Btu/h}$$

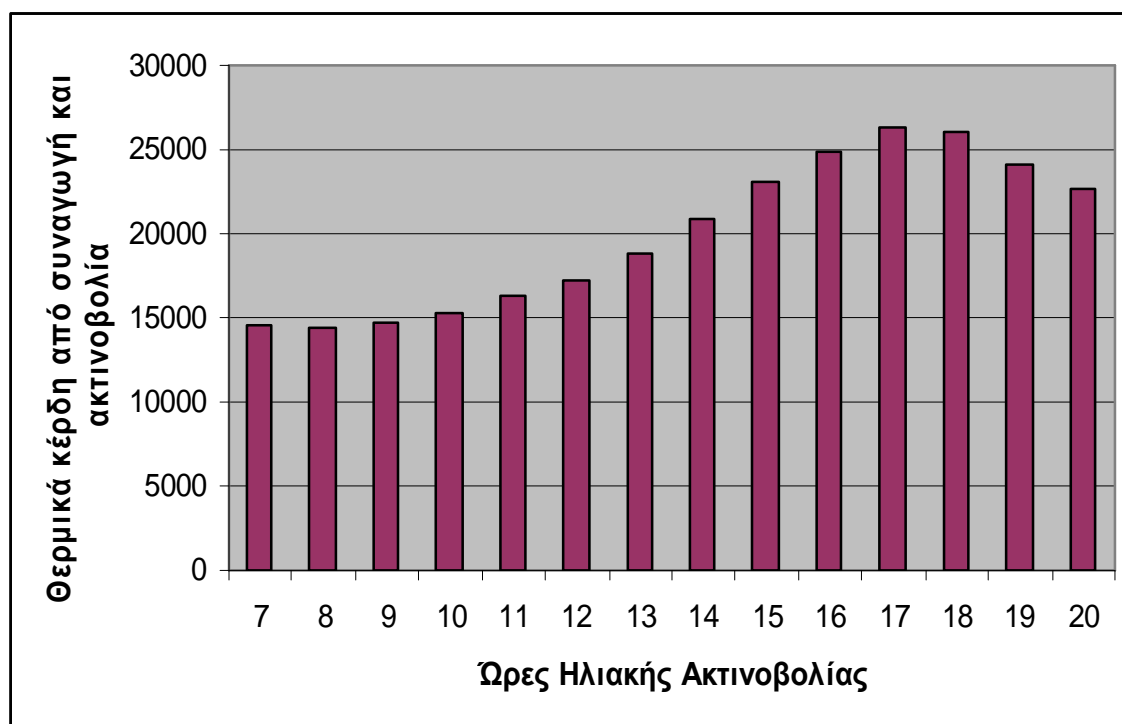
$$Q_{\Sigma YN17} = Q_{\text{συν.ολ17}} + Q_{\text{ακτ.ολ17}} = 16171 + 10176 = 26347 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Sigma YN18} = Q_{\text{συν.ολ18}} + Q_{\text{ακτ.ολ18}} = 16175 + 9897 = 26072 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Sigma YN19} = Q_{\text{συν.ολ19}} + Q_{\text{ακτ.ολ19}} = 16618 + 7464 = 24082 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Sigma YN20} = Q_{\text{συν.ολ20}} + Q_{\text{ακτ.ολ20}} = 16629 + 6068 = 22697 \text{ Btu/h}$$

Στο παρακάτω ραβδόγραμμα έχουμε τα χρονοεξαρτώμενα θερμικά κέρδη που υπολογίσαμε συναρτήσει των ωρών της ημέρας για τον μήνα Ιούλιο. Από το ραβδόγραμμα μπορούμε να παρατηρήσουμε την ώρα της ημέρας που έχουμε τα μέγιστα θερμικά κέρδη. Όπως παρατηρούμε το μέγιστο θερμικό κέρδος για τον μήνα Ιούλιο είναι στις 17:00 και η τιμή του είναι: $Q_{\Sigma YN17} = 26347 \text{ Btu/h}$.



Διάγραμμα 6.1 μεταβαλλόμενων θερμικών κερδών ως προς τις ώρες ηλιακής ακτινοβολίας.

6.5 Υπολογισμοί μη μεταβαλλόμενων θερμικών κερδών ως προς το χρόνο

Αφού υπολογίσαμε παραπάνω τα θερμικά κέρδη που μεταβάλλονται με το χρόνο , στη συνέχεια θα υπολογίσουμε τα θερμικά κέρδη που δε μεταβάλλονται με το χρόνο εκεί ανήκουν οι εσωτερικές πηγές θερμότητας που έχουμε αναφέρει στη §6.3

Πιο συνοπτικά οι εσωτερικές πηγές θερμότητας κατηγοριοποιούνται ως εξής :

- ∅ Συναγωγή μέσω εσωτερικών χωρισμάτων, οροφών και πατωμάτων
- ∅ Φωτισμός
- ∅ Άνθρωποι
- ∅ Εξοπλισμός
- ∅ Από νωπό αέρα

6.5.1 Συναγωγή μέσω της εσωτερικής δομής

Η θερμότητα που ρέει από εσωτερικούς (τυχόν) μη κλιματιζόμενους χώρους στους κλιματιζόμενους, μέσω χωρισμάτων, πατώματων και οροφών μπορεί να βρεθεί από την εξίσωση:

$$Q = U \cdot A \cdot TD \quad (6.5)$$

όπου:

Q: είναι ο ρυθμός μετάδοσης θερμότητας μέσω χωρίσματος, πατώματος, ή οροφής, Btu/h.

U: είναι ο γενικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας για τα χωρίσματα, τα πατώματα, ή την οροφή, Btu/h · ft² · °F.

A: είναι το εμβαδόν του χωρίσματος, του πατώματος, ή της οροφής, ft².

TD: είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ μη κλιματιζόμενου και κλιματιζόμενου χώρου σε °F.

Εάν η θερμοκρασία του μη κλιματιζόμενου χώρου δεν είναι γνωστή, μια συχνά χρησιμοποιούμενη προσέγγιση είναι να υποθέσουμε ότι είναι κατά 5°F χαμηλότερη από την θερμοκρασία περιβάλλοντος. Χώροι με πηγές θερμότητας, όπως λεβητοστάσια, μπορούν να είναι σε ακόμα υψηλότερη θερμοκρασία.

Ο συντελεστής θερμοπερατότητας είναι: $U = 0,393 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$

Οι επιφάνειες είναι:

$$A_1 = 4,00 \cdot 3,5 = 14 \text{ m}^2 \Rightarrow 13,12 \cdot 11,48 = 150,62 \text{ ft}^2$$

$$A_2 = 2,5 \cdot 3,5 = 8,75 \text{ m}^2 \Rightarrow 8,20 \cdot 11,48 = 94,14 \text{ ft}^2$$

$$A_3 = 3 \cdot 3,5 = 10,5 - 3,96 = 6,54 \text{ m}^2 \Rightarrow 9,84 \cdot 11,48 = 112,96 - 42,67 = 70,29 \text{ ft}^2$$

$$\text{Επομένως το σύνολο: } A = A_1 + A_2 + A_3 = 315,05 \text{ ft}^2$$

Η διαφορά θερμοκρασίας ορίζεται σύμφωνα με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος αφαιρώντας τη θερμοκρασία που επικρατεί στον εσωτερικό

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

χώρο με βάση τον παραπάνω κανόνα ότι είναι κατά 5°F χαμηλότερη από την θερμοκρασία περιβάλλοντος: $TD = 90,54 - 78 = 12,54 \text{ }^\circ\text{F}$

Αντικαθιστώντας τα παραπάνω δεδομένα στη σχέση που αναφερθήκαμε

$Q = U \times A \times TD$ έχουμε :

$$Q_1 = 0,393 \cdot 315,05 \cdot 12,54 = 1553 \text{ Btu/h}$$

Για την εσωτερική θύρα έχουμε :

$$U = 0,410 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2$$

$$A_0 = 2,20 \cdot 1,8 = 3,96 \text{ m}^2 \Rightarrow 7,22 \cdot 5,9 = 42,67 \text{ ft}^2$$

$$TD = 90,54 - 78 = 12,54 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_2 = 0,410 \cdot 42,67 \cdot 12,54 = 219 \text{ Btu/h}$$

Το συνολικό θερμικό κέρδος εσωτερικής δομής του κτηρίου δίδεται:

$$Q_{\text{εξ}} = Q_1 + Q_2 = 1772 \text{ Btu/h}$$

6.5.2 Θερμικά κέρδη από ανθρώπους

Το θερμικό κέρδος από τους ανθρώπους αποτελείται από δύο μέρη, την αισθητή θερμότητα και τη λανθάνουσα, ως αποτέλεσμα κυρίως της εφίδρωσης.

Οι εξισώσεις για τα αισθητά και λανθάνοντα θερμικά κέρδη είναι:

$$Q_s = q_s \cdot n \cdot CLF \quad (6.6)$$

$$Q_l = q_l \cdot n \quad (6.7)$$

όπου:

Q_s, Q_l : είναι τα συνολικά αισθητά και λανθάνοντα θερμικά κέρδη σε Btu/h.

q_s, q_l : είναι τα αισθητά και λανθάνοντα θερμικά κέρδη ανά άτομο σε Btu/h.

n : είναι ο αριθμός των ανθρώπων.

CLF : είναι ο παράγοντας ψυκτικού φορτίου για τους ανθρώπους.

Το θερμικό κέρδος από τους ανθρώπους εξαρτάται από τη σωματική τους δραστηριότητα. Ο Πίνακας 6.13 απαριθμεί τιμές για ορισμένες χαρακτηριστικές δραστηριότητες για θερμοκρασία δωματίου 78 °F DB.

Ο παράγοντας αποθήκευσης θερμότητας CLF ισχύει μόνο για το κέρδος αισθητής θερμότητας από τους ανθρώπους. Εάν το σύστημα κλιματισμού κλείνει τη νύχτα, $CLF = 1.0$. Ο Πίνακας 6.14 περιέχει τιμές CLF για ανθρώπους.

Στην περίπτωση μας οι άνθρωποι κάνουν εργασία γραφείου, οπότε επιλέγουμε τα αντίστοιχα στοιχεία από τον παρακάτω Πίνακα 6.13. Στη περίπτωση μας το σύστημα κλιματισμού δεν λειτουργεί την νύχτα, επομένως $CLF = 1.0$.

Πίνακας 6.13 Θερμικό κέρδος από ανθρώπους

ΒΑΘΜΟΣ ΔΡΑΣΤΗΡ.	Τυπικές Περιπτώσεις	Ολ.Θερμ.Ενηλίκων Ανδρών			Ολ.Θερμότητα			Αισθητή Θερμότητα			Λανθάνουσα Θερμότητα		
		Watts	Btuh	Kcal/hr	Watts	Btuh	Kcal/hr	Watts	Btuh	Kcal/hr	Watts	Btuh	Kcal/hr
Καθισμένα αναπαυτικά	Κινηματοθέατρα	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Καθισμένα και μετρίως εργαζόμενα	Γραφεία, ξενοδοχεία	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Καθισμένα τρώγοντας	Εστιατόρια	150	520	130	170	580	145	75	255	60	55	325	80
Εργασία γραφείου	Γραφεία, ξενοδοχεία	185	640	160	150	510	130	75	255	60	75	255	65
Άτομα όρθια ή βαδίζοντα με βραδύ ρυθμό	Καταστήματα, τράπεζες	235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Ελαφριά εργασία	Εργοστάσια	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Βάδισμα 5Km/h και ελαφριά εργασία	Εργοστάσια	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
Μπούουλιγκ	Χώρος Μπούουλιγκ	350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Μοντέρνος χώρος	Dance hall	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Βαριά εργασία, και έντονη προσπάθεια	Εργοστάσια	470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Γυμναστική	Γυμναστήρια	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

ΠΙΝΑΚΑΣ 6.14 Παράγοντας CLF για ανθρώπους

Συνολικές ώρες στο χώρο	Ώρες, μετά από κάθε είσοδο στο χώρο																							
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2	0.49	0.58	0.17	0.13	0.10	0.08	0.07	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
4	0.49	0.59	0.66	0.71	0.27	0.21	0.16	0.14	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03	0.02	0.02	0.02	0.01
6	0.50	0.60	0.67	0.72	0.76	0.79	0.34	0.26	0.21	0.18	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.04	0.03	0.03	0.03
8	0.51	0.61	0.67	0.72	0.76	0.80	0.82	0.84	0.38	0.30	0.25	0.21	0.18	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.05	0.04
10	0.53	0.62	0.69	0.74	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.42	0.34	0.28	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.07	0.06
12	0.55	0.64	0.70	0.75	0.79	0.81	0.84	0.86	0.88	0.89	0.91	0.92	0.45	0.36	0.30	0.25	0.21	0.19	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08
14	0.58	0.66	0.72	0.77	0.80	0.83	0.85	0.87	0.89	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.47	0.38	0.31	0.26	0.23	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11
16	0.62	0.70	0.75	0.79	0.82	0.85	0.87	0.88	0.90	0.91	0.92	0.93	0.94	0.95	0.95	0.96	0.49	0.39	0.33	0.28	0.24	0.20	0.18	0.16
18	0.66	0.74	0.79	0.82	0.85	0.87	0.89	0.90	0.92	0.93	0.94	0.94	0.95	0.96	0.96	0.97	0.97	0.97	0.50	0.40	0.33	0.28	0.24	0.21

Από τον παραπάνω Πίνακα 6.13 η αισθητή θερμότητα για τα άτομα που κάνουν εργασία γραφείου είναι : $q_s=225 \text{ Btu/h}$

Ο αριθμός ατόμων είναι : $n=41$ άτομα.

$CLF=1,0$ (απενεργοποίηση του συστήματος κλιματισμού την νύχτα).

Αντικαθιστώντας τα παραπάνω δεδομένα στη σχέση (6.6) έχουμε:

$$Q_s = 225 \cdot 41 \cdot 1 = 9225 \text{ Btu/h}$$

Από τον παραπάνω Πίνακα 6.13 η αισθητή θερμότητα για τα άτομα που κάνουν εργασία γραφείου είναι : $q_1=265 \text{ Btu/h}$

Ο αριθμός ατόμων είναι : $n=41$ άτομα.

Αντικαθιστώντας τα παραπάνω δεδομένα στη σχέση (6.6) έχουμε:

$$Q_1 = 265 \cdot 41 = 10915 \text{ Btu/h}$$

Επομένως το ολικό θερμικό κέρδος που προσφέρουν οι άνθρωποι είναι:

$$Q_{\text{ολ.ανθ}} = Q_s + Q_1 = 9225 + 10915 = 20140 \text{ Btu/h}$$

6.5.3 Θερμικά κέρδη από φωτισμό

Η εξίσωση για τον καθορισμό του κέρδους θερμότητας από το φωτισμό είναι:

$$Q = 3,4 \cdot W \cdot BF \cdot CLF \quad (6.8)$$

όπου :

Q : είναι το καθαρό θερμικό κέρδος από το φωτισμό σε Btu/h .

W : είναι η ισχύς φωτισμού σε Watt .

BF : είναι ο παράγοντας τύπου φωτισμού.

CLF: είναι ο παράγοντας φορτίου ψύξης για το φωτισμό.

Ο όρος W είναι η ισχύς των φώτων σε Watt. Η τιμή 3,4 μετατρέπει τα Watt σε Btu/h.

Ο παράγοντας BF είναι 1,25 για φωτισμό φθορισμού ενώ για τους λαμπτήρες πυρακτώσεως είναι BF= 1,0.

Ο παράγοντας CLF προσμετρά την αποθήκευση μέρους του κέρδους της θερμότητας φωτισμού. Η επίδραση αποθήκευσης εξαρτάται από το πόση ώρα ο φωτισμός και το σύστημα ψύξης βρίσκονται σε λειτουργία, από το είδος κατασκευής του κτιρίου, τον τρόπο ανάρτησης φωτισμού και το ρυθμό εξαερισμού. Ο παράγοντας CLF είναι συνήθως 1,0.

Ο εσωτερικός φωτισμός του κτηρίου στην περίπτωση μας πραγματοποιείται με 40 λαμπτήρες φθορισμού ισχύς 80 Watt έκαστος, συνεπώς:

$$W = 80 \text{ Watt}$$

$$BF = 1,25$$

$$CLF = 1,0$$

$$n = 40$$

Αντικαθιστώντας τα παραπάνω δεδομένα στη σχέση (6.8) έχουμε:

$$Q = (3.4 \cdot 80W \cdot 1,25 \cdot 1) \cdot 40 = 13600 \text{ Btu/h}$$

Το παραπάνω θερμικό κέρδος ισχύει όταν λειτουργούν και οι 40 λάμπες φθορισμού, όμως αυτό δεν συμβαίνει στην πραγματικότητα για το λόγο ότι σε κάποιες αίθουσες δεν υπάρχουν άτομα για κάποια εργασία. Επομένως κατ' εκτίμηση θα είναι σε λειτουργία οι 30 λαμπτήρες έτσι το παραπάνω θερμικό κέρδος που θα κάνουμε τη μελέτη μας θα είναι:

$$Q = (3.4 \cdot 80W \cdot 1,25 \cdot 1) \cdot 30 = 10200 \text{ Btu/h}$$

6.5.4 Θερμικά κέρδη από εξοπλισμό

Το θερμικό κέρδος από τον εξοπλισμό μπορεί μερικές φορές να βρεθεί άμεσα από στοιχεία που ενδεχομένως παρέχει ο κατασκευαστής του, που αφορούν διακοπτόμενη χρήση του κλιματισμού. Κάποιες συσκευές παράγουν και αισθητή και λανθάνουσα θερμότητα όπως θερμαντήρες νερού κ.α.

Εξοπλισμός κτηρίου

10 ηλεκτρονικοί υπολογιστές ισχύος 300 Watt έκαστος.

2 ψυγεία ισχύος 200 Watt το καθένα

$$Q_{H\Pi} = 10 \cdot 300 \cdot 0,2931 = 880 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\Psi\Upsilon\Gamma} = 2 \cdot 200 \cdot 0,2931 = 117 \text{ Btu/h}$$

Στην περίπτωση αυτή θεωρούμε ότι λειτουργούν συνεχώς παρόλο που δεν ισχύει στην πραγματικότητα για λόγους ευκολίας και επειδή το θερμικό κέρδος είναι μικρό.

$$Q_{EE} = Q_{H\Pi} + Q_{\Psi\Upsilon\Gamma} = 997 \text{ Btu/h}$$

6.5.5 Θερμικά κέρδη από νωπό αέρα

Στη συνέχεια θα μελετήσουμε τα θερμικά κέρδη από νωπό αέρα στο χώρο. Ο νωπός αέρας όπως γνωρίζουμε περιέχει υδρατμούς με αποτέλεσμα να προσδίδει στο χώρο και αισθητό και λανθάνον ποσό θερμότητας. Έχοντας υπολογίσει, σε προηγούμενο κεφάλαιο την απαίτηση σε νωπό αέρα στο χώρο και γνωρίζοντας θερμοκρασίες περιβάλλοντος και επιθυμητού χώρου μπορούμε να υπολογίσουμε με τους παρακάτω τύπους τα προαναφερθέντα θερμικά κέρδη.

$$Q_s = 1,08 \cdot \overset{g}{\dot{V}} \cdot \Delta T \quad (6.9)$$

$$Q_L = 0,68 \cdot \dot{V} \cdot \Delta W \quad (6.10)$$

όπου:

Q_S, Q_L : είναι το αισθητό και λανθάνων ποσό θερμότητας αντίστοιχα σε Btu/h.

\dot{V} : είναι η ποσότητα του νωπού αέρα σε CFM.

ΔT : είναι η διαφορά θερμοκρασίας σε °F.

ΔW : είναι η διαφορά υγρασίας σε gr/lb ξ.α.

Τα θερμικά κέρδη καταγράφονται στο παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 6.15 Ψυκτικά φορτία από νωπό αέρα ή διείδυση

Νωπός αέρας (CFM)	Διαφορά θερ. (ΔT) (°F)	Συντελεστής	Q_S (Btu/h)
606,2	17,54	1,08	11483
Νωπός αέρας (CFM)	Διαφορά υγρ. (ΔW) (gr/lb ξ.α)	Συντελεστής	Q_L (Btu/h)
606,2	45,6	0,68	18797
Σύνολο			30280

Τέλος τα θερμικά κέρδη που είναι σταθερά ως προς το χρόνο καταγράφονται στο παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 6.16 Θερμικά κέρδη σταθερά ως προς το χρόνο

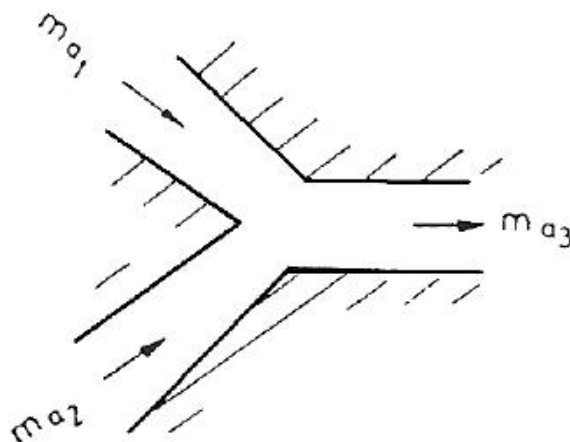
Θερμικό Κέρδος.	Q_S Btu/h	Q_L Btu/h	$Q_{ολ}$ Btu/h
Συναγωγή	1772	—	1772
Άνθρωποι	9945	9945	19890
Φωτισμος	10200	—	10200
Εξοπλισμό	997	—	997
Νωπός αέρας	11483	18797	30280
Σύνολο	34397	28742	63139

6.6 Διαδικασία θερινού κλιματισμού & ανάλυση ψυχομετρικού χάρτη

Στο εδάφιο αυτό θα ασχοληθούμε με την διαδικασία θερινού κλιματισμού, χρησιμοποιώντας το ψυχομετρικό χάρτη. Το πρώτο στάδιο περιλαμβάνει την ανάμιξη του κλιματιζόμενου αέρα, όπου ένα ρεύμα νωπού αέρα m_{a1} με γνωστά χαρακτηριστικά αναμιγνύεται με ένα ρεύμα ανακυκλοφορίας m_{a2} με αντίστοιχα χαρακτηριστικά στο κιβώτιο ανάμιξης και προκύπτει ένα ρεύμα αέρα m_{a3} με νέα χαρακτηριστικά (σχήμα 6.1) και ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις :

$$m_{a1} + m_{a2} = m_{a3} \quad (6.9)$$

$$h_1 \cdot m_{a1} + h_2 \cdot m_{a2} = h_3 \cdot m_{a3} \quad (6.10)$$



Σχήμα 6.1

Όπου m_{a1} , m_{a2} , m_{a3} είναι η μάζα του νωπού αέρα, του αέρα ανακυκλοφορίας και του αέρα μίξης αντίστοιχα.

Όπου h_1 , h_2 , h_3 είναι οι αντίστοιχες ενθαλπίες του αέρα.

Το δεύτερο στάδιο είναι η ψύξη του αέρα m_{a3} μέχρι το σημείο δρόσου όπου εκεί συμβαίνει και αφύγρανση του αέρα η διαδικασία του κλιματισμού

ΨΥΞΗ

καλείται ψύξη με αφύγρανση και αναλύεται παρακάτω. Στη συνέχεια ο αέρας θα οδηγηθεί στον κλιματιζόμενο χώρο, οι μεταβολές αυτές απεικονίζονται στον ψυχομετρικό χάρτη 6.1.

Ψύξη με αφύγρανση

Η ψύξη με αφύγρανση είναι πολύ συνηθισμένη ψυχομετρική αλλαγή στις κλιματιστικές μονάδες θέρους. Θεωρητικά ο αέρας (μίγμα ξηρού αέρα και υδρατμών), ψύχεται πρώτα χωρίς αφύγρανση (αισθητή ψύξη), μέχρι που η θερμοκρασία ξηρού αέρα θερμομέτρου γίνεται ίση με το σημείο δρόσου (θερμοκρασία κορεσμού). Έχουμε δηλαδή, αρχικά, ψύξη με σταθερή την ειδική υγρασία (W). Όταν όμως φτάσουμε στη θερμοκρασία κορεσμού για την υπάρχουσα στον αέρα ειδική υγρασία (W), αρχίζει υγροποίηση των υδρατμών. Στη συνέχεια όσο ψύχουμε τον αέρα, τόσο αφαιρείται υγρασία. Η μεταβολή αυτής της ειδικής υγρασίας πραγματοποιείται επί της γραμμής κορεσμού (DP). Έτσι έχει αφαιρεθεί ειδική υγρασία ίση με τη διαφορά ($w_1 - w_2$).

Για να απεικονίσουμε την διεργασία του κλιματισμού που προαναφέραμε στο ψυχομετρικό χάρτη, θα πρέπει να υπολογίσουμε το συντελεστή αισθητής θερμότητας του κλιματιζόμενου χώρου $RSHF$ καθώς και το συντελεστή αισθητής θερμότητας της κλιματιστικής εγκατάστασης $GSHF$ οι οποίοι δίνονται στις εξισώσεις (6.11) και (6.12) αντίστοιχα.

$$RSHF = \frac{RH_S}{RH_S + RH_L} \quad (6.11)$$

όπου:

$RSHF$: είναι ο συντελεστής αισθητής θερμότητας του κλιματιζόμενου χώρου.

RH_S : είναι το αισθητό φορτίο του κλιματιζόμενου χώρου σε Btu/h.

RH_L : είναι το λανθάνων φορτίο του κλιματιζόμενου χώρου σε Btu/h.

Το σύνολο αισθητού φορτίου εντός του κλιματιζόμενου χώρου ορίζεται από το θερμικό κέρδος του χώρου και από τα αισθητά φορτία μέσα σ' αυτόν είναι: $RH_S = 26.347 + 22.914 = 49.261 \text{ Btu/h}$

Το τελικό αισθητό φορτίο του κλιματιζόμενου χώρου μετά από στρογγυλοποίηση είναι: $RH_S = 50.000 \text{ Btu/h}$.

Το σύνολο του λανθάνων φορτίου του κλιματιζόμενου χώρου, ορίζεται από τα λανθάνων φορτία μέσα σ' αυτόν είναι: $RH_L = 9.945 \text{ Btu/h}$

Το τελικό λανθάνων φορτίο του κλιματιζόμενου χώρου μετά από στρογγυλοποίηση είναι: $RH_L = 10.000 \text{ Btu/h}$.

Συνεπώς ο συντελεστής $RSHF$ είναι:

$$RSHF = \frac{RH_S}{RH_S + RH_L} = \frac{50000}{50000 + 10000} = 0,83$$

Στη συνέχεια θα υπολογίσουμε το συντελεστής αισθητής θερμότητας της κλιματιστικής εγκατάστασης με τη βοήθεια της παρακάτω σχέσης.

$$GSHF = \frac{GH_S}{GH_S + GH_L} \quad (6.12)$$

οπού:

$GSHF$: είναι ο συντελεστής αισθητής θερμότητας της κλιματιστικής εγκατάστασης.

GH_S : είναι το αισθητό φορτίο της κλιματιστικής εγκατάστασης σε Btu/h .

GH_L : είναι το λανθάνων φορτίο της κλιματιστικής εγκατάστασης σε Btu/h .

Το σύνολο του αισθητού φορτίου που παραλαμβάνει η εγκατάσταση κλιματισμού απαρτίζεται από το ολικό αισθητό φορτίο συμπεριλαμβανομένου και το αισθητό φορτίο του νωπού αέρα και είναι:

ΨΥΞΗ

$$GH_s = 26.347 + 22.914 + 11483 = 60744 \text{ Btu/h}$$

Το τελικό αισθητό φορτίο του κλιματιζόμενου χώρου μετά από στρογγυλοποίηση είναι: $GH_s = 61.000 \text{ Btu/h}$

Το σύνολο του λανθάνων φορτίου που παραλαμβάνει η εγκατάσταση κλιματισμού είναι: $GH_L = 18.797 + 9.945 = 28.742 \text{ Btu/h}$

Το τελικό λανθάνων φορτίο παραλαμβάνει η εγκατάσταση κλιματισμού μετά από στρογγυλοποίηση είναι: $GH_L = 29.000 \text{ Btu/h}$

Συνεπώς ο συντελεστής GSHPF είναι:

$$GSHPF = \frac{GH_s}{GH_s + GH_L} = \frac{61000}{61000 + 29000} = 0,68$$

Έχοντας υπολογίσει τους συντελεστές αισθητής θερμότητας κλιματιζόμενου χώρου και κλιματιστικής εγκατάστασης RSHPF και GSHPF και γνωρίζοντας τις αρχικές και τελικές συνθήκες του κλιματιζόμενου αέρα μπορούμε να χαράξουμε την διεργασία του θερινού κλιματισμού στο ψυχομετρικό χάρτη που ακολουθεί και θα περιγράψουμε παρακάτω.

Ανάλυση ψυχομετρικού χάρτη

Ο ψυχομετρικός χάρτης 6.1 χρησιμοποιείται για να απεικονίσει τις καταστάσεις του αέρα, ο χάρτης αυτός αποτελείται από γραμμές που δείχνουν τις θερμοκρασίες υγρού και ξηρού θερμομέτρου του αέρα, την περιεκτικότητα της υγρασίας, τον ειδικό όγκο του αέρα καθώς και την ενεργειακή κατάσταση που έχει ο αέρας οι συμβολισμοί που απεικονίσει τις καταστάσεις του αέρα, δίνονται παρακάτω.

DBT: είναι η θερμοκρασία ξηρού βολβού σε °F.

WBT: είναι η θερμοκρασία υγρού βολβού σε °F.

\dot{V} : είναι η παροχή σε Cfm.

v: είναι ο ειδικός όγκος σε ft³/lb.

h: είναι η ειδική ενθαλπία σε Btu/lb.

w: είναι η ειδική υγρασία σε gr/lb ξ.α.

RH: είναι η σχετική υγρασία %.

Στην περίπτωση μας ο ψυχομετρικός χάρτης 6.1 απεικονίζει την διαδικασία θερινού κλιματισμού που περιλαμβάνει ανάμιξη, ψύξη και αφύγρανση του κλιματιζόμενου αέρα και έχουμε:

Στο σημείο 1 του χάρτη έχουμε εισαγωγή νωπού αέρα από το περιβάλλον.

Στο σημείο 2 του χάρτη έχουμε αέρα ανακυκλοφορίας από το κλιματιζόμενο χώρο.

Στο σημείο M του χάρτη έχουμε τη μίξη των δύο ρευμάτων.

Στη διαδικασία M-3 του χάρτη είναι η ψύξη και η αφύγρανση του αέρα στη κλιματιστική μονάδα.

Στη διαδικασία 3-2 του χάρτη έχουμε την προσαγωγή του αέρα μέσω του δικτύου αεραγωγών από την κλιματιστική μονάδα στο χώρο μας .

Πιο αναλυτικά:

Στο σημείο 3 του χάρτη 6.1 είναι η κατάσταση του αέρα που εισέρχεται στο δίκτυο των αεραγωγών προσαγωγής αφού πρώτα έχει ακολουθηθεί η παρακάτω διαδικασία. Για να πετύχει να ψύξει αυτό το μίγμα νωπού και ανακυκλοφορίας αέρα ψύχεται στο ψυκτικό στοιχείο μέχρι τη θερμοκρασία δρόσου και ακόμα περισσότερο εωσότου φτάσει στην επιθυμητή θερμοκρασία και υγρασία και εξαρτάται από το ψυκτικό στοιχείο, την παροχή του νερού που κυκλοφορεί εντός αυτού και την παροχή του αέρα σε αυτό. Η θερμοκρασία που εξέρχεται ο αέρας από το ψυκτικό στοιχείο είναι μικρότερη σε σχέση με τη θερμοκρασία στο σημείο 3 του χάρτη 6.1, για να πετύχουμε αυτή τη θερμοκρασία η μονάδα διαθέτει ένα σύστημα ρυθμιζόμενης παροχής (by-pass) με χρήση taber το οποίο χρησιμοποιείται για την ανάμιξη ενός ποσοστού αέρα πριν από την ψύξη του στο ψυκτικό στοιχείο σημείο M του χάρτη 6.1 και ενός ποσοστού αέρα που έχει ψυχθεί από το ψυκτικό στοιχείο, με αυτό τον τρόπο καταφέρνουμε να έχουμε στην είσοδο του δικτύου των αεραγωγών τη θερμοκρασία στο σημείο 3 του χάρτη 6.1, η οποία είναι απαραίτητη για τη σωστή ψύξη του χώρου μας.

Στη συνέχεια ο αέρας εξέρχεται από τα στόμια προσαγωγής με αποτέλεσμα σταδιακά να αυξάνεται η θερμοκρασία λόγω των θερμικών κερδών, μέχρι το σημείο 2 η οποία είναι η επιθυμητή θερμοκρασία κλιματισμού για τον χώρο μας. Έπειτα οδηγείται μέσω του δικτύου επιστροφής στη κλιματιστική μονάδα όπου ανανεώνεται με ένα ποσοστό νωπού αέρα σημείο 1 του χάρτη 6.1 με αποτέλεσμα να έχουμε μίξη των δύο ρευμάτων στο σημείο M του χάρτη 6.1 μετά από εκεί ψύχεται σταδιακά στο στοιχείο ψύξης και ξεκινάει πάλι η παραπάνω διαδικασία.

Παρακάτω θα υπολογίσουμε τα στοιχεία του αέρα μίξης που προέρχεται από το ρεύμα νωπού σημείο 1 και από ρεύμα ανακυκλοφορίας σημείο 2 του χάρτη 6.1 και αναλύονται.

Στοιχειά νωπού αέρα

$$DBT_1 = 95,54 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$WBT_1 = 77 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$V_1 = 606,2 \text{ Cfm}$$

$$v_1 = 14,3 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$h_1 = 40,5 \text{ Btu/lb}$$

$$w_1 = 110 \text{ gr/lb}$$

$$RH_1 = 44\%$$

Στοιχειά ανακυκλοφορούντος αέρα

$$DBT_2 = 78 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$WBT_2 = 65 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$V_2 = 3037,1 \text{ Cfm}$$

$$v_2 = 13,7 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$h_2 = 30 \text{ Btu/lb}$$

$$w_2 = 71 \text{ gr/lb}$$

$$RH_2 = 50\%$$

Στην συνέχεια θα υπολογίσουμε την παροχή μάζας και την ειδική ενθαλπία του αέρα μίξης χρησιμοποιώντας τους τύπους 6.9 και 6.10. Αρχικά υπολογίζουμε την παροχή μάζας στα σημεία 1 και 2 του χάρτη 6.1 με το παρακάτω τύπο:

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}}{v} \quad (6.13)$$

Όπου:

\dot{m} : είναι η μαζική παροχή σε lb/min

\dot{V} : είναι η παροχή όγκου σε Cfm

v : είναι ο ειδικός όγκος σε ft³/lb

$$m_1 = 606,2 \text{ CFM} / 14,3 \text{ ft}^3/\text{lb} = 42,39 \text{ lb/min}$$

$$m_2 = 3037,1 \text{ CFM} / 13,7 \text{ ft}^3/\text{lb} = 221,69 \text{ lb/min}$$

Συνεπώς η παροχή μάζας από τη σχέση (6.9) είναι:

$$m_M = m_1 + m_2 = 42,39 + 221,69 = 264,08 \text{ lb/min}$$

Στη συνέχεια υπολογίζουμε την ειδική ενθαλπία h_M που θα προκύψει μετά την ανάμειξη χρησιμοποιώντας τη σχέση (6.10) και είναι:

$$h_M = (m_1 \cdot h_1) + (m_2 \cdot h_2) / m_M$$

$$h_M = [(42,39 \text{ lb/min} \cdot 40,5 \text{ Btu/lb}) + (221,69 \text{ lb/min} \cdot 30 \text{ Btu/lb})] / 264,08 \text{ lb/min} \Rightarrow$$

$$h_M = 31,69 = \text{Btu/lb}$$

Τέλος από ψυχομετρικό χάρτη αφού έχουμε υπολογίσει την ενθαλπία h_M του αέρα μίξης διαβάζουμε τα υπόλοιπα στοιχεία του αέρα τα οποία είναι :

Στοιχεία αέρα μίξης

$$\text{DBT}_M = 80 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\text{WBT}_M = 66,8 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$V_M = 3643,3 \text{ CFM}$$

$$v_M = 13,7 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

$$w_M = 78 \text{ grains/lb}$$

$$h_M = 31,69 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{RH}_M = 48\%$$

6.7 Εκλογή κλιματιστικής μονάδας θερινού κλιματισμού

Μια κλιματιστική μονάδα αποτελείται από μια σειρά εξαρτημάτων που συνεργάζονται έτσι ώστε να επιτευχθεί ο θερινός κλιματισμός, τα βασικότερα εξαρτήματα είναι ο εξατμιστής, ο συμπυκνωτής και ο συμπιεστής, τα οποία αναλύονται ενδελεχώς παρακάτω.

Η εκλογή των κλιματιστικών μονάδων γίνεται συνήθως από τους καταλόγους των κατασκευαστών, αφού έχουμε συλλέξει τα απαιτούμενα στοιχεία επιλογής.

Τα στοιχεία αυτά είναι:

- Ø Η ολική ποσότητα κλιματισμένου αέρα σε Cfm. Η ποσότητα αυτή του αέρα αναφέρεται πάντα στην ψύξη γιατί κατά την ψύξη απαιτούνται τα

περισσότερα m³/h αέρα. Η παρακάτω σχέση μας δίνει τα απαιτούμε m³/h κλιματιζόμενου αέρα.

∅ Κατά την ψύξη :

$$\dot{V}^g = \frac{Q_s}{1,08 \cdot \Delta T} \quad (6.14)$$

Όπου:

\dot{V}^g : είναι η ποσότητα του κλιματιζόμενου αέρα σε Cfm.

Q_s : είναι το αισθητικό φορτίο σε Btu/h.

ΔT : είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της θερμοκρασίας του χώρου και του αέρα που φεύγει από τη συσκευή σε °F.

∅ Ο αέρας κατά το θέρος, εγκαταλείπει τη συσκευή σε μια θερμοκρασία μεταξύ 42 °F (10°C) και 65 °F (18°C) και εξαρτάται από τον παράγοντα Αισθητής θερμότητας του κλιματιζόμενου χώρου (RSHF).

∅ Η απαιτούμενη ψυκτική ικανότητα της κλιματιστικής μονάδα σε Btu/h.

∅ Οι συνθήκες κάτω από τις οποίες ζητούμε την ανωτέρω ικανότητα.

Δηλαδή:

1. Συνθήκες εισερχόμενου αέρα (DB και WB).
2. Θερμοκρασία εισερχόμενου και εξερχόμενου νερού.

∅ Η ταχύτητα του αέρα στα στοιχεία.

Πιο συνοπτικά η κλιματιστική μονάδα που θα επιλέξουμε παρακάτω θα είναι τύπου CHILLER αέρα νερού. Αποτελείται από έναν ψύκτη νερού μέσα στον οποίο ψύχεται νερό και στη συνέχεια οδηγείται στο ψυκτικό στοιχείο όπου θα παραλάβει τα ποσά θερμότητας από τον αέρα ο οποίος κυκλοφορεί στην εξωτερική πλευρά του ψυκτικού στοιχείου, στη συνέχεια το νερό θα οδηγηθεί στο ψύκτη ώστε να αποβάλλει τα ποσά θερμότητας που προσέλαβε από τον

αέρα. Τέλος η κλιματιστική μονάδα λειτουργεί με αερόψυκτο συμπυκνωτή και παλινδρομικό συμπιεστή.

Τα απαιτούμενα δεδομένα για την εκλογή της κλιματιστικής μονάδας υπολογίζονται παρακάτω:

∅ Υπολογισμός ποσότητας κλιματιζόμενου αέρα.

Με τη βοήθεια της σχέσης (6.14) έχουμε:

$$\dot{V}^g = \frac{Q_s}{1,08 \cdot \Delta T} = \frac{61000 \text{ Btu/h}}{1,08 \cdot (78 - 62,5)^\circ \text{F}} = 3634 \text{ Cfm}$$

Συνεπώς η ποσότητα του κλιματιζόμενου αέρα είναι $\dot{V}^g = 3634 \text{ Cfm}$, και σχεδόν ταυτίζεται με τη ποσότητα του κλιματιζόμενου αέρα που έχουμε υπολογίσει στο Κεφάλαιο 3 η οποία ισούται με $\dot{V}^g = 3643 \text{ Cfm}$, επομένως δεν χρειάζεται διόρθωση γιατί η απόκλιση είναι μικρή.

∅ Υπολογισμός θερμοκρασιών του κλιματιζόμενου αέρα.

Από το ψυχομετρικό χάρτη 6.1 η θερμοκρασία του αέρα που εγκαταλείπει το ψυκτικό στοιχείο είναι $\text{DBT}_{\text{ΣΤΟΙΧ}} = 62,5^\circ \text{F}$.

∅ Υπολογισμός ψυκτικής ισχύος.

Η απαιτούμενη ψυκτική ισχύ ισούται με το σύνολο των θερμικών απωλειών που υπολογίσαμε στις §6.3 και §6.4 και είναι :

$$Q_T = 90.000 \text{ Btu/h} = 7,5 \text{ R.T}$$

∅ Υπολογισμός θερμοκρασιών εισερχόμενου και εξερχόμενου αέρα και εισερχόμενου και εξερχόμενου νερού στο ψυκτικό στοιχείο

Η θερμοκρασίες εισερχόμενου και εξερχόμενου αέρα από το ψυκτικό στοιχείο, μπορούμε να τις διαβάσουμε από το ψυχομετρικό χάρτη 6.1 και είναι:

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

Θερμοκρασία εισερχόμενου αέρα=> $DBT_M = 80 \text{ }^\circ\text{F}$

Θερμοκρασία εξερχόμενου αέρα=> $DBT_{\text{ΣΤΟΙΧ}} = 62,5 \text{ }^\circ\text{F}$

Γνωρίζουμε ότι η διαφορά θερμοκρασίας ΔT του ψυχόμενου νερού στο ψυκτικό στοιχείο, για τα ψυκτικά συγκροτήματα τύπου CHILLER κυμαίνεται $\Delta T = 8-12 \text{ }^\circ\text{F}/(4.4-6.7 \text{ }^\circ\text{C})$, για την εύρεση των τιμών του εισερχόμενου και εξερχόμενου νερού θα χρησιμοποιήσουμε το Πίνακα 6.17 από τον οποίο θα επιλέξουμε το ψυκτικό συγκρότημα τύπου CHILLER.

Επομένως επιλέγουμε από το Πίνακα 6.17 συγκρότημα ψύξης τύπου CHILLER ΥΣΨΥ-7,5H (εικόνα 6.2) το οποίο συνεργάζεται με αερόψυκτο συμπυκνωτή και παλινδρομικό συμπιεστή ημίκλειστου τύπου, με τα εξής δεδομένα:

Ψυκτική ισχύει: $Q_T = 7,6 \text{ R.T} = 91.200 \text{ Btu/h}$

Θερμοκρασία συμπύκνωσης: $T_{\text{ΣΥΜ}} = 90 \text{ }^\circ\text{F} (32,2 \text{ }^\circ\text{C})$

Θερμοκρασία εξόδου ύδατος: $T_{\text{ΕΞ.ΥΔΑΤ}} = 42 \text{ }^\circ\text{F} (5.6 \text{ }^\circ\text{C})$

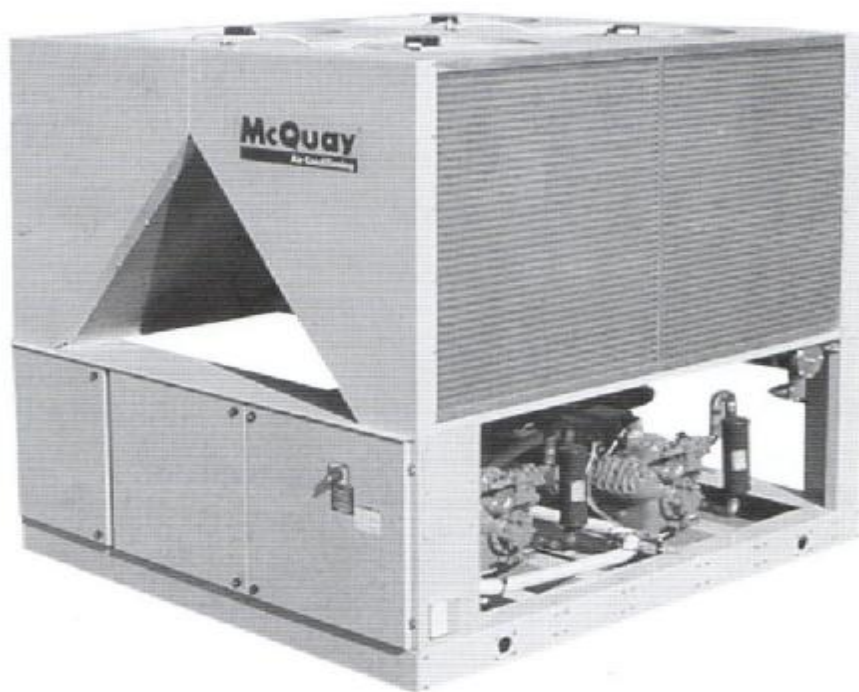
Θερμοκρασία εισόδου ύδατος: $T_{\text{ΕΙΣ.ΥΔΑΤ}} = 34 \text{ }^\circ\text{F} (1.1 \text{ }^\circ)$

Πίνακας 6.17 Επιλογής ψυκτικών συγκροτημάτων τύπου CHILLER

Τύπος	θερμ. εξόδου ύδατος	ΔΙΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΕΙΣΟΔΟΥ-ΕΞΟΔΟΥ ΥΔΑΤΟΣ 8-12 °F/4.4-6.7 °C										θερμ. εξόδου ύδατος
		ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ										
		90 °F/32,2 °C	95 °F/35 °C	100 °F/37,8 °C	105 °F/40,6 °C	110 °F/43,3 °C						
ΥΣΨΥ-5 ^H	40	5	4,9	4,9	5,0	4,8	5,1	4,7	5,2	4,6	5,3	4,4
	42	5,2	5,0	5,1	5,1	5,0	5,2	5,0	5,2	4,8	5,4	5,6
	44	5,4	5,1	5,3	5,2	5,2	5,3	5,1	5,3	5,0	5,4	6,7
	46	5,6	5,1	5,5	5,2	5,4	5,3	5,3	5,4	5,2	5,5	7,8
	48	5,8	5,2	5,7	5,3	5,6	5,4	5,5	5,4	5,4	5,5	8,9
	50	6,0	5,2	5,9	5,3	5,8	5,4	5,7	5,5	5,6	5,6	10,0

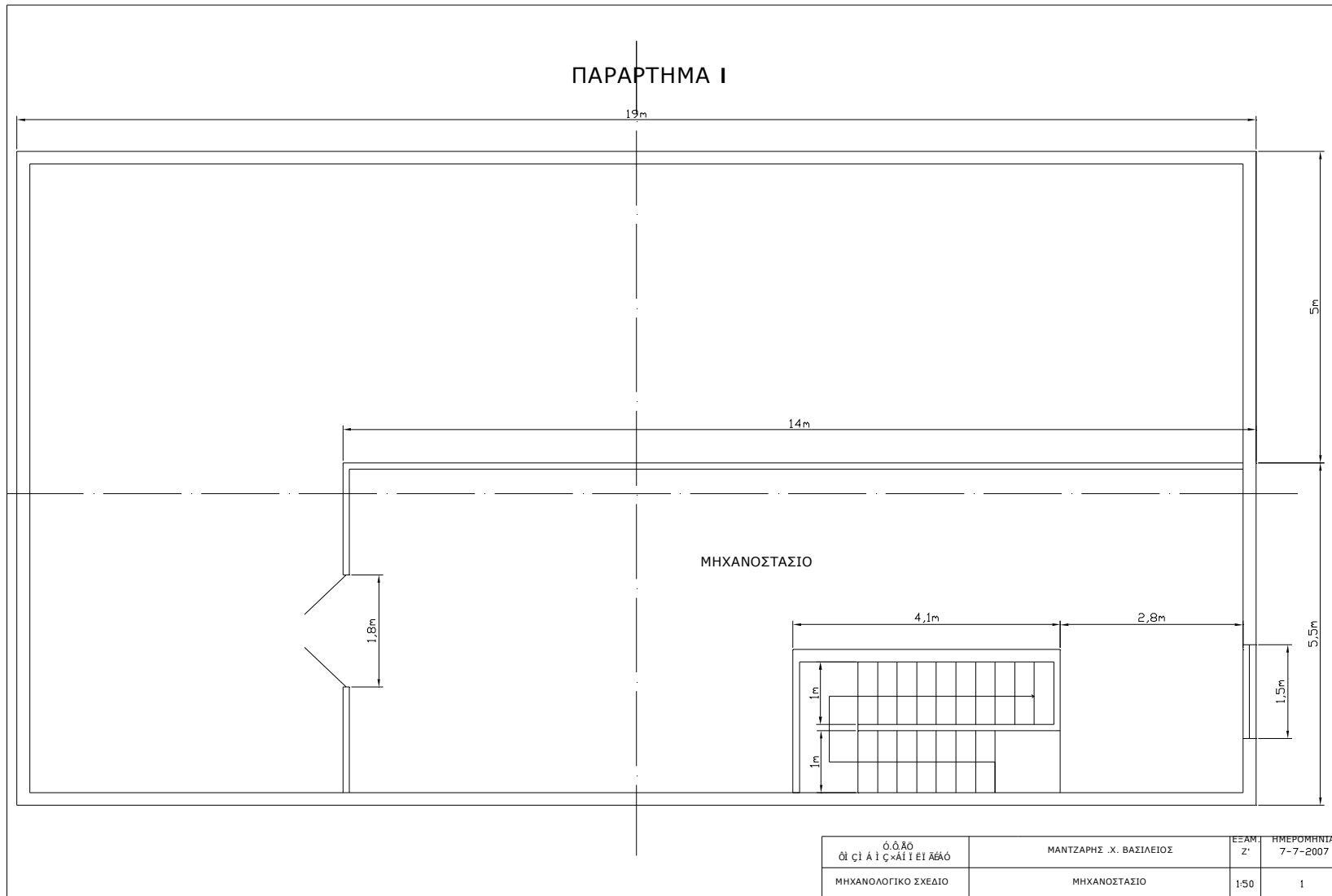
ΨΥΞΗ

ΥΣΨΥ-7,5 ^H	40	7,4	6,1	7,1	6,4	6,8	6,6	6,5	6,8	6,2	7,0	4,4
	42	7,6	6,2	7,3	6,5	7,0	6,7	6,7	6,9	6,4	7,1	5,6
	44	7,8	6,3	7,6	6,6	7,2	6,8	7,0	7,0	6,7	7,2	6,7
	46	8,0	6,4	7,8	6,7	7,4	6,9	7,3	7,1	7,0	7,3	7,8
	48	8,2	6,5	8,0	6,7	7,8	6,9	7,6	7,2	7,3	7,5	8,9
	50	8,4	6,5	8,2	6,8	8,0	7,0	7,8	7,3	7,6	7,6	10,0
ΥΣΨΥ-10 ^H	40	8,9	7,3	8,7	7,7	8,5	8,2	8,3	8,5	8,1	8,8	4,4
	42	9,2	7,4	9,0	7,8	8,8	8,2	8,6	8,6	8,3	8,9	5,6
	44	9,5	7,5	9,3	7,9	9,1	8,3	8,8	8,7	8,5	9,0	6,7
	46	9,8	7,6	9,6	8,0	9,4	8,4	9,1	8,8	8,8	9,1	7,8
	48	10,1	7,7	9,9	8,1	9,7	8,5	9,5	8,9	9,2	9,2	8,9
	50	10,4	7,8	10,2	8,1	10,0	8,5	9,9	9,0	9,6	9,4	10,0

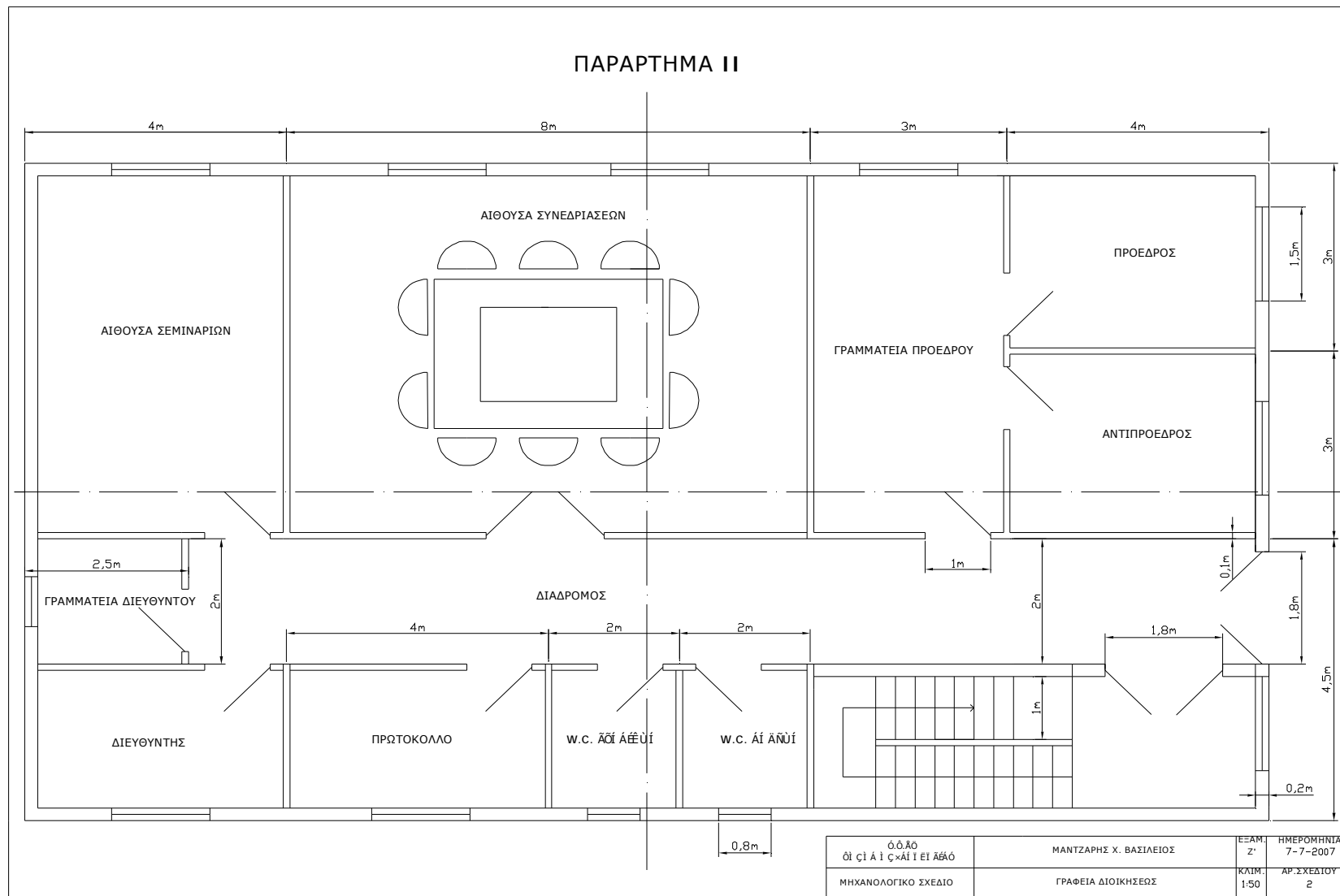


Εικόνα 6.2 Ψυκτικού συγκροτήματος Chiller αέρα νερού

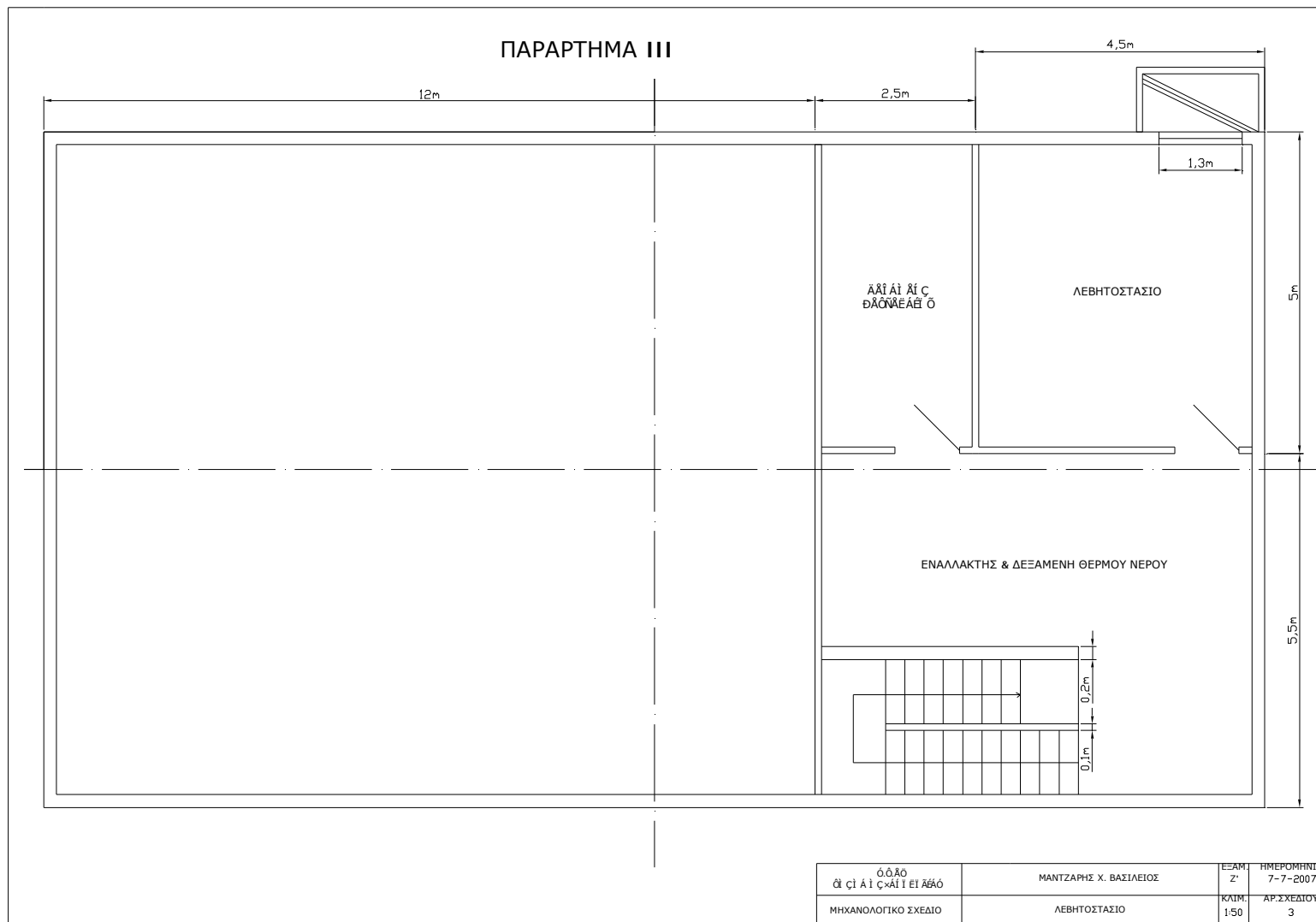
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

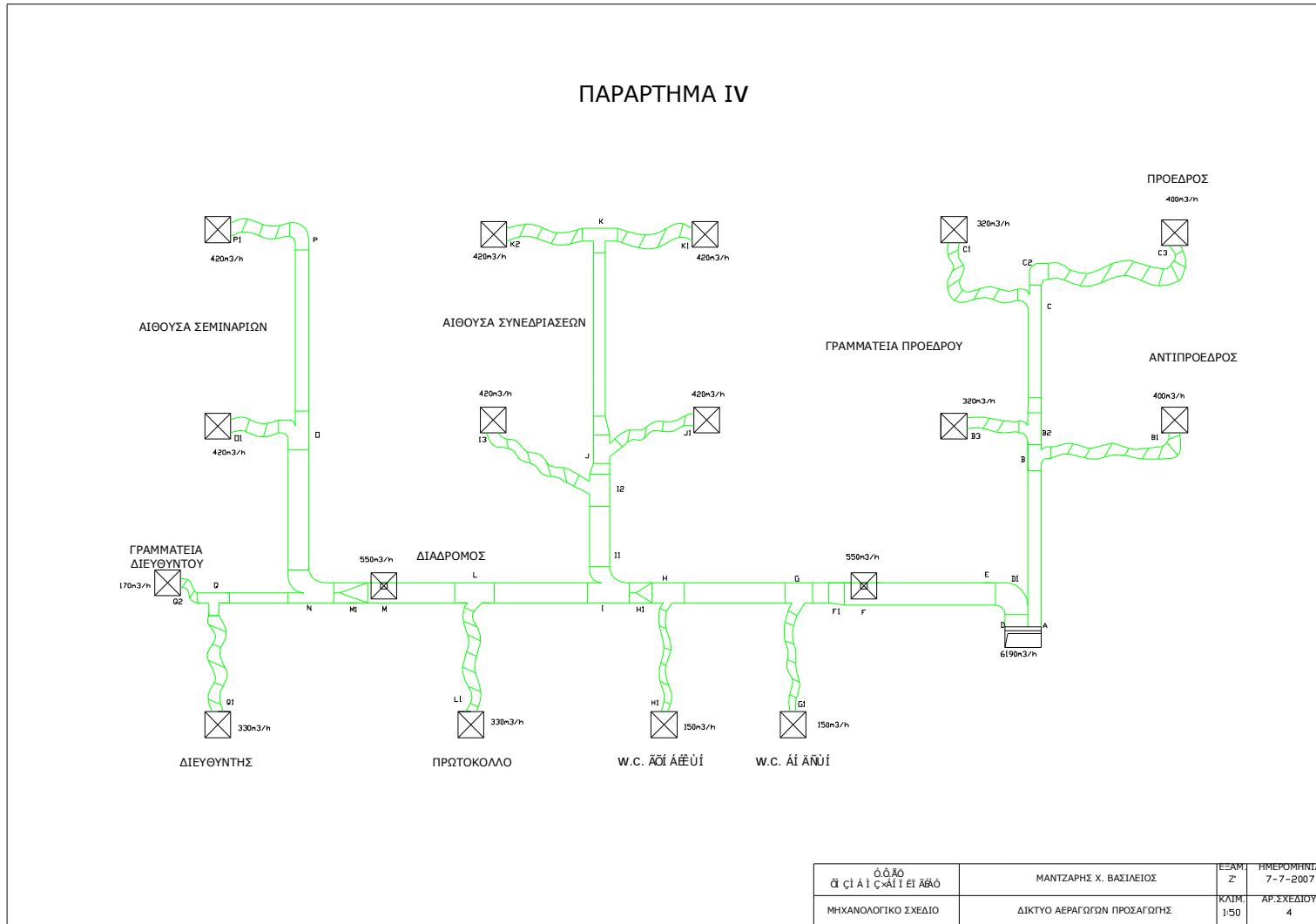


ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

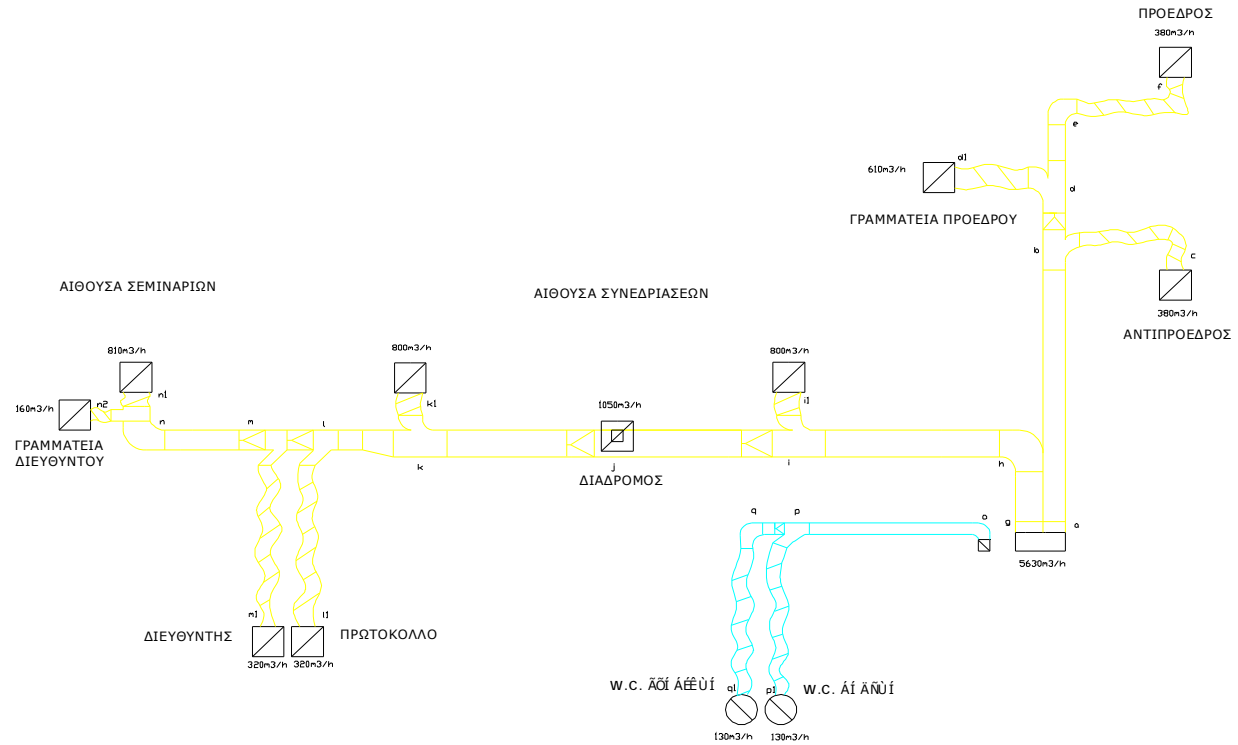


ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ



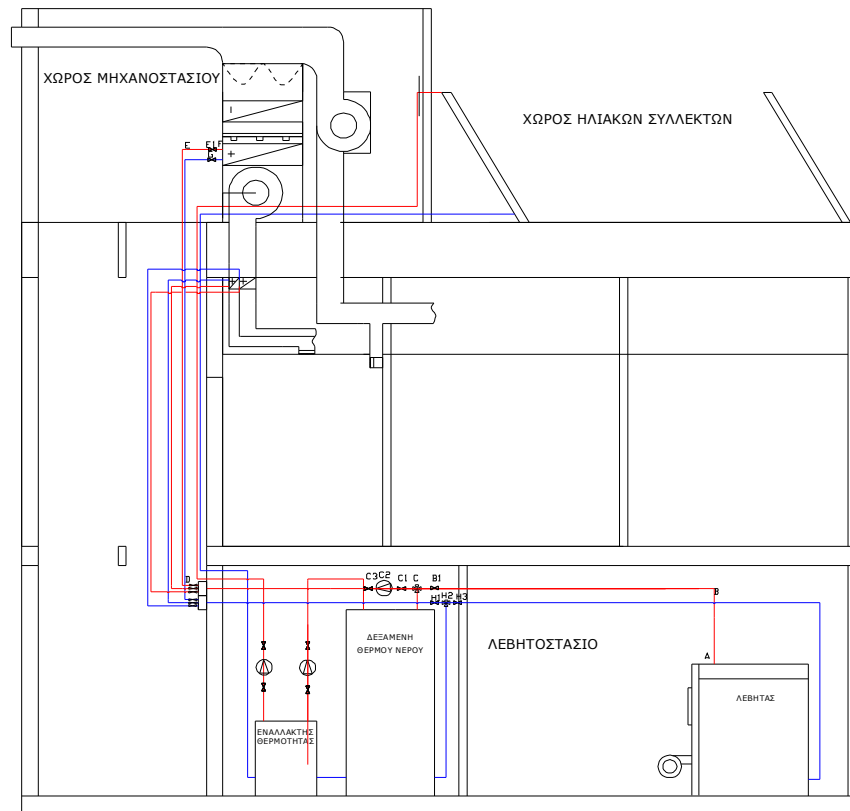


ΔΑΝΑΝΩΣΗ Α V



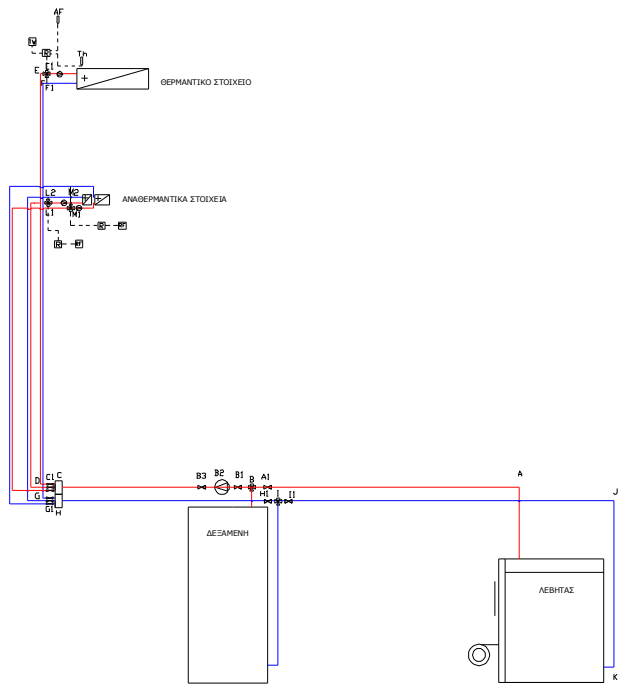
Ο Δ. Δ. Δ. ΑΙΤΙΟΛΟΓΙΑ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ	ΜΑΝΤΖΑΡΗΣ Χ. ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ	ΕΞΑΜ. Ζ'	ΗΜΕΡΟΜΗΝΙΑ 7-7-2007
ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΟ ΣΧΕΔΙΟ	ΔΙΚΤΥΟ ΑΕΡΑΓΩΓΩΝ ΕΠΙΣΤΡΟΦΗΣ	ΚΛΙΜ. 1-50	ΑΡ. ΣΧΕΔΙΟΥ 5

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ VI



<p>Ο.Ο.Δ.Ο. ΟΤΙ ΑΙΤΙΟΛΟΓΕΙΤΕΙ ΑΕΙΟ</p>	<p>ΜΑΝΤΖΑΡΗΣ Χ. ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ</p>	<p>ΕΞΑΜ. Ζ'</p>	<p>ΗΜΕΡΟΜΗΝΙΑ 7-7-2007</p>
<p>ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΟ ΣΧΕΔΙΟ</p>	<p>ΜΗΧΑΝΟΣΤΑΣΙΟ-ΛΕΒΗΤΟΣΤΑΣΙΟ-ΗΛΙΑΚΟΙ ΣΥΛΛΕΚΤΕΣ</p>	<p>ΚΛΙΜ. 1:50</p>	<p>ΑΡ.ΣΧΕΔΙΟΥ 6</p>

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ VII



Ο.Ο.Α.Ο. ΩΤ.Σ.Α.Ι.Ε.Ι.Ε.Ι.Α.Ε.Α.Ο.	ΜΑΝΤΖΑΡΗΣ Χ. ΒΑΣΙΛΕΙΟΣ	ΕΣΑΜ. Ζ'	ΗΜΕΡΟΜΗΝΙΑ 7-7-2007
ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΚΟ ΣΧΕΔΙΟ	ΔΙΚΤΥΟ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ ΘΕΡΜΑΝΤΙΚΩΝ ΣΤΟΙΧΕΙΩΝ	ΚΩΛΜ. 150	ΑΡ. ΣΧΕΔΙΟΥ 7

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. ΘΕΡΜΑΝΣΗ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΣ.... Β.Η.ΣΕΛΛΟΥΝΤΟΣ Α΄ΤΟΜΟΣ
2. ΘΕΡΜΑΝΣΗ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΣ.... Β.Η.ΣΕΛΛΟΥΝΤΟΣ Β΄ΤΟΜΟΣ
3. ΗΠΙΕΣ ΜΟΡΦΕΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΙΣ.Ν. ΚΑΠΛΑΝΗΣ
4. ΗΠΙΕΣ ΜΟΡΦΕΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΙΙΣ.Ν. ΚΑΠΛΑΝΗΣ
5. ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΣΚ. ΑΣΗΜΑΚΟΠΟΥΛΟΣ
6. ΠΗΓΕΣINTERNET EXPLORER