

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ

Τμήμα Γεωπονίας Φυτικής και Ζωϊκής Παραγωγής

Εργαστήριο Γεωργικών Κατασκευών και

Ελέγχου Περιβάλλοντος

Πτυχιακή Διατριβή

Του

ΦΙΛΙΠΠΟΥ ΑΓΓΕΛΑΚΟΠΟΥΛΟΥ

Έλεγχος Περιβάλλοντος για ζώα και φυτά

Υπεύθυνος Καθηγητής κ. ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΥ ΚΙΤΤΑ

ΒΟΛΟΣ

ΣΕΠΤΕΜΒΡΙΟΣ 1998



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΥΠΗΡΕΣΙΑ ΒΙΒΛΙΟΘΗΚΗΣ & ΠΛΗΡΟΦΟΡΗΣΗΣ
ΕΙΔΙΚΗ ΣΥΛΛΟΓΗ «ΓΚΡΙΖΑ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ»**

Αριθ. Εισ.: 33/1
Ημερ. Εισ.: 06-08-2003
Δωρεά:
Ταξιδετικός Κωδικός: ΠΤ – ΓΦΖΠ
1998
ΑΓΓ

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ
ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ



004000070091

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1	5
ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΕΛΕΓΧΟΥ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ ΣΤΗΝ ΓΕΩΡΓΙΑ	5
1.1 ΓΕΝΙΚΑ	5
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2	7
ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΑ	7
Εισαγωγή	7
2.1 ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΕΣ ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΕΣ ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ	8
2.1.1 Σχετική υγρασία	8
2.1.2 Αναλογία υγρασίας.....	8
2.1.3 Μερική Πίεση Κορεσμού Υδρατμών.....	9
2.1.4 Θερμοκρασία Αέρα.....	10
2.1.5 Βαθμοί Κορεσμού	10
2.1.6 Σημείο Δρόσου (Dew point).....	11
2.1.7 Φυσικές Ιδιότητες	12
2.2 ΜΕΤΡΗΣΗ ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΩΝ ΙΔΙΟΤΗΤΩΝ.....	12
2.3 ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ	13
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3	15
ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	15
3.1 ΤΡΟΠΟΙ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	15
3.1.1 Μετάδοσης Θερμότητας με αγωγή	15
3.1.2 Μετάδοσης Θερμότητας με μεταφορά	16
3.1.3 Μετάδοση Θερμότητας με ακτινοβολία.....	16
3.2 ΕΞΙΣΩΣΗ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΑΓΩΓΗΣ.....	17
3.3 ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΜΕΤΑΦΟΡΑ.....	19
3.3.1 Ελεύθερη Μετάδοση.....	19
3.3.2 Εξαναγκασμένη Μετάδοση.....	21
3.4 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑ.....	23
3.4.1 Γενικά	23
3.4.2 Εκπεμπόμενη θερμική ακτινοβολία.....	25
3.4.3 Ανακλώμενη και μεταδιδόμενη θερμική ακτινοβολία.....	26
3.4.4 Απορρόφηση και εκπομπή.....	26
3.4.5 Συντελεστές γωνίας.....	27
3.4.6 Ανταλλαγή θερμικής ακτινοβολίας.....	28
3.5 ΜΕΙΚΤΟΣ ΤΡΟΠΟΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	29
ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ	30
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4	32
ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ	32
4.1 ΓΕΝΙΚΑ.....	32
4.2 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΤΟΙΧΩΝ.....	32
4.3 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΔΙΑ ΜΕΣΟΥ ΟΡΟΦΗΣ.....	34
4.4 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΚΑΛΥΨΗΣ.....	35
4.5 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΠΟΡΤΩΝ.....	36
4.6 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΠΑΤΩΜΑΤΟΣ ΣΕ ΚΛΙΣΗ.....	36
4.7 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΤΟΙΧΩΝ ΥΠΟΓΕΙΩΝ ΚΑΙ ΠΑΤΩΜΑΤΩΝ.....	38
4.8 ΗΛΙΟΣ - ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΑΕΡΑ.....	39
4.9 ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	41
4.9.1 Συνολική Μεταφορά Θερμότητας.....	41
4.9.2 Συντελεστής συνολικής μεταφερόμενης θερμότητας.....	43
4.9.3 Λογαριθμική Εννοια της Θερμοκρασιακής Διαφοράς.....	43
Σχήμα 4-2: Σχηματική παράσταση της θερμοκρασιακής διαφοράς κατά μήκος εναλλάκτη.....	44
4.9.4 Αποτελεσματικότητα εναλλακτών θερμότητας και η μέθοδος NTU.....	45
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5	50
ΣΤΑΘΕΡΗ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΚΑΙ ΙΣΟΡΡΟΠΙΕΣ ΜΑΖΩΝ	50
5.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	50

5.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΔΙΑΤΗΡΗΣΕΩΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ, ΜΑΖΩΝ ΚΑΙ ΕΛΕΓΧΟΥ ΌΓΚΩΝ.....	50
5.2.1 Θερμότητα παραγόμενη από ζώα ή φυτά q_s	54
5.2.2 Μηχανικά παραγόμενη θερμότητα q_m	55
5.2.3 Κέρδος θερμότητας από τον ήλιο q_{so}	56
5.2.4 Εξάτμιση q_e	56
5.3 ΧΡΗΣΕΙΣ ΤΗΣ ΑΙΣΘΗΤΗΣ ΙΣΣΟΡΟΠΙΑΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ	57
5.4 ΣΥΣΤΑΤΙΚΑ ΤΗΣ ΙΣΣΟΡΟΠΙΑΣ ΜΑΖΑΣ, ΥΓΡΑΣΙΑ	58
5.4.1 Εξαερισμός m_{vi} και m_{vo}	59
5.5 ΧΡΗΣΕΙΣ ΤΗΣ ΙΣΣΟΡΟΠΙΑΣ ΜΑΖΩΝ, ΥΓΡΑΣΙΑΣ.....	60
5.6 ΣΥΣΤΑΤΙΚΑ ΙΣΣΟΡΟΠΙΑΣ ΜΑΖΩΝ. ΔΙΟΞΕΙΔΙΟ ΤΟΥ ΑΝΘΡΑΚΑ	60
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6	63
ΒΑΘΜΟΙ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ.....	63
6.1 ΓΕΝΙΚΆ.....	63
6.2 ΜΕΓΙΣΤΗ ΑΝΑΛΟΓΙΑ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ	64
6.3 ΜΙΝΙΜΟΥ ΑΝΑΛΟΓΙΑ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ.....	65
6.3.1 Το πρόγραμμα VENTGRPH.....	68
6.4 ΔΙΑΒΑΘΜΙΣΕΙΣ ΜΕΤΑΞΥ ΜΑΧΙΜΟΥΜ ΚΑΙ ΜΙΝΙΜΟΥ ΤΙΜΕΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ.....	69
6.5 ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΚΗΠΙΟΥ	71
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7.....	74
ΘΕΡΜΙΚΗ ΜΟΝΩΣΗ ΚΑΙ ΦΡΑΓΜΑΤΑ ΥΓΡΑΣΙΑΣ.....	74
7.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	74
7.2 ΚΑΤΑΛΛΗΛΟ ΠΑΧΟΣ ΜΟΝΩΣΗΣ.....	74
7.3 ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗ ΣΤΙΣ ΕΠΙΦΑΝΕΙΕΣ ΤΩΝ ΤΟΙΧΩΝ.....	76
7.4 ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗ ΜΕΣΑ ΣΤΟΥΣ ΤΟΙΧΟΥΣ.....	78
7.4.1 Διάχυση Υδρατμών.....	79
7.4.2 Αναλογίες συμπίκνωσης.....	80
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8.....	83
ΕΙΣΟΔΟΙ ΚΑΙ ΕΞΟΔΟΙ ΑΕΡΑ.....	83
8.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	83
8.2 ΒΑΣΙΚΑ ΜΗΧΑΝΙΚΗΣ ΡΕΥΣΤΩΝ.....	84
8.3 ΕΚΤΟΞΕΥΤΕΣ ΑΕΡΑ	86
8.4 ΕΙΣΟΔΟΣ ΑΕΡΑ ΜΕ ΕΓΚΟΠΗ.....	88
8.4.1 Λειτουργία εισόδου με εγκοπή.....	88
8.4.2 Ροή αέρα διαμέσου αρθρωτού εσωτερικού προφλακτjρα και κεντρικού ανοίγματος οροφjς με εκπομπή.....	90
8.5 ΔΙΗΘΥΣΗ ΑΕΡΑ.....	91
8.5.1 Χαρακτηριστική τεχνική συστήματος.....	92
8.6 ΕΞΟΔΟΙ ΑΕΡΑ.....	94
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9.....	97
ΔΙΑΝΟΜΗ ΑΕΡΑ.....	97
9.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	97
9.2 Η ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΩΣΗ.....	100
9.3 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΕΜΠΟΔΙΩΝ.....	102
9.4 ΕΠΙΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑ ΑΕΡΑ ΓΙΑ ΠΡΟΑΓΩΓΗ ΣΤΑΘΕΡΟΤΗΤΑΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΜΙΞΗΣ.....	104
9.5 Ο ΑΡΙΘΜΟΣ ΟΡΜΗΣ ΕΚΤΟΞΕΥΤΗ ΕΙΣΟΔΟΥ ΣΑΝ ΚΡΙΤΗΡΙΟ ΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ ΠΡΟΦΥΛΑΚΤΗΡΩΝ ΑΕΡΑ.....	106
9.6 ΑΝΟΛΟΚΛΗΡΩΤΗ ΜΙΞΗ.....	107
9.7 ΟΠΤΙΚΟΠΟΙΗΣΗ ΡΟΗΣ ΑΕΡΑ.....	107
9.8 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΙΞΗΣ.....	108
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 10.....	111
ΕΛΕΓΧΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ ΚΑΙ ΠΟΣΟΛΟΓΗΣΗ ΕΠΙΔΟΣΗΣ.....	111
10.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	111
10.2 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΗΧΑΝΙΚΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΚΑΙ ΔΙΑΒΑΘΜΙΣΜΕΝΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΩΝ ΜΕ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΕΣ ΑΠΛΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ.....	112

10.3 ΤΙΜΗ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ ΚΑΙ ΚΟΣΤΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ	117
10.4 ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΚΟΣΤΟΥΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ	117
10.5 ΠΟΣΟΛΟΓΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΕΛΕΓΧΟΥ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ	118
10.6 ΈΛΕΓΧΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ ΣΕ ΘΕΡΜΟΚΗΠΙΑ	119
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 11	121
ΦΥΣΙΚΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ	121
11.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	121
11.2 ΦΥΣΙΚΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ ΟΦΕΙΛΩΜΕΝΟΣ ΣΕ ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΩΣΗ. ΜΙΑ ΕΜΠΕΙΡΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ	124
11.3 ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΩΣΗ ΚΑΙ ΤΟ ΕΠΙΠΕΔΟ ΟΥΔΕΤΕΡΗΣ ΠΙΕΣΗΣ	125
11.4 ΠΙΕΣΕΙΣ ΑΝΕΜΩΝ ΣΕ ΚΤΙΡΙΑ	131
11.5 ΦΥΣΙΚΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ ΟΦΕΙΛΟΜΕΝΟΣ ΣΤΟΝ ΑΝΕΜΟ. ΜΙΑ ΕΜΠΕΙΡΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ	133
11.6 ΦΥΣΙΚΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ ΟΦΕΙΛΟΜΕΝΟΣ ΣΤΟΝ ΑΝΕΜΟ. ΜΕΘΟΔΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΠΙΕΣΗΣ	134
11.7 ΣΥΝΔΙΑΣΜΕΝΗ ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΩΣΗ ΚΑΙ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ ΟΦΕΙΛΟΜΕΝΟΣ ΣΕ ΑΝΕΜΟ, ΤΕΤΡΑΓΩΝΙΣΜΟΣ	135
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 12	140
ΡΟΗ ΑΕΡΑ ΣΕ ΑΕΡΑΓΩΓΟΥΣ	140
12.1 ΓΕΝΙΚΑ	140
12.2 ΕΞΙΣΩΣΗ BERNULLI	140
12.2.1 Παραδείγματα αλλαγής πίεσης	141
12.3 ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΑΠΟ ΤΡΙΒΗ	144
12.3.1 Εξισώσεις Darcy-Weisbach και Colebrook	144
12.3.2 Γραφήματα τριβής	145
12.3.3 Αγωγοί σχήματος ορθογώνιου τετραπλεύρου	146
12.3.4 Το πρόγραμμα FRICTION	147
12.4 ΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΑΠΩΛΕΙΕΣ	147
12.5 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΟΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ	147
12.6 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΕΡΑΓΩΓΩΝ	149
12.7 ΔΙΑΤΡΥΤΟΙ ΠΟΛΥΑΙΘΥΛΕΝΙΚΟΙ	149
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	151

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Με σεβασμό, ευχαριστώ τον καθηγητή μου κ. Κωντασντίνο Κίττα που μου έδωσε την ευκαιρία μέσω αυτής της εργασίας να ασχοληθώ με τον έλεγχο περιβάλλοντος και να αποκτήσω πολύτιμες γνώσεις.

Τον φίλο μου Δημήτρη Ασημακόπουλο που με βοήθησε στην εκτύπωση αυτής της εργασίας.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ ΕΛΕΓΧΟΥ ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ ΣΤΗΝ ΓΕΩΡΓΙΑ

1.1 ΓΕΝΙΚΑ

Η θέρμανση, ο αερισμός, η κατάσταση αέρα, συνθέτουν έναν αρκετά μεγάλο τομέα της μηχανικής. Ο έλεγχος περιβάλλοντος επίσης είναι σημαντικός παράγοντας της αγροτικής ζωής. Φυτά και ζώα τα οποία σήμερα θεωρούνται σημαντικά εμπορικώς είναι χρήσιμο να αναπτύσσονται κάτω από άριστες περιβαλλοντικές συνθήκες. Έχει αποδειχθεί σε αρκετές περιπτώσεις πως ο έλεγχος περιβάλλοντος παρέχει συνθήκες περιβάλλοντος κατάλληλες τόσο για ικανοποιητική διαβίωση του φυτού ή του ζώου, αλλά πολύ περισσότερο ο έλεγχος περιβάλλοντος παρέχει κατάλληλες συνθήκες για αύξηση της παραγωγής που είναι και το ζητούμενο. Η αύξηση της παραγωγής μέσω του ελέγχου περιβάλλοντος επιτυγχάνεται με έλεγχο των παραγόντων που είναι περιοριστικοί για την παραγωγή. Ο σχεδιασμός συστημάτων ελέγχου περιβάλλοντος απαιτεί κατανόηση των πολύπλοκων αντιδράσεων μεταξύ του Βιολογικού συστήματος του φυτού ή του ζώου που υπόκειται σε έλεγχο περιβάλλοντος και του περιβάλλοντος που δημιουργείται από αυτά τα συστήματα. Το κάθε βιοτικό σύστημα έχει ειδικές περιβαλλοντικές ανάγκες για σωστή ανάπτυξη και σωστή παραγωγή και όπως είναι λογικό δέχεται ισχυρή επίδραση από το περιβάλλον μέσα στο οποίο βρίσκεται. Ο έλεγχος περιβάλλοντος λοιπόν όπως είναι φανερό από τα παραπάνω βρίσκει πολλές χρήσεις στη Γεωργία. Μερικές από αυτές θα καταγράψουν πιο κάτω και θα αναλυθούν πολύ περισσότερο στα κεφάλαια που ακολουθούν. Ο έλεγχος περιβάλλοντος βρίσκει εφαρμογή στα αγροτικά κτίρια, όπου είτε με δυναμικό είτε

με φυσικό αερισμό επιτυγχάνουμε κατάλληλες συνθήκες περιβάλλοντος μέσα στο οποίο ζουν τα ζώα. Άλλη εφαρμογή έχουμε στα θερμοκήπια. Ο έλεγχος θερμοκρασίας είτε με την μορφή θέρμανσης είτε με την μορφή φυσικού ή δυναμικού αερισμού είναι πεδία με τα οποία ασχολείται ο έλεγχος περιβάλλοντος στα θερμοκήπια. Μπορούν να αναφερθούν και άλλα πολλά ακόμα παραδείγματα όπου ο έλεγχος περιβάλλοντος βρίσκει εφαρμογή. Όπως χώροι αποθήκευσης τροφίμων κλώβοι ανάπτυξης φυτών και ζώων, εργαστήρια όπου διαμένουν ζώα κ.α.

Είναι φανερό πως αυτή η εργασία έχει σαν σκοπό την παροχή των απαιτούμενων πληροφοριών ώστε να καταγραφούν μερικές από τις χρήσεις του ελέγχου περιβάλλοντος. Δίνονται πληροφορίες και εξηγήσεις για τα σημαντικότερα θέματα του ελέγχου περιβάλλοντος. Όπως έλεγχος θερμοκρασίας, εξαερισμός (φυσικός ή δυναμικός), διανομή αέρα. Υπάρχουν ακόμα αναφορές για συστήματα ελέγχου περιβάλλοντος αλλά και για τον σχεδιασμό των συστημάτων αυτών. Ιδιαίτερο βάρος έχει δοθεί στο θεωρητικό επίπεδο όπου παρέχονται αρκετές μαθηματικές σχέσεις που μέσα από αυτές επιτυγχάνεται το πέρασμα από την θεωρία προς την εφαρμογή. Η εργασία αυτή είναι βιβλιογραφική βασισμένη κυρίως στο βιβλίο του καθηγητή του πανεπιστημίου Cornell των Ηνωμένων Πολιτειών Louis D. Albright που έχει τίτλο «Environment Control for Animals and Plants» και διδάσκεται στο τμήμα «Αγροτική και Βιολογική μηχανική» (Agricultural and Biological Engineering).

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΑ

Εισαγωγή

Το ρευστό που μας ενδιαφέρει στην ψυχομετρία είναι υγρός αέρας. Ουσιαστικά, η ψυχομετρία είναι οι ιδιότητες του υγρού αέρα. Ένα μέρος της ψυχομετρίας ασχολείται με μεθόδους για τον υπολογισμό των ιδιοτήτων του ψυχρού αέρα σε γνωστές καταστάσεις και το άλλο μέρος της ψυχομετρίας έχει να κάνει με υπολογισμό ιδιοτήτων σε μια άγνωστη κατάσταση μετά από αλλαγή σε γνωστή κατάσταση. Ο ξηρός αέρας είναι μία κατάσταση αέρα όπου όλη η υγρασία και άλλα συστατικά έχουν απομακρυνθεί (π.χ σκόνη). Όσον αφορά το διοξείδιο του άνθρακα σε αυτό εμφανίζεται μια τόσο εποχιακή όσο και γεωγραφική παραλλακτικότητα. Και το επίπεδό του με τα σημερινά δεδομένα, δηλαδή στην μετά Βιομηχανικής Επανάστασης εποχή, βρίσκεται περίπου στα 345 ppm (2527mg/Kg). Ο ξηρός αέρας είναι βαρύτερος των υδρατμών και ελαφρύτερος του διοξειδίου του άνθρακα. Ο υγρός αέρας που είναι και το βασικό αντικείμενο μελέτης της ψυχομετρίας θεωρείται σαν ένα μείγμα ξηρού αέρα και υδρατμών. Οι αριθμητικές ιδιότητες που περιγράφουν την κατάσταση του αέρα είναι αλληλένδετες με τον βαθμό κορεσμού του αέρα με υδρατμούς. Αυτές οι αριθμητικές ιδιότητες αναφέρονται στις παρακάτω παραγράφους.

2.1 ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΕΣ ΑΡΙΘΜΗΤΙΚΕΣ ΙΔΙΟΤΗΤΕΣ

- Σχετική υγρασία (Relative humidity)
- Ρυθμοί υγρασίας (Humidity ratio)
- Μερική πίεση κορεσμού υδρατμών (Water Vapor saturation partial pressure)
- Θερμοκρασία αέρα (Dry bulb temperature)

2.1.1 Σχετική υγρασία

Είναι η πραγματική μερική πίεση των υδρατμών σε υγρά αλλά όχι κερεσμένο αέρα.

Εχουμε εδώ την σχέση:

$$\Phi = P_w/P_{ws} \quad (2.1)$$

- Φ η σχετική υγρασία
- P_w η πίεση ακόρεστου με υγρασία αέρα
- P_{ws} η πίεση κορεσμένου με υγρασία αέρα

Το Φ παίρνει τιμές από 0,0 για ξηρό αέρα έως 1,0 για εντελώς κορεσμένο με υδρατμούς αέρα. Η παραπάνω σχέση μπορεί να μετασχηματιστεί με το κλάσμα των μορίων των υδρατμών, σε μια κατάσταση αέρα προς τα μορίων των υδρατμών που χρειάζονται για να έρθουμε σε κατάσταση κορεσμού, σε ίδιες συνθήκες θερμοκρασίας και πίεσης. Δηλαδή έχουμε:

$$\Phi = X_w/X_{ws} \quad (2.2)$$

2.1.2 Αναλογία υγρασίας

Πρόκειται για την αναλογία μάζας υδρατμών σε μάζα ξηρού αέρα και συμβολίζεται με W . Σε μοριακό επίπεδο, όσο αφορά δηλαδή μοριακές μάζες η αναλογία των υδρατμών είναι:

$$18,9645/28,9645 = 0,62198$$

Επομένως:

$$W = 0,62198 X_w / X_a \quad (2.3)$$

Μετριέται σε Kg/Kg.

2.1.3 Μερική Πίεση Κορεσμού Υδρατμών

Αν γνωρίζουμε τις θερμοκρασίες μπορούμε να υπολογίσουμε τις μερικές πιέσεις σε

P_a από τον ακόλουθο τύπο:

$$\ln(P_{ws}) = A_1/T + A_2 + A_3T + A_4T^2 + A_5T^3 + A_6T^4 + A_7\ln(T) \quad (2.4)$$

Οι τιμές που παίρνουν τα A χωρίζονται σε δυο περιπτώσεις:

a) Θερμοκρασίες από -100 μέχρι 0 °C

b) Θερμοκρασίες από 0 μέχρι 200 °C

Έτσι λοιπόν για θερμοκρασίες από -100 μέχρι 0 °C τα A δίνονται από τους ακόλουθους τύπους:

$$A_1 = -5,6745359 E+03$$

$$A_2 = 6,3925247 E+00$$

$$A_3 = -9,677843 E-03$$

$$A_4 = 0,6221570 E-06$$

$$A_5 = 2,0747825 E-09$$

$$A_6 = -0,9484024 E-12$$

$$A_7 = 4,1635019 E+00$$

Και για την δεύτερη περίπτωση όταν η θερμοκρασία παίρνει τιμές από 0 μέχρι 200 °C έχουμε:

$$A_1 = -5,8002206E+03$$

$$A_2 = 1,3914993 E+00$$

$$A_3 = -48,640239 E-03$$

$$A_4 = 41,764768 E-06$$

$$A_5 = 14,452093 E-09$$

$$A_6 = 0,0$$

$$A_7 = 6,5459673 E+00$$

2.1.4 Θερμοκρασία Αέρα

Η θερμοκρασία μετριέται με το συνηθισμένο θερμόμετρο που βρίσκεται σε θερμική ισοροπία με τον αέρα.

2.1.5 Βαθμοί Κορεσμού

Η σχετική υγρασία ορίστηκε σαν η αναλογία των εν μέρει πιέσεων και είναι ένα μέτρο του ορίου στο οποίο ο αέρας είναι κορεσμένος με υδρατμούς. Βαθμός κορεσμού είναι ένας ξεχωριστός όρος που βοηθά ώστε να περιγραφεί το όριο κορεσμού, συμβολίζεται με το μ και δίνεται από τον τύπο:

$$\mu = \Phi (1 - P_{ws}/P) / (1 - \Phi P_{ws}/P) \quad (2.5)$$

Όταν έχουμε ξηρό αέρα ή κορεσμένο με υγρασία αέρα, τότε ο βαθμός κορεσμού και σχετική υγρασία ταυτίζονται. Αλλά όταν ο αέρας περιέχει υγρασία χωρίς να είναι κορεσμένος, τότε οι δυο όροι διαφέρουν λόγω της μη γραμμικής σχέσης μεταξύ αναλογίας υγρασίας και μερικής πίεσης υδρατμών.

2.1.6 Σημείο Δρόσου (Dew point)

Εάν ο αέρας που περιέχει υγρασία ψυχθεί επαρκώς, τότε έχουμε συμπύκνωση της υγρασίας. Η βροχή, το χιόνι, η ομίχλη δημιουργούνται με αυτό τον τρόπο. Η θερμοκρασία στην οποία επιτυγχάνεται αυτή η συμπύκνωση ονομάζεται θερμοκρασία σημείου δρόσου (t_d). Όταν η κατάσταση του αέρα βρίσκεται κάτω από την κατάσταση κορεσμού, όπως συνήθως συμβαίνει, η θερμοκρασία του σημείου δρόσου είναι μικρότερη από τη θερμοκρασία αέρα. Έτσι λοιπόν, σε αυτές τις καταστάσεις ο αέρας πρέπει να ψυχθεί έστω και λίγο για να γίνει η συμπύκνωση. Όπως είναι λογικό σε κατάσταση κορεσμού η θερμοκρασία σημείου δρόσου και η θερμοκρασία αέρα είναι ίδιες. Αρχικά όταν ο αέρας ψύχεται δεν παρατηρείται αλλαγή στη συμπύκνωση της υγρασίας. Η σχετική υγρασία ανυψώνεται γιατί ο ψυχρός αέρας έχει λιγότερη υγρασία απ' ό,τι ο θερμότερος αέρας. Επειδή η Θερμοκρασία του σημείου δρόσου είναι συνάρτηση της μερικής πίεσης των υδρατμών του αέρα αυτό μας δίνει την δυνατότητα να υπολογίσουμε την Θερμοκρασία σημείου δρόσου με τις παρακάτω σχέσεις:

a) Για καταστάσεις ψύξης μεταξύ από -60 μέχρι 0C η Θερμοκρασία σημείου δρόσου σε C δίνεται από τον τύπο:

$$t_d = -60,45 + 7,0322 \ln(P_w) + 0,3700(\ln(P_w))^2 \quad (2.6)$$

b) Για Θερμοκρασία από -0 μέχρι 70C έχουμε τον τύπο

$$t_d = -35,957 - 1,8726 \ln(P_w) + 1,1689(\ln(P_w))^2 \quad (2.7)$$

Το P_w μετριέται σε Pascals

2.1.7 Φυσικές Ιδιότητες

Υπάρχουν φυσικές ιδιότητες οι οποίες είναι πολύ χρήσιμες για περιβαλλοντικούς υπολογισμούς που είναι

- a) Πυκνότητα $\rho=M/V$
- b) Ειδικός ογκος: το αντίστροφο της πυκνότητας $1/\rho$ δηλαδή $v=V/M$
- c) Ενθαλπεία

2.2 ΜΕΤΡΗΣΗ ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΩΝ ΙΔΙΟΤΗΤΩΝ

Υπάρχουν διάφορα όργανα τα οποία χρησιμοποιούνται για την μέτρηση των ψυχομετρικών ιδιοτήτων του αέρα με υγρασία. Το πιο συνηθισμένο από τα μεγέθη που μετράμε είναι η θερμοκρασία. Η θερμοκρασία μπορεί να μετρηθεί από το πιο απλό όργανο που είναι το θερμόμετρο και να πάμε σε πιο σύνθετα όργανα όπως θερμοζεύγη, θερμίστορες, θερμόμετρα αντιστάσεις και πιο πρόσφατα μέτρηση θερμοκρασίας μέσω H/Y. Για να είναι αξιόπιστες οι μετρήσεις κανένα από τα παραπάνω όργανα δεν πρέπει να δέχεται σημαντική θερμική ακτινοβολία από κάποια πηγή όπως π.χ η ηλιακή θερμότητα.

Όσον αφορά τώρα τη θερμοκρασία του σημείου δρόσου μπορεί να μετρηθεί με το υδρόμετρο σημείου δρόσου. Αυτά είναι όργανα που βασίζονται στο τρόπο με τον οποίο αντανακλάται το φως αν πέσει πάνω σε ένα παγωμένο κάτοπτρο. Αν υπάρχει υγρασία το φως διαμοιράζεται περισσότερο από όταν το κάτοπτρο είναι καθαρό. Το κάτοπτρο εναλλασόμενα θερμαίνεται και ψύχεται και ανάλογα η υγρασία εμφανίζεται και εξατμίζεται. Η θερμοκρασία του κατόπτρου μετρείται και για τις δυο περιπτώσεις και το κεντρικό σημείο του θερμομετρικού κύκλου όπου η υγρασία εμφανίζεται είναι η θερμοκρασία του σημείου δρόσου.

Η σχετική υγρασία μπορεί να μετρηθεί με διάφορους τρόπους. Η παραδοσιακή μέθοδος είναι να διοχετευθεί αέρας σε φυτίλι τυλιγμένο με ένα βρεγμένο θερμόμετρο σε ταχύτητα αέρα 3m/sec και ταυτόχρονα το φυτίλι να τυλιχθεί σε ένα στεγνό θερμόμετρο. Όταν τα θερμόμετρα φτάσουν σε κατάσταση ισοροπίας ενδείξεων η σχετική υγρασία μπορεί να υπολογισθεί από το ψυχομετρικό γράφημα (psychometric chart) χρησιμοποιώντας το λογαριθμικό κανόνα. Άλλοι τρόποι να υπολογίσουμε τη σχετική υγρασία είναι να βασιστούμε σε όργανα σε υγρή κατάσταση που μετράνε αλλαγές στις ηλεκτρικές ιδιότητες. Ουσιαστικά όμως πρέπει να πούμε ότι η μέτρηση της σχετικής υγρασίας σε ένα σκονισμένο και υγρό χώρο όπως αυτός ενός θερμοκηπίου είναι πρόβλημα που παραμένει χωρίς ικανοποιητική λύση.

2.3 ΨΥΧΡΟΜΕΤΡΙΚΗ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ

Ψυχομετρική διαδικασία μπορεί να οριστεί σαν η αλλαγή στην κατάσταση του αέρα με υγρασία που οφείλεται σε προσθήκη ή απομάκρυνση, είτε θερμικής ενέργειας είτε υδρατμών. Τα παραπάνω μπορούν να συμβούν και να αλλάξουν την κατάσταση του αέρα είτε μεμονωμένα είτε σε συνδυασμό. Όταν η ηλιακή ακτινοβολία εισέρχεται σε ένα θερμοκήπιο προστίθεται σε αυτό αισθητή θερμότητα (sensible heat) και το νερό αναγκάζεται να μεταβεί στη φάση των υδρατμών. Αυτό γίνεται είτε κατευθείαν είτε μέσω της διαπνοής. Έτσι αν η αρχική και η τελική κατάσταση του αέρα είναι γνωστές τότε η αισθητή και η λανθάνουσα θερμότητα (latent heat) που προστίθεται ή απομακρύνεται μπορούν να υπολογισθούν. Τρόποι με τους οποίους μπορεί να επιτευχθεί αλλαγή στην κατάσταση του αέρα και έτσι να έχουμε μια ψυχομετρική διαδικασία είναι η ακόλουθοι:

- Αισθητή θέρμανση ή ψύξη
- Ψύξη με εφύγρανση
- Αδιαβατική μείξη δυο στρωμάτων αέρα
- Εξατμιστική ψύξη (evaporative cooling)

Όσον αφορά την ψύξη δια εξατμίσεως μπορούμε να πούμε μερικά πράγματα παραπάνω. Στις αριθμητικές εφαρμογές του ελέγχου περιβάλλοντος στη γεωργία απαιτείται περισσότερη ψύξη απο αυτή που μπορεί να προέλθει μόνο από τον αερισμό. Η μηχανική ψύξη είναι αυτή που συνήθως χρησιμοποιόταν για την ψύξη του αέρα σε κτίρια οπου έχουμε ανθρώπινες δραστηριότητες. Οι συνθήκες για τις οποίες θα ρυθμιστεί η ψύξη σε μέρη οπου έχουμε ανθρώπινες δραστηριότητες, έχουν καθοριστεί μετά από πειράματα και λαμβάνοντας υπ' υπόψιν τον ανθρώπινο οργανισμό. Κάτι τέτοιο όμως δεν είναι δυνατό να συμβεί σε θερμοκήπια και σε αγροτικά κτίρια. Αυτό μπορεί να θεωρηθεί αναμενόμενο γιατί στα σύγχρονα θερμοκήπια και αγροτικά κτίρια παρατηρείται ένα πολύ μεγάλο φορτίο ψύξης. Κι η μηχανική ψύξη θα ήταν πολυδάπανη ώστε να αντιμετωπιστεί όλο αυτό το φορτίο. Ένας εναλλακτικός τρόπος που ευρύτατα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για ψύξη στη γεωργία είναι η εξατμιστική ψύξη (evaporative cooling). Η εξατμιστική ψύξη είναι πιο διαδεδομένη σε ξηρά κλιματα αλλά συναντάται και σε υγρά κλίματα στο ζεστότερο τμήμα της ημέρας όταν η σχετική υγρασία πλησιάζει τον κορεσμό. Η εξατμιστική ψύξη επιτυγχάνεται με αντικατάσταση του εξωτερικού αέρα η οποία επιτυγχάνεται μέσω επαφής με ένα υγρό μέσο για συγκεκριμένο εύρος χρόνου και έτσι δημιουργείται μια διαδικασία αδιαβατικού κορεσμού.

3.1 ΤΡΟΠΟΙ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Οι τρόποι μετάδοσης θερμότητας είναι τρεις:

1. Μετάδοση θερμότητας με αγωγή.
2. Μετάδοση θερμότητας με μεταφορά.
3. Μετάδοση θερμότητας με ακτινοβολία.

Ο έλεγχος περιβάλλοντος κτιρίων, θερμοκηπίων, πρέπει να βασίζεται στην κατανόηση των τριών αυτών τρόπων μετάδοσης της θερμότητας. Καθένας από τους τρεις αυτούς τρόπους μπορεί να υπάρχει ανεξαρτήτως, αλλά συνήθως δύο και συχνά και οι τρεις ταυτόχρονα συνεισφέρουν επαρκώς στο να υπολογισθούν οι περιβαλλοντικές συνθήκες σε κτίρια, θερμοκήπια κ.α.

3.1.1 Μετάδοσης Θερμότητας με αγωγή

Ο τρόπος αυτός μετάδοσης θερμότητας έχει σημασία κυρίως για τα στερεά. Πρόκειται για διάχυση θερμικής ενέργειας μεταξύ δύο περιοχών με διαφορετική θερμοκρασία. Η κατεύθυνση της διάχυσης αυτής γίνεται φυσικά από την θερμή στην ψυχρή περιοχή. Η ταχύτητα διάδοσης της θερμότητας σχετίζεται με την ταχύτητα διάδοσης του ήχου στο ίδιο μέσο (στερεό). Η μετάδοση θερμότητας με αγωγή είναι ο μόνος τρόπος μεταφοράς θερμότητας όσο αναφορά σώματα στερεά και αδιαφανή.

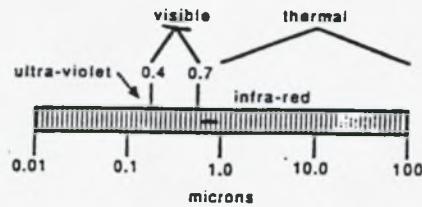
3.1.2 Μετάδοσης Θερμότητας με μεταφορά

Η Μετάδοση θερμότητας με μεταφορά είναι μια διαδικασία που λαμβάνει χώρα στα ρευστά. Πρόκειται είτε για μεταφορά θερμικής ενέργειας από ένα μέσο σε άλλο διαμέσου ενός ρευστού, είτε μεταφορά θερμικής ενέργειας μεταξύ ενός ρευστού και ενός στερεού. Παίρνοντας σαν παράδειγμα τις αγελάδες οι οποίες εκλύουν ένα ποσό θερμότητας στον περιβάλλοντα αέρα, η θερμότητα αυτή θα οδηγηθεί τελικά προς τα έξω αφού μεταφερθεί δια ρευμάτων μέσα από τους τοίχους του κτιρίου. Η μετάδοση θερμότητας με μεταφορά ταξινομείται με δύο τρόπους:

Αν ένας ανεμιστήρας προκαλεί κίνηση του ρευστού τότε λέγεται εξαναγκασμένη μεταφορά, ενώ αν η κίνηση οφείλεται σε διαφορές πυκνότητας του ρευστού που συχνά προσδιορίζονται από διαφορετικές θερμοκρασίες τότε λέγεται ελεύθερη μεταφορά.

3.1.3 Μετάδοση Θερμότητας με ακτινοβολία

Η περίπτωση αυτή διαφέρει από τις δύο προηγούμενες. Η διαφορά έγκειται στο γεγονός ότι και στις δύο προηγούμενες περιπτώσεις απαραίτητη για τη μεταφορά θερμότητας ήταν η παρουσία ύλης. Στην περίπτωση της μεταφοράς θερμότητας με ακτινοβολία, το ζητούμενο είναι η απουσία ενός απορροφητικού μέσου. Το μήκος κύματος της ακτινοβολίας το οποίο θεωρήθηκε ότι παίζει σημαντικό ρόλο στη μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία ήταν το υπέρυθρο μήκος. Όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (3.1) το χαμηλότερο όριο της υπέρυθρης ακτινοβολίας είναι στο ανώτερο όριο της ζώνης φωτός περίπου στα 0,8 microns μήκος κύματος.



Σχήμα 3.1: Περιοχή συχνοτήτων ηλεκτρομαγνητικής ακτινοβολίας

Το ανώτερο όριο της θερμικής ακτινοβολίας δεν έχει ακριβώς ορισθεί, αλλά εκτείνεται μετά τα 10 μm, ένα μήκος κύματος στο οποίο θερμική ακτινοβολία εκπέμπεται από αντικείμενα σε θερμοκρασίες της γης. Ούτως ή άλλως ανταλλαγές θερμικής ακτινοβολίας δεν περιορίζονται σε αυτές τις περιοχές μηκών κύματος. Το ορατό φως και η υπεριώδης ακτινοβολία από τον ήλιο, είναι ηλεκτρομαγνητική ακτινοβολία και όταν απορροφάται μετατρέπεται σε θερμική ενέργεια.

3.2 ΕΞΙΣΩΣΗ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΑΓΩΓΗΣ

Η εξίσωση θερμικής αγωγής για ισοτροπικά στερεά εξάγεται στις περιπτώσεις μεταφοράς θερμότητας. Δίνεται από τον τύπο:

$$\nabla^2 t + g_{gen} / K = a^{-1} \delta t / \delta \tau \quad (3.1)$$

όπου:

- t : θερμοκρασία
- g_{gen} : η αναλογία της εσωτερικής παραγωγής θερμότητας σε W/m^3
- K : Θερμική αγωγή σε W/mK
- a : Θερμική διάχυση
- τ : ο χρόνος σε sec

Θερμική αγωγή (ή αγωγή θερμότητας): είναι μία ισχυρή ιδιότητα των υλικών στα οποία υπάρχει αναλογία σταθερής σχέσης ροής θερμότητας με αγωγή και θερμοκρασιακής κλίσης.

$$K = -q''/(dt/dn) \quad (3.2)$$

- n : η φορά της θετικής θερμοκρασιακής κλίσης
- q'' : η ροή θερμότητας, δηλαδή η θερμική ενέργεια που μεταφέρθηκε για μονάδα επιφάνειας σε μονάδα χρόνου

Οι τιμές θερμικής αγωγής για πραγματικά υλικά ορίζονται εμπειρικά. Η θερμική αγωγή μπορεί να είναι συνάρτηση του χρόνου, της θερμοκρασίας της υγρασίας της φοράς (κατεύθυνσης) ή της τοποθεσίας. Εν τέλει θα λέγαμε ότι στις περισσότερες περιπτώσεις στην περιβαλλοντική μηχανική, η θερμική αγωγή θα θεωρείται σχετικά σταθερό μονομετρικό μέγεθος.

Θερμική διάχυση: Είναι ένας συνδυασμός από θερμικές παραμέτρους

$$a = K/\rho C_p \quad (3.3)$$

- ρ : πυκνότητα
- C_p : ειδική θερμότητα

Η θερμική διάχυση είναι ένα μέγεθος το οποίο δείχνει το μέτρο της ταχύτητας που η θερμική ενέργεια μπορεί να διεισδύσει σε ένα στερεό υλικό και είναι σημαντική στα προβλήματα θερμικής αγωγής που εξαρτώνται από τον χρόνο.

Το ∇t^2 για ένα μονοδιαστατικό σύστημα μεταφοράς θερμότητας είναι το ακόλουθο:

$$\nabla t^2 = (1/n^m) d/dn\{n^m dt/dn\} \quad (3.4)$$

- $m = 0$ Καρτεσιανό
- $m = 1$ Κυλινδρικό
- $m = 2$ Σφαιρικό

Πολλά μηχανολογικά προβλήματα μπορούν να αναλυθούν χρησιμοποιώντας απλοποιημένους τύπους από την εξίσωση θερμικής αγωγής. Εάν η αγωγή είναι σταθερή κατάσταση αλλά υπάρχει μια πηγή θερμότητας που διανέμει ομοιόμορφα αυτή τη θερμότητα τότε σύμφωνα με την εξίσωση του Poisson

$$\nabla^2 t + g_{\text{gen}} / K = 0 \quad (3.5)$$

Η θερμότητα μπορεί να ανέλθει όταν η ηλιακή ακτινοβολία απορροφηθεί από το γυαλί ή το πλαστικό του περιβλήματος ενός θερμοκηπίου.

3.3 ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΜΕΤΑΦΟΡΑ

3.3.1 Ελεύθερη Μετάδοση

Η ελεύθερη μετάδοση θερμότητας με μεταφορά οφείλεται σε διαφορά θερμοκρασίας του εκάστοτε στερεού και του περιβάλλοντος σε αυτό ρευστού. Στην ελεύθερη μετάδοση το ρευστό κινείται χάρη σε διαφορές πυκνότητας που οφείλονται σε θερμοκρασία, υγρασία ή άλλα συστατικά στοιχεία του αέρα. Σε πολλές εργασίες έχουν δοθεί στοιχεία που αποδεικνύουν εμπειρικά συσχετισμούς μεταξύ των κανόνων μεταφοράς θερμότητας δια ρευμάτων και διαφόρων θερμικών ή γεωμετρικών ιδιοτήτων του ρευστού ή του στερεού αντικειμένου. Διαφορές στην πυκνότητα υπερτιμούν τις κινήσεις των ρευστών ενώ διαφορές στο ιξώδες τις υποβαθμίζουν. Ιδιότητες των ρευστών που επιδρούν στη ταχύτητα μετάδοσης θερμότητας με μεταφορά είναι οι ακόλουθες:

- a) Θερμική αγωγιμότητα
- b) Συντελεστής θερμότητας
- c) Διαστολή
- d) Ιξώδες

e) Πυκνότητα

f) Ειδική Θερμότητα

Η Βαρυντική σταθερά g επιδρά ανάλογα με το μέγεθος και το σχήμα του στερεού αντικειμένου επιδρά στην ανταλλαγή θερμότητας όπως και στη ταχύτητα μετάδοσης θερμότητας με μεταφορά.

Στη μεταφορά θερμότητας τρεις αδιάστατοι αριθμοί παίζουν πολύ σημαντικό ρόλο:

Ο αριθμός Nu (Nusselt), ο αριθμός Pr (Prandtl), και ο αριθμός Gr (Grashof).

a) Ο αριθμός Nusselt Nu:

Η μαθηματική σχέση υπολογισμού του είναι:

$$Nu = hL/k \quad (3.6)$$

- L : είναι μια χαρακτηριστική διάσταση του στερεού αντικειμένου
- k : είναι θερμική αγωγιμότητα του ρευστού
- h : είναι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας με μεταφορά που αλλιώς λέγεται συντελεστής επιφανείας

Η χαρακτηριστική διάσταση του στερεού μπορεί να είναι η οριζόντια διάμετρος ενός κυκλικού αγωγού, το βάρος του τοίχου ή η ισοδύναμη διάμετρος για ένα μη κυκλικό αγωγό. Ο αριθμός Nusselt μπορεί να ερμηνεύσει το μέτρο της ευκολίας με την οποία η θερμότητα μεταδίδεται με μεταφορά σε σχέση με την ευκολία που η θερμότητα μεταφέρεται με αγωγή και αυτό αποτελεί ένα μέτρο έντασης της διαδικασίας μεταφοράς θερμότητας με ρεύματα. Ο συντελεστής h ορίζεται σαν η ροή θερμότητας που μεταφέρεται με ρεύματα (q'') δια την διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ στερεού και ρευστού, δηλαδή:

$$h = q'' / \Delta t \quad \text{ή} \quad h = (q/A) \Delta t \quad (3.7)$$

q είναι η ολική θερμότητα που μεταφέρθηκε σε μια επιφάνεια A μεταξύ στερεού και ρευστού και η μεταφορά αυτή ωφείλεται σε μια διαφορά θερμοκρασίας Δt .

b) Ο αριθμός Pr (Prandlt):

Πρόκειται για τον δεύτερο αδιάστατο αριθμό ο οποίος εκφράζει τη σχέση διαχύσεως, της ροπής διαχύσεως και της θερμότητας από μια στερεή επιφάνεια διαμέσου του συνδετικού στρώματος με το ρευστό μέσα στο περιβάλλον ρευστό.

Υπολογίζεται με τη μαθηματική σχέση:

$$Pr = \mu C_p / k \quad (3.8)$$

- μ : το δυναμικό ιξώδες του αέρα
- C_p : η ειδική θερμότητα
- k : η θερμική αγωγιμότητα

c) Ο αριθμός Gr (Grashof):

Το τρίτο αδιάστατο μέγεθος στην ελεύθερη μετάδοση θερμότητας με μεταφορά μπορεί να θεωρηθεί σαν η σχέση δυνάμεων μεταξύ της δύναμης της άνωσης και της δύναμης αντίστασης του ιξώδους μέσα σε ένα ρευστό.

$$Gr = g\beta^2 B L^3 \Delta t / \mu \quad (3.9)$$

- B : Συντελεστής θερμικής ανταλλαγής
- g : Βαρυτική σταθερά

Γενικά στη διαδικασία της μετάδοσης θερμότητας με μεταφορά έχει βρεθεί μια σχέση που συνδέει τους τρεις αριθμούς και είναι οι ακόλουθη:

$$Nu = c(Gr Pr)^n \quad (3.10)$$

3.3.2 Εξαναγκασμένη Μετάδοση

Η εξαναγκασμένη μετάδοση θερμότητας με μεταφορά σε μια μονάδα επιφάνειας βάσης είναι συχνά μεγαλύτερη απ' ότι η ελεύθερη μεταφορά θερμότητας. Κινήσεις

ρευστών που ωφείλονται στην δράση ανεμιστήρων ή αντλιών είναι συνήθως πιο βίαιες από τις κινήσεις που προκαλούνται λόγω της θερμικής άνωσης.

Ο τύπος της ελεύθερης και της εξαναγκασμένης μεταφοράς θερμότητας με ρεύματα είναι ο ίδιος:

$$q'' = h \Delta t \quad (3.11)$$

Αυτό που αλλάζει στις δύο περιπτώσεις είναι η τιμή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (h).

Όπως και στην περίπτωση της ελεύθερης μεταφοράς έτσι και στην εξαναγκασμένη δύο αριθμοί παίζουν σημαντικό ρόλο. Οι αριθμοί αυτοί είναι: ο αριθμός Nusselt, Nu και ο αριθμός Reynolds, Re .

Ο αριθμός Reynolds, Re μπορεί να ερμηνευτεί σαν η αναλογία των δυνάμεων ροπής με τις δυνάμεις ιξώδους και αυτό εκφράζει το επίπεδο του στροβιλισμού (ανατάραξης) του ρευστού. Μαθηματικά εκφράζεται από την ακόλουθη σχέση:

$$Re = \rho VL/\mu \quad (3.12)$$

- ρ : πυκνότητα της μάζας
- μ : δυναμικό ιξώδους
- L : ένα χαρακτηριστικό μήκος
- V : Η μέση ταχύτητα ροής του ρευστού $V=V/A$

Στις εφαρμογές του ελέγχου περιβάλλοντος συχνά συσχετίζεται ο αέρας και η εξαναγκασμένη μεταφορά θερμότητας με ρεύματα και εφαρμόζεται ροή αέρα μέσα σε αγωγό. Για ροή αέρα μέσα σε αγωγό σε συγκεκριμένη ατμοσφαιρική πίεση εφαρμόζεται ο παρακάτω τύπος:

$$H = cG^{0.8}/D^{0.2} \quad (3.13)$$

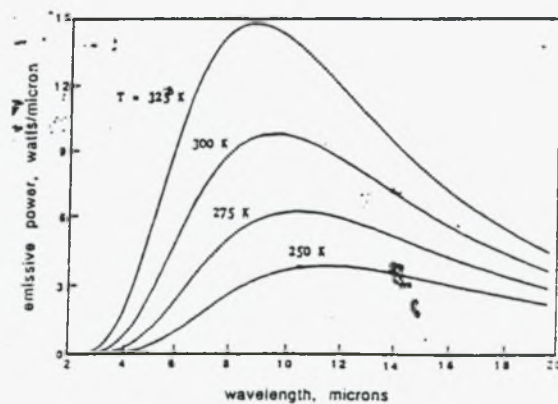
- c : συντελεστής υπολογιζόμενος από τις θερμικές ιδιότητες του αέρα
- G : ροή της μάζας του αέρα μέσα στον αγωγό. Για μονάδα Εγκάρσιας διατομής του αγωγού $\text{Kg/m}^2\text{s}$ $G=\rho V$
- D : υδραυλική διάμετρος του αγωγού σε m. $D=4(\text{επιφανείας})/\text{περίμετρο}$

Η υδραυλική περίμετρος ενός κυκλικού αγωγού ισοδυναμεί με τη φυσική περίμετρο

3.4 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑ

3.4.1 Γενικά

Είναι αλήθεια πως όλα τα αντικείμενα σε θερμοκρασίες γύρω στο απόλυτο μηδέν εκπέμπουν θερμική ακτινοβολία, η ακτινοβολία αυτή είναι πάνω από ένα μήκος κύματος όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (3.2):



Σχήμα 3.2: Μονοχρωματική δύναμη εκπομπής των μέλανων σωμάτων σε 250, 275, 300 και 325K.

Η ισχύς εκπομπής σε W/micron είναι η θερμική ενέργεια που εκπέμπεται για κάθε micron ζώνης κύματος. Η ολική εκπεμπόμενη ενέργεια είναι το ολοκλήρωμα της επιφάνειας κάτω από την καμπύλη. Περίπου το $1/4$ της εκπεμπόμενης θερμικής

ενέργειας είναι σε μήκη κύματος μικρότερα από το maximum, ενώ τα 3/4 είναι σε μήκη κύματος πάνω από το maximum. Καθώς η θερμοκρασία αυξάνεται η κορυφή γίνεται πιο έντονη.

Το μήκος κύματος για την ένταση ακτινοβολίας της κορυφής μπορούμε να το βρούμε χρησιμοποιώντας το νόμο του Wien.

$$\lambda_{\max} = 2898/T \quad (3.14)$$

- λ_{\max} : το μήκος κύματος σε microns
- T: η θερμοκρασία της επιφάνειας του εκπέμποντος σώματος σε K

Στο παραπάνω σχήμα, η καμπύλη για θερμοκρασία 300K έχει κορυφή σε μήκος κύματος 9,66 microns. Θερμική ακτινοβολία αντικειμένων σε θερμοκρασία γης αναφέρεται πως έχει περίπου μήκος κύματος τα 10 microns. Αυτό συνήθως χαρακτηρίζεται σαν «επιμήκες κύμα» ή «χαμηλή θερμοκρασία». Οι καμπύλες στο σχήμα δείχνουν ότι η κορυφή της ακτινοβολίας των αντικειμένων σε θερμοκρασίες γης είναι περίπου 10 microns. Αλλά η ακτινοβολία επιτυγχάνεται ικανοποιητικά πάνω και κάτω από αυτό το μήκος κύματος. Η ηλιακή ακτινοβολία έχει κορυφή στα 0,6 microns όπου εκφράζεται η πραγματική εκπομπή σε θερμοκρασία 4800K.

Αν μιλούσαμε γενικότερα θα λέγαμε ότι όλα τα σώματα δεν εκπέμπουν ούτε απορροφούν ακτινοβολία με τον ίδιο ρυθμό. Γενικά ένας καλός πομπός ακτινοβολίας είναι και καλός αποροφητής. Ο καλύτερος αποροφητής θα ήταν αυτός που θα απορροφούσε το σύνολο της ακτινοβολίας που θα έπεφτε πάνω του. Το ιδανικό σώμα που έχει την ιδιότητα να απορροφά όλη την προσπίπτουσα ακτινοβολία ονομάζεται «μέλαν σώμα». Αυτό που θα φανεί παράξενο είναι ότι το ανθρώπινο σώμα περιγράφεται ικανοποιητικά σαν μέλαν σώμα.

Η ολική ηλεκτρομαγνητική ακτινοβολία που εκπέμπεται σε όλα τα μήκη κύματος από ένα τετραγωνικό μέτρο επιφάνειας ενός σώματος ονομάζεται **ολική**

εκπεμπόμενη ισχύς. Με αύξηση της θερμοκρασίας η ολική ενέργεια που εκπέμπεται από το σώμα αυξάνεται ταχύτατα. Ο νόμος των Stefan-Boltzmann είναι ένας εμπειρικός νόμος που δείχνει τη σχέση θερμοκρασίας και ολικής εκπεμπόμενης ενέργειας δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$q'' = \sigma T^4 \quad (3.15)$$

το σ είναι η σταθερά Stefan-Boltzmann και είναι $\sigma = 5,6697E-08 \text{ W/m}^2\text{K}^4$

3.4.2 Εκπεμπόμενη θερμική ακτινοβολία

Όπως είπαμε ο ιδανικός πομπός χαρακτηρίζεται σαν μέλαν σώμα. Όμως κανένα σώμα δεν μπορεί να χαρακτηριστεί σαν τέλειος πομπός και τα πραγματικά υλικά χαρακτηρίζονται από μια δραστική εκπομπή ακτινοβολίας που ονομάζεται ακτινοβολία ϵ . Η ενέργεια ακτινοβολίας που ακτινοβολείται από πραγματικά αντικείμενα δίνεται από τον τύπο:

$$q'' = \epsilon T^4 \quad (3.16)$$

Η ικανότητα εκπομπής (τιμή) είναι συνάρτηση του μήκους κύματος το οποίο έχει διαφορετική ικανότητα εκπομπής από μία θερμοκρασία σε άλλη. Στη περίπτωση που η εκπομπή δεν είναι συνάρτηση του μήκους κύματος τότε τα αντικείμενα χαρακτηρίζονται σαν «φαία σώματα» (gray body). Η εκπομπή δεν αλλάζει απότομα όπως θα γινόταν αν ήταν συνάρτηση του μήκους κύματος. Αυτού λοιπόν του φαίιου σώματος η ακτινοβολία λαμβάνεται σαν δεδομένη για εφαρμογή στους υπολογισμούς του ελέγχου περιβάλλοντος που περιλαμβάνουν τη θερμική ακτινοβολία. Πρέπει να δοθεί έμφαση στο γεγονός πως η θερμική ακτινοβολία είναι ένα φαινόμενο που καθορίζεται από τις επιφάνειες των αντικειμένων. Οι ιδιότητες της ακτινοβολίας ενός αντικειμένου καθορίζονται από τις επιφάνειές του σε ένα πλάτος μόνο μερικών μηκών κύματος της ολικής ακτινοβολίας. Όπως είναι

κατανοητό από τα παραπάνω οι ιδιότητες ακτινοβολίας μιας επιφάνειας μπορούν να αλλάξουν με ένα απλό βήσιμο.

3.4.3 Ανακλώμενη και μεταδιδόμενη θερμική ακτινοβολία

Μια από τις ιδιότητες της θερμικής ακτινοβολίας είναι η ανάκλαση. Η ανάκλαση ορίζεται σαν η αναλογία της θερμικής ακτινοβολίας που προσπίπτει σε μια επιφάνεια και ανακλάται, προς την ολική ακτινοβολία που προσέπεσε πάνω στην επιφάνεια.

Άλλη ιδιότητα είναι η περατότητα και ορίζεται σαν το κλάσμα που μετεδίδεται μέσα από ένα δέκτη ακτινοβολίας.

Η απορρόφηση είναι μία άλλη ιδιότητα η οποία περιγράφεται με το κλάσμα που απορροφάται από μια επιφάνεια (και μετατρέπεται σε θερμική ενέργεια). Σύμφωνα με το νόμο διατήρησης της ενέργειας, το άθροισμα ανάκλασης περατότητας και απορρόφησης ισούται με 1.0.

3.4.4 Απορρόφηση και εκπομπή

Η απορρόφηση και η εκπομπή είναι αντίθετα σαν φυσικά φαινόμενα. Για μια δεδομένη όμως επιφάνεια και για ακτινοβολία στο ίδιο μήκος κύματος τα δυο αυτά μεγέθη αριθμητικά πρέπει να είναι ίσα. Μια επιφάνεια π.χ που έχει εκπομπή 0,6, για μήκος κύματος που χαρακτηρίζεται από τη θερμοκρασία αυτής της επιφάνειας, η επιφάνεια αυτή θα έχει επίσης απορρόφηση 0,6 για το ίδιο μήκος κύματος. Για παράδειγμα η άσπρη μπογιά έχει ηλιακή απορρόφηση πολύ μικρή. Η περισσότερη ηλιακή ακτινοβολία που προσκρούει σε λευκή μπογιά ανακλάται. Από μετρήσεις είναι γνωστό πως η λευκή μπογιά έχει εκπομπή θερμικής ακτινοβολίας μεγαλύτερη από 0,9 αυτό σημαίνει πως η λευκή μπογιά εκπέμπει κοντά στην ικανότητα ενός

μέλανος σώματος, όταν αυτό βρίσκεται σε θερμοκρασίες γης. Αυτή η τιμή εκπομπής εφαρμόζεται σε μήκη κύματος κοντά στα 10 microns. Η ισότητα της εκπομπής και της απορρόφησης σημαίνει ότι η λευκή μπογιά έχει απορρόφηση επίσης μεγαλύτερη από 0,9 θερμικής ακτινοβολίας για μήκη κύματος περίπου στα 10 microns.

3.4.5 Συντελεστές γωνίας

Όταν δυο σώματα ανταλλάσουν θερμική ακτινοβολία με διάχυση τότε η καθαρή ανταλλαγή προσδιορίζεται από τη ροή της ακτινοβολίας κάθε αντικείμενου καθώς και από τους συντελεστές γωνίας της ακτινοβολίας μεταξύ των δύο σωμάτων. Ο συντελεστής γωνίας μπορεί να συναντηθεί και σαν συντελεστής σχήματος ή συντελεστής διαμορφώσεως. Ο συντελεστής γωνίας μεταξύ των δύο σωμάτων μπορεί να ερμηνευτεί σαν το κλάσμα της ακτινοβολίας που αφήνει το πρώτο σώμα και συναντάται κατευθείαν από το δεύτερο. Ένας άλλος τρόπος προσέγγισης του συντελεστή γωνίας είναι να προσδιορίσουμε το ποσό της θερμικής ακτινοβολίας που δέχεται το σώμα 2 από το σώμα 1. Ένα σώμα μπορεί να ανταλλάξει θερμική ακτινοβολία με ένα δεύτερο σώμα αρκεί ο συντελεστής γωνίας μεταξύ των δύο σωμάτων να είναι διάφορος του μηδενός. Ο συντελεστής γωνίας κυμαίνεται από 0,0 (καμιά ανταλλαγή μεταξύ των δύο σωμάτων) μέχρι 1,0 (ανταλλαγή μόνο με το δεύτερο σώμα). Είναι ακόμα δυνατό ένα σώμα να παρουσιάζει συντελεστή γωνίας με τον εαυτό του. Αυτό συμβαίνει αν μέρος της ακτινοβολίας που αφήνει την επιφάνεια του σώματος συναντά κατευθείαν άλλη επιφάνεια του ίδιου σώματος (π.χ η εσωτερική επιφάνεια ενός ημισφαιρίου).

Καθένα από τα σώματα που εμπλέκονται σε διαδικασία ανταλλαγής θερμικής ακτινοβολίας έχει ένα συντελεστή γωνίας με το άλλο σώμα και οι δυο συντελεστές γωνίας δεν είναι ίσοι. Η σχέση που επαληθεύει τα παραπάνω είναι η ακόλουθη:

$$F_{1-2} A_1 = F_{2-1} A_2 \quad (3.17)$$

- F_{1-2} : συντελεστής γωνίας μεταξύ σώματος 1 με το σώμα 2
- A_1 : επιφάνεια του σώματος 1
- F_{2-1} : συντελεστής γωνίας μεταξύ σώματος 2 με το σώμα 1
- A_2 : επιφάνεια του σώματος 2

Ενας συντελεστής γωνίας που συχνά συναντάται στις περιβαλλοντικές μηχανικές αναλύσεις στη γεωργία εφαρμόζεται στη θερμική ακτινοβολία μεταξύ μικρών σωμάτων και του μεγάλου περιβάλλοντός τους. Για παράδειγμα ένα φυτό στο θερμοκήπιο είναι μικρό σε σχέση με το περιβάλλον του. Ο συντελεστής γωνίας από ένα φυτό μέσα στο θερμοκήπιο με το δομικό κάλυμα του θερμοκηπίου είναι περίπου 0,5, το μισό του «σύμπαντος» ακτινοβολίας του φυτού είναι το κάλυμα (οροφή - τοίχοι) το άλλο μισό είναι ο πάγκος του θερμοκηπίου και τα γύρω φυτά. Ο συντελεστής γωνίας της κατασκευής του θερμοκηπίου προς το φυτό είναι μικρός αλλά σε καμιά περίπτωση δεν είναι μηδενικός.

Σημείωση : Το σύνολο των συντελεστών γωνίας από ένα σώμα σε όλα τα άλλα σώματα (πιθανώς συμπεριλαμβανομένου και του εαυτού του) πρέπει να είναι ίσο με 1,0.

3.4.6 Ανταλλαγή θερμικής ακτινοβολίας

Η ανταλλαγή θερμικής ακτινοβολίας μπορεί να υπολογισθεί αν οι συντελεστές γωνίας είναι γνωστοί. Μια απλή κατάσταση είναι η περίπτωση μικρών σωμάτων σε μεγάλα περιβάλλοντα. Αυτό θεωρείται απλή περίπτωση γιατί η θερμική ακτινοβολία αφήνει το μικρό σώμα (ας το ονομάσουμε επιφάνεια 1) και απορροφάται από το μεγάλο περίγυρο (ας το ονομάσουμε επιφάνεια 2). Με άλλα λόγια η επιφάνεια 2 είναι

θερμικά μαύρη. Ακόμα και αν η απορρόφηση στην επιφάνεια 2 είναι μικρή, πολλαπλές ανακλάσεις από μέρος σε μέρος στην επιφάνεια 2 βοηθούν ώστε τελικά να απορροφηθεί όλη η θερμική ακτινοβολία. Πολύ μικρό ποσό θα ανακλαστεί πίσω στην επιφάνεια 1 λόγω του πολύ μικρού συντελεστή γωνίας από την 2 στην 1. Η καθαρή ανταλλαγή θερμικής ακτινοβολίας μπορεί να υπολογισθεί από τον παρακάτω τύπο:

$$q_{1-2} = A_1 \varepsilon_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (3.18)$$

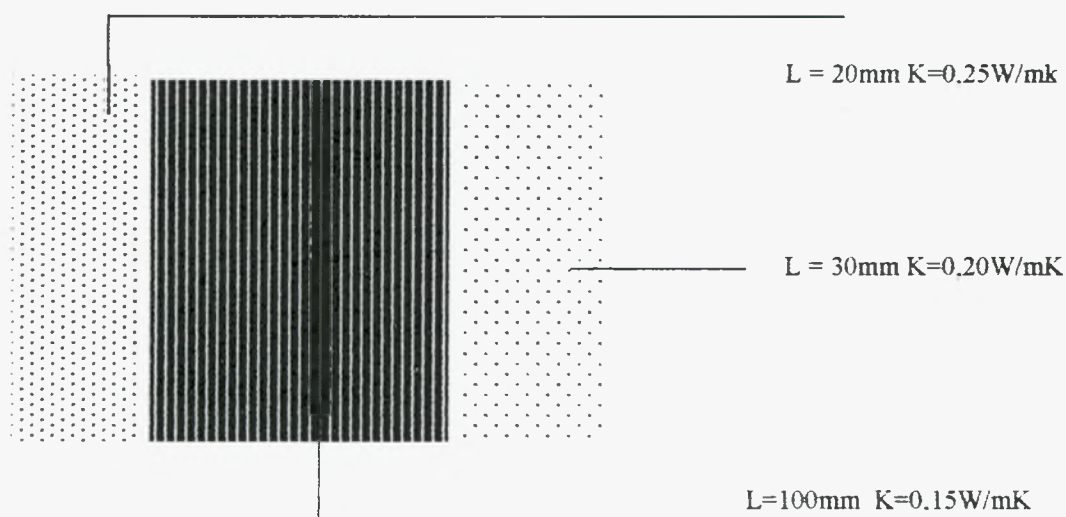
3.5 ΜΕΙΚΤΟΣ ΤΡΟΠΟΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Στις περιβαλλοντικές αναλύσεις συχνά εμφανίζονται καταστάσεις όπου μεταφορά θερμότητας με αγωγή, μεταφορά και ακτινοβολία συμβαίνουν ταυτόχρονα. Μερικά παραδείγματα τέτοιων περιπτώσεων είναι : 1) απώλεια θερμότητας μέσω της μόνωσης σε θερμαινόμενο σωλήνα όπου η απώλεια στην εξωτερική επιφάνεια είναι από μεταφορά και ακτινοβολία μαζί και 2) το κέρδος θερμότητας στην πάνω επιφάνεια της οροφής με απώλεια από αγωγή στην κάτω επιφάνεια και απώλεια στην πάνω επιφάνεια από αγωγή και ακτινοβολία.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ

θερμικές αντιστάσεις :

Ενας τοίχος είναι κατασκευασμένος όπως το παρακάτω σχήμα. Να υπολογισθούν οι θερμικές αντιστάσεις μονάδες επιφανείας και η ροή της θερμότητας εάν η μια πλευρά του τοίχου βρίσκεται σε 20C και η άλλη σε θερμοκρασία -5C.



Λύση:

Πρόκειται για ένα σύστημα θερμικών αντιστάσεων σε σειρά. Θα πρέπει να βρούμε τη θερμική αντίσταση κάθε περιοχής και τέλος να αθροίσουμε τις αντιστάσεις για να βρούμε τη συνολική θερμική αντίσταση.

$$R_1 = L_1/K_1 = (0,020\text{m})/(0,25\text{W/mK}) = 0,08 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

$$R_2 = L_2/K_2 = (0,100\text{m})/(0,15\text{W/mK}) = 0,67 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

$$R_3 = L_3/K_3 = (0,030\text{m})/(0,20\text{W/mK}) = 0,15 \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

Η ροή θερμότητας είναι $q' = \Delta t / (R_1 + R_2 + R_3) \Rightarrow q' = (20 - (-5)) / 0,90 \text{ m}^2 \text{ K/W}$

$$\Rightarrow q' = 27,8 \text{ W/ m}^2$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ

4.1 ΓΕΝΙΚΑ

Οι μηχανισμοί της μετάδοσης θερμότητας με αγωγή, μεταφορά και ακτινοβολία επιδρούν στις θερμικές ανταλλαγές μεταξύ των κτιρίων και του γύρω περιβάλλοντος χώρου. Η θερμότητα μεταφέρεται δια μέσου των τοίχων της οροφής, της στέγης, στις πότρες στα παράθυρα και στο πάτωμα.

Μοντέλα τα οποία περιγράφουν αυτή τη ροή της θερμότητας δια μέσου των δρόμων που αναφέρθηκαν προηγούμενα έχουν αναπτυχθεί και πλέον χρησιμοποιούνται ευρέως. Σε αυτό το κεφάλαιο ιδιαίτερη προσοχή θα δοθεί σε μοντέλα σταθερής κατάστασης.

4.2 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΤΟΙΧΩΝ

Οι σύγχρονες πρακτικές του σχεδιασμού και της κατασκευής τοίχων κάνουν δύσκολη την ανάλυση της μεταφοράς θερμότητας αν προσπαθήσουμε να τη δούμε και στην παραμικρή της λεπτομέρεια. Ευτυχώς έχουν βρεθεί διάφορες απλοποιήσεις, υποθετικές μεν, που μπορούμε όμως να τις λάβουμε υπόψη μας ως πραγματικές χωρίς μεγάλο σφάλμα.

Τύποι: Πολλούς τύπους τοίχων μπορούμε να συναντήσουμε στην κτιριακή πρακτική. Ίσως ο πιο συνηθισμένος τύπος είναι ένας τοίχος από ξύλινο πλαίσιο με

μέσα επένδυση για προστασία του τοίχου και έξω επένδυση για σταθερότητα και μηχανική προστασία αλλά και προστασία από τις καιρικές συνθήκες. Η κοιλότητα ενός επενδεδυμένου με ξύλο τοίχου μπορεί να είναι αριστερά άδεια αν δεν χρειάζεται συμπληρωματική μόνωση. Η μόνωση συχνά χρησιμοποιείται ακόμα και όταν η εξοικονόμηση ενέργειας δεν είναι το άμεσο ζητούμενο. Εάν ο τοίχος είναι μονωμένος η εσωτερική επιφάνειά του θα είναι θερμότερη κατά τη διάρκεια κρύου καιρού και η συμπύκνωση στην εσωτερική επιφάνεια δεν θα είναι σοβαρό πρόβλημα όσο θα ήταν αν είχαμε μη μονωμένο τοίχο.

Μόνωση: Η μόνωση μπορεί να έχει αρκετές μορφές. Ο υαλοβάμβακας είναι συνήθως αυτός που χρησιμοποιείται. Τα έμβολα της μόνωσης καταστέλουν την κυκλοφορία του αέρα μέσα στους πόρους και έτσι η θερμότητα κινείται με αγωγή.

Ο αέρας θεωρείται καλός μονοτής όσον αφορά τη θερμική αγωγή. Όταν χρησιμοποιείται μόνωση με υαλοβάμβακα, πρέπει να φροντίσουμε ώστε να εμποδιστεί η συμπύκνωση της υγρασίας μέσα στην κοιλότητα του τοίχου. Στη περίπτωση που υπερβολική ποσότητα ελεύθερου νερού σχηματίζεται, η μόνωση θα γίνει συμπαγής και η μονοτική της αξία θα χαθεί για πάντα. Ακόμα πρέπει να ληφθεί φροντίδα για να εμποδισθεί ο άνεμος ή ένα εξαγωγικό σύστημα εξαερισμού, από τη διαδικασία εισαγωγής εξωτερικού αέρα που εισάγεται αργά μέσω των μικρών τρυπών και μέσω της κοιλότητας της επένδυσης. Αυτό σημαίνει πως η διείσδυση του αέρα πρέπει να αποφεύγεται. Στη περίπτωση που ο αέρας διεισδύει στη μόνωση, τότε η μόνωση δρα σαν ένα αποτελεσματικό φίλτρο αέρα αλλά σε καμία περίπτωση σαν μόνωση.

Αφρίζουσα μόνωση επίσης χρησιμοποιείται σε αγροτικά κτίρια είτε σαν αφρολεξ ή τοποθετούμενη σε μέρη που χρησιμοποιείται αφρός. Ο αφρός έχει το πλεονέκτημα της υψηλής μονωτικής αξίας. Αν υγρές συνθήκες αναμένονται, ένα κλειστό στοιχείο

αφρού απαιτείται ώστε να εμποδιστεί ο κορεσμός της υγρασίας και η σημαντική απώλεια μονωτικής αξίας. Εάν ο αφρός τοποθετηθεί σε μέρος εκτεθειμένο στην ηλιακή ακτινοβολία τότε πρέπει να καλυφθεί αφού οι ακτίνες του ηλίου θα τον υποβαθμίσουν επιταχύνοντας την οξειδωτική διαδικασία.

Χαλαρό γέμισμα από υαλοβάμβακα, κυταρίνη (κελλουλόζη) και βερμικουλίτη μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν σε μόνωση. Σε κάθε περίπτωση οι υγρές συνθήκες των αγροτικών κτιρίων μπορούν να βλάψουν σοβαρά τη μόνωση. Αν μόνωση από ορυκτό κελλουλόζη βραχεί γίνεται ταχύτατα συμαγής και το στέγνωμα δεν αποκαθιστά αυτή τη βλάβη.

Επένδυση: Η εσωτερική επένδυση ενός τοίχου δρα πρωταρχικά για να προστατέψει τον τοίχο από μηχανικές ζημιές. Η εσωτερική επένδυση προβαίνει σε μηχανική προστασία και πρόσφατα έχουν χρησιμοποιηθεί υλικά με τα οποία προνοείται σε σημαντικό βαθμό η θερμική μόνωση.

4.3 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΔΙΑ ΜΕΣΟΥ ΟΡΟΦΗΣ

Η κατασκευή της οροφής είναι σε γενικές γραμμές πιο απλή απ' ό,τι των τοίχων. Η επένδυση εφαρμόζεται στην οροφή και η μόνωση (αν υπάρχει) τοποθετείται πάνω στην επένδυση. Σε μοντέρνα αγροτικά κτίρια σοφίτες δεν χρησιμοποιούνται και έτσι δεν τοποθετείται επένδυση πάνω στη μόνωση.

Η κατασκευή σκελετού (πλαισίωση) από ξυλεία χρησιμοποιείται στις οροφές. Γενικά η οροφή είναι προσηρτημένη στο κάτω μέρος του ζευκτού στέγης. Το κλάσμα της πλαισίωσης γενικά θεωρείται ότι είναι 0,1, όταν τα ζευκτά τοποθετούνται κατά διαστήματα των 0,4 και 0,07 όταν αυτή τοποθετείται στα 0,6.

Η επίδραση της στέγης συχνά θεωρείται σαν αμελητέα όταν υπολογίζουμε απώλειες θερμότητας μέσω της οροφής. Στερεότυπα μηχανικής πρακτικής θέλουν τις σοφίτες να είναι καλά αεριζόμενες ώστε να εμποδίζεται η συσσώρευση υγρασίας. Αυτό είναι σημαντικό ειδικά στους στάβλους όπου η στέγαση ζώων δημιουργεί συχνά υγρές συνθήκες κατά τη διάρκεια κρύου καιρού. Αν η σοφίτα είναι καλά αεριζόμενη η θερμοκρασία της θα πλησιάζει τη θερμοκρασία του εξωτερικού αέρα. Όταν η θερμότητα περάσει μέσω της οροφής στον αέρα της σοφίτας αυτή μεταφέρεται στον εξωτερικό χώρο μάλλον με τον αερισμό παρά με θερμική αγωγή μέσω της στέγης. Σε αυτή την περίπτωση η επίδραση της οροφής είναι ασήμαντη. Κατά τη διάρκεια ζεστού καιρού αρκετή θερμότητα μεταφέρεται κάτω μέσω της οροφής λόγω της θερμικής ακτινοβολίας που εκπέμπεται από την κάτω πλευρά της στέγης και απορροφάται από την πάνω πλευρά της οροφής. Αυτό υπολογίζεται περίπου στα 3/4 της θερμότητας που κερδίζουμε μέσω της οροφής και οφείλεται στην επίδραση ακτινοβολίας.

4.4 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΚΑΛΥΨΗΣ

Στα θερμοκήπια είναι απόλυτα κατανοητό ότι η είσοδος του φωτός γίνεται απ' όλο το κτίριο. Οι στάβλοι τόσο για τις γαλακτοπαραγωγικές αγελάδες όσο και για τους χοίρους έχουν μερικά παράθυρα που προβλέπουν την είσοδο του φωτός κατά τη διάρκεια της ημέρας. Άλλα αγροτικά κτίρια όπως πτηνοτροφία ή ψυχόμενες κηπουρικές, λαχανοκομικές αποθήκες δεν έχουν παράθυρα.

Συνήθως τα υλικά κάλυψης είναι γυαλί ή φύλλα πλαστικού. Διπλά άκαμπτα πλαστικά φύλλα συνήθως πολυεθυλενίου εμφυσημένα με αέρα είναι τα υλικά που συνήθως χρησιμοποιούνται σαν υλικό κάλυψης του θερμοκηπίου. Τα παράθυρα στους

στάβλους είναι συνήθως από γυαλί. Διπλό γυαλί για μόνωση μπορεί να χρησιμοποιηθεί για έλεγχο της συμπύκνωσης στην εσωτερική επιφάνεια, αν αυτό είναι το ζητούμενο. Σε ένα στάβλο τα παράθυρα δε χρειάζεται να έχουν τη δυνατότητα ανοίγματος αφού το σύστημα εξαερισμού έχει σχεδιαστεί ώστε να προμηθεύει τον στάβλο με όλο τον απαιτούμενο φρέσκο αέρα. Πράγματι τα ανοικτά παράθυρα μειώνουν την ικανότητα ενός καλά σχεδιασμένου συστήματος εξαερισμού να προμηθεύσει στον χώρο καλή διανομή αέρα.

Το υλικό κάλυψης δρα διπλά αφ' ενός στην εισαγωγή ηλιακής ακτινοβολίας και αφ' ετέρου στη μεταφορά θερμότητας μεταξύ εσωτερικού και εξωτερικού του κτιρίου.

4.5 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΠΟΡΤΩΝ

Οι πόρτες είναι συνήθως ένας σημαντικός παράγοντας στον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας από ένα αγροτικό κτίριο. Αυτό γίνεται παρ' ότι οι πόρτες καταλαμβάνουν ένα σχετικά μικρό μέρος της ολικής επιφάνειας του τοίχου. Επίπεδες πόρτες χρησιμοποιούνται ώστε να επιτρέπουν την είσοδο και έξοδο των ανθρώπων μέσα στο κτίριο και ψηλές ξυλοεπενδυμένες πόρτες επιτρέπουν την είσοδο του εξοπλισμού και των ζώων.

4.6 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΠΑΤΩΜΑΤΟΣ ΣΕ ΚΛΙΣΗ

Πολλά αγροτικά κτίρια είναι οικοδομημένα σε πλάκες σκυροδέματος χωρίς υπόγειο. Η περίμετρος των πλακών μοιάζει σα να έχουμε θεμέλιο σκυροδέματος προέκταση τοίχου κάτω από πλάκα θεμελίωσης που είναι κάτω απ' το επίπεδο παγετού. Η μόνωση μπορεί να είναι ή να μην είναι μέρος της περιμέτρου.

Η μεταφορά θερμότητας μέσω της περιμέτρου μοιάζει να είναι ένας σημαντικός παράγοντας σε στάβλους αλλά θεωρείται λιγότερο σημαντικός σε θερμοκήπια. Οι απώλειες θερμότητας της περιμέτρου μπορεί να είναι επίσης σημαντικές για αποθήκες κηπευτικών προϊόντων.

Η ισοκατανομή θερμότητας είναι ένας σημαντικός παράγοντας σε θερμοκήπια και στάβλους. Μικρά ζώα όπως νεογέννητα μοσχάρια και γουρούνια που βρίσκονται κατά μήκος του εξωτερικού τοίχου μπορεί να υποφέρουν σημαντικά από παγωνιά όταν ξαπλώνουν σε ψυχρό πάτωμα. Τα φυτά κατά μήκος του εξωτερικού τοίχου του θερμοκηπίου, πιο πολύ αυτά που βρίσκονται στο πάτωμα παρά αυτά που βρίσκονται σε πάγκους, υποφέρουν από χαμηλές θερμοκρασίες κατά τη διάρκεια ψυχρού καιρού.

Όταν αυτός ο παράγοντας είναι περιοριστικός για την παραγωγή τότε η περιμετρική μόνωση κρίνεται απαραίτητη.

Μία μη θερμενόμενη πλάκα έχει βρεθεί πως παρουσιάζει απώλειες θερμότητας πρώτα απ' όλα από την περιφέρειά της, δηλαδή την περίμετρο, παρά απ' το εσωτερικό μέρος. Αν το κτίριο πάνω σε πλάκα είναι θερμαινόμενο το έδαφος κάτω απ' το εσωτερικό μέρος του κτιρίου θερμαίνεται από τις απώλειες θερμότητας του κτιρίου. Ο δρόμος της θερμικής αγωγής προς το κρύο έδαφος γύρω από το κτίριο είναι μακρύς και η θερμότητα σαν αποτέλεσμα αυτού του γεγονότος δεν μεταφέρεται γρήγορα μακριά απ' τις κεντρικές περιοχές της πλάκας. Όσον αφορά τη θερμική αγωγή τα δυο μέτρα εξωτερικά της περιμέτρου είναι τα πιο σημαντικά.

Πειραματικές μαρτυρίες δείχνουν ότι οι απώλειες από την περίμετρο των κτιρίων είναι ανάλογη του μήκους της περιμέτρου και της διαφοράς θερμοκρασίας, μεταξύ της θερμοκρασίας του κτιρίου και της εξωτερικής θερμοκρασίας. Σε συνθήκες σταθερής κατάστασης δεχόμαστε πως η απώλεια θερμότητας της περιμέτρου μπορεί να υπολογισθεί από τον παρακάτω τύπο:

$$q_{\text{floor}} = F P (t_{\text{εσωτερική}} - t_{\text{εξωτερική}}) \quad (4.1)$$

- q_{floor} : απώλειες θερμότητας σε W
- P: περίμετρος κτιρίου
- F: πειραματικός παράγοντας για περιμετρική απώλεια θερμότητας σε W/mK

4.7 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΜΕΣΩ ΤΟΙΧΩΝ ΥΠΟΓΕΙΩΝ ΚΑΙ ΠΑΤΩΜΑΤΩΝ

Οι απώλειες θερμότητας από θερμενόμενα υπόγεια είναι περιπλεγμένη διαδικασία με δυσδιάστατα και τρισδιάστατα φυσικά φαινόμενα της διαδικασίας μεταφοράς θερμότητας με αγωγή. Απώλεια θερμότητας από τα ανώτερα τμήματα του τοίχου ενός υπογείου έχουν πιο γρήγορο δρόμο διαφυγής προς τον έξω αέρα απ' ότι οι απώλειες θερμότητας κοντά στην πόρτα.

Απώλειες θερμότητας από το πάτωμα επηρεάζονται περισσότερο από τη θερμοκρασία εδάφους παρά από την εξωτερική θερμοκρασία. Εδώ πρέπει να εξαιρεθεί η επιρροή της θερμοκρασίας αέρα στη θερμοκρασία εδάφους.

Για να υπολογίσουμε τις απώλειες θερμότητας του υπογείου, εμπειρικοί παράγοντες έχουν οριστεί και χρησιμοποιούνται στους υπολογισμούς. Οι παράγοντες αυτοί χρησιμοποιούνται στη παρακάτω εξίσωση απώλειας θερμότητας:

$$q_{\text{ground}} = U^* (t_{\text{εσωτερική}} - t_{\text{εδάφους}}) \quad (4.2)$$

- q_{ground} : απώλειες θερμότητας σε W
- t: θερμοκρασία
- U^* : ολοκλήρωμα αγωγιμότητας πάνω στην επιφάνεια απώλειας θερμότητας σε μονάδες W/K

Τα υπόγεια δεν είναι αρκετά βαθιά ώστε να περιβάλλονται από χώμα σε σταθερή θερμοκρασία. Ουσιαστικά σταθερή θερμοκρασία δεν βρίσκουμε έως τα 10m κάτω

από την επιφάνεια του εδάφους, έτσι το $t_{\text{εδάφους}}$ πρέπει να υπολογίζεται και να διαλέγεται ώστε να αντιπροσωπεύει την περίοδο θερμότητας.

Η ετήσια μέση θερμοκρασία εδάφους περίπου ισούται με την ετήσια μέση θερμοκρασία αέρα. Η χειμερινή θερμοκρασία εδάφους αντισταθμίζεται από τη ετήσια μέση θερμοκρασία με μία μείωση.

4.8 ΗΛΙΟΣ - ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ ΑΕΡΑ

Ολες οι αναλύσεις για κέρδη και απώλειες θερμότητας από κτίρια σε αυτό το σημείο υποθέτουν ότι η ανταλλαγή θερμότητας γίνεται μεταξύ περιοχών με τη θερμοκρασία αέρα και περιοχών με τη θερμοκρασία του εσωτερικού αέρα. Αυτή μπορεί να είναι μια ισχυρή υπόθεση όσο αναφορά τις νυχτερινές ώρες ή όταν έχει συνεφειά. Αλλά κατά την διάρκεια ωρών με σημαντική ηλιακή ακτινοβολία η ηλιακή θερμότητα είναι ένας επιπρόσθετος παράγοντας που μπορεί σημαντικά να επηρεάσει το μέγεθος της ανταλλαγής θερμότητας. Ένα μέγεθος που επιτρέπει τη μελέτη του αποτελέσματος της ηλιακής ακτινοβολίας και της μεγάλου κύματος θερμικής ακτινοβολίας, χωρίς να εισάγεται μη-γραμμικότητα από τη μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία, είναι η ηλιακή θερμοκρασία αέρα. Η ηλιακή θερμοκρασία αέρα, με απουσία ηλιακής θερμότητας και μεγάλου μήκους ανταλλαγής, είναι ισοδύναμη με την θερμοκρασία αέρα, που θα μπορούσε να προκαλέσει ανταλλαγή θερμότητας στην ίδια ποσότητα με αυτή που ανταλλάχθηκε, αν η πραγματική θερμοκρασία αέρα, θερμική ακτινοβολία και ηλιακή θερμότητα λαμβάνουνταν υπ' όψιν.

Μελετώντας μια επιφάνεια κτιρίου που δέχεται ηλιακή ακτινοβολία και ανταλλάσει θερμική ενέργεια με τον εξωτερικό αέρα με ρεύματα και με το ακτινοβόλο περίγυρο

με θερμική ακτινοβολία, τότε η ενεργειακή ισορροπία στην επιφάνεια που περιέχει ροές στο πάνω μέρος της επιφάνειας εκφράζεται από τη σχέση:

$$h(t_a - t_w) + aI + \varepsilon_w \sigma (T_s^4 - T_w^4) \quad (4.3)$$

Απλοποιώντας τη παραπάνω σχέση αντικαθιστούμε την μεγάλου μήκους κύματος ανταλλαγή με τον όρο $\varepsilon\Delta R$ που εκφράζει τη διαφορά μεταξύ θερμικής ακτινοβολίας που αφήνει την επιφάνεια και αυτής που προσκρούει σε αυτή και έτσι η σχέση (1) μετατρέπεται σε:

$$h(t_a - t_w) + aI + \varepsilon\Delta R \quad (4.4)$$

Επόμενη υπόθεση είναι μια κατάσταση όπου δεν υπάρχει ηλιακή ακτινοβολία ή μεγάλου κύματος θερμική ανταλλαγή. Υπάρχει μόνο ανταλλαγή με ρεύματα μεταξύ της επιφάνειας και του περιβάλλοντα αέρα σε μια θερμοκρασία αέρα t_{sa} , η οποία αποδίδει ακριβώς το ίδιο καθαρό ποσό ανταλλαγής θερμότητας με την επιφάνεια. Το κέρδος στην ισορροπία θερμικής ενέργειας για αυτή τη περίπτωση είναι μόνο από τη ροή θερμικών ρευμάτων.

$$h(t_{sa} - t_w) \quad (4.5)$$

Η ανταλλαγή θερμότητας στις δύο περιπτώσεις είναι η ίδια έτσι το κέρδος στην πάνω επιφάνεια πρέπει να είναι το ίδιο. Εξισώνοντας τις δύο αποδόσεις κέρδους θα έχουμε:

$$t_{sa} = t_a + (aI - \varepsilon\Delta R)/h \quad (4.6)$$

Αυτό το ισοδύναμο θερμοκρασίας ή όπως αποκαλείται «ηλιακή θερμοκρασία αέρα» είναι γνωστή για κάθε επιφάνεια του κτιρίου. Θερμική ανταλλαγή μεταξύ του κτιρίου και των εξωτερικών αντικειμένων μπορούν να υπολογισθούν χρησιμοποιώντας μόνο γραμμικές εξισώσεις. Ευτυχώς υπάρχουν δεδομένα να υπολογίσουμε την ηλιακή θερμοκρασία αέρα. Ο παραπάνω τύπος για την περίπτωση συνεφείας γίνεται:

$$t_{sa} = t_a + (aI - \sigma \varepsilon \cos\varphi (10-\Omega)) / h \quad (4.7)$$

- Ω : παράγοντας για τη συνεφειά που παίρνει τιμές από 0 για καθαρό ουρανό μέχρι 10 για εντελώς συνεφειασμένο.
- φ : γωνία κλίσης της επιφάνειας που μελετάμε και είναι 0° για οριζόντια επιφάνεια και 90° για κάθετη επιφάνεια.

4.9 ΕΝΑΛΛΑΚΤΕΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Οι μηχανικοί πρέπει συχνά να σχεδιάσουν εξοπλισμούς για μεταφορά θερμικής ενέργειας από ένα ρεύμα ρευστού σε άλλο. Θερμικοί εναλλάκτες χρησιμοποιούνται σε αυτή τη περίπτωση. Στάνταρ σχεδιαστικές τεχνικές είναι διαθέσιμες και εφαρμόζονται στα περισσότερα σχεδιαστικά προβλήματα, οι τεχνικές αυτές επίσης ταιριάζουν σε αναλύσεις με H/Y σαν εργαλείο σχεδιασμού.

Εναλλάκτες θερμότητας βρίσκουν μεγάλη εφαρμογή στη βιομηχανία τεχνολογίας τροφίμων στη θέρμανση και ψύξη προϊόντων διατροφής. Στον έλεγχο περιβάλλοντος εναλλάκτες θερμότητας χρησιμοποιούνται π.χ στη προθέρμανση φρέσκου αέρα με επανορθωτική θερμότητα από εξαεριζόμενο αέρα που εξάγεται από το κτίριο. Εναλλάκτες θερμότητας χρησιμοποιούνται για να μεταφέρουν θερμότητα από ρεύμα νερού (θερμαινόμενο σε βραστήρα) στον αέρα σε κυκλοφορητές αέρα όπως ανεμιστήρες - εκτοξευτές αέρα.

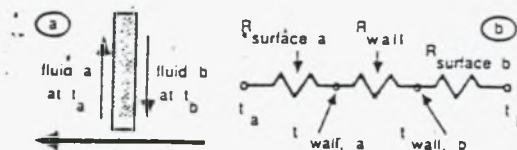
4.9.1 Συνολική Μεταφορά Θερμότητας

Στους εναλλάκτες θερμότητας η θερμοκρασία μεταφέρεται από ένα ρεύμα ρευστού σε ένα άλλο. Η μεταφορά αυτή συμβαίνει δια μέσου ενός τοίχου που χωρίζει τα δύο ρευστά. Έτσι μπορούμε να πούμε πως έχουμε ένα θερμικό κύκλωμα που περιλαμβάνει δυο θερμικές αντιστάσεις, μια για ρευματική μετάδοση θερμότητας και

μία για μετάδοση θερμότητας με αγωγή. Το θερμικό κύκλωμα φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (4-1) και η θερμική ροή q'' για κάθε μονάδα επιφάνειας είναι:

$$q'' = (t_b - t_a) / (1/h_a + x/k + 1/h_b) \quad (4.8)$$

Το k είναι η θερμική αγωγιμότητα του υλικού από το οποίο είναι φτιαγμένος ο τοίχος και x το πάχος.



Σχήμα 4-1: Θερμικό κύκλωμα για εναλλάκτη θερμότητας

Όπως και να έχει το θέμα ένας επίπεδος τοίχος με ομοιόμορφη θερμοκρασία στις δυο πλευρές του δεν αποτελεί ένα πρακτικό δεδομένο για τους εναλλάκτες θερμότητας. Το ζητούμενο είναι να μεταφερθεί θερμότητα, έτσι ώστε τα δυο στρώματα υγρού να διαφέρουν συνεχώς θερμοκρασιακά. Η συνολική θερμότητα που μεταφέρεται μπορεί να εκφραστεί σε όρους ενός συντελεστή συνολικής μεταφερόμενης θερμότητας U , μια ολική επιφάνεια για τη μεταφορά θερμότητας A και τη μέση μερική θερμοκρασιακή διαφορά Δt_m . Άρα σύμφωνα με τα παραπάνω έχουμε τον τύπο:

$$q = U A \Delta t_m \quad (4.9)$$

Ο προσδιορισμός του Δt_m εξαρτάται από το τύπο του εναλλάκτη θερμότητας που έχει σχεδιαστεί. Για παράδειγμα ας θεωρήσουμε εναλλάκτες θερμότητας με διπλούς

σωλήνες. Όταν έχουμε παράλληλη ροή η θερμοκρασία των δύο στρωμάτων υγρού προσεγγίζουν μια ίδια τιμή. Διαφορές στον όρο Δt_m από την αρχική διαφορά μεταξύ των εισαγόμενων υγρών δεν υπάρχουν αν ο εναλλάκτης είναι αρκετά μεγάλος ώστε να είναι αρκετά αποτελεσματικός. Εάν έχουμε αντίθετη ροή στον εναλλάκτη, η θερμοκρασία μεταξύ των δύο στρωμάτων υγρού μπορεί είτε να αλλάξει είτε να μην αλλάξει αλλά η διαφορά δεν είναι πρωτίστος γνωστή σε κάθε σημείο κατά μήκος του εναλλάκτη.

4.9.2 Συντελεστής συνολικής μεταφερόμενης θερμότητας

Όταν σχεδιάζονται εναλλάκτες θερμότητας για εμπορική χρήση τα δεδομένα του κατασκευαστή θα πρέπει να είναι ικανά ώστε να μπορεί να υπολογισθεί η ολική UA τιμή ενός εναλλάκτη. Ίσως θα μπορούσε να εκφραστεί σαν συνάρτηση των ιδιοτήτων του ρευστού, της αναλογίας ροής ή ακόμα θα μπορούσε να δοθεί σαν μια σταθερή τιμή. Τέτοια δεδομένα λαμβάνονται από πειράματα και είναι περισσότερο ακριβή όσο πιο πολύ οι εναλλάκτες χρησιμοποιούνται και δοκιμάζονται. Αν ο εναλλάκτης έχει σχεδιαστεί και κατασκευαστεί για τοπική χρήση η διαδικασία της θερμικής ανάλυσης πρωταρχικά καλύπτει τον υπολογισμό του UA του εναλλάκτη.

4.9.3 Λογαριθμική Εννοια της Θερμοκρασιακής Διαφοράς

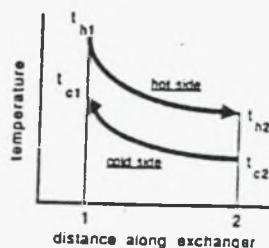
Η μέση διαφορά θερμοκρασίας από την μία άκρη του εναλλάκτη θερμότητας ως την άλλη χρειάζεται για να υπολογίσουμε το συνολικό ποσό θερμότητας που ανταλλάχθηκε. Μελέτες και εργασίες για τη μεταφορά θερμότητας δείχνουν πως διαφορικοί λογισμοί μπορούν να εφαρμοσθούν και να δώσουν σχέσεις για όλους

τους τύπους των εναλλάκτων θερμότητας τόσο για απλή αντίθετη ροή όσο και για παράλληλη ροή.

Ο μέσος όρος της θερμοκρασιακής διαφοράς είναι γνωστός σαν LMTP. Δηλαδή ονομάζεται «λογαριθμική μέση διαφορά θερμοκρασίας». Ορίζεται σαν η διαφορά θερμοκρασίας στο ένα άκρο του εναλλάκτη με την διαφορά θερμοκρασίας στο άλλο άκρο του εναλλάκτη διαιρούμενο με τον Νεπέριο λογάριθμο του λόγου των παραπάνω δύο διαφορών. Τα προηγούμενα φαίνονται στον παρακάτω τύπο:

$$\Delta t_m = (t_{h2} - t_{c2}) - (t_{h1} - t_{c1}) / \ln [(t_{h2} - t_{c2}) / (t_{h1} - t_{c1})] \quad (4.10)$$

Οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του υγρού πρέπει να είναι γνωστές για τον υπολογισμό του LMTD, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (4-2).



Σχήμα 4-2: Σχηματική παράσταση της θερμοκρασιακής διαφοράς κατά μήκος εναλλάκτη

4.9.4 Αποτελεσματικότητα εναλλακτών θερμότητας και η μέθοδος NTU.

Η μέθοδος LMTD είναι αρκετά ικανοποιητική όχι όμως για όλες τις περιπτώσεις όταν για παράδειγμα οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του στρώματος υγρού πρέπει να υπολογισθούν τότε η παραπάνω μέθοδος γίνεται δύσχρηστη. Στο σχεδιασμό του ελέγχου περιβάλλοντος συχνά σχετιζόμαστε με εμπορικά διατεθειμένους εναλλάκτες θερμότητας. Έτσι χρησιμοποιούμε μια άλλη μέθοδο που ονομάζεται NTU μέθοδος.

Η αποτελεσματικότητα ϵ ενός εναλλάκτη θερμότητας ορίζεται σαν:

$$\epsilon = \frac{\text{(πραγματική αναλογία μεταφοράς θερμότητας)}}{\text{(μέγιστη πιθανή αναλογία μεταφοράς θερμότητας)}}$$

Η πραγματική αναλογία της μεταφοράς θερμότητας μπορεί να υπολογισθεί είτε από την αναλογία θερμότητας που χάνεται από το ζεστό υγρό είτε από την αναλογία θερμότητας που κερδίζεται από το κρύο υγρό. Είναι άλλωστε γνωστός ο παρακάτω τύπος:

$$\begin{aligned} Q_{\text{πραγματικό}} &= m_h c_h \Delta t_h \quad \text{ή} \\ Q_{\text{πραγματικό}} &= m_c c_c \Delta t_c \end{aligned} \quad (4.11)$$

Οι υπογραμμίσεις h , c αφορούν αντίστοιχα το ζεστό υγρό (**hot**) και το κρύο υγρό (**cold**) ή αλλιώς τη ζεστή και τη κρύα πλευρά του εναλλακτήρα. Όσο αναφορά τη μέγιστη πιθανή αναλογία μεταφοράς θερμότητας, θα επιτευχθεί όταν το υγρό στη μια πλευρά του εναλλακτήρα φθάνει στη θερμοκρασία εισόδου του άλλου στρώματος υγρού. Το στρώμα υγρού που είναι πιθανό να συμβεί αυτό είναι το στρώμα υγρού που έχει τη μικρότερη δυνατή τιμή του όρου mc στον προηγούμενο τύπο. Αυτό γίνεται γιατί η ενεργειακή ισοροπία λέει πως η ενέργεια που κερδίζεται από τη κρύα πλευρά πρέπει να είναι ίση με την ενέργεια που χάνεται από τη ζεστή πλευρά.

Έτσι στον πιο πάνω τύπο έχουμε:

$$q_{\max} = (mc)_{\min} (t_{\text{hinlet}} - t_{\text{cinlet}}) \quad (4.12)$$

Όταν εισάγουμε θερμοκρασίες υγρών η αναλογία ροής μάζας και η ειδική θερμότητα είναι γνωστές η μέγιστη πιθανή ροή θερμότητας μπορεί να υπολογισθεί αν η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη έχει προϋπολογισθεί, τότε η πραγματική αναλογία μεταφοράς θερμότητας μπορεί να βρεθεί.

Οι εξισώσεις που παραθέτονται παρακάτω είναι για υπολογισμό αποτελεσματικότητας του εναλλάκτη θερμότητας. Για απλή παράλληλη ροή και αντίθετη ροή οι τιμές αποτελεσματικότητας μπορούν να δωθούν από τους παρακάτω τύπους:

- Παράλληλη ροή $\varepsilon = 1 - \exp[-NTU(1+c)] / (1+c)$
- Αντίθετη ροή $\varepsilon = 1 - \exp[-NTU(1-c)] / 1 - c \exp[-NTU(1-c)]$
- Για αντίθετη ροή $c = 1$: $\varepsilon = NTU / 1+NTU$
- Όλοι οι εναλλάκτες για $c = 0$: $\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$

Όπου $NTU = UA / (mc)_{\min}$ και $c = (mc)_{\min} / (mc)_{\max}$

Οι όροι $UA / (mc)_{\min}$ ονομάζονται NTU ή «Αριθμός μεταφερόμενων μονάδων».

Εκπρωσοπεί το σχετικό μέγεθος του εναλλακτήρα και δίνεται από τους παρακάτω τύπους:

- Παράλληλη ροή $NTU = -\ln[1 - (1+c)\varepsilon] / (1+c)$
- Αντίθετη ροή $NTU = (c-1) - 1 \ln(\varepsilon - 1) / (\varepsilon c - 1)$
- Για αντίθετη ροή και $c=1$: $NTU = -\varepsilon / (1-\varepsilon)$
- Όλοι οι εναλλάκτες για $c=0$: $NTU = -\ln(1-\varepsilon)$

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ

Ζεστό νερό από ψυγείο ψυκτικής ενός σταθμού παραγωγής πρόκειται να χρησιμοποιηθεί για θέρμανση μεγάλου θερμοκηπίου. Το ζεστό νερό ρέει μέσω κάθετης ροής εναλλακτών και το θερμοκήπιο θερμαίνεται βρισκόμενο περικυκλωμένο με εναλλάκτες. Το ζεστό νερό είναι διαθέσιμο στους 30C και ο αέρας του θερμοκηπίου πρέπει να ανέβει από τους 18C στους 27C. Ο αέρας ρέει μέσω των εναλλακτών σε αναλογία ροής μάζας 2,5Kg/s. Το εμβαδόν επιφάνειας του εναλλάκτη είναι 100m² και η μέση θερμική αγωγιμότητα ανά μονάδα επιφάνειας (U)=50W/m² K

Σε ποια θερμοκρασία πρέπει το νερό να εξέρχεται από τον εναλλάκτη έτσι ώστε να υπάρχει αυτό το ποσό θέρμανσης αέρα.

Λύση

Ας ξεκινήσουμε με την υπόθεση πως η πλευρά του αέρα είναι η περιορισμένη πλευρά (είναι ευκολότερο να ξεκινήσουμε απ' αυτή τη πλευρά αφού m και c είναι γνωστά για την πλευρά του αέρα). Έτσι:

$$(mc)_{\min} = (2,5\text{Kg/s})(1006\text{J/KgK}) = 2515\text{J/sK}$$

Ο αέρας εισάγεται σε θερμοκρασία 18C και βγαίνει από το κτίριο σε θερμοκρασία 27C. Έτσι το κέρδος σε θερμότητα είναι:

$$q_{\text{αέρα}} = (2515\text{J/sK})(27 - 18) = 22,635\text{W}$$

Ο αριθμός των μεταφερόμενων μονάδων μπορεί να υπολογισθεί από τον τύπο:

$$NTU = UA / (mc)_{\min} = (100\text{m}^2)(50\text{W/m}^2\text{K}) / (2515\text{J/sK}) = 1,99$$

Και η αποτελεσματικότητα είναι:

$$\varepsilon = (\text{πραγματική αναλογία μεταφοράς θερμότητας}) / (\text{μέγιστη πιθανή αναλογία μεταφοράς θερμότητας}) = (27\text{C} - 18\text{C}) / (30\text{C} - 18\text{C}) = 0,75$$

Υποθέτουμε ότι η ειδική θερμότητα δεν είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας και το καλύτερο που μπορεί να γίνει είναι να θερμανθεί ο αέρας ως την θερμοκρασία του εισαγομένου νερού (από 18C σε 30C) έχουμε τη παρακάτω εξίσωση:

$$\text{Κάθετη ροή : } \varepsilon = 1 - \exp[(-NTU(1-c))] / 1 - c \exp[(-NTU(1-c))]$$

Στην παραπάνω εξίσωση που εκφράζει την αποτελεσματικότητα για κάθετη ροή όλα είναι γνωστά εκτός από το c. Δυστηχώς η εξίσωση δεν είναι γραμμική και το πρόβλημα θα λυθεί με τη μέθοδο των επαναλαμβανομένων δοκιμών.

Ένα άλλο πρόβλημα είναι αν οι τιμές NTU και ε είναι συμβατές για $0 < c < 1$. Εάν είναι η αρχική υπόθεση ότι ο αέρας είναι η περιορισμένη πλευρά είναι σωστή.

Ας επανέλθουμε στη μέθοδο των επαναλαμβανομένων δοκιμών. Έτσι για $NTU = 1,99$ θα έχουμε:

c	ε
0,5	0,773
0,4	0,793
0,6	0,753
0,65	0,742
0,62	0,748
0,61	0,750

Αρα λοιπόν από το παραπάνω πίνακα βλέπουμε πως $c = 0,61$ άρα τηρείται η σχέση $0 < c < 1$ και η αρχική μας υπόθεση είναι τελικά σωστή. Από τον υπολογισμό του c προκύπτει:

$$(mc)_{\max} = (mc)_{\min} / c = 2515 \text{ J/s} / 0,61 = 4123 \text{ J/sK}$$

Στη θερμοκρασιακή περιοχή από 18C σε 27C η ειδική θερμότητα του νερού είναι 4180 J/KgK έτσι:

$$m_{\text{νερο}} = 4123\text{J/sK} / 4180 \text{ J/KgK} = 0,986 \text{ Kg/s}$$

Η πυκνότητα του νερού σ' αυτές τις συνθήκες είναι περίπου 0,998 Kg/L. Η τιμή αντλίας είναι περίπου 1L/s. Έτσι η θερμοκρασιακή αλλαγή είναι

$$\Delta t_{\text{νερο}} = (22,635\text{J/s})(0,986\text{Kg/s})(4180\text{J/KgK}) = 5,5 \text{ K}$$

Έτσι το νερό εξέρχεται από τον εναλλάκτη σε $30\text{C}-5,5\text{K}=24,5\text{C}$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5

ΣΤΑΘΕΡΗ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ ΚΑΙ ΙΣΟΡΡΟΠΙΕΣ ΜΑΖΩΝ

5.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Ο έλεγχος περιβάλλοντος κτιρίων πραγματεύεται τρία σημαντικά πράγματα τα οποία είναι α) έλεγχος όγκων, β) διατήρηση της ενέργειας και γ) διατήρηση των μαζών. Η διατήρηση ενέργειας εφαρμόζεται με την αισθητή θερμότητα. Η διατήρηση των μαζών εφαρμόζεται με τη λανθάνουσα θερμότητα υγρασία και τις αεριώδεις (ή άλλες) μολύνσεις. Οι δυο αυτές διατηρήσεις χρησιμεύουν στον έλεγχο των μαζών.

5.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΔΙΑΤΗΡΗΣΕΩΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ, ΜΑΖΩΝ ΚΑΙ ΕΛΕΓΧΟΥ ΟΓΚΩΝ

Ο σκοπός της παραγράφου είναι να δοθεί περιγραφή στους όρους: Έλεγχος όγκων και ισοροπίες μαζών και ενέργειας. Σκοπός είναι να δοθούν απαντήσεις σε ερωτήματα του τύπου: Πόση θερμότητα θα χρειαστούμε; Πόσοι ανεμιστήρες θα χρειαστούν για τον εξαερισμό; Τι ισχύ θα έχει το σύστημα ψύξεως;

Ας εξετάσουμε τώρα τι εννοούμε με τον όρο «έλεγχος όγκων». Πρόκειται για μια διαδικασία στην θερμοδυναμική, στη μηχανική υγρών, στη μεταφορά θερμότητας που μπορεί να χαρακτηριστεί με δύο τρόπους. Ο ένας τρόπος είναι να εξετάσουμε την διαδικασία εστιαζόμενη στα εσωτερικά χαρακτηριστικά. Ο άλλος τρόπος είναι να

περικλείσουμε τη διαδικασία με ένα φανταστικό όριο και να εξετάσουμε μόνο ότι περνά κατά μήκος του ορίου. Ο δεύτερος τρόπος είναι η προσέγγιση ελέγχου όγκων που συχνότερα χρησιμοποιείται στον περιβαλλοντικό έλεγχο και στα συστήματα σχεδιασμού. Ένα απλό παράδειγμα της εφαρμογής του ελέγχου όγκων είναι το ακόλουθο. Ας θεωρήσουμε ένα εξαναγκασμένο σύστημα θέρμανσης θερμού αέρα το οποίο βρίσκεται σε ένα παλιό σπίτι. Μερικοί από τους αγωγούς θέρμανσης περνούν από τη σοφίτα, η σοφίτα δεν θερμαίνεται με άλλο τρόπο. Θα μπορούσαν οι αγωγοί να είναι μονωμένοι; Αν είναι μονωμένοι, η σοφίτα θα είναι ψυχρότερη και η θερμοκρασία του χαμηλότερου μέρους της σοφίτας θα αυξανόταν λόγω των θερμικών απωλειών που θα προέρχονταν από τα θερμαινόμενα δωμάτια και θα ανέβαιναν προς τη σοφίτα μέσω του πατώματος. Άλλο ερώτημα που τίθεται είναι αν οι απώλειες θερμότητας προς τη σοφίτα θα είναι μεγαλύτερες απ' την εξοικονόμηση θερμότητας απ' τη μόνωση των αγωγών. Και το κυριότερο: είναι η μόνωση σοφή επένδυση ή ένα λάθος; Θα ήταν σημαντική η απάντηση αυτής της ερώτησης με λεπτομέρειες απ' τη διαδικασία ανάλυσης μεταφοράς της θερμότητας. Όταν έχει κρύο έξω έχουμε απώλειες θερμότητας απ' όλα τα μέρη του σπιτιού και η τιμή της απώλειας εξαρτάται από τη διαφορά θερμοκρασίας στο εσωτερικό του σπιτιού με το εξωτερικό. Αν η σοφίτα είναι κρύα λόγω της μόνωσης των σωλήνων θέρμανσης θα έχουμε λιγότερες απώλειες από τη σοφίτα και έτσι λιγότερες απώλειες απ' όλο το σπίτι. Αυτό μπορεί να ειπωθεί με εμπιστοσύνη παρ' ότι τίποτα δεν είναι γνωστό για τη μόνωση ή τη μονωτική αξία του πατώματος μεταξύ της σοφίτας και των δωματίων. Σε αυτό το σημείο θα ήταν πολύ χρήσιμο να θέσουμε μερικούς όρους όσον αφορά τις ροές ενέργειας από ένα αγροτικό κτίριο.

q_s: Το αισθητό κέρδος σε θερμότητα από ανθρώπους, φυτά, ζώα μέσα στο κτίριο.

- q_{in} : Το αισθητό κέρδος σε θερμότητα από «μηχανικές πηγές» όπως μοτέρ και φώτα.
Τέτοιες πηγές είναι επίσης ηλεκτρικές συσκευές και το κέρδος σε θερμότητα είναι από μετατροπή της ηλεκτρικής ενέργειας σε αισθητή θερμότητα.
- q_{so} : Το αισθητό κέρδος σε θερμότητα από τον ήλιο. Αυτό γίνεται στο θερμοκήπιο και υπερσχύει από όλα τα άλλα κέρδη θερμότητας.
- q_b : Το αισθητό κέρδος θερμότητας από το σύστημα θέρμανσης
- q_{vi} : Η αισθητή θερμότητα που περιλαμβάνεται στον εξαεριζόμενο αέρα που εισάγεται σε κάποια θερμοκρασιακή τιμή
- q_w : Η μεταφορά της αισθητής θερμότητας μέσω του κατασκευαστικού καλύματος του κτιρίου: τοίχους, παράθυρα, πότρες
- q_f : Η μεταφορά της αισθητής θερμότητας στο πάτωμα του κτιρίου πρωταρχικά στην περίμετρό του. Θεωρείται ότι η ανταλλαγή με το πάτωμα στο εσωτερικό του κτιρίου είναι σχετικά ασήμαντη.
- q_e : Ο ρυθμός μετατροπής της αισθητής θερμότητας σε λανθάνουσα θερμότητα στο εσωτερικό των αγροτικών κτιρίων π.χ η διαπνοή και η εξάτμιση του νερού από τα φυτά στο εσωτερικό του θερμοκηπίου είναι μετατροπές από αισθητή σε λανθάνουσα θερμότητα.
- q_{vo} : Η αισθητή θερμότητα που περιλαμβάνεται στον εξαεριζόμενο αέρα που αφήνει το κτίριο στο ίδιο θερμοκρασιακό σημείο με το q_{vi} . Στο παρακάτω σχήμα φαίνονται οι κατευθύνσεις της μεταφοράς θερμότητας σε ένα χώρο. Ο γενικός τύπος της ενεργειακής ισοροπίας για τον έλεγχο όγκων είναι:

$$\text{Κέρδη} - \text{Απώλειες} = \text{Αλλαγή συνθηκών χώρου}$$

Αν έχουμε συνθήκες σταθερής κατάστασης δεν υπάρχει καμιά αλλαγή. Οπότε για συνθήκες σταθερής κατάστασης ο παραπάνω τύπος γίνεται :

$$\text{Κέρδη} = \text{Απώλειες}$$

Αν θέλουμε για πιο αναλυτικά

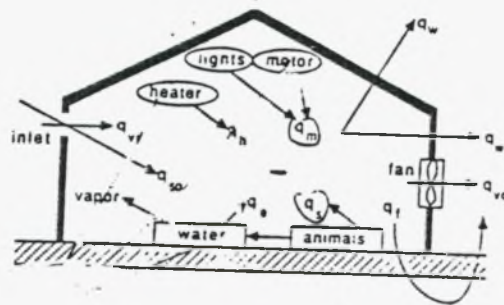
$$q_s + q_m + q_{so} + q_h + q_{vi} = q_w + q_f + q_e + q_{vo} \quad (5.1)$$

Ισοροπία μαζών: Ο ίδιος έλεγχος όγκων που χρησιμοποιείται για την αισθητή θερμότητα χρησιμοποιείται και εδώ. Οι όροι ροής μάζας είναι

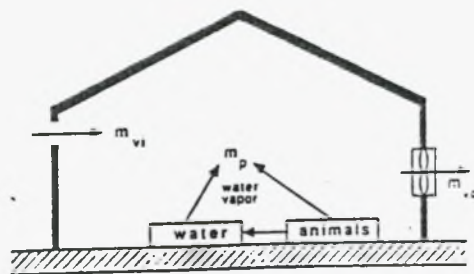
m_p : Η ποσότητα της ύλης που παράγεται μέσα στο κτίριο όπως εξατμιζόμενο νερό, διοξείδιο του άνθρακα κ.α.

m_{vi} : Η ύλη η οποία μεταφέρεται μέσα στο κτίριο με τον εξαερισμό

m_{vo} : Η ποσότητα ύλης η οποία μεταφέρεται έξω από το κτίριο με τον εξαερισμό στο παρακάτω σχήμα (5-2) έχουμε μια παράσταση που απεικονίζει την ισοροπία μαζών στο κτίριο.



Σχήμα 5-1: Ενεργειακή ισοροπία στο κτίριο



Σχήμα 5-2: Ισοροπία μαζών στο κτίριο

Η ισοροπία μαζών καταχωρώνεται από την παρακάτω ισότητα:

$$m_p + m_{vi} = m_{vo} \quad (5.2)$$

Παρακάτω θα εξετάσουμε με αρκετή λεπτομέρεια κάποιους από τους παραπάνω όρους που αφορούν τις ισοροπίες μαζών και ενέργειας.

5.2.1 Θερμότητα παραγόμενη από ζώα ή φυτά q_s

Τα θηλαστικά είναι ομοιοθερμικά ζώα. Αυτό σημαίνει πως είναι φτιαγμένα έτσι ώστε να συντηρούν σταθερές τις θερμοκρασίες του σώματός τους. Οι θερμοκρασίες αυτές του σώματός τους είναι γενικά μεγαλύτερες από αυτή του περιβάλλοντα αέρα. Η θερμοκρασία σώματος των πουλερικών είναι 41°C . Θηλαστικά με εμπορική σημασία στην αγροτική ζωή έχουν θερμοκρασίες σώματος περίπου στην περιοχή των 38°C . Η εσωτερική φυσιολογική διαδικασία που συντηρεί αυτές τις σταθερές συνθήκες είναι εξωτερικά πολύπλοκη και ονομάζεται «ομοιόσταση».

Η πρώτη προτεραιότητα της ομοιόστασης είναι η διατήρηση της σωματικής θερμοκρασίας. Αν δεν υπάρχει επαρκής τροφοδοσία να υποστηρίξει την σωματική θερμοκρασία τότε τόσο η ανάπτυξη όσο και η παραγωγή δεν θα είναι ικανοποιητικές. Κατά τη διάρκεια κρύου καιρού περισσότερη θερμότητα χρειάζεται για να διατηρηθεί η θερμοκρασία του σώματος σταθερή άρα περισσότερη τροφή πρέπει να είναι διαθέσιμη. Σε εξαιρετικά ψυχρές συνθήκες είναι μάλιστα δυνατό να έχουμε αρνητική ανάπτυξη αφού το λίπος μεταβολίζεται για να διατηρηθεί σταθερή η θερμοκρασία σώματος.

Στη γεωργία μπορούμε να έχουμε ρυθμιζόμενες συνθήκες περιβάλλοντος και να είμαστε σε θέση να εξασφαλίσουμε επαρκείς ποσότητες τροφής και έτσι να δημιουργήσουμε μια άκρως ικανοποιητική κατάσταση για τα ζώα όπου οι τρεις βασικοί παράγοντες που είναι σταθερότητα, ανάπτυξη, παραγωγή θα υποστηρίζονται πλήρως. Η θερμοκρασιακή ζώνη όπου αυτό μπορεί να επιτευχθεί ονομάζεται «ευνοϊκή ζώνη» ενώ οι συνθήκες έξω απ' αυτή τη ζώνη χαρακτηρίζονται σαν «θερμικό στρες». Τα ζώα έχουν απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον τους και η μεταφορά της θερμότητας αυτής γίνεται είτε με ακτινοβολία είτε δια ρευμάτων και σε ορισμένες περιστάσεις έχουμε και μεταφορά θερμότητας με αγωγή όπως π.χ από ένα

χοίρο που ζαπλώνει στο πάτωμα έχουμε μεταφορά θερμότητας προς το πάτωμα. Η εξατμιζόμενη απώλεια θερμότητας είναι ένα μείζον συστατικό της συνολικής ανταλλαγής θερμότητας όταν ο εκπνεόμενος αέρας είναι σχεδόν κορεσμένος με υδρατμούς σε θερμοκρασία σώματος. Σε κρύο καιρό το παραπάνω έχει σημασία γιατί το ζώο σε κάθε αναπνοή διώχνει ένα ποσό λανθάνουσας θερμότητας συγκριτικά με τη λανθάνουσα θερμότητα που είναι συστατικό του περιβάλλοντα αέρα. Μπορούμε να πούμε ότι η αισθητή θερμότητα χάνεται πρωταρχικά από τις εξωτερικές επιφάνειες των ζώων ενώ η λανθάνουσα θερμότητα χάνεται πρωταρχικά από τις αναπνευστικές οδούς. Γενικά τα αγροτικά ζώα δεν έχουν ικανοποιητικό αριθμό ιδροτοποϊών αδένων ώστε η εξάτμιση από το δέρμα να γίνει ένας υψηλός σημαντικός παράγοντας.

Εδώ μπορούμε να πούμε πως σημαντικό ρόλο στη παραγωγή θερμότητας και υγρασίας από τα ζώα, παίζουν οι γενετικές διαφορές που έχουν μεταξύ τους. Έχουν αναπτυχθεί φυλές που αντιδρούν σε αυτό το θέμα τελείως διαφορετικά απ' ότι τα ζώα που ζούσαν ας πούμε μια (ανθρώπινη) γεννεά πριν. Ένα εύκολο παράδειγμα σε αυτό είναι τα κοτόπουλα.

5.2.2 Μηχανικά παραγόμενη θερμότητα q_m

Ο φωτισμός είναι η μεγαλύτερη πηγή της ηλεκτρικά παραγόμενης θερμότητας στα περισσότερα αγροτικά κτίρια. Παρά το γεγονός ότι οι μηχανές λειτουργούν σε σημαντική σχέση με το χρόνο, η συνεισφορά τους είναι μηδαμινή. Ετσι θα εξετάσουμε λοιπόν μόνο το κέρδος σε θερμότητα από τα φώτα. Για να υπολογίσουμε τη παραγόμενη θερμότητα από τα φώτα η ολική ηλεκτρική ενέργεια πρέπει να προσδιοριστεί. Τα πυρακτωμένα φώτα παράγουν θερμότητα σχεδόν ίση με την ηλεκτρική δύναμη των εγκατεστημένων φώτων. Λάμπες φθορισμού, υδραργύρου και νατρίου προσθέτουν περισσότερη θερμότητα απ' ότι τα εγκατεστημένα φώτα.

Σε πολλούς σχεδιασμούς στον έλεγχο περιβάλλοντος η βοήθεια από τα φώτα όσο αφορά τη θέρμανση, θεωρείται μηδαμινή στη χειρότερη περίπτωση για συνθήκες χειμώνα και μέγιστη για συνθήκες καλοκαιριού. Το παραπάνω λαμβάνεται υπ' όψιν στους σχεδιασμούς που αφορούν τον έλεγχο περιβάλλοντος.

5.2.3 Κέρδος θερμότητας από τον ήλιο q_{so}

Όταν η ηλιακή ακτινοβολία προσπίπτει σε μια επιφάνεια τρία πράγματα μπορούν να συμβούν. Η ηλιακή ενέργεια μπορεί να μεταδοθεί, να απορροφηθεί ή μπορεί να ανακλαθεί. Εάν I είναι η ένταση της ηλιακής ακτινοβολίας σε μια διάφανη επιφάνεια τα τρία συστατικά είναι:

- Απορρόφηση = αI όπου α απορρόφηση
- Ανάκλαση = ρI όπου ρ ανάκλαση
- Μετάδοση = τI όπου τ περατότητα

Απορροφητικότητα: Ένα απλό μοντέλο απορροφητικότητας μέσα από ένα διάφανο υλικό εξεργάται από το συντελεστή απόσβεσης k που χαρακτηρίζει το υλικό. Ο συντελεστής απόσβεσης είναι ένα μέτρο της απορροφητικότητας σύμφωνα με τον παρακάτω τύπο:

$$-d I_x = K_x dx I_x \quad (5.3)$$

Στον παραπάνω τύπο το dx αποτελεί το διαφορικό του μήκους πορείας. Αν το παραπάνω το αντικαταστήσουμε με το γράμμα L τότε έχουμε τον τύπο:

$$\alpha = 1 - \exp(-KL) \quad (5.4)$$

που είναι και το ποσό που μας ενδιαφέρει.

5.2.4 Εξάτμιση q_e

Η εξάτμιση έχει δυο στοιχειώδη συστατικά στα εκτροφεία (στάβλους):

a) Εξάτμιση από νερό πλυσίματος και απορίματα ζώων και

b) Εξάτμιση από τα ζώα πρωταρχικά από τα αναπνευστικά τους συστήματα. Στα θερμοκήπια η εξάτμιση προέρχεται από τα πατώματα και τους πάγκους όταν το νερό χύνεται από την επιφάνεια του χώρου που είναι τοποθετημένα τα φυτά ή από το χώμα. Ο άλλος τρόπος είναι από τα φυτά με διαπνοή.

Η παραγωγή λανθάνουσας θερμότητας στα θερμοκήπια εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την ηλιακή ακτινοβολία γιατί αυτή επηρεάζει τη διαπνοή που από το μέγεθος της οποίας επηρεάζεται και η εξάτμιση. Υπάρχει ένας κατά προσέγγιση κανόνας ο οποίος λέει πως η ακτινοβολία που περνά το κάλυμα ενός θερμοκηπίου μπορεί να χωριστεί στις ακόλουθες κατηγορίες: Το μισό αυτής μετατρέπεται αμέσως σε αισθητή θερμότητα προστιθέμενη στον αέρα, το ένα τέταρτο προστίθεται στη λανθάνουσα θερμότητα του αέρα και το άλλο τέταρτο είτε ανακλάται πίσω προς τα έξω σε ποσοστό περίπου 10%, είτε χρησιμοποιείται στη φωτοσύνθεση σε ποσοστό 2% προς 3% είτε αποθηκεύεται σαν πραγματική θερμική μάζα με σκοπό να ελευθερωθεί αργότερα.

5.3 ΧΡΗΣΕΙΣ ΤΗΣ ΑΙΣΘΗΤΗΣ ΙΣΣΟΡΟΠΙΑΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Η αισθητή ισοροπία ενέργειας μπορεί να χρησιμοποιηθεί για αρκετούς σχεδιαστικούς σκοπούς. Το ποσό του εξαερισμού που θα διατηρήσει σε καθορισμένες τιμές τις εσωτερικές συνθήκες μπορεί να υπολογισθεί. Η θερμοκρασία του εσωτερικού αέρα που θα είναι αποτέλεσμα των συνθηκών περιβάλλοντος και διαφόρων άλλων παραγόντων είναι δυνατό να προσδιοριστεί. Το ποσό της θερμότητας που χρειάζεται να προστεθεί ώστε να διατηρηθούν οι εσωτερικές συνθήκες θερμοκρασίας αέρα κατά τη διάρκεια κρύου καιρού είναι το ζητούμενο. Αυτό μπορεί να βρεθεί αρχίζοντας με την εξίσωση της αισθητής ισοροπίας ενεργειών:

$$q_s + q_m + q_{so} + q_h = \Sigma UA(t_{εσ} - t_{εξ}) + FP(t_{εσ} - t_{εξ}) + 1006\rho V'(t_{εσ} - t_{εξ}) + q_e \quad (5.5)$$

Μερικά από τα παραπάνω σύμβολα έχουν την ακόλουθη έννοια:

A: επιφάνεια m^2

U: μονάδα επιφάνειας θερμικής αγωγιμότητας $W/ m^2 K$

F: παράγοντας περιμετρικής απώλειας θερμότητας $W/ m K$

P: περίμετρος m

ρ : πυκνότητα αέρα

V' : τιμή ογκομετρικής ροής ή τιμή ογκομετρικής παραγωγής m^3 /s

Ο όρος q_{so} που αναφέρεται στην προσθήκη θερμότητας από τον ήλιο θα υπολογισθεί ξεχωριστά σαν το εξαγώμενο της ανάκλασης της τζαμαρίας και της ηλιακής έντασης.

Όσον αφορά για εγκλισμό ζώων που τα δεδομένα θερμότητας παρουσιάζονται σαν καθαρή αισθητή θερμική παραγωγή οι όροι q_s και q_e συμπληκνώνονται σε ένα που θα φέρει το σύμβολο q_s και θα εννοεί το ποσό της αισθητής θερμικής παραγωγής. Οι όροι ανάκλαση ηλιακής ακτινοβολίας, θερμότητα από μηχανικές πηγές θεωρούνται ασήμαντοι. Εν τέλει και αφού συμπληρωματική θερμότητα στους στάβλους δεν χρησιμοποιείται (εκτός τις περιπτώσεις νέων ζώων) η παραπάνω σχέση μετατρέπεται σε:

$$q_s = (\Sigma UA + FP + 1006\rho V') (t_{es} - t_{e\bar{z}}) \quad (5.6)$$

Και ο επιθυμητός εξαερισμός ώστε να διατηρηθούν οι επιθυμητές συνθήκες είναι:

$$V' = [q_s - (\Sigma UA + FP) (t_{es} - t_{e\bar{z}})] / [1006\rho (t_{es} - t_{e\bar{z}})] \quad (5.7)$$

5.4 ΣΥΣΤΑΤΙΚΑ ΤΗΣ ΙΣΣΟΡΟΠΙΑΣ ΜΑΖΑΣ, ΥΓΡΑΣΙΑ

Όσον αφορά την ισοροπία μάζας η μόνη παράμετρος του ελέγχου περιβάλλοντος που πρέπει να υπολογισθεί είναι η τιμή εξαερισμού. Ο εξαερισμός είναι ο μόνος μηχανισμός εγαγωγής αέρα και παράλληλα υγρασίας που βρίσκεται στον αέρα.

Τα θερμοκήπια συνήθως εξαερίζονται μόνο για έλεγχο θερμοκρασίας. Υψηλό ποσοστό υγρασίας κατά τη διάρκεια κρύου καιρού είναι ανεκτό. Η σχετική υγρασία

συχνά φτάνει το ποσοστό του 70% με 80%. Οι κρύες επιφάνειες του υλικού κάλυψης είναι αφυγραντικές και εμποδίζουν την υγρασία να φτάσει στον κορεσμό.

Η παραγωγή υγρασίας μέσα σε ένα θερμοκήπιο είναι συνάρτηση του πληθυσμού των φυτών, της έντασης του φωτός και των πρακτικών διαχειρήσεως του νερού. Δεν μπορούμε όσον αφορά το τελευταίο να πούμε ότι έχει γίνει μια ποσολόγηση με ένα τρόπο χρήσιμο για τον περιβαλλοντικό σχεδιασμό. Γι' αυτούς τους λόγους και παρ' όλο που οι εξισώσεις της ισοροπίας μάζας προφανώς μπορούν να εφαρμοστούν στον περιβαλλοντικό σχεδιασμό σπάνια λαμβάνονται υπ' όψιν στα συστήματα ελέγχου περιβάλλοντος των θερμοκηπίων. Έτσι μόνο η θερμοκρασία μπορεί να ελεγχθεί.

5.4.1 Εξαερισμός m_{vi} και m_{vo}

Όπως έγινε για τη μεταφορά ενέργειας με εξαερισμό στην αισθητή ισοροπία ενέργειας οι όροι m_{vi} και m_{vo} θα λαμβάνονται υπόψη μαζί. Η υγρασία που υπάρχει στον αέρα ισοδυναμεί με το ποσοστό υγρασίας που βρίσκεται στον αέρα. Ο εισαγόμενος αέρας μεταφέρει ένα ποσό υγρασίας m_{vi} που είναι:

$$m_{vi} = \rho_{oe\xi} V'_{oe\xi} W_{oe\xi} \quad (5.8)$$

Και όσον αφορά τον αέρα που εξέρχεται αυτός έχει ένα ποσό υγρασίας που σύμφωνα με τον παρακάτω τύπο είναι:

$$m_{vo} = \rho_{ie\sigma} V'_{ie\sigma} W_{ie\sigma} \quad (5.9)$$

Στους προηγούμενους τύπους οι όροι ρ_o και ρ_i είναι οι πυκνότης αέρα στις εισόδους και εξόδους, οι όροι V'_o και V'_i είναι οι ογκομετρικές τιμές της ροής αέρα στις εισόδους και εξόδους και οι όροι W_o και W_i τα ποσοστά υγρασίας στις εισόδους και εξόδους.

5.5 ΧΡΗΣΕΙΣ ΤΗΣ ΙΣΣΟΡΟΠΙΑΣ ΜΑΖΩΝ, ΥΓΡΑΣΙΑΣ

Στις περισσότερες κατασκευαστικές καταστάσεις οι εξωτερικές συνθήκες έχουν εκλεγεί βάσει ενός συστήματος δεδομένων καιρού ενώ οι εσωτερικές προσδιορίζονται βάσει των αναγκών των φυτών και των ζώων που βρίσκονται μέσα στο κτίριο. Αν η τιμή της παραγόμενης υγρασίας είναι γνωστή τότε το ποσό εξαερισμού που χρειάζεται για να διατηρηθεί η υγρασία στα ποσοστά που έχουν προβλεφθεί κατά τον σχεδιασμό μπορεί να υπολογισθεί. Αυτό γίνεται με επαναπροσδιορισμό του τύπου ισοροπίας μαζών που είναι ο ακόλουθος:

$$m_p + m_{vi} = m_{vo} \quad (5.10)$$

Πρακτικά ο υπολογισμός θα μας δώσει την ελάχιστη τιμή εξαερισμού. Ο τύπος λοιπόν που δίνει τη μάζα αέρα είναι:

$$m_{αέρα} = m_{νερού} / (W_{ισσ} - W_{οεξ}) \quad (5.11)$$

5.6 ΣΥΣΤΑΤΙΚΑ ΙΣΣΟΡΟΠΙΑΣ ΜΑΖΩΝ. ΔΙΟΞΕΙΔΙΟ ΤΟΥ ΑΝΘΡΑΚΑ

Το διοξείδιο του άνθρακα συχνά δεν λαμβάνεται υπόψη σαν σχεδιαστική παράμετρος. Η εμπειρία έχει δείξει ότι ο εξαερισμός που αποσκοπεί στον έλεγχο της θερμοκρασίας και υγρασίας είναι συνήθως ικανοποιητικός για τον έλεγχο του διοξειδίου του άνθρακα και άλλων αεριοδών μολυσματικών συστατικών του αέρα. Το διοξείδιο του άνθρακα όπως και να έχει το ζήτημα είναι ένα ασφυκτικό αέριο και πρέπει να μας ενδιαφέρει εάν βρίσκεται σε υψηλά επίπεδα. Το συγκεκριμένο επίπεδο του CO₂ δεν έχει διασαφηνιστεί. Κανόνες υπάρχουν για την έκθεση του ανθρώπου στο διοξείδιο του άνθρακα. Για παράδειγμα μακρά έκθεση σε επίπεδα πάνω από 10000 ppm πρέπει να αποφεύγεται. Μερικές συστάσεις υπάρχουν για τους στάβλους όπως π.χ το ανώτερο επίπεδο για συνεχή έκθεση των ζώων είναι 2500ppm. Τα

επίπεδα του διοξειδίου του άνθρακα όπου έχουμε απόλυτη υγεία και παραγωγικότητα δεν είναι γνωστά, έτσι το επίπεδο των 2500ppm ορίστηκε ώστε να είναι αρκετά χαμηλό.

Το διοξείδιο του άνθρακα προστίθεται στα θερμοκήπια όταν τα επίπεδα του φωτός είναι υψηλά και υπάρχει λίγος ή καθόλου εξαερισμός. Σε χαμηλά επίπεδα φωτός το φως περιορίζεται ενώ το διοξείδιο του άνθρακα όχι. Το ποσό διοξειδίου του άνθρακα που απαιτείται για ικανοποιητική φωτοσύνθεση δεν είναι πλήρως οριοθετημένο. Συνήθης πρακτική είναι να συμπληρώνεται το επίπεδο στις τιμές από 800 με 1500ppm.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ

Ένα θερμοκήπιο βρίσκεται στο επίπεδο της θάλασσας και έχει όγκο 3000m^3 . Έχει μια τιμή διήθησης του αέρα ίση με $0,75$ αλλαγές αέρα ανά ώρα. Διοξείδιο του άνθρακα προστίθεται για να αυξηθεί η ανάπτυξη των φυτών. Σε ποια τιμή Kg/s το διοξείδιο του άνθρακα χάνεται από το θερμοκήπιο όταν το επίπεδο του διοξειδίου του άνθρακα στο θερμοκήπιο είναι 1000ppm .

Λύση

Υποθέτουμε ότι θερμοκήπιο θα βρίσκεται σε θερμοκρασία 20C και σχετική υγρασία 70% και η ανάμειξη αέρα θα είναι καλή.

Ο αέρας εισέρχεται στο θερμοκήπιο με συγκέντρωση CO_2 524mg/Kg και αφήνει το θερμοκήπιο με μια συγκέντρωση CO_2 1519mg/Kg . Η πυκνότητα του αέρα για σχετική υγρασία 70% και θερμοκρασία 20C είναι περίπου $1,18\text{Kg/m}^3$. Η ροή μάζας αέρα στο θερμοκήπιο θα είναι:

$$m_{\text{αέρα}} = (1,18\text{Kg/m}^3)(3000\text{m}^3)(0,75\text{ac/hr})(3600\text{s/hr})^{-1} = 0,7375\text{kg/s}$$

Η αλλαγή της συγκέντρωσης CO_2 είναι $1519\text{mg/Kg} - 524\text{mg/Kg}$ ή 995mg/Kg . Η απώλειες του CO_2 σε όρους μάζας είναι:

$$m_{\text{CO}_2} = (0,7375\text{Kg/s})(995\text{mg/Kg}) = 733\text{mg/s} = 0,0007338\text{Kg/s} \text{ ή } 2,64\text{Kg/h}$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

ΒΑΘΜΟΙ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ

6.1 ΓΕΝΙΚΑ

Συχνά το πρώτο βήμα στον σχεδιασμό του ελέγχου περιβάλλοντος για αγροτικά κτίρια είναι να υπολογίσουμε την απαιτούμενη αναλογία εξαερισμού. Ο εξαερισμός τόσο στα εκτροφεία ζώων όσο και στα θερμοκήπια είναι κρίσιμος. Στα εκτροφεία ζώων ο εξαερισμός συχνά έχει την έννοια της τροποποίησης του περιβάλλοντος. Στα θερμοκήπια τόσο η θέρμανση όσο και ο εξαερισμός χρησιμοποιούνται για τροποποίηση του περιβάλλοντος και ο εξαερισμός είναι κρίσιμος όταν έχουμε να κάνουμε με την μεγάλη θερμική επίδραση του ήλιου. Ένας σωστός σχεδιασμός και εγκατάσταση ενός συστήματος εξαερισμού πρέπει να προβλέπει ικανοποιητικό εξαερισμό για καλοκαιρινές συνθήκες και κατάλληλα minimum αναλογία για χειμερινές συνθήκες. Ακόμη πρέπει να υπάρχει σωστή κλιμάκωση ανάμεσα στις minimum και maximum συνθήκες εξαερισμού αλλά ακόμα πρέπει να υπάρχει και κάποιο είδος ας το πούμε "συναγερμού" ώστε να προειδοποιεί αν το σύστημα αποτύχει να διατηρήσει τις συνθήκες περιβάλλοντος μέσα στα προδιαγεγραμμένα όρια.

Στρατηγικές για τον υπολογισμό της minimum και της maximum αναλογίας εξαερισμού στα θερμοκήπια διαφέρουν από αυτές στα εκτροφεία ζώων. Τα θερμοκήπια συχνά εξαερίζονται μόνο για έλεγχο της θερμοκρασίας. Υπάρχει όμως και η περίπτωση του εξαερισμού για ένα μικρό χρονικό διάστημα αργά το απόγευμα όταν υπάρχει κρυός καιρός για τον περιορισμό της εσωτερικής υγρασίας. Για τις περισσότερες από τις κρύες μέρες μόνος εξαερισμός είναι η διείσδυση αέρος. Κατά

την διάρκεια τώρα θερμού καιρού τα θερμοκήπια εξαερίζονται σε τέτοιες αναλογίες εξαερισμού ώστε να περιορίζεται η θερμοκρασιακή ανύψωση του εξαεριζόμενου αέρα καθώς αυτός περνά μέσα από το θερμοκήπιο. Άλλος τρόπος μπορεί να είναι η εξάτμιστική ψύξη. Ένα τυπικό όριο της θερμοκρασιακής ανύψωσης κατά τη διάρκεια ζεστού καιρού είναι οι 4K.

6.2 ΜΕΓΙΣΤΗ ΑΝΑΛΟΓΙΑ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ

Στο σημείο αυτό θα εξετάσουμε την μέγιστη αναλογία εξαερισμού χρησιμοποιώντας τους τύπους της αισθητής ισοροπίας ενέργειας που γνωρίσαμε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Η μελέτη είναι για χώρο εγκλεισμού ζώων (τα ίδια ισχύουν και για θερμοκήπια). Σε αυτή την αναφορά θα διακρίνουμε δύο περιπτώσεις.

Όταν στην κατάσταση δεν υπάρχει ψύξη με εξάτμιση (evaporative cooling).

Όταν έχουμε ψύξη με εξάτμιση (evaporative cooling).

Ας εξετάσουμε την πρώτη περίπτωση. Όπως είναι κατανοητό η maximum αναλογία υφίσταται κατά την διάρκεια ζεστού καιρού. Η σχέση της αισθητής ισοροπίας θερμοκρασίας είναι η παρακάτω:

$$q_s + q_m + q_{so} + q_h = \Sigma UA(t_{es} - t_{e\xi}) + FP(t_{es} - t_{e\xi}) + 1006\rho V'(t_{es} - t_{e\xi}) + q_e \quad (6.1)$$

Αφού όπως προαναφερθήκαμε έχουμε συνθήκες ζεστού καιρού, ο όρος q_h που είναι η αισθητή θερμότητα παραγόμενη από θέρμανση θα ισούται με μηδέν. Ακόμα όπως επίσης έχει αναφερθεί στο προηγούμενο κεφάλαιο οι όροι q_s και q_e θα συμπυκνωθούν και θα αναφέρονται με τον όρο q_s . Έτσι ο τύπος της αισθητής ισοροπίας ενεργείας γίνεται:

$$q_s - q_e + q_m + q_{so} = \Sigma UA(t_{es} - t_{e\xi}) + FP(t_{es} - t_{e\xi}) + 1006\rho V'(t_{es} - t_{e\xi}) \quad (6.2)$$

Έτσι για τον υπολογισμό της αναλογίας εξαερισμού V' m³/sec θα έχουμε:

$$V' = [q_s + q_m + q_{so} - (\Sigma UA + FP)(t_{es} - t_{e\xi})] / [1006\rho(t_{es} - t_{e\xi})] \quad (6.3)$$

Μερικές απλοποιήσεις στον παραπάνω τύπο θα μπορούσαν να γίνουν όπως π.χ στην αισθητή θερμότητα παραγόμενη από τον ήλιο q_{so} . Έτσι νωρίς το απόγευμα όταν η εξωτερική θερμοκρασία αέρα είναι μέγιστη και ο ήλιος βρίσκεται στο υψηλότερο σημείο στον ουρανό, η ηλιακή ακτινοβολία που μπαίνει από τα παράθυρα περιορίζεται στους στάβλους με αποτέλεσμα το q_{so} σε αυτή την περίπτωση να μην είναι σημαντικά υπολογίσιμο (είναι αυτονόητο ότι δεν συμβαίνει το ίδιο στα θερμοκήπια φυσικά). Ακόμα η θερμότητα από μηχανικές πηγές q_m είναι μικρή κατά τη διάρκεια του μέσου της ημέρας αφού τα φώτα παραδείγματος χάριν είναι κλειστά. Αν και αυτές οι απλοποιήσεις είναι συνήθεις πρακτικές ένας σοβαρός σχεδιασμός πρέπει να στέκεται πέρα και πάνω από υποθέσεις και να λαμβάνει υπόψιν του όλα τα μεγέθη. Ας προχωρήσουμε να εξετάσουμε τώρα την δεύτερη περίπτωση δηλαδή που υπάρχει εξατμιστική ψύξη. Όταν λοιπόν η ψύξη με εξατμισμό χρησιμοποιείται για μετατροπή του περιβάλλοντος μέσα σε ένα αγροτικό κτίριο το n σχέση της αισθητής ισοροπίας ενέργειας χρησιμοποιείται. Μόνο που υπάρχουν μερικές τροποποιήσεις. Δηλαδή ο εξαεριζόμενος αέρας δεν εισάγεται στον χώρο με την εξωτερική θερμοκρασία αλλά με την τροποποιημένη από την εξατμιστική ψύξη θερμοκρασία εξωτερικού αέρα. Αυτή η θερμοκρασία θα ονομάζεται $t_{e,e}$ έτσι υπολογισμός για την αναλογία εξαερισμού αλλάζει και γίνεται:

$$V' = [q_s + q_m + q_{so} + (\Sigma UA + FP)(t_{e,s} - t_{e,e})] / [1006\rho(t_{e,s} - t_{e,e})] \quad (6.4)$$

Ο εξατμιστικά ψυχόμενος αέρας είναι σημαντικά ψυχρότερος από τον εξωτερικό αέρα έτσι η maximum αναλογία εξαερισμού θα είναι μικρότερη.

6.3 MINIMUM ANALOGIA ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ

Η υγρασία και διάφορα συστατικά του αέρα μπορεί να αυξηθούν όταν η αναλογία εξαερισμού είναι χαμηλή σε τέτοιο βαθμό που υποδικνύεται από την minimum αναλογία εξαερισμού. Αν αυτό συμβεί είναι πιθανόν να μην μπορούμε να

διατηρήσουμε την θερμοκρασία αέρα σε επιθυμητά επίπεδα χωρίς συμπληρωματική θέρμανση.

Εαν η θερμοκρασία δεν είναι πολύ κάτω από το optimum (βέλτιστο) επίπεδο για αρκετές ώρες του χρόνου ή για μακρά περίοδο του χρόνου η παραγωγή σχεδόν δεν θα επηρεαστεί. Φυσικά εσωτερικές θερμοκρασίες κάτω από το επίπεδο ψύξης δεν είναι αποδεκτές. Ενας σχεδιασμός ο οποίος επιτρέπει minimum εσωτερική θερμοκρασία αρκετούς βαθμούς πάνω από το σημείο πήξεως είναι ο επιλεγόμενος για ασφάλεια. Ακόμα και σε θερμοκρασίες 5C στον θερμοστάτη, θερμική στρωμάτωση και άλλες θερμοκρασιακές δραστηριότητες μπορούν να παράγουν συνθήκες στον στάβλο κοντά στην πηγή. Η τεχνική του προσδιορισμού του σχεδιαστικού κριτηρίου που υπαγορεύει την minimum αναλογία εξαερισμού είναι να αναπτύξουμε ένα γράφημα εξαερισμού. Το γράφημα περιγράφει την απαιτούμενη αναλογία εξαερισμού σαν συνάρτηση της εξωτερικής θερμοκρασίας σε συνδιασμό με αρκετά κριτήρια όπως π.χ θερμοκρασιακός έλεγχος, έλεγχος υγρασίας και έλεγχος διοξειδίου του άνθρακα. Οι ισοροπίες μάζας και αισθητής ενέργειας χρησιμοποιούνται για να ορίσουν τις σχέσεις μεταξύ εξαερισμού και εξωτερικής θερμοκρασίας αέρα πάνω στις οποίες βασίζονται αυτά τα κριτήρια.

Για τον υπολογισμό της minimum αναλογίας εξαερισμού βασιζόμενη στον θερμοκρασιακό έλεγχο, η συνεισφορά της ηλιακής θερμότητας q_{so} και της θερμότητας από φώτα q_m συνήθως απαλείφεται. Έτσι η ισοροπία ενέργειας είναι η ακόλουθη:

$$V' = [q_s - (\Sigma UA + FP)(t_i - t_o)] / [1006\rho(t_i - t_o)] \quad (6.5)$$

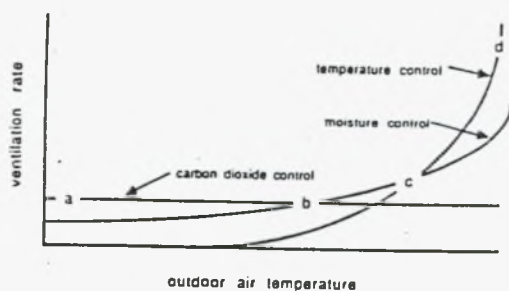
Η ισοροπία υγρασίας χρησιμεύει για τον υπολογισμό εξαερισμού για τον έλεγχο της υγρασίας

$$V'_{H_2O} = m_p / \rho_{αέρα} (W_{εσ} - W_{εξ}) \quad (6.6)$$

Και η ισοροπία μάζας χρησιμεύει για τον υπολογισμό εξαερισμού για τον έλεγχο του διοξειδίου του άνθρακα

$$V'_{CO_2} = (CO_2)_{\text{παραγ}} / [(CO_2)_{\text{εσωτερ}} - (CO_2)_{\text{εξωτερ}}] \quad (6.7)$$

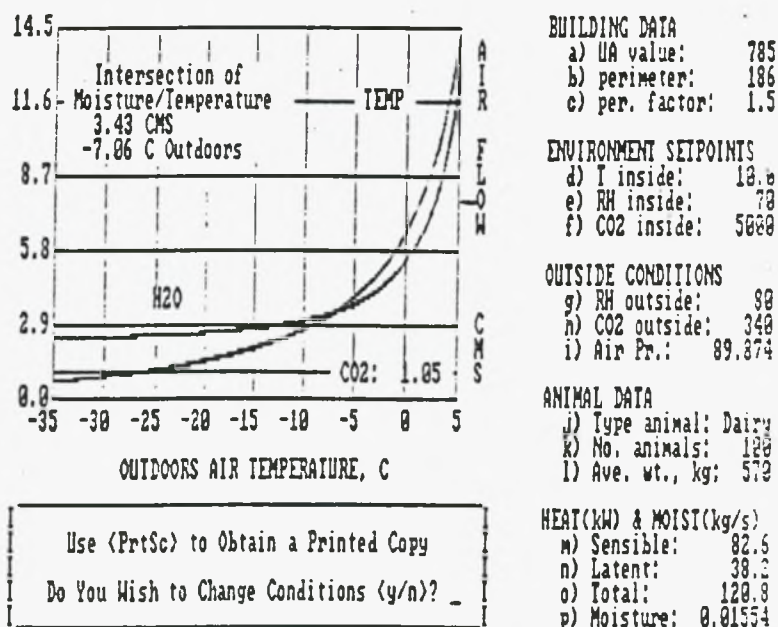
Όπου $(CO_2)_{\text{παραγ}}$ είναι η ογκομετρική τιμή του παραγόμενου διοξειδίου και τα άλλα δυο είναι οι τιμές εσωτερικά και εξωτερικά. Όσον αφορά τώρα το διάγραμμα εξαερισμού αυτό μπορούμε να το κατασκευάσουμε υπολογίζοντας την απαιτούμενη τιμή εξαερισμού για μια σειρά από θερμοκρασίες (εξωτερικές) που αρχίζουν από τις ψυχρότερες που περιμένουμε μέχρι κοντά στην εσωτερική θερμοκρασία σχεδιασμού. Το διάγραμμα αναφέρεται για σταθερή εσωτερική θερμοκρασία που είναι η θερμοκρασία σχεδιασμού. Ακόμα, όσον αφορά τον σχεδιασμό, επειδή το επίπεδο του διοξειδίου του άνθρακα στον αέρα στο περιβάλλον δεν είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας η γραμμή του ελέγχου του διοξειδίου του άνθρακα είναι οριζόντια στο γράφημα. Ένα παράδειγμα γραφήματος εξαερισμού για θερμοκρασία (c-d), υγρασίας (b-c) και διοξείδιο άνθρακα (a-b) σε αγροτικό κτίριο, φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (6-1)



Σχήμα 6-1: Παράδειγμα γραφήματος για θερμοκρασία (c-d), υγρασία (b-c), CO₂ (a-b) σε αγροτικό κτίριο.

6.3.1 Το πρόγραμμα VENTGRPH

Το πρόγραμμα αυτό είναι ένα πολύ χρήσιμο εργαλείο στα χέρια κάθε σχεδιαστή. Με το το πρόγραμμα αυτό μπορούμε να παράγουμε γραφήματα εξαερισμού. Μπορούμε να έχουμε διαφορετικές σκοπιές του σχεδιασμού και αλλάζοντας μερικούς παράγοντες να έχουμε άμεσα αποτελέσματα για την minimum τιμή εξαερισμού. Στην οθόνη του υπολογιστή στο πρόγραμμα VENTGRAPH παρουσιάζεται στο αριστερό και μέσο της οθόνης ένα γράφημα εξαερισμού για τα δεδομένα μας ενώ στο αριστερό μέρος της οθόνης παρουσιάζονται τα δεδομένα αρχίζοντας από πάνω προς τα κάτω από τα δεδομένα του κτιρίου, πιο κάτω τις συνθήκες περιβάλλοντος τις εξωτερικές συνθήκες, τα δεδομένα των ζώων και τέλος παραθέτονται η θερμότητα και η υγρασία ένα χαρακτηριστικό screen από το VENTGRAPH παρατίθεται στο παρακάτω σχήμα (6-2):



Σχήμα 6-2: Χαρακτηριστική οθόνη από το πρόγραμμα VENTGRPH με δεδομένα και αποτελέσματα για σχεδιασμό πραγματικού αγροτικού κτιρίου (προτεινόμενα).

6.4 ΔΙΑΒΑΘΜΙΣΕΙΣ ΜΕΤΑΞΥ MAXIMUM ΚΑΙ MINIMUM TIMES

ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ

Σε αυτό το σημείο και αφού έχουν αναλυθεί οι διαδικασίες για τον απαιτούμενο minimum και maximum εξαερισμό το ζητούμενο είναι η κλίμακα μεταξύ αυτών των δύο καταστάσεων. Ένας τρόπος για να έχουμε διάφορες τιμές εξαερισμού είναι να χρησιμοποιήσουμε ανεμιστήρες ποικίλης απόδοσης που να έχουν επιλεγθεί έτσι ώστε να έχουμε maximum τιμή εξαερισμού σε πλήρη απόδοση και minimum τιμή όταν μερικοί από αυτούς ή όλοι οι ανεμιστήρες λειτουργούν στην μικρότερη τους απόδοση. Για να πετύχουμε την minimum τιμή εξαερισμού μόνο μερικοί ανεμιστήρες μπορεί να χρειάζονται. Η μεταβλητή ταχύτητα στους ανεμιστήρες έχει το πλεονέκτημα της διαρκούς εναλλαγής μεταξύ minimum και maximum τιμής και των ενδιάμεσων τιμών εξαερισμού. Ενώ παρουσιάζεται το μειονέκτημα ότι χάνει την ικανότητα της αντισταθμιστικής επίδρασης ανέμου όταν λειτουργούν σε μικρότερη από την πλήρη ισχύ.

Όσον αφορά τώρα τους ανεμιστήρες απλής ταχύτητας όπου δεν μπορούμε να πετύχουμε μεταβλητές αποδόσεις αλλά μόνο μια μέγιστη τιμή απόδοσης σε αυτούς πρέπει να υπάρχει διαβάθμιση τέτοια ώστε να ρυθμίζεται η διαφορά ανάμεσα στην minimum και την maximum τιμή εξαερισμού. Αυτό σημαίνει πως π.χ ένας ή περισσότεροι μικροί ανεμιστήρες περιλαμβάνονται ώστε να πετύχουμε την minimum τιμή. Μεσαίου μεγέθους και μεγάλοι ανεμιστήρες επίσης εγκαθίστανται και μπαίνουν σε λειτουργία όταν η θερμοκρασία του χώρου ανεβεί και οι απαιτήσεις για τον εξαερισμό αυξηθούν.

Δύο παράγοντες πρέπει να ληφθούν υπ' όψιν όταν γίνεται διαβάθμιση ενός συστήματος ανεμιστήρων. Ο πρώτος είναι να οριστεί η θερμοκρασία χώρου η οποία ελέγχει το πέρασμα από το ένα στάδιο εξαερισμού στο άλλο. Ο δεύτερος είναι να

προσδιοριστεί το μέγεθος κάθε σταδίου μεταξύ της minimum και της maximum τιμής εξαερισμού. Ο αριθμός των σταδίων μεταξύ της minimum και της maximum τιμής επαφύεται στον σχεδιαστή του συστήματος. Πάντως πρέπει να υπάρχουν αρκετά στάδια ώστε όταν η τιμή εξαερισμού πηγαίνει από το ένα στάδιο στο άλλο να μην δημιουργούνται ακραίες αλλαγές του εσωτερικού περιβάλλοντος. Για παράδειγμα ένα σύστημα με μόνο δύο στάδια θα μπορούσε να έχει σαν αποτέλεσμα ταχείες ταλαντεύσεις μεταξύ των δύο σταδίων κατά την διάρκεια μετριας κρύου καιρού, ξαφνικό πάγωμα των ζώων καθώς η τιμή εξαερισμού αλλάζει από την minimum στην maximum τιμή. Μια τέτοια κατάσταση φυσικά θα είναι δυσάρεστη. Η εμπειρία έχει δείξει πως τέσσερα στάδια είναι το ελάχιστο που μπορούμε να κάνουμε. Ενώ όσον αφορά τον μέγιστο αριθμό σταδίων αυτός είναι έξι. Πιο πάνω μιλήσαμε για τα προβλήματα εάν έχουμε κάτω από τέσσερα στάδια, ενώ αν δημιουργήσουμε πάνω από έξι στάδια δεν πετυχαίνουμε καλύτερο έλεγχο. Έτσι μπορούμε να πούμε ότι το σωστό εύρος σταδίων μεταξύ της minimum και της maximum καταστάσεως είναι τέσσερα έως έξι.

Παρόλο που ορίστηκε ότι τα στάδια πρέπει να είναι από τέσσερα έως έξι ακόμη μια απόφαση πρέπει να ληφθεί. Ποιός θα είναι ο ακριβής αριθμός των σταδίων τέσσερις, πέντε ή έξι; Αυτό το ερώτημα για να απαντηθεί πρέπει να ληφθούν υπ' όψιν δύο παράγοντες. Πρώτα οι συνολικές απαιτήσεις σε εξαερισμό και δεύτερος η διαθεσιμότητα σε μεγέθη απόδοσης ανεμιστήρων. Εάν το σύστημα εξαερισμού που προκύπτει είναι μικρό, τότε είναι πιο πρακτικό να αποφεύγεται η χρήση πολλών μικρών ανεμιστήρων. Οι μικροί ανεμιστήρες έχουν γενικά μικρότερη απόδοση ενέργειας από τους μεγάλους. Ακόμα η εγκατάσταση πολλών μικρών ανεμιστήρων έχει μεγαλύτερο κόστος από ότι η εγκατάσταση μερικών μεγάλων.

6.5 ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΚΗΠΙΟΥ

Όπως έχει λεχθεί πιο πριν, τα συστήματα εξαερισμού στα θερμοκήπια εφαρμόζονται κύρια για τον έλεγχο της θερμοκρασίας όταν η κύρια πηγή θερμότητας προέρχεται από τον ήλιο. Μια πρακτική είναι να προβλεφθεί επαρκής εξαερισμός ώστε σαν maximum τιμή εξαερισμού να έχουμε 3/4 με 1 αλλαγή αέρα ανά λεπτά. Αυτή η τιμή είναι επαρκής να κρατήσει την θερμοκρασιακή άνοδο του εξαεριζόμενου αέρα περίπου στους 5K. Αυτή η τιμή εξαερισμού μερικές φορές αυξάνεται για υψόμετρα πάνω από 600m και περιοχές χωρίς νέφωση και υψηλή ηλιακή ακτινοβολία. Η αύξηση αυτή του εξαερισμού γίνεται πρακτικά χωρίς να βασίζεται σε υπολογισμούς. Οι ανεμιστήρες συνήθως τοποθετούνται σε πλευρικούς τοίχους και τα ανοίγματα εισόδου σε πλευρικούς τοίχους απέναντι στους ανεμιστήρες. Η δημιουργία θερμικών στρωμάτων αναγκάζει τον ψυχρό φρέσκο αέρα να ταξιδεύσει σταυροειδώς στο θερμοκήπιο και να αναμιχθεί πολύ λίγο με το θερμό αέρα στην κορυφή του θερμοκηπίου. Το αποτέλεσμα είναι ωφέλιμος maximum εξαερισμός μεγαλύτερος από 3/4 με 1 αλλαγές αέρα ανά λεπτό στην ζώνη αναπτυξης των φυτών.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ

ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ ΘΕΡΜΟΚΗΠΙΟΥ

Ένα θερμοκήπιο με υδροροή στέγη και αυλάκι σχεδιάζεται να έχει 200m πλάτος και 250m μήκος. Το υψόμετρο της περιοχής είναι 500m και η συνολική UA τιμή είναι 220,000W/K. Οι αναφορές καιρού δείχνουν ότι η ηλιακή μόνωση της κορυφής είναι περίπου 700W/m² (σε οριζόντια επιφάνεια) και η θερμοκρασία αέρα κορυφής 35⁰C να υπολογιστεί ο εξαερισμός που απαιτείται για να κρατήσει τον εσωτερικό αέρα 5K πάνω από την θερμοκρασία του εξωτερικού αέρα.

Λύση

Πριν αρχίσουμε τους υπολογισμούς χρειάζεται να κάνουμε μερικές υποθέσεις. Πρώτον ότι οι περιμετρικές απώλειες σε θερμότητα θα είναι αμελητέες συγκρητικά με τις απώλειες του δομικού καλύματος και του εξαερισμού. Δεύτερον: Το κλάσμα της ηλιακής θερμότητας που μετατρέπεται σε αισθητή θερμότητα μέσα στο θερμοκήπιο πρέπει να υπολογιστεί. Ένας πρόχειρος κανόνας είναι ότι το 1/3 της προσπίπτουσας θερμότητας αντανακλάται ή μετατρέπεται διαμέσου της φωτοσύνθεσης, το άλλο 1/3 συνεισφέρεται διαμέσου της εξατμοδιαπνοής σε λανθάνουσα θερμότητα και τέλος το υπόλοιπο 1/3 είναι η αισθητή θερμότητα που προστίθεται στον εσωτερικό αέρα.

Η συνολική προσφορά της αισθητής θερμότητας που υπολογίζεται να είναι:

$$Q_{\text{αισθητή}} = (1/3) (700\text{W/m}^2)(50000\text{m}^2) = 11,700,000\text{W}$$

Ο εξαερισμός εκφράζεται σε ογκομετρική βάση και η πυκνότητα του αέρα δεν είναι γνωστή. Η εξωτερική θερμοκρασία είναι 35⁰C και η εσωτερική πρέπει να είναι 40⁰C. Η σχετική υγρασία δεν είναι γνωστή αλλά υποθέτουμε ότι είναι 50%. Από το πρόγραμμα PLUS υπολογίζουμε την πυκνότητα αέρα για τις εσωτερικές συνθήκες και είναι 1,05Kg/m³. Έτσι ο απαιτούμενος εξαερισμός δίνεται από τον τύπο:

$$V' = [q_{\text{ασθητή}} - (\Sigma UA + FP)(t_i - t_o)] / [P_{\text{αέρα}} C_p(t_i - t_o)]$$

Η περιμετρικές απώλειες θερμότητας θεωρούνται αμελητέες σε σχέση με τις απώλειες δομικού καλύματος έτσι:

$$V' = [11,700,000\text{W} - (220,000\text{W/K})(5\text{K})] / [1,05\text{Kg/m}^3)(1006\text{J/KgK})(5\text{K})] = 200\text{m}^3/\text{s}$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

ΘΕΡΜΙΚΗ ΜΟΝΩΣΗ ΚΑΙ ΦΡΑΓΜΑΤΑ ΥΓΡΑΣΙΑΣ

7.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Η μόνωση, χρησιμοποιείται συχνά στα αγροτικά κτίρια για περισσότερα πράγματα από την διατήρηση ενέργειας. Σε έναν χώρο εγκλεισμού ζώων π.χ η διατήρηση της ενέργειας θα ήταν μια ασήμαντη σκέψη αν η παραγωγή αισθητής θερμότητας από τα ζώα είναι αρκετή.

Η μόνωση επίσης επιδρά στον υπολογισμό της minimum τιμής εξαερισμού ακόμα επιδρά στις ανάγκες για συμπληρωματική θερμότητα ακόμα προνοεί την θερμική ακτινοβολία του περιβάλλοντος στα ζώα και ακόμα επιδρά στην τάση για συμπύκνωση της υγρασίας πάνω και μέσα στους τοίχους.

7.2 ΚΑΤΑΛΛΗΛΟ ΠΑΧΟΣ ΜΟΝΩΣΗΣ

Η μόνωση συνήθως χρησιμοποιείται για διατήρηση ενέργειας. Όταν το πάχος της μόνωσης είναι μικρό, το κόστος εγκατάστασής της είναι επίσης χαμηλό. Αλλά το κόστος για ανάκτηση των απωλειών ενέργειας είναι υψηλό. Όταν τώρα το πάχος της μόνωσης είναι μεγάλο, το κόστος εγκατάστασης είναι υψηλό αλλά το κόστος για αναπλήρωση της χαμένης ενέργειας χαμηλό. Το κόστος εφαρμογής της μόνωσης δεν εξαρτάται γραμμικά από το πάχος της μόνωσης, αλλά ούτε και το κόστος της ανάκτησης της χαμένης ενέργειας εξαρτάται γραμμικά από το πάχος της μόνωσης. Έτσι αυτό που έχουμε να κάνουμε για τον υπολογισμό του κατάλληλου πάχους μόνωσης είναι να επιλέξουμε πάχος με το οποίο το κόστος του, ελαχιστοποιείται και προς τις δυο κατευθύνσεις. Δηλαδή, τόσο στην εγκατάσταση όσο και στην ανάκτηση

των απωλειών ενέργειας. Όταν η μόνωση εγκατασταθεί, δύο παράγοντες κόστους πρέπει να λαμβάνονται βασικά υπ' όψιν: τα υλικά και οι εργασίες. Άλλοι παράγοντες είναι ακόμα το διαφυγόν κέρδος, το ετήσιο κόστος διατήρησης της μόνωσης σε καλή κατάσταση. Κανείς από τους παράγοντες ούτε οι δύο κύριοι ούτε οι δευτερεύοντες δεν συνδέονται γραμμικά με το πάχος της μόνωσης. Έτσι όποια τυχόν σχέση μεταξύ κόστους και πάχους δεν πρέπει να γενικεύεται.

Όσον αφορά τώρα το κόστος από την αναπλήρωση της χαμένης ενέργειας είναι και αυτό κάτι που είναι δύσκολο να προβλεφθεί. Πάντως η ισοροπία που περιγράφηκε στα προηγούμενα κεφάλαια μπορεί να χρησιμοποιηθεί στον υπολογισμό του ετήσιου κόστους θερμικής ενέργειας που χρειαζόμαστε για ανάκτηση των απωλειών σε ενέργεια (θερμική ενέργεια). Μια μέθοδος υπολογισμού του ετήσιου κόστους θερμότητας βασίζεται στο σύστημα καιρικών δεδομένων. Αυτή η μέθοδος βρίσκει καλύτερη εφαρμογή σε ανάλυση στον υπολογιστή καθώς τα δεδομένα είναι τεράστια για να δουλευτούν με το χέρι. Παρ' όλα αυτά η ισοροπία ενέργειας χρησιμοποιείται πρωταρχικά για τον υπολογισμό της εξωτερικής θερμοκρασίας κατά την οποία θα χρειαστεί αρχικά θέρμανση. Αυτό το σημείο εξαρτάται και από τις διαφορές πηγές θερμότητας στον χώρο όπως: φώτα, άνθρωποι, ζώα φυτά κ.α.

$$Q_{\text{heat}} = \Sigma UA(t_{\text{εσωτ}} - t_{\text{εξωτ}})(\text{αριθμός ωρών στη θερμοκρασιακή ζώνη}) \quad (7.1)$$

Ο αριθμός των ωρών είναι οι ώρες που χρειαζόμαστε θέρμανση μέσα στον χρόνο και μπορεί να βρεθεί από το σύστημα δεδομένων του καιρού. Μια άλλη μέθοδος βασίζεται στον "Βαθμό Θέρμανσης Ημέρας" των δεδομένων καιρού. Αυτή η μέθοδος σε αντίθεση με την προηγούμενη που χρησιμοποιείται για αγροτικά κτίρια, χρησιμοποιείται πιο πολύ για μικρούς θερμαινόμενους χώρους όπως σπίτια. Η θερμότητα αυτή δίνεται από τον τύπο:

$$Q_{\text{heatny}} = 24(\text{HLF})(\text{HDD})(\text{K}) \quad (7.2)$$

- (HLF): Heat Loss Factor: παράγοντας απώλειας θερμότητας. Ο παράγοντας αυτός υπολογίζεται από το άθροισμα ΣUA+FP τιμή συν ένα παράγοντα που εμπερικλύει διύθυση / εξαερισμός
- (HDD): Heat Degree Days: Βαθμός Θέρμανσης ημέρας
- (K): Εμπειρικός παράγοντας που παίρνει τιμές από 0,8-0,6

Με τον ένα ή τον άλλο τρόπο η θερμότητα αντικατοπτρίζεται σε χρήματα που δίνονται από τον παρακάτω τύπο:

$$Q_{\text{τιμή}} = q_{\text{heat}} (\text{κόστος μονάδας}) / (\text{συντέλεση απόδοση θέρμανση, } \eta)(\text{HVF}) \quad (7.3)$$

- (HVF): Heating Value of the Fuel: Θερμαντική αξία των καυσίμων.

7.3 ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗ ΣΤΙΣ ΕΠΙΦΑΝΕΙΕΣ ΤΩΝ ΤΟΙΧΩΝ

Όταν το εσωτερικό του κτιρίου είναι ζεστότερο από τον εξωτερικό αέρα, οι εξωτερικές επιφάνειες των εξωτερικών τοίχων θα είναι θερμότερες από τον εξωτερικό αέρα, ενώ οι εσωτερικές επιφάνειες θα είναι ψυχρότερες από τον εσωτερικό αέρα. Εάν οι εσωτερικές επιφάνειες είναι ψυχρότερες από το σημείο δρόσου του εσωτερικού αέρα, τότε η συμπύκνωση αρχίζει να υφίσταται. Εάν οι συνθήκες συμπύκνωσης συνεχίσουν να υφίστανται για πολύ χρόνο τότε είναι πιθανό να συμβεί δομική καταστροφή. Ακόμα αν οι υγρές συνθήκες επιμένουν, μπορούν να είναι ευνοϊκές στην ανάπτυξη παρασιτικών οργανισμών και ασθενειών.

Επαρκής μόνωση εντός των τοίχων εμποδίζουν την επιφανειακή συμπύκνωση. Ο σχεδιασμός των κτιρίων πρέπει να γίνεται με προσδιορισμό της ελάχιστης R-τιμής για τοίχους και ταβάνια. Η τιμή πρέπει να είναι τέτοια ώστε να εμποδίζεται η επιφανειακή συμπύκνωση. Μπορεί αργότερα περισσότερη μόνωση να κριθεί απαραίτητη βασισμένη σε άλλα κριτήρια, αλλά η εμπόδιση της επιφανειακής συμπύκνωσης πρέπει πάντα να είναι μέλημα του σχεδιασμού. Ίσως να είναι πρακτικά

αδύνατο να εμποδιστεί η επιφανειακή συμπύκνωση εντελώς. Κατά την διάρκεια πολύ κρύου καιρού έξω μια ποσότητα συμπύκνωσης μπορεί να θεωρηθεί ανεκτή με την προϋπόθεση ότι η ποσότητα αυτή θα εξατμιστεί όταν οι εξαιρετικά κρύες συνθήκες του καιρού έξω πάψουν να υφίστανται. Τα κλιματικά δεδομένα μπορούν να χρησιμοποιηθούν για το σχεδιασμό του ελέγχου συμπύκνωσης. Οι πότρες και τα παράθυρα (ειδικά αυτά) ποτέ δεν θα είναι αρκετά μονωμένα ώστε να εμποδιστεί η συμπύκνωση στις εσωτερικές τους επιφάνειες όταν στο εσωτερικό του κτιρίου επικρατεί υψηλή σχετική υγρασία.

Όσον αφορά τα θερμοκήπια, η συμπύκνωση στο υλικό κάλυψης κατά την διάρκεια κρύου καιρού είναι ένας συνεχής παράγοντας. Στα θερμοκήπια διπλού φύλλου πολυαιθυλενίου υπάρχει ένα σημαντικό ποσό συμπύκνωσης στην κάτω πλευρά του πολυαιθυλενίου κοντά την κορυφή και αυτό μπορεί να γίνει παράγοντας για ανάπτυξη ασθενειών.

Ο σχεδιασμός των εναέριων συνθηκών μέσα στο κτίριο θα καθορίσει την θερμοκρασία του σημείου δρόσου του εσωτερικού αέρα. Ο υπολογισμός της μόνωσης που θα προλαμβάνει την συμπύκνωση μπορεί να γίνει με την χρήση θερμικών αντιστάσεων σε σειρά. Το θερμικό κύκλωμα σε επίπεδη τομή εκφράζεται σε όρους της θερμοκρασίας επιφανείας t_s η εσωτερική θερμοκρασία ενώ t_i και η εξωτερική t_o . Αυτά φαίνονται στο παρακάτω σχήμα (7-1).



Σχήμα 7-1: Το κύκλωμα θερμικών αντιστάσεων σε σειρά που εκφράζει μια επίπεδη τομή τοίχου.

Η θερμική αντίσταση μεταξύ εσωτερικού αέρα και τοίχου είναι R_i και η θερμική αντίσταση ολόκληρου του τοίχου (και της εσωτερικής του επιφάνειας) είναι R_w . Η απαιτούμενη θερμική αντίσταση του τοίχου μπορεί να εκφραστεί σε σχέση με την θερμοκρασία του σημείου δρόσου του εσωτερικού αέρα, $t_{\Sigma\Delta}$ υπο την προϋπόθεση $t_s \geq t_{\Sigma\Delta(\text{new point})}$. Έτσι έχουμε την σχέση:

$$R_w \geq R_i (t_i - t_o) / (t_i - t_{\Sigma\Delta}) \quad (7.4)$$

7.4 ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗ ΜΕΣΑ ΣΤΟΥΣ ΤΟΙΧΟΥΣ

Η μεταφορά της θερμικής ενέργειας μέσω των τοίχων οφείλεται σε διαφορές θερμοκρασίας. Η μεταφορά της υγρασίας οφείλεται στις διαφορές των μερικών πιέσεων των υδρατμών. Όταν οι εξωτερικές συνθήκες είναι κρύες, οι μερικές πιέσεις των υδρατμών είναι αρκετά υψηλότερες απ' ό,τι έξω. Το νερό συνεπώς θα διαχυθεί αργά μέσω του τοίχου. Αντίστροφα το νερό θα διαχυθεί σε ένα κτίριο με μηχανήμα κλιματισμού ή σε ψυχώμενο κτίριο κατά την διάρκεια ζεστού και υγρού καιρού εξωτερικά. Αυτό είναι πρόβλημα κυρίως στα υποτροπικά και τροπικά κλίματα. Η θερμική μόνωση επιδρά στην θερμοκρασία εντός του τοίχου. Ακόμα περισσότερο η μόνωση αναγκάζει τις εξωτερικές περιοχές του τοίχου να είναι ψυχρότερες απ' ό,τι στην περίπτωση που δεν υπήρχε μόνωση. Το νερό συμπυκνώνεται όπου η μερική πίεση των υδρατμών είναι μεγαλύτερη απ' ό,τι η μερική πίεση κορεσμού στην θερμοκρασία στις περιοχές που αναφέρθησαν. Οι μερική πίεση κορεσμού είναι μικρή όταν οι θερμοκρασίες είναι επίσης μικρές. Η μόνωση πρέπει να σχεδιάζεται μέσα στον τοίχο ώστε να εμποδίζει το φαινόμενο της κρυμμένης συμπύκνωσης. Ακόμα πρέπει να χρησιμοποιείται ένα αποδεκτό επιβραδυντικό φράγμα υδρατμών στην υγρή και θερμή πλευρά του τοίχου όπου η μερική πίεση των υδρατμών είναι υψηλότερη. Το φράγμα (εμπόδιο) επιβραδύνει την διάχυση της υγρασίας προς τον τοίχο. Έτσι η

υγρασία η οποία διαχέεται μέσα από το εμπόδιο έχει τον χρόνο να διαχυθεί μέσα από τον τοίχο και έξω πριν αρκετοί υδρατμοί συσσωρευτούν και αυξηθεί η θερμική πίεση των υδρατμών έως να φτάσει το σημείο συμπύκνωσης.

7.4.1 Διάχυση Υδρατμών

Η διαδικασία διαχύσεως εκφράζεται από τον νόμο του Fick's :

$$W = -\mu (dp / dx) \quad (7.5)$$

- W: το ποσό μετάδοσης του νερού για κάθε μονάδα επιφανείας και μονάδα χρόνου.
- μ : η διαπερατότητα του υλικού από όπου διέρχεται Η υγρασία σε μονάδες (ng νερού/s-m-Pa)
- dp/dx : Ο λόγος μεταβολής της μερικής πίεσης των υδρατμών σε μονάδες Pa/m.

Όταν έχουμε συνθήκες σταθερής κατάστασης. Ο παραπάνω τύπος γράφεται ως:

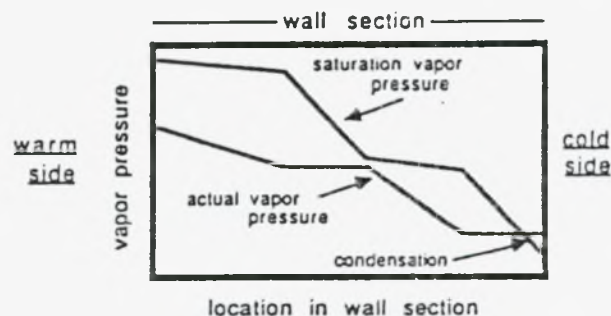
$$W = -\mu(p_1 - p_2) / L \quad (7.6)$$

- L: το μήκος της διαδρομής
- p: μερικές πιέσεις

Η διαπερατότητα μ είναι μια περιορισμένη ιδιότητα που εξαρτάται από το υλικό. Ο λόγος όμως μ/L στον παραπάνω τύπο αποτελεί μια εκτεταμένη ιδιότητα που ονομάζεται δεκτικότητα (permeance). Η δεκτικότητα μπορεί να ερμηνευτεί σαν μονάδα επιφανειακής αγωγιμότητας των υδρατμών. Οι μονάδες δεκτικότητας είναι $ng/s\cdot m^2\cdot Pa$ και για συντομία ονομάζονται "perms". Η αντίσταση στην ροή των υδρατμών R_{h_2O} είναι το αντίστροφο της δεκτικότητας (L/μ) σε μονάδες $Tpa\cdot m^2\cdot s/Kg$ που συχνά συναντώνται πάλι χάριν συντομίας σαν "temps", το Tpa στις μονάδες είναι Terapascals 10^{12} pascals.

7.4.2 Αναλογίες συμπύκνωσης

Ακόμα και αν έχουμε το τέλει εμπόδιο διαχύσεως των υδρατμών, η υγρασία συνεχώς θα διαχέεται διαμέσου του τοίχου όταν υπάρχει διαφορά στην πίεση των υδρατμών. Το αν θα υπάρξει συμπύκνωση εξαρτάται από την πραγματική πίεση υδρατμών και την πίεση υδρατμών στο βαθμό κορεσμού σε κάθε σημείο του τοίχου. Το αν η πραγματική πίεση των υδρατμών θα είναι μεγαλύτερη από την πίεση κορεσμού των υδρατμών εξαρτάται από τα χαρακτηριστικά της θερμικής διάχυσης και την διάχυση υγρασίας των υλικών του τοίχου. Μια μέθοδος υπολογισμού της πιθανότητας συμπύκνωσης είναι να κάνουμε ένα γράφημα των τιμών της πραγματικής πίεσης και της πίεσης κορεσμού σε μια εγκάρσια διατομή του τοίχου. Αυτό φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (7-2).



Σχήμα 7-2: Γράφημα τιμών πραγματικής πίεσης και πίεσης κορεσμού για εγκάρσια διατομή τοίχου.

Την πραγματική πίεση των υδρατμών μπορούμε να την υπολογίσουμε με υπόθεση ενός κυκλώματος ηλεκτρικών αντιστάσεων ανάλογο με το κύκλωμα διαχύσεως των

υδρατμών. Εάν για παράδειγμα ξεκινήσουμε από ένα σημείο στην εσωτερική επιφάνεια του τοίχου όπου η πίεση των υδρατμών είναι P_i η πραγματική πίεση των υδρατμών σε απόσταση X μέσα στον τοίχο θα είναι P_x και εξαρτάται από την ολική αντίσταση της διαχύσεως των υδρατμών του τοίχου $R_{H_2O \text{ ολικό}}$ την αντίσταση διαχύσεως των υδρατμών μεταξύ της εσωτερικής επιφάνειας του τοίχου και του σημείου X μέσα στον τοίχο R_{H_2Ox} και την πίεση των υδρατμών εξωτερικά του τοίχου P_o . Έτσι δημιουργείται η σχέση:

$$P_x = p_i + (R_{H_2Ox} / R_{H_2O \text{ ολικό}}) (P_o - P_i) \quad (7.7)$$

Η πίεση κορεσμού των υδρατμών είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας στο σημείο X t_x .

$$T_x = t_i + (R_{\text{θερμική } X} / R_{\text{θερμική ολική}}) (t_o - t_i) \quad (7.8)$$

Η πίεση κορεσμού των υδρατμών στη θερμοκρασία t_x από τον τύπο που έχουμε συναντήσει στο 2^ο κεφάλαιο και έχει ως ακολούθως:

$$\ln(p_s) = A_1/T + A_2 + A_3T + A_4T^2 + A_5T^3 + A_6T^4 + A_7(\ln(T)) \quad (7.8)$$

Οι τιμές των συντελεστών παίρνουν διαφορετικές τιμές ανάλογα με το αν η t_x είναι στην κλίμακα -100 με 0°C ή στην κλίμακα 0°C με 200°C και αναφέρονται στο 2^ο κεφάλαιο.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ

Υπολόγισε την minimum θερμική αντίσταση τοίχου και οροφής ώστε να προστατευθεί η επιφάνεια του ταβανιού και ο τοίχος από συμπύκνωση σε ένα κοιτώσι εάν οι συνθήκες μέσα είναι θερμοκρασία 22C και 75% σχετική υγρασία. Το κτίριο είναι τοποθετημένο κοντά στο Fort Wayne, Indiana.

Λύση

Πρώτα ο σχεδιασμός για την εξωτερική θερμοκρασία πρέπει να αποφασιστεί. Από πίνακα βρίσκουμε πως το 99% και 97,5% του χειμερινού σχεδιασμού είναι θερμοκρασίες -20C και -17C αντίστοιχα. Το Font Wayne βρίσκεται 240m πάνω από την επιφάνεια της θάλασσας αλλά η θερμοκρασία του σημείου δρόσου είναι ανεξάρτητη της ατμοσφαιρικής πίεσης. Από το πρόγραμμα PLUS βρίσκουμε πως για 22C και 75% σχετική υγρασία το σημείο δρόσου είναι 17,4C.

Η θερμική αντίσταση της εσωτερικής επιφάνειας των τοίχων για συνήθη υλικά είναι 0,12m²K/W ενώ για την οροφή η θερμική αντίσταση εσωτερικής επιφάνειας είναι 0,11m²K/W. Αν χρησιμοποιήσουμε τον παρακάτω τύπο:

$$R \geq R_i[(t_i - t_o) / (t_i - t_{dp})] \quad \text{θα έχουμε}$$

$$R_{\text{τοίχου}} \geq (0,12\text{m}^2\text{K/W}) \{ [22\text{C} - (-20\text{C})] / [22\text{C} - 17,4\text{C}] \} \geq 1,1\text{m}^2\text{K/W} \text{ και}$$

$$R_{\text{οροφής}} \geq (0,11\text{m}^2\text{K/W}) \{ [22\text{C} - (-20\text{C})] / [22\text{C} - 17,4\text{C}] \} \geq 1,0\text{m}^2\text{K/W}$$

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8

ΕΙΣΟΔΟΙ ΚΑΙ ΕΞΟΔΟΙ ΑΕΡΑ

8.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Το να ανανεώσουμε τον αέρα σε ένα κτίριο παρουσιάζει βασικές διαφορές από το να τον ανανεώσουμε σε κάποιο κτίριο με γραφεία παραδείγματος χάριν. Τα αγροτικά κτίρια γενικά χαρακτηρίζονται από ένα ενιαίο μεγάλο χώρο, παρά από πολλούς μικρούς χώρους. Αυτή η διαφορά οδηγεί από την μια πλευρά σε λιγότερο πολύπλοκα συστήματα διανομής αέρα (μικρή ανάγκη για αγωγούς αέρα) από την άλλη όμως κάνει την επίδραση των εισόδων αέρα πιο σημαντική αφού ο φρέσκος αέρας πρέπει να μεταφερθεί σε περιοχές του κτιρίου αρκετά μακριά από την είσοδο αέρα. Η θερμική στρωμάτωση είναι συχνά μεγαλύτερη στα αγροτικά κτίρια και αυτό είναι ένα πρόβλημα που εμποδίζει την καλή μίξη του φρέσκου αέρα με τον αέρα που ήδη υπάρχει μέσα στο κτίριο.

Ο μηχανικός εξαερισμός των αγροτικών κτιρίων μπορεί να επιτευχθεί με μεθόδους αρνητικής πίεσης, θετικής πίεσης ή ουδέτερης πίεσης. Ας δούμε πρώτα τα συστήματα εξαερισμού αρνητικής πίεσης. Οι ανεμιστήρες μετακινούν τον αέρα από τον εξαεριζόμενο χώρο και έτσι δημιουργείται ένα ελαφρό κενό μέσα στον χώρο. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την είσοδο του αέρα προς τα μέσα από τις εισόδους. Οι ανεμιστήρες σε αυτή την περίπτωση λειτουργούν σαν έξοδος αέρος. Το αντίθετο συμβαίνει όταν έχουμε συστήματα εξαερισμού με θετική πίεση. Οι ανεμιστήρες τραβούν φρέσκο αέρα μέσα στον εξαεριζόμενο χώρο και ο αέρας που ήδη υπάρχει στον χώρο αναγκάζεται να εξέλθει από τις εξόδους λόγω της ελαφράς υπερπίεσης που δημιουργείται από τους ανεμιστήρες. Όσον αφορά τα ουδέτερα συστήματα

εξαερισμού ανεμιστήρες υπάρχουν τόσο στις εισόδους όσο και στις εξόδους και τα χαρακτηριστικά τους είναι ισοσταθμισμένα έτσι η πίεση του αέρα μέσα στον εξαεριζόμενο χώρο είναι περίπου σαν του εξωτερικού αέρα.

Στον εξαερισμό υπάρχει ένας νόμος σύμφωνα με τον οποίο οι συνθήκες σταθερής κατάστασης ουσιαστικά υφίστανται συνεχώς. Η μάζα που εισχωρεί με την ροή του αέρα μέσα στο εξαεριζόμενο χώρο συν κάθε μάζα που προστίθεται ή μετακινείται καθώς ο αέρας είναι μέσα στον χώρο πρέπει να είναι ίση με την μάζα που εξέρχεται του χώρου λόγω του εξαερισμού.

Συνοψίζοντας θα λέγαμε ότι τα συστήματα εξαερισμού αρνητικής πίεσης είναι αυτά που προτιμούν στις περισσότερες περιπτώσεις σε στάβλους και θερμοκήπια. Παρόλο που τα συστήματα αρνητικής πίεσης οδηγούν σε διήθηση αέρα από απροσεκτα ανοίγματα (σχισμές σε τοίχους ανοικτές πότρες κ.α) παρουσιάζουν το πλεονέκτημα της ανέξοδης εισαγωγής αέρα που εύκολα εγκαθίσταται στο κτίριο. Το πιο κοινό σύστημα εισόδου του αέρα στο κτίριο χρησιμοποιεί μια συνεχή σχισμή γύρω από την περίμετρο του κτιρίου με θύρες (περάσματα) απ' ευθείας στον φρέσκο αέρα είτε κατά μήκος του ταβανιού ή κάτω στους τοίχους. Οι ανεμιστήρες συνήθως συγκεντρώνονται κατά μήκος ενός τοίχου στον υπήνεμο τοίχο που προφυλάσσεται από τους ανέμους του χειμώνα.

8.2 ΒΑΣΙΚΑ ΜΗΧΑΝΙΚΗΣ ΡΕΥΣΤΩΝ

Δύο σχέσεις από την μηχανική ρευστών είναι σημαντικές για τους υπολογισμούς της ροής αέρα: η εξίσωση της συνέχειας και η εξίσωση του Bernoulli.

Η συνέχεια της ροής του αέρα είναι ένα συστατικό της διατήρησης της μάζας. Ένα ρευστό (αέρας) με πυκνότητα P ρέει διαμέσου ανοίγματος με επιφάνεια A και έχει μέση ταχύτητα V . Η τιμή της μάζας που ρέει είναι:

$$m_{\text{αέρα}} = \rho A V \quad (8.1)$$

Έστω ότι έχουμε n ανοίγματα στον εξαεριζόμενο χώρο όπου σε κάποια από αυτά ο αέρας ρέει προς το εσωτερικό και σε κάποια άλλα ο αέρας εξέρχεται από το κτίριο.

Για να υπάρχει η συνέχεια που προαναφέραμε πρέπει:

$$\sum_n (P A V)_n = 0 \quad (8.2)$$

Στο σημείο αυτό πρέπει να θεωρήσουμε σαν θετική ροή και ταχύτητα αέρα ορίζεται αυτή με την οποία ο αέρας εισέρχεται στον χώρο ενώ σαν αρνητική ροή και ταχύτητα ορίζεται αυτή με την οποία ο αέρας εξέρχεται του κτιρίου.

Μια διευκρίνιση που πρέπει να γίνει στο σημείο αυτό είναι ότι η επιφάνεια A στον παραπάνω τύπο είναι η δραστική επιφάνεια και όχι η πραγματική επιφάνεια του ανοίγματος. Η διευκρίνιση αυτή γίνεται γιατί καθώς ο αέρας προσεγγίζει το άνοιγμα συγκλίνει η ρευματική γραμμή και αυτή η σύγκλιση μειώνει την δραστική επιφάνεια ροής καθώς η είσοδος του αέρα δεν γίνεται από όλη την επιφάνεια. Στη μείωση της επιφάνειας ακόμα συντελεί ο στροβιλισμός. Έτσι η δραστική επιφάνεια εισόδου A δίνεται από την σχέση:

$$A_{\text{δραστική επιφάνειας}} = (C_{\text{συσρίκνωση επιφάνειας}}) (A_{\text{πραγματική επιφάνεια}}) \quad (8.3)$$

Ας περάσουμε τώρα στην δεύτερη σχέση που διέπει την ροή αέρα που είναι ο νόμος Bernoulli:

Η εξίσωση Bernoulli είναι μια θεμελιώδης σχέση στη μηχανική των ρευστών και διατυπώθηκε από τον Daniel Bernoulli (1700-1782) στην Hydrodynamika του 1738.

Η σχέση είναι η ακόλουθη:

$$PV^2 / 2gc + P + \rho gz / gc = \text{σταθερό} \quad (8.4)$$

Στο παραπάνω τύπο οι όροι σημαίνουν:

- ρ : πυκνότητα
- V : ταχύτητα

- P: στατική πίεση
- z: το ύψος από ένα αυθαίρετο αλλά από πριν ορισμένο σημείο
- g: επιτάχυνση της βαρύτητας
- gc: παράγοντας μετατροπής μονάδων που ισούται με 1.0 στο σύστημα SI και με 32.2 όταν χρησιμοποιούνται μονάδες PI.

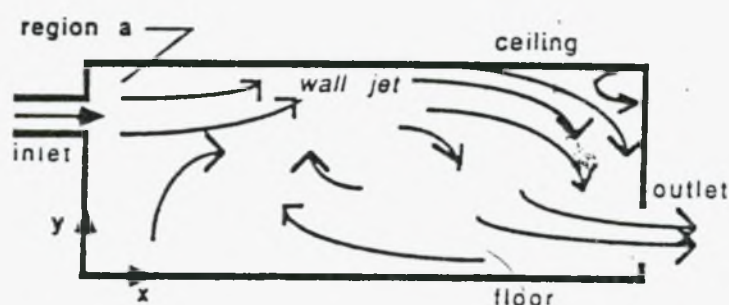
Στην εξίσωση Bernoulli ο πρώτος όρος είναι η κινητική ενέργεια. Ο δεύτερος η πίεση και ο τρίτος η δυναμική ενέργεια. Κάθε όρος στην εξίσωση έχει μονάδες N/m^2 ή Pascals για την πίεση. Στον παραπάνω τύπο η κινητική ενέργεια ονομάζεται "πίεση ταχύτητας" και η ατμοσφαιρική πίεση P ονομάζεται "στατική πίεση". Το άθροισμα των δύο είναι η συνολική πίεση. Όταν έχουμε συνθήκες εξαερισμού οι αλλαγές στην δυναμική ενέργεια είναι μηδαμινές λόγω της χαμηλής τιμής της πυκνότητας του αέρα. Έτσι ένας εναλλακτικός τρόπος για να ορίσουμε την εξίσωση Bernoulli είναι να θεωρήσουμε ότι η πίεση κατά μήκος μιας ρευματικής γραμμής είναι σταθερή.

Μια τελευταία παρατήρηση που μπορούμε να κάνουμε για την εξίσωση Bernoulli είναι πως εφαρμόζεται αυστηρά μόνο για στρωτή ροή καθώς οι εμφανιζόμενες ποσότητες έχουν υπολογιστεί πάνω σε μια ρευματική γραμμή.

8.3 ΕΚΤΟΞΕΥΤΕΣ ΑΕΡΑ

Σαν εκτοξευτής αέρα ορίζεται μια περιοχή όπου ο αέρας κινείται με μια ταχύτητα διαφορετική από την ταχύτητα του περιβάλλοντα αέρα. Όταν ο αέρας εισάγεται μέσα στο κτίριο από ένα άνοιγμα έχει μια σημαντική ταχύτητα καθώς ο αέρας μέσα στο κτίριο είναι σχεδόν ακίνητος. Εάν ένας εκτοξευτής αέρα κατευθύνεται μακριά από όλα τα όρια του δωματίου είναι ένας ελεύθερος εκτοξευτής. Εάν κατευθύνεται να ρέει κατά μήκος του τοίχου ή του ταβανιού είναι ένας εκτοξευτής τοίχου. Ένας σταθερός εκτοξευτής εάν προσεγγίσει ένα σταθερό όριο προσαρτάται στο όριο και

γενικά γίνεται εκτοξευτής τοίχου. Ένας εκτοξευτής τοίχου θα παραμείνει εκτοξευτής τοίχου μέχρι να συναντήσει ένα μεγάλο στερεό εμπόδιο ή μέχρι οι δυνάμεις θερμικής άνωσης είναι τόσο μεγάλες και η κατεύθυνση ροής του αλλάζει. Το φαινόμενο το οποίο κρατά έναν εκτοξευτή προσαρτημένο σε ένα στερεό όριο ονομάζεται "Coanda effect". Ας θεωρήσουμε την υποθετική κατάσταση του παρακάτω σχήματος (8-1):



Σχήμα (8-1): Κίνηση και προσάρτηση ενός εκτοξευτή προς την οροφή. "Coanda effect"

Ο φρέσκος αέρας εισάγεται στο κτίριο μέσω ενός επιπέδου ελεύθερου εκτοξευτήρα ("plane free jet"). Ο ελεύθερος εκτοξευτήρας εισάγεται στον χώρο σε σημείο κοντά στο ταβάνι χωρίς να ακουμπά σε αυτό. Τέμνουσες δυνάμεις στο ανώτερο όριο του εκτοξευτήρα διεγείρουν περιστροφή του ρευστού στη γωνία ανάμεσα στο ταβάνι και στον τοίχο του ανοίγματος (περιοχή A). Η περιστροφή μέσα στην περιοχή αυτή προκαλεί αύξηση της πίεσης ταχύτητας και μείωση της στατικής πίεσης. Το αποτέλεσμα είναι κίνηση του εκτοξευτή προς την οροφή και προσάρτησή του. Αυτή είναι μια σπάνια του "Coanda effects".

Οι ελεύθεροι εκτοξευτές βρίσκουν εφαρμογή στον εξαερισμό των αγροτικών κτιρίων. Μια συνήθης τεχνική της διανομής αέρα, ειδικά εάν ο αέρας πρόκειται να επανακυκλωθεί και να θερμανθεί είναι να προσαρτηθεί ένας διάτρητος σωλήνας πολυαιθυλενίου στην πλευρά εκροής του ανεμιστήρα και με την μορφή πολλών μικρών ελεύθερων εκτοξευτήρων από τις τρύπες του πολυαιθυλενικού αγωγού να διανέμεται ο αέρας. Ο ανεμιστήρας τραβάει αέρα και από το εξαεριζόμενο χώρο και από έξω και αναμειγνύει τα δύο αυτά στρώματα αέρα. Κάθε τρύπα του αγωγού έχει διάμετρο 50mm και το μήκος μπορεί να φτάσει 50m.

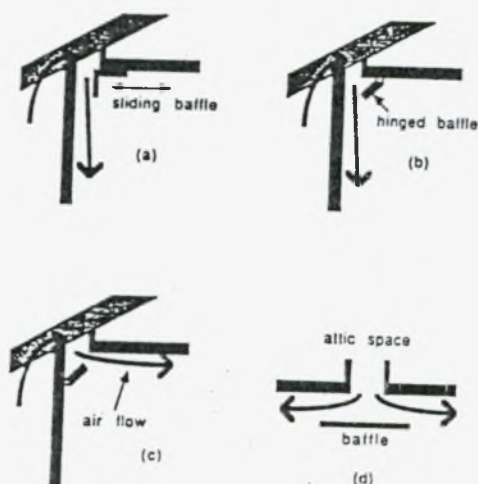
8.4 ΕΙΣΟΔΟΣ ΑΕΡΑ ΜΕ ΕΓΚΟΠΗ

8.4.1 Λειτουργία εισόδου με εγκοπή

Το πλάτος των εισόδων μπορεί να ρυθμίζεται ώστε να ανταποκρίνεται στις διάφορες αλλαγές της απαιτούμενης κάθε φοράς τιμής εξαερισμού. Μία συνήθης πρακτική είναι οι προφυλακτήρες να λειτουργούν βάση της διαφοράς πίεσεως μέσα και έξω από τον χώρο. Εσωτερικοί προφυλακτήρες είναι είτε ανοικτοί είτε κλειστοί για να διατηρούν την διαφορά στατικής πίεσης μέσα σε ένα συγκεκριμένο εύρος. (π.χ μεταξύ 10 και 15 pa). Όταν η διαφορά πίεσης αυξάνεται πάνω από το επιθυμητό εύρος (αυτό γίνεται όταν λειτουργούν ανεμιστήρες καθώς η θερμοκρασία του εξωτερικού αέρα μεγαλώνει) τότε το σύστημα ελέγχου ανοίγει τους εσωτερικούς προφυλακτήρες μέχρι η διαφορά πίεσης να ξαναβρεθεί στο επιθυμητό εύρος. Το αντίστροφο συμβαίνει όταν οι ανεμιστήρες δεν λειτουργούν και η διαφορά πίεσης πέσει κάτω από το επιθυμητό εύρος.

Είναι σημαντικό να κρατάμε την διαφορά στατικής πίεσης πάνω από πολύ χαμηλές τιμές για δύο λόγους. Ο πρώτος είναι ότι όταν η διαφορά πίεσης είναι χαμηλή οι ταχύτητες του εσωτερικού αέρα είναι επίσης χαμηλές και η μίξη του αέρα δεν είναι ικανοποιητική. Ένα πλεονέκτημα των εκτοξευτών τοίχου είναι ο τρόπος με τον οποίο αυτοί αναμειγνύουν τον φρέσκο αέρα με τον αέρα που ήδη υπάρχει στο κτίριο και έτσι αναμειγνύεται ο κρύος αέρας πριν αυτός φτάσει στα ζώα ή τα φυτά. Εάν η ταχύτητα του αέρα στο εσωτερικό είναι χαμηλή η μίξη θα είναι ανεπαρκής. Ο δεύτερος λόγος για τον οποίο πρέπει η διαφορά στατικής πίεσης να διατηρείται πάνω από πολύ χαμηλή τιμή, είναι η επίδραση των ανέμων στον εξαερισμό. Όταν ο άνεμος φυσά γύρω από το κτίριο δημιουργούνται εν μέρει κενά (για παράδειγμα το υπήνεμο του κτιρίου). Αν η αναρρόφηση που δημιουργείται από τον άνεμο είναι μεγαλύτερη από τα εν μέρει κενά που δημιουργούνται μέσα στο κτίριο από το σύστημα εξαερισμού τότε ο αέρας θα αφήσει το κτίριο φεύγοντας από τις εισόδους και οι εισοδοί θα μετατραπούν σε εξόδους. Αυτό παρμορφώνει κατά πολύ το μοντέλο εξαερισμού και μπορεί να αυξήσει την τιμή εξαερισμού πάνω από επιθυμητό επίπεδο πράγμα που θα μπορούσε να προκαλέσει ψύξη σε μερικά σημεία μέσα στο κτίριο κατά την διάρκεια ψυχρού καιρού. Μια στατική πίεση εν μέρη κενού μέσα στο χώρο με τιμή τουλάχιστον 10Pa είναι γενικά απαραίτητη για να περιορίσει τις επιδράσεις ανέμου μόνο σε στιγμές που έχουμε πολύ ισχυρούς ανέμους. Το ανώτερο όριο του επιθυμητού εύρους διαφοράς στατικής πίεσης πρακτικά σχετίζεται με τους ανεμιστήρες και την ικανότητα τους να δουλεύουν κάτω από διαφορές στατικής πίεσης. Ανεμιστήρες με έλικες έχουν σχεδιαστεί να μετακινούν αέρα σε χαμηλές διαφορές στατικής πίεσης και πρέπει αυτή η ικανότητα να χάνεται έως ένα συγκεκριμένο βαθμό όταν η διαφορά στατικής πίεσεως ανέβει πάνω από 30Pa. Επίσης στατική πίεση πάνω από 30Pa δρα προσθετικά στο να υπερτιμηθεί η τιμή

αέρα στον εξαεριζόμενο χώρο. Άλλο πλεονέκτημα των εισόδων με εγκοπή είναι ότι όταν ο αέρας κατευθύνεται να ρέει κάτω στους εξωτερικούς τοίχους η συμπύκνωση των εσωτερικών επιφανειών των εξωτερικών τοίχων σταδιακά εξαλείφεται κατά την διάρκεια κρύου καιρού. Ο φρέσκος αέρας είναι σχετικά ξηρός έτσι κρατιέται η επιφάνεια του τοίχου ξηρή. Άλλα πλεονεκτήματα όπως η ικανότητα να αναμειγνύεται ο εισερχόμενος αέρας γρήγορα και να δημιουργείται ψύξη του φρέσκου αέρα και του αέρα που βρίσκεται ήδη στο κτίριο έχει συζητηθεί πριν. Μερικά παραδείγματα εισόδων αέρα με εγκοπή δίνονται στο παρακάτω σχήμα (8-2).



Σχήμα 8-2: Παραδείγματα εισόδων με εγκοπή. (α) Ολισθαίνων σιγαστήρας, ο αέρας κατευθύνεται προς τον κάτω τοίχο. (β) αρθρωτός σιγαστήρας, ο αέρας κατευθύνεται προς τον κάτω τοίχο. (γ) αρθρωτός σιγαστήρας, ο αέρας κατευθύνεται κατά μήκος της οροφής. (δ) κεντρικός σιγαστήρας, οροφής με τον αέρα να εισέρχεται από τη σοφίτα και να κατευθύνεται κατά μήκος της οροφής.

8.4.2 Ροή αέρα διαμέσου αρθρωτού εσωτερικού προφυλακτήρα και κεντρικού ανοίγματος οροφής με εκπομπή

Εάν συντελεστής παροχής είναι γνωστός, η ροή αέρα διαμέσου ανοιγμάτων μπορεί να υπολογιστεί, εάν η διαφορά στατικής πίεσης και οι εσωτερικές επιφάνειες είναι

γνωστές. Στα ανοίγματα με εγκοπή ο συντελεστής παροχής είναι συνάρτηση της γεωμετρίας του ανοίγματος. Οι ακόλουθες σχέσεις μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τον υπολογισμό της τιμής των ογκομετρικών ροών των ανοιγμάτων με εγκοπή.

a) Για τις περιπτώσεις α) β) του προηγούμενου σχήματος

$$V=0,0012W^{0,98} \Delta P^{0,49} \quad (8.5)$$

- W: το πλάτος του πραγματικού ανοίγματος σε mm
- ΔP: η διαφορά στατικής πίεσης στο άνοιγμα σε Pa

b) Περίπτωση c) του σχήματος προηγούμενης σελίδας

$$V=0,00071W^{0,98} \Delta P^{0,49} \quad (8.6)$$

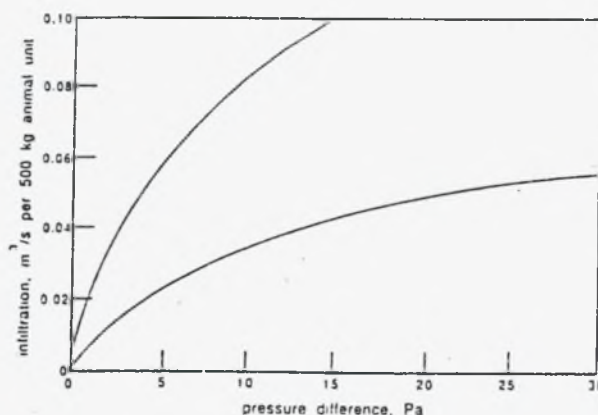
Οροφή κεντρικού ανοίγματος εγκοπής περίπτωση d)

$$V=0,0013W^{0,98} \Delta P^{0,49} (P/T)^{0,08} \exp(-0,867W/T) \quad (8.7)$$

8.5 ΔΙΗΘΥΣΗ ΑΕΡΑ



Κανένα κτίριο δεν είναι αεροστεγές. Μικρές ρωγμές γύρω από πόρτες και παράθυρα, ρωγμές στις αρθρώσεις τοίχων και πατώματος είναι αναπόφευκτες και αποτελούν δρόμους από τους οποίους ο αέρας μπορεί να εισέλθει στο κτίριο από ανύποπτα σημεία. Όταν ένα σύστημα εξαερισμού χρησιμοποιείται σε ένα στάβλο η διαφορά στην στατική πίεση μεταξύ μέσα και έξω επάγεται και αυτό έχει σαν αποτέλεσμα ο αέρας να ρέει μέσα από τις ρωγμές. Στο παρακάτω σχήμα (8-3) φαίνεται η σχέση μεταξύ του αέρα που διηθείται και της διαφοράς στατικής πίεσης.



Σχήμα 8-3: Αναλογίες διήθησης σαν ένας παράγοντας της διαφοράς πίεσης, για δύο αγροτικά κτίρια στην Πενσιλβάνια.

Οι δύο καμπύλες που φαίνονται στο παρακάτω σχήμα μπορούν να εκφραστούν ως ακολούθως:

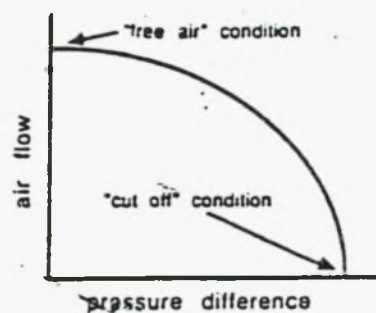
Εντονη σχέση (σφιχτή κατασκευή) $V=0,017\Delta P^{0,67}$

Πολύ έντονη σχέση (πολύ σφιχτή κατασκευή) $V=0,006\Delta P^{0,67}$

Μπορούμε να θεωρήσουμε ότι ο δεύτερος ανταποκρίνεται στις σημερινές συνθήκες καλύτερα από τον πρώτο. Εάν οι κατασκευή ενός στάβλου είναι εξαιρετικά σφιχτή ένα κλάσμα της διηθήσεως υπολογίζεται από τον δεύτερο τύπο.

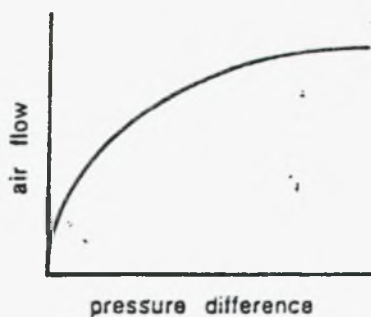
8.5.1 Χαρακτηριστική τεχνική συστήματος

Η διαφορά στατικής πίεσης δεν μπορεί να είναι γνωστή εκτός αν η πίεση και τα χαρακτηριστικά ροής αέρα του ανεμιστήρα είναι γνωστά. Εάν λοιπόν αυτά τα δεδομένα είναι διαθέσιμα μπορεί να οριστεί μία σχέση αλληλεπίδρασης μεταξύ ανεμιστήρων και εισόδων αέρα. Η μέθοδος που συνδέει τον ανεμιστήρα με τα χαρακτηριστικά των εισόδων είναι γνωστή σαν "χαρακτηριστική τεχνική συστήματος". Για τον εξαερισμό αγροτικών κτιρίων συνήθως επιλέγονται ελικοφόροι ανεμιστήρες και αυτό γίνεται για τον λόγο ότι οι ανεμιστήρες αυτού του τύπου προσφέρουν την πιο αποδοτική ικανότητα μετακίνησης αέρα σε χαμηλές διαφορές στατικής πίεσης. Οι κατασκευαστές γενικά παρέχουν δεδομένα που χαρακτηρίζουν τους ανεμιστήρες τους. Στο παρακάτω σχήμα (8-4) φαίνεται η μορφή της καμπύλης ενός ελικοφόρου ανεμιστήρα. Η τιμή της παροχής αέρα είναι σχετικά σταθερή όταν η διαφορά πίεσης είναι μικρή. Το σημείο παύσης ροής του αέρα εξαρτάται από τον ανεμιστήρα αλλά συνήθως είναι τουλάχιστον 10Pa για ανεμιστήρες που χρησιμοποιούνται σε εξαεριζόμενα αγροτικά κτίρια και θερμοκήπια.



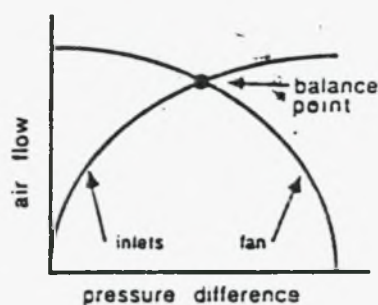
Σχήμα 8-4: Αντιπροσωπευτική καμπύλη που δείχνει πόση ροή αέρα, που προέρχεται από τον ανεμιστήρα εξαερισμού, ποικίλει σαν συνάρτηση της διαφοράς πίεσης κατά μήκος του ανεμιστήρα.

Δεδομένα για την ροή αέρα από ανοίγματα γενικά μπορούν να αποτυπωθούν στο επόμενο σχήμα (8-5). Όταν η διαφορά πίεσης είναι μηδέν η ροή αέρα είναι επίσης μηδέν. Η ροή αέρα αυξάνεται εάν μια από τις εξισώσεις της παραγράφου 8.4.2 υφίσταται ή μπορεί να υπολογιστεί για άλλα ανοίγματα χρησιμοποιώντας την εξίσωση Bernoulli και τον κατάλληλο συντελεστή παροχής.



Σχήμα 8-5: Αντιπροσωπευτική καμπύλη που δείχνει πως η αναλογία της ροής αέρα μέσα από ένα άνοιγμα ποικίλει σαν συνάρτηση της διαφοράς πίεσης κατά μήκος του ανοίγματος.

Όταν οι ανεμιστήρες διώχουν αέρα από το εξαεριζόμενο χώρο και από τα ανοίγματα εισάγεται φρέσκος αέρας οι καμπύλες ροής – διαφοράς πίεσης φαίνονται στο παρακάτω σχήμα (8-6). Στο σημείο αυτό η καμπύλη των ανοιγμάτων αντιπροσωπεύει όλα τα ανοίγματα ενώ η καμπύλη των ανεμιστήρων αντιπροσωπεύει όλους τους ανεμιστήρες του κτιρίου. Η τομή αυτών των δύο καμπυλών καθορίζει το σημείο λειτουργίας (ή ισοροπίας) του συστήματος ανεμιστήρων ανοιγμάτων. Η τομή των δύο καμπυλών λοιπόν πρέπει να είναι το σημείο λειτουργίας γιατί είναι το μόνο σημείο όπου η ροή αέρα και η διαφορά πίεσης είναι η ίδια τόσο για τους ανεμιστήρες όσο και για τα ανοίγματα και αυτά τα δύο πρέπει να ισούνται ώστε να έχουμε ικανοποιητική ροή αέρα και διαφορά πίεσης συνεχώς.



Σχήμα 8-6: Αντιπροσωπευτικές καμπύλες των ανεμιστήρων και των ανοιγμάτων. Στο σημείο τομής στο σχήμα ο συνδιασμός ανοιγμάτων και ανεμιστήρων θα λειτουργεί σε κατάσταση σταθερής ροής.

8.6 ΕΞΟΔΟΙ ΑΕΡΑ

Όταν ο αέρας εισάγεται σε ένα χώρο μέσω ανοιγμάτων και λόγω της διαφοράς στατικής πίεσης η ροή αέρα είναι του τύπου ενός εκτοξευτήρα. Όταν τώρα έχουμε ροή αέρα προς τα έξω του κτιρίου από κάποιες εξόδους, η ροή αυτή του αέρα ονομάζεται "δυναμική ροή". Με την δυναμική ροή οι κινήσεις του αέρα σε μια έξοδο είναι ομοιόμορφες προς όλες τις κατευθύνσεις.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ

Ένας διάτρητος πολυαιθυλενικός αγωγός έχει προσαρτηθεί στην πλευρά παροχής ενός ανεμιστήρα με σκοπό να προμηθεύσει φρέσκο αέρα σ' ένα θερμοκήπιο. Η στατική πίεση μέσα στον αγωγό είναι 50Pa. Οι οπές του αγωγού είναι κυκλικές με διάμετρο 50mm και χαρακτηρίζονται από συντελεστή παραχής 0,6. Ο φρέσκος αέρας μέσα στον αγωγό βρίσκεται σε θερμοκρασία -5°C και σχετική υγρασία 60% και το θερμοκήπιο είναι τοποθετημένο σε υψόμετρο 500m. Να υπολογιστεί πόσο μακριά από τον αγωγό διεισδύουν οι εκτοξευτές αέρα πριν η ταχύτητα αέρα μειωθεί σε 0,5m/s.

Λύση

Πρώτα πρέπει να υπολογιστεί η ταχύτητα αέρα στην "φλέβα συστολής" (vena contracta). Η στατική πίεση στον πολυαιθυλενικό αγωγό είναι 50 Pa και η εξίσωση Bernoulli χρησιμοποιείται για να υπολογιστεί η ταχύτητα εξόδου. Η πυκνότητα αέρα είναι $1,24\text{Kg/m}^3$.

$$V_{\text{εξόδου}} = \sqrt{2 (\Delta P) \Rightarrow}$$

$$V_{\text{εξόδου}} = \sqrt{2(50\text{Pa}) / 1,24\text{Kg/m}^3} = 8,98 \text{ m/sec}$$

Πρώτα η διάμετρος της φλέβας συστολής πρέπει να υπολογιστεί. Έχουμε ότι
Επιφάνεια ενεργή = C_b (Επιφάνεια πραγματική). Έτσι για κυκλικά ανοίγματα

$$De = \sqrt{D C_d}$$

Η πραγματική διάμετρος είναι 0,05m και ο συντελεστής παραχής 0,6 έτσι:

$$De = (0,05\text{m}) \sqrt{0,6} = 0,0387\text{m}$$

Έτσι από τον τύπο :

$$V_{\text{max},x} = K V_{\text{εξόδου}} (De/X)$$

Αν τη παραπάνω σχέση την λύσουμε ως προς X έχουμε

$$X = K V_{\text{εισόδου}} (De / V_{\text{max}})$$

Το K είναι 5,96 με υπολογισμό δια παρεμβολή για ταχύτητες εξόδου από τις οποίες 8,98m/s Επομένως:

$$X = 5,96 (8,98\text{m/s}) (0,0387\text{m}) (0,5\text{m/s}) = 4,1 \text{ m}$$

Έτσι λοιπόν ο εκτοξευτής διεισδύει 4,1m μέσα στον ακίνητο αέρα πριν η κεντρική γραμμή ταχύτητας μειωθεί σε 0,6m/s

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9

ΔΙΑΝΟΜΗ ΑΕΡΑ

9.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Για να είναι ένα σύστημα εξαερισμού επιτυχές πρέπει να είναι σε θέση να ικανοποιεί μερικά σημαντικά κριτήρια. Πρέπει το ποσό αέρα που χρειάζεται, να αναμυγνίζεται με τον ήδη υπάρχοντα αέρα μέσα στο κτίριο. Μια λειτουργία των ανεμιστήρων και του ελέγχου αυτών είναι να φέρουν προς τα μέσα στο κτίριο το σωστό ποσό αέρα.

Ο φρέσκος αέρας πρέπει να διανέμεται ομοιόμορφα σε όλη την έκταση ενός εξαεριζόμενου αγροτικού κτιρίου. Εγκοπές ανοιγμάτων και εκτοξευτές αέρα έχουν φανεί χρήσιμοι σε αυτή την κατεύθυνση. Έχει βρεθεί πως η διαδικασία ανάμειξης του αέρα είναι ικανοποιητική εάν υπάρχουν ανοίγματα με εγκοπές κατά μήκος και των δυο μεγάλων τοίχων ενός εξαεριζόμενου στάβλου παρά εάν υπάρχουν μόνο στον τοίχο αντίθετα από τους ανεμιστήρες.

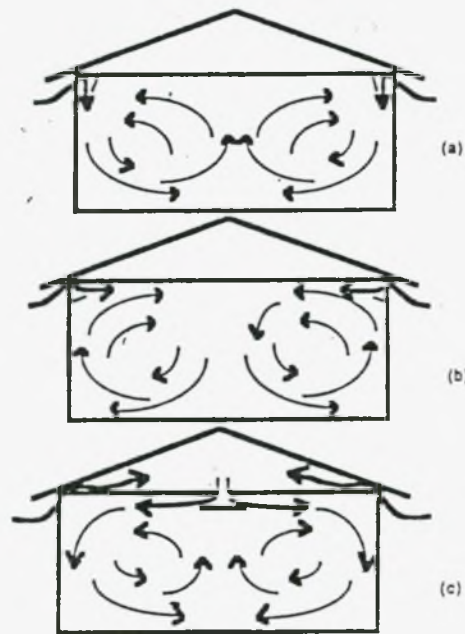
Μια άλλη λειτουργία του εξαερισμού είναι η δημιουργία ομοιόμορφης ψύξης μέσα στον εξαεριζόμενο χώρο. Αυτό βέβαια υπό την προϋπόθεση ότι προβλέπεται η εισαγωγή φρέσκου αέρα για κάθε ζώο μέσα στον στάβλο ή ομοιόμορφη διανομή αέρα σε κάθε σημείο του θερμοκηπίου. Το κατά πόσο αυτή η λειτουργία θα είναι ικανοποιητική εξαρτάται από το πόσο καλά κατευθύνεται ο αέρας όταν μπαίνει στο κτίριο αλλά και από άλλους παράγοντες όπως π.χ η θερμική άνωση που διασπά την διανομή. Αληθεύει πως οι άνθρωποι που εργάζονται με συστήματα εξαερισμών συχνά έρχονται σε επαφή με αρκετούς άλλους ανθρώπους που θεωρούν τον εαυτό τους καλά ενημερωμένο στα θέματα της ψύξης αέρα και του εξαερισμού γενικότερα. Φυσικά ο αέρας δεν είναι κάτι που φαίνεται και αυτό το γεγονός διευκολύνει την δημιουργία υποθέσεων από ανθρώπους μη γνώστες του αντικειμένου τις πιο πολλές φορές. Έτσι έχουν υπάρξει αρκετές περιπτώσεις όπου τέτοιες λανθασμένες υποθέσεις έχουν εφαρμοστεί και γίνει πιστευτές. Είναι λοιπόν απαραίτητο να υπάρχει πιστή στην επιστημονική μέθοδο και τον επιστημονικό σχεδιασμό που στέκεται σε

σημαντικούς παράγοντες για τον υπολογισμό της αναμόχλευσης και ψύξης αέρα σε ένα εξαεριζόμενο χώρο.

Ο πιο σημαντικός ίσως παράγοντας για τον εντοπισμό του κατάλληλου μοντέλου ψύξης αέρα σε ένα εξαεριζόμενο χώρο είναι η τοποθέτηση των εισόδων αέρα. Όπως σε προηγούμενα κεφάλαια έχει γίνει κατανοητό ο αέρας όταν μπαίνει από μια είσοδο σε αυτήν την περιοχή υπάρχει μια συμπεριφορά εκτοξευτή αφού όπως σε προηγούμενη παράγραφο έχουμε πει πως εκτοξευτής αέρα είναι μια περιοχή όπου ο αέρας κινείται σε μια ταχύτητα διαφορετική από την ταχύτητα του περιβάλλοντα αέρα. Πράγματι όταν ο αέρας εισέρχεται στο εξαεριζόμενο χώρο λόγω της ορμής εισόδου έχει διαφορετικές ταχύτητες από τον περιβάλλοντα αέρα. Η ορμή αυτή τώρα ελατώνεται λόγω της τριβής με τον συνεφαπτόμενο τοίχο. Η ορμή βεβαίως μπορεί να ελατώνεται αλλά δεν χάνεται αφού διαχέεται στον ακίνητο αέρα. Άρα η τριβή που διανέμεται σε μεγαλύτερη μάζα αέρα διαφέρει σημαντικά σε κάθε περίπτωση. Έτσι όπως παρατηρούμε κάθε σύστημα δημιουργεί ένα ζευγάρι από αντίστροφες περιστροφικά στροβυλώσεις του αέρα. Εάν βέβαια τα ανοίγματα είναι συμμετρικά τοποθετημένα και εάν φυσικά δεν υπάρχουν μεγάλα εμπόδια στη ροή του αέρα. Εάν τώρα υπάρχουν εισοδοί αέρα μόνο από την μια πλευρά του κτιρίου και ο χώρος δεν είναι τόσο ευρύς θεωρούμε ότι μια μόνο ζώνη κυκλοφορίας αέρα υπάρχει. Γενικά μπορούμε να πούμε ότι η ορμή εισόδου του αέρα είναι επαρκής ώστε να κρατήσει την κατεύθυνση του εκτοξευτή αέρα σε μια κατεύθυνση εκτός εάν συμβεί κάτι από τα παρακάτω:

- α) Ο εκτοξευτής προσκρούει σε κάποιο εμπόδιο αρκετά μεγάλο ώστε να αλλάξει η κατεύθυνσή του.
- β) Θερμικές επιδράσεις (π.χ άνωση) αλλάζουν την κατεύθυνση του
- γ) Να μην υπάρχουν αρκετές περιοχές που να ενεργούν σαν εκτοξευτές αέρα
- δ) Η ταχύτητα εισόδου του αέρα να μην είναι ικανοποιητική με αποτέλεσμα να υπάρχει μικρή ορμή αέρα να μην υπάρχει σταθερή και ομοιόμορφη ψύξη αέρα στο χώρο.

Στο παρακάτω σχήμα (9-1) θα δούμε τρία παραδείγματα κυκλοφορίας που έχουν παρατηρηθεί μέσα σε κάποιο χώρο.



Σχήμα 9-1: Μοντέλα κυκλοφορίας αέρα, που επάγονται από κοινά συστήματα εισόδων αέρα με εγχοπές. (a) με αρθρωτούς σιγαστήρες στην οροφή και ροή αέρα κάτω προς τον τοίχο (b) με αρθρωτούς σιγαστήρες στον τοίχο και ροή αέρα κατά μήκος της οροφής (c) ανοίγματα με κεντρική εγχοπή οροφής.

Περίπτωση 1η: Με αρθρωτούς σιγαστήρες (πλαίσια) πάνω στην οροφή και ροή αέρα κάτω προς τον τοίχο.

Περίπτωση 2η: Με αρθρωτούς σιγαστήρες (πλαίσια) πάνω στον τοίχο και ροή αέρα κατά μήκος της οροφής.

Περίπτωση 3η: Με κεντρικά ανοίγματα με εγχοπές στην μέση του ταβανιού.

Η ικανότητα της διάταξης που χρησιμοποιούμε σε κάθε ένα από τα παραπάνω σχήματα να μεταφέρει φρέσκο αέρα σε ένα συγκεκριμένο σημείο του εξαεριζόμενου χώρου που υπάρχει πιο έντονη κατάσταση διήθησης αέρα απ' ότι σε κάποια άλλη περιοχή. Τα πράγματα γίνονται πολύπλοκα για την σωστή κατανομή και μίξη του αέρα. Αυτό γιατί το ποσό αέρα που θα μπει στο κτίριο και είναι κατάλληλο για σωστή διανομή σε κάθε σημείο του κτιρίου αλλά και για σωστή μίξη με τον ήδη υπάρχοντα αέρα, εξαρτάται από την επιφάνεια των εισόδων αέρα. Καταλαβαίνουμε ότι τα ανοίγματα απο όπου πραγματοποιούνται η διύθυση αέρα δρουν σαν προσθετικές εισοδοι αέρα. Είναι χαρακτηριστικό ότι μια πόρτα που έχει ξεχαστεί ανοικτή είναι ικανή να αποδιοργανώσει ένα ολοκληρω σύστημα εξαερισμού.

Αφήνοντας τα παραπάνω είναι σημαντικό να δούμε κάτι που σχετίζεται με τα προηγούμενα αλλά είναι ξεχωριστό θέμα. Πρέπει να εξετάσουμε πόσο σημαντικά μπορεί να επηρεάσει την ροή αέρα από τις εισόδους αέρα ο άνεμος που πνέει στην πειοχή την συγκεκριμένη στιγμή. Αυτό γίνεται με την βοήθεια των συντελεστών πίεσης ανέμου. Ο συντελεστής πίεσης του ανέμου ορίζεται σαν η αναλογία μεταξύ της πάνω και κάτω από την επιφάνεια του κτιρίου πίεσης σε ένα συγκεκριμένο σημείο της επιφάνειας του κτιρίου. Έτσι φτάνουμε στον παρακάτω τύπο:

$$C_p = P_g / (\rho V_w^2 / 2) \quad (9.1)$$

Στον παραπάνω τύπο τα σύμβολα έχουν την έννοια:

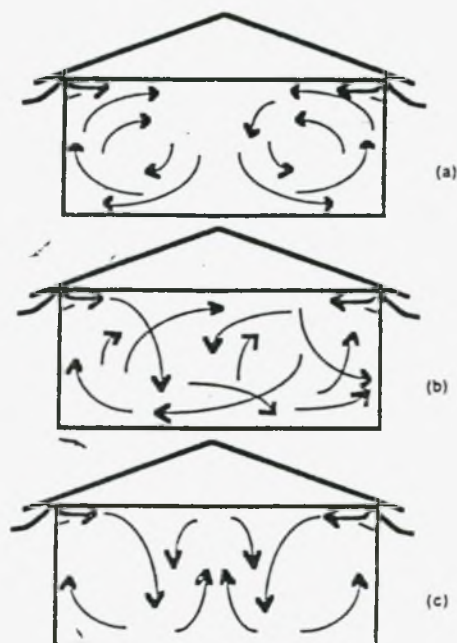
- C_p : συντελεστής πίεσης
- P_g : το μέτρο της πίεσης στην επιφάνεια του κτιρίου
- ρ : η πυκνότητα του αέρα
- V_w : η ταχύτητα του ανέμου

Θα μπορούσαμε να πούμε πως η τοποθέτηση των ανεμιστήρων έχει σχετικά μικρότερη σημασία σε σχέση με την τοποθέτηση των εισόδων αέρα. Η προτεινόμενη τοποθεσία των ανεμιστήρων είναι να τοποθετηθούν στην υπήνεμη πλευρά του κτιρίου. Αν δεν γίνει αυτό οι επιδράσεις ανέμου μπορεί να μειώσουν την ικανότητα των ανεμιστήρων να παρέχουν ικανοποιητική κίνηση αέρα.

Οι ανεμιστήρες συνήθως συγκεντρώνονται σε ομάδες σε βάθρα σε απλή ηλεκτρική εγκατάσταση. Η απόσταση μεταξύ των βαθρών συνήθως ορίζεται στα 40m ή όχι περισσότερο από ένα ζεύγος κατά εύρος του κτιρίου.

9.2 Η ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΩΣΗ

Η θερμική άνωση είναι ένα μείζον πρόβλημα το οποίο καθιστά έναν εκτοξευτή εισόδου αέρα ασταθή. Το πρόβλημα αυτό της αστάθειας γενικά αυξάνεται κατά την διάρκεια ψυχρού καιρού όταν ένας εκτοξευτής εισόδου έχει κατεύθυνση πέραν της οροφής ενός εξαεριζόμενου κτιρίου. Όταν οι εισοδοί στο κτίριο είναι του τύπου c και d όπως στο δεύτερο σχήμα του 8^{ου} κεφαλαίου. Στο παρακάτω σχήμα (9-2) αυτό έχουμε τυπικά μοντέλα ροής για σταθερούς και ασταθείς εκτοξευτές.



Σχήμα 9-2: Μοντέλα ροής σε εξαεριζόμενο χώρο. (a) σταθερή προσάρτηση ενός οριζόντιου εκτοξευτή στην οροφή. (b) ασταθής ροή εκτοξευτή επηρεαζόμενη από την επίδραση της θερμικής άνωσης (c) σταθερή αποσύνδεση και ροή προς το πάτωμα όταν η θερμική άνωση είναι μεγάλη.

Κατά τη διάρκεια λοιπόν θερμού καιρού ο εκτοξευτής αέρα είναι σταθερός και αντιπροσωπεύεται από την μορφή (α) του παραπάνω σχήματος (9-2). Όσον αφορά τώρα την περίπτωση που έχουμε ψυχρό καιρό η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του χώρου του εκτοξευτή και του αέρα μέσα στο κτίριο είναι μεγάλη και η μικρή ταχύτητα εισόδου αέρα δεν προάγουν καμία ταχεία αλλαγή της θερμοκρασίας στην περιοχή του εκτοξευτή. Έτσι οι δυνάμεις θερμικής άνωσης μπορεί να γίνουν επαρκώς μεγάλες ούτως ώστε ο εκτοξευτής να απαγγιστρωθεί από την οροφή και να πέσει προς το πάτωμα με αποτέλεσμα να έχουμε συνθήκες ψύξης για τα ζώα ή φυτά που βρίσκονται στις συγκεκριμένες περιοχές. Αυτές οι καταστάσεις περιγράφονται στις περιπτώσεις c) και b) του παραπάνω σχήματος (9-2).

Ένα αρκετά χρήσιμο κριτήριο για τον βαθμό της σταθερότητας των μοντέλων ροής αέρα είναι ένα μέγεθος που χαρακτηρίζεται σαν ο αριθμός του Αρχιμήδη ή αλλιώς Ar (Archimedes Number). Θα μπορούσαμε να πούμε για τον αριθμό αυτό ότι μπορεί να θεωρηθεί σαν την αναλογία της θερμικής άνωσης με την δυναμική πίεση και δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

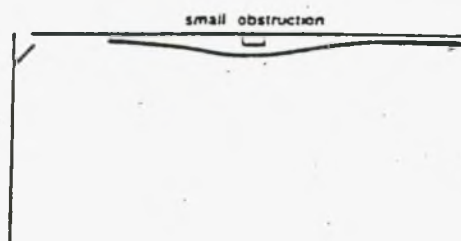
$$Ar = g D (T_w - T_o) \quad (9.2)$$

- g : βαρυτική σταθερά
- D : μια χαρακτηριστική διάσταση του χώρου
- T_w, T_o : εσωτερική, εξωτερική θερμοκρασία

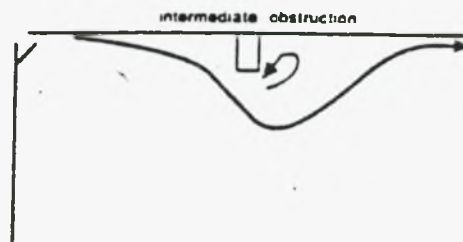
- T: μέση θερμοκρασία
- u: χαρακτηριστική ταχύτητα αέρα

9.3 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΕΜΠΟΔΙΩΝ

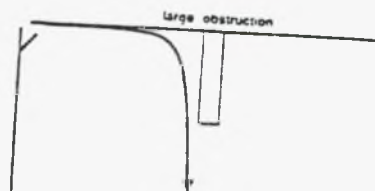
Είναι συνήθες φαινόμενο η παρεμβολή εμποδίων στη ροή ενός εκτοξευτή τοίχου ειδικά μάλιστα όταν ο εκτοξευτής έχει ροή προς την οροφή. Αυτό είναι γεγονός γιατί στην περιοχή της οροφής στα αγροτικά κτίρια μπορεί κανείς να συναντήσει διάφορα εμπόδια όπως εγκαταστάσεις φωτισμού συστήματα διανομής τροφής κ.α. Υπάρχουν τρεις πιθανότητες για την αντίδραση ενός εκτοξευτή που συναντά ένα εμπόδιο. Η αντίδραση εξαρτάται από το μέγεθος του εμποδίου. Έτσι εάν το εμπόδιο είναι μεγάλου μεγέθους σε σχέση με τον εκτοξευτή τοίχου ο εκτοξευτής μεταπίπτει κατά γωνία 90° σε σχέση με την οροφή. Εάν το εμπόδιο είναι μέσου μεγέθους η μετάπτωση θα είναι μικρότερη των 90° και η επαναπροσέγγιση είναι πιθανό να συμβεί. Έτσι εάν το εμπόδιο είναι μικρού μεγέθους σε σχέση με τον εκτοξευτή τότε δεν παρατηρούμε μετάπτωση παρόλο που το προφίλ της ταχύτητας μπορεί να διασπαστεί για κάποια απόσταση κάτω από το εμπόδιο. Οι περιπτώσεις αυτές φαίνονται καλύτερα στα παρακάτω σχήματα:



Σχήμα 9-3: Επίδραση μικρού εμποδίου σε εκτοξευτή τοίχου.



Σχήμα 9-4: Επίδραση εμποδίου μέσου μεγέθους σε εκτοξευτή τοίχου.



Σχήμα 9-5: Επίδραση εμποδίου μεγάλου μεγέθους σε εκτοξευτή τοίχου (μετάπτωση κατά γωνία 90°).

Ένα κριτήριο το οποίο μας δείχνει κατά πόσο η μετάπτωση ενός εκτοξευτή θα είναι μόνιμη όταν συναντήσει ένα εμπόδιο είναι η αναλογία του ύψους του εμποδίου σε σχέση με το εύρος του εκτοξευτή όπου η ταχύτητα του είναι η μισή σε σχέση με την μέγιστη ταχύτητα μέσα στο προφίλ ταχύτητας ή αλλιώς είναι $Y_{0,5}$. Το $Y_{0,5}$ φαίνεται από τον παρακάτω τύπο:

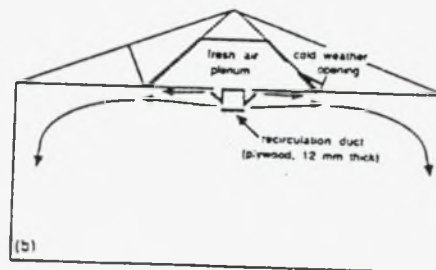
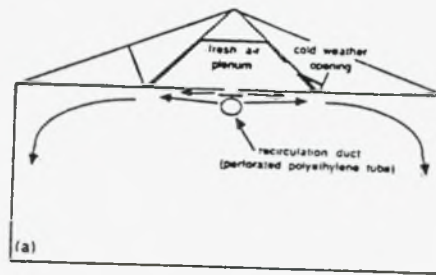
$$Y_{0,5} = 28,6WGr^{-0,282}(X/W)^{0,4} \quad (9.3)$$

- Gr: αριθμό Grashof
- W: εύρος εισόδου
- X: απόσταση από τον εκτοξευτή τοίχου

Εάν το εμπόδιο είναι μεγαλύτερο $2 Y_{0,5}$ τότε η μετάπτωση θα είναι 90° και μόνιμη.

9.4 ΕΠΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑ ΑΕΡΑ ΓΙΑ ΠΡΟΑΓΩΓΗ ΣΤΑΘΕΡΟΤΗΤΑΣ ΜΟΝΤΕΛΩΝ ΜΙΞΗΣ

Προηγουμένως έχει ειπωθεί πως κατά την διάρκεια ψυχρού καιρού και όταν έχουμε το μικρότερο ποσό εξαερισμού τα ανοίγματα με εγκοπές μπορεί να μην προάγουν ικανοποιητική διαφορά πίεσης έτσι ώστε να αντισταθούν στην επίδραση ανέμου. Ο εξαερισμός κατά την διάρκεια τέτοιου καιρού δεν εισάγει αέρα με ικανοποιητική ορμή ώστε να έχουμε σταθερό σχέδιο μίξης αέρα. Η κατάσταση αυτή είναι πολύ σοβαρή σε ψυχρά κλίματα όπου μπορεί να απαιτείται χαμηλή τιμή εξαερισμού για πολλές ώρες μέσα στον χρόνο. Συστήματα απανακύκλωσης αέρα έχουν αναπτυχθεί και έχουν δώσει σημαντική βοήθεια στην μίξη του αέρα. Στο παρακάτω σχήμα (9-6) φαίνονται δύο τέτοιες μέθοδοι.



Σχήμα 9-6: Δυο μοντέλα επανακυκλοφορίας αέρα για προαγωγή σταθερότητας των εκτοξευτών εισόδων κατά τη διάρκεια *minimum* εξαερισμού και κρύου καιρού.

Η πρώτη μέθοδος του παραπάνω σχήματος δείχνει ένα πολυαιθυλενικό αγωγό επανακυκλοφορίας αναρτημένο σε προφυλακτήρα στη περιοχή στο κέντρο της οροφής και είναι ένας γρήγορος τρόπος να επανατροφοδοτήσουμε έναν στάβλο ο οποίος ήδη είναι εφοδιασμένος με ένα άνοιγμα στο κέντρο της οροφής. Ο επανατροφοδοτούμενος αέρας παρεμβάλεται στο φρέσκο αέρα που εισάγεται τον επιταχύνει και του προσδίδει την ορμή που χρειάζεται ώστε να υπάρχουν σταθερές συνθήκες ψύξης αέρα. Προσθετικά στο παραπάνω η άμεση αυτή ψύξη εμποδίζει τις δυνάμεις θερμικής άνωσης να δημιουργήσουν προβλήματα στην του εκτοξευτή αέρα. Η δεύτερη μέθοδος απαιτεί πιο σύνθετη κατασκευή όπως παρατηρούμε και στο σχήμα (9-6). Οι εγκοπές ανοιγμάτων στον αγωγό μπορεί να είναι συνεχείς ώστε να αυξάνεται η ταχύτητα εξόδου του αέρα από τον αγωγό. Αυτό σημαίνει αύξηση της ορμής στον εκτοξευτή εισόδου άρα καλύτερη και σταθερότερη ανάμιξη. Πάντως τόσο στη μία όσο και στην άλλη μέθοδο έχει βρεθεί πως η κατάλληλη αναλογία επανακυκλοφορούντος και φρέσκου αέρα είναι 3:1

9.5 Ο ΑΡΙΘΜΟΣ ΟΡΜΗΣ ΕΚΤΟΞΕΥΤΗ ΕΙΣΟΔΟΥ ΣΑΝ ΚΡΙΤΗΡΙΟ ΤΟΥ ΕΛΕΓΧΟΥ ΠΡΟΦΥΛΑΚΤΗΡΩΝ ΑΕΡΑ

Ο αριθμός ορμής εκτοξευτή αέρα δίδεται από τον παρακάτω τύπο:

$$J = V'v_1 / g V \quad (9.4)$$

- V' : ογκομετρική ροή (δηλαδή συνολική τιμή εξαερισμού στον εξαεριζόμενο χώρο σε μονάδες m^3/s)
- v_1 : μέση ταχύτητα εισόδου m/s
- g : βαρυτική σταθερά
- V : όγκος του εξαεριζόμενου χώρου

Όσον αφορά τώρα τα ανοίγματα με εγκοπή από την παράγραφο 8-4.2 του προηγούμενου κεφαλαίου έχουμε:

$$V' = K L W^{0.98} \Delta P^{0.49} \quad (9.5)$$

Όπου L είναι το εύρος εισόδου και K είναι ένας συντελεστής που εξαρτάται από τον τύπο του ανοίγματος. Από του δύο παραπάνω τύπους έχουμε:

$$V' = g J V v^{-1} \quad (9.6)$$

Ο παραπάνω τύπος μπορεί να μετατραπεί εάν χρησιμοποιήσουμε τις υποθέσεις συνέχειας (κεφ 8)

$$V' = C_d V_i W L \quad \text{ή} \quad (9.7)$$

$$V_i = V' C_d^{-1} W^{-1} L^{-1} \quad (9.8)$$

Έτσι

$$V' = g J V C_d V_i^{-1} W L \quad \text{ή} \quad (9.9)$$

$$(V')^2 = g J V C_d W L \quad (9.10)$$

Από τις εξισώσεις Bernoulli για ροή ρευστών

$$V_i = (2/\rho)^{0.5} \Delta P^{0.5} \quad (9.11)$$

Με συνδιασμό των παραπάνω εξισώσεων έχουμε:

$$C_d = (\rho/2)^{0.5} K W^{-0.02} \Delta P^{-0.01} \quad (9.12)$$

$$(V')^2 = (\rho/2)^{0.5} g J V L W^{0.98} \Delta P^{-0.01} \quad (9.13)$$

και η τελική εξίσωση είναι:

$$V_i = (2/\rho)^{0.5} g J \Delta P^{-0.5} \quad (9.14)$$

9.6 ΑΝΟΛΟΚΛΗΡΩΤΗ ΜΙΞΗ

Αναφέρθηκαν προηγούμενοι μέθοδοι και τρόποι ώστε να έχουμε ολοκληρωμένη μίξη αέρα σε ένα χώρο. Υπάρχουν όμως περιπτώσεις που δεν έχουμε ολοκληρωμένη ψύξη για λόγους που δεν συμπίπτουν με τον προηγούμενο αλλά βασίζονται σε πρακτικά προβλήματα του χώρου. Μερικές χαρακτηριστικές περιπτώσεις είναι:

- a) Μικρή κυκλοφορία αέρα στο χώρο. Βασικό αίτιο η στενότητα του χώρου, με αποτέλεσμα ο αέρας να ρέει από την είσοδο στην έξοδο.
- b) Δευτερεύουσες ζώνες επανακυκλοφορίας: Σε χώρους όπου υπάρχουν εμπόδια όπως περιφράγματα για ζώα και ο αέρας στις περιοχές αυτές αναγκάζεται να έχει άλλη κυκλοφορία.
- c) Ζώνες μίξης αέρα συνδεδεμένες εν σειρά

9.7 ΟΠΤΙΚΟΠΟΙΗΣΗ ΡΟΗΣ ΑΕΡΑ

Μπορεί να συζητάμε για την σωστή μίξη του αέρα και ποιο είναι το κατάλληλο μοντέλο ροής αέρα αλλά όλα αυτά βέβαια σε θεωρητικό επίπεδο αφού η ροή του αέρα δεν είναι κάτι το οποίο μπορείς να το δεις. Για τον λόγο αυτό είτε σε εργαστηριακό επίπεδο είτε στους χώρους αγροτικών κτιρίων χρησιμοποιήθηκαν κάποιες μέθοδοι οπτικοποίησης της ροής αέρα για έγκαιρη λύση και πρόληψη

προβλημάτων. Ο καπνός είναι αυτός που συνήθως χρησιμοποιείται για οπτικοποίηση της ροής αέρα σε έναν εξαεριζόμενο χώρο. Αυτό γίνεται με δυο τρόπους: είτε με τις «βόμβες καπνού» οι οποίες έχουν το μειονέκτημα της παραγωγής πάρα πολύ καπνού που γεμίζει τον χώρο τόσο πολύ ώστε η ροή αέρα να εμποδίζεται, είτε με ένα άνα δεύτερο τρόπο που λειτουργεί με χρησιμοποίηση γενητριών καπνού που χρησιμοποιούν τετραχλωριούχο τιτάνιο και χρησιμοποιούνται σε τοπική οπτικοποίηση. Άλλες τεχνικές οπτικοποίησης της ροής αέρα είναι η χρήση μπαλονιών γεμισμένων με Ήλιο (He), η χρήση αεροζόλ ή η χρήση σαπουνιού.

9.8 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΙΞΗΣ

Ο συντελεστής μίξης είναι ο πιο δημοφιλής παράγοντας για την ποσολόγηση της μίξης αέρα. Αλλά ας πάρουμε τα πράγματα από την αρχή. Σε ένα εξαεριζόμενο χώρο ο φρέσκος αέρας που εισάγεται περιέχει μια συγκέντρωση κάποιων συστατικών που ας την ονομάσουμε C_i . Μέσα στον χώρο προσθετικά συστατικά παράγοντα σε μια τιμή που ας την ονομάσουμε C_s . Επίσης ένα ποσό αέρα εξέρχεται του κτιρίου και περιέχει μια συγκέντρωση συστατικών C_e . Η τιμή της μάζας του φρέσκου αέρα που εισάγεται λόγω του εξαερισμού στον χώρο είναι M_i . Η τιμή της μάζας που λόγω του εξαερισμού αφήνει τον χώρο είναι m_e ενώ μέσα στον χώρο η τιμή της μάζας που υπάρχει είναι M .

Όταν η μίξη αέρα ολοκληρωθεί η τιμή της συγκέντρωσης C είναι ίση με την τιμή C_e , της συγκέντρωσης δηλαδή του αέρα που αφήνει το κτίριο. Έτσι έχουμε τον παρακάτω τύπο:

$$d(cM)/dt = C_i M_i - c m_e + C_s \quad (9.15)$$

Από την παραπάνω σχέση και λαμβάνοντας υπ' όψη ότι $\rho V = M$ αλλά και ότι $m_i = m_e$ καταλήγουμε στον παρακάτω τύπο:

$$dc/dt + cm_i/PV = (1/PV)(C_1M_i + C_s) \quad (9.16)$$

Εάν τα C_s , C_i , P και m_i είναι σταθερά η προηγούμενη εξίσωση μια διαφορική εξίσωση πρώτου βαθμού γραμμική. Έτσι αν $C=C_0$ σε $t=0$ έχουμε:

$$C = (1/2)(C_iZ + C_s/PV) + C_0 \exp(-zt) - (1/2)(C_iZ + C_s/PV) \exp(-zt) \quad (9.17)$$

Στην παραπάνω σχέση όπου $Z=m_i/PV$

Τα συστατικά που συγκεντρώνονται μέσα στον εξαεριζόμενο χώρο είναι:

$$C = C_0 \exp(-V't/V) \quad (9.18)$$

- V' : ογκομετρική τιμή εξαερισμού
- V : όγκος του εξαεριζόμενου χώρου
- t : χρόνος

Η τιμή του χρόνου t κατά την οποία $C=C_0/e$ είναι η σταθερά χρόνου στην διαδικασία ψύξης. Ένας τύπος ο οποίος δείνει τον συντελεστή ψύξης είναι ο ακόλουθος;

$$K = (\text{Ωφέλιμη τιμή ανταλλαγής αέρα}) / (\text{Πραγματική τιμή ανταλλαγής αέρα})$$

Έχουμε τον ακόλουθο τύπο από πριν :

$$C = C_0 \exp(-V't/V) \quad (9.19)$$

Όταν έχουμε ένα μοντέλο απλής ψύξης στον παραπάνω τύπο ενσωματώνεται ο συντελεστής ψύξης και ο τύπος γίνεται:

$$C = C_0 \exp(-KV't/V) \quad (9.20)$$

Το K μπορεί να υπολογιστεί πειραματικά με μετρήσεις της αποσυντιθέμενης συγκέντρωσης ιχρονογραφημένου αερίου ή θερμοκρασίας και στην συνέχεια να γίνει γράφημα με ημιλογαριθμική γραφική παράσταση. Ολοκληρωμένη μίξη έχουμε όταν $K=1,0$. Τιμές K μικρότερες από 1,0 οδηγούν σε μικρή κυκλοφορία αέρα και τιμές K μεγαλύτερες 1.0 οδηγούν σε στατικές ζώνες αερίου. Για κτίρια που εξαερίζονται από εκτοξευτές οι τιμές του K κυμαίνονται από 0,3 ως 0,7 με τις μεγαλύτερες τιμές εάν πρόκειται για τυπικούς στάβλους και θερμοκήπια.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ

Ένας χώρος εγκλεισμού πουλερικών έχει σύστημα εξαερισμού που έχει ανοίγματα με εγκοπές και η minimum τιμή εξαερισμού για τον χειμώνα είναι έξι αλλαγές αέρα ανά ώρα. Το κτίριο έχει όγκο 1000m^3 . Ποια πρέπει να είναι η ταχύτητα εισόδου του αέρα ώστε να διατηρηθούν σταθερά τα μοντέλα ψύξης αέρα στον εξαεριζόμενο χώρο για $J=7,5\text{E}-04$;

Λύση

Πρώτα πρέπει να υπολογίσουμε την τιμή εξαερισμού. Είπαμε πως οι αλλαγές του αέρα είναι έξι ανά ώρα και ο όγκος του χώρου είναι 1000m^3 . Έτσι

$$V' = (6 \text{ όγκους/ώρα}) (1000\text{m}^3 / \text{όγκο}) / 3600\text{s/h} = 1,67 \text{ m}^3/\text{s}$$

Έτσι η τιμή εξαερισμού $1,67 \text{ m}^3/\text{s}$. Αν τώρα πάρουμε τον τύπο:

$$J = V' V_i / gV$$

και αυτόν τον τύπο τον λύσουμε ως προς V_i τότε:

$$V_i = gJV/V' = (9,8\text{m/s}^2)(7,5\text{E}-4)(1000\text{m}^3)/(1,76\text{m}^3/\text{s}) = 4,4\text{m/s}$$

Σημείωση: Παρ' όλο που η λύση στο ερώτημά του παραδείγματος βρέθηκε, πρέπει να σημειωθεί ένα λεπτό σημείο. Στην minimum τιμή εξαερισμού για χειμώνα πρέπει να λαμβάνεται υπ' όψιν η διήθηση αέρα.

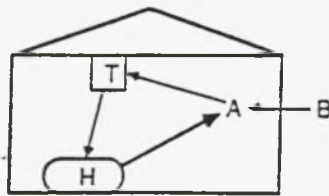
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 10

ΕΛΕΓΧΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ ΚΑΙ ΠΟΣΟΛΟΓΗΣΗ ΕΠΙΔΟΣΗΣ

10.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Είναι εύκολο να καταλάβουμε ότι σε ένα εξαεριζόμενο χώρο είναι απαραίτητο να υπάρχει ένα σύστημα ελέγχου του εξαερισμού. Ο σκοπός του συστήματος ελέγχου του εξαερισμού είναι η διατήρηση σταθερών συνθηκών μέσα στον εξαεριζόμενο χώρο. Η δράση του συστήματος ελέγχου είναι απλή. Το σύστημα ελέγχου είναι εφοδιασμένο με όργανα που μετρούν κάποιο μέγεθος στον εξαεριζόμενο χώρο (συνήθως θερμοκρασία). Η τιμή που λαμβάνει το σύστημα ελέγχου από την μέτρησή της θερμοκρασίας στον χώρο συγκρίνεται με μια συγκεκριμένη τιμή θερμοκρασίας που θεωρούμε ιδανική για τον χώρο και την έχουμε εισάγει στο σύστημα ελέγχου. Αν μετά την σύγκριση της θερμοκρασίας η διαφορά ανάμεσα στις δυο θερμοκρασίες είναι πάνω από κάποια συγκεκριμένα όρια, τότε το σύστημα ελέγχου θέτει σε λειτουργία είτε τον θερμαντήρα εάν η θερμοκρασία του χώρου είναι μικρότερη από την επιθυμητή θερμοκρασία είτε τους ανεμιστήρες εάν η θερμοκρασία χώρου είναι μεγαλύτερη από την επιθυμητή θερμοκρασία. Με άλλα λόγια έστω ότι μέσα στο εξαεριζόμενο χώρο έχουμε θερμοκρασία A έστω ότι η εξωτερική θερμοκρασία είναι B και μέσα στον χώρο υπάρχει ένας θερμαντήρας H . Ένας θερμοστάτης T_a μετρά την θερμοκρασία A του χώρου και ελέγχει την λειτουργία του θερμαντήρα H . Εάν η θερμοκρασία A είναι πάνω από την θερμοκρασία με την οποία ο θερμοστάτης είναι εφοδιασμένος τίποτα δεν συμβαίνει. Εάν όμως το A είναι κάτω από την θερμοκρασία με την οποία είναι εφοδιασμένος ο θερμοστάτης ο θερμαντήρας H ενεργοποιείται

έως η θερμοκρασία να επανέλθει σε επιθυμητά επίπεδα. Όλα τα παραπάνω αποδίδονται σχηματικά στο ακόλουθο σχήμα (10-1):



Σχήμα 10-1: Αναδραστικό σύστημα ελέγχου (feed back control)

Τα συστήματα ελέγχου ονομάζονται αναδραστικά συστήματα ελέγχου ακριβώς για τον λόγο ότι στηρίζονται στην ανάδραση (feedback control).

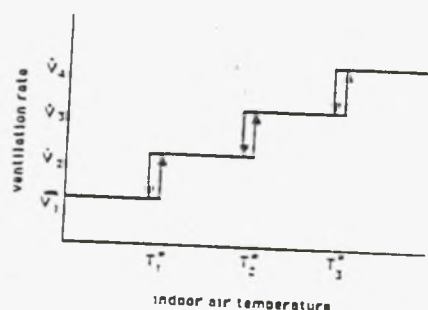
Έχει αναπτυχθεί ένα σύστημα ταξινόμησης για διαφορετικούς τύπους ελέγχου. Συνήθεις τύποι ελέγχου είναι οι ακόλουθοι: on/off control, αναλογικός έλεγχος, ολοκληρωτικός έλεγχος, παραγωγός έλεγχος και συνδιασμοί δύο ή περισσότερων από τους παραπάνω τύπους.

10.2 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΜΗΧΑΝΙΚΗΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΚΑΙ ΔΙΑΒΑΘΜΙΣΜΕΝΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΩΝ ΜΕ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΕΣ ΑΠΛΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ

Ας ξεκινήσουμε με το πως ορίζεται ένας συντελεστής μηχανικής απόδοσης. Ο συντελεστής λοιπόν μηχανικής απόδοσης μπορεί να οριστεί σαν η μέση τιμή εξαερισμού για ένα χρόνο (m^3/s) διηρημένη με την μέγιστη εξαεριστική ικανότητα

του συστήματος των ανεμιστήρων. Η μέση τιμή εξαερισμού συντίθεται από την λειτουργία κατά την διάρκεια όλων των περιόδων του έτους είτε όταν έχουμε ελάχιστη λειτουργία του συστήματος εξαερισμού, είτε όταν έχουμε μέγιστη λειτουργία αλλά και όλα τα ενδιάμεσα στάδια. Εάν οι συντελεστές μηχανικής απόδοσης και οι ικανότητες των ανεμιστήρων είναι γνωστές τότε μπορούμε να υπολογίσουμε το ετήσιο κόστος του εξαερισμού. Όμως για να γίνει αυτό πρέπει πρώτα να είναι γνωστή η διαβάθμιση των σταδίων του εξαερισμού.

Ας λάβουμε υπ' όψιν μας μια υποθετική κατάσταση παραγωγής αισθητής θερμότητας μέσα σε ένα στάβλο η οποία παραμένει σταθερή ενώ η εξωτερική θερμοκρασία ποικιλεί. Η τιμή εξαερισμού είναι συνάρτηση της εσωτερικής θερμοκρασίας όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (10-2):



Σχήμα 10-2: Ένα παράδειγμα του ελέγχου εξαερισμού, χρησιμοποιώντας ανεμιστήρες μονής ταχύτητας και σε διαβαθμίσεις, σαν συνάρτηση της εσωτερικής θερμοκρασίας. Σημεία ελέγχου στο θερμοστάτη.

Στο σχήμα φαίνεται ότι έχουμε ένα σύστημα με τέσσερα στάδια V_1 , V_2 , V_3 και V_4 .

Άρα για τον έλεγχο του συστήματος χρειάζονται τρία σημεία ελέγχου στον

θερμοστάτη, είναι δηλαδή ένα σημείο για κάθε ζευγάρι εφαιπτόμενων σταδίων. Εδώ να σημειωθεί ότι μπορεί να έχουμε και ένα τέτατρο σημείο ελέγχου στον θερμοστάτη για πρόληψη παγώματος αλλά αυτό δεν επηρεάζει την διαδικασία για την οποία συζητάμε αυτή την στιγμή. Όσον αφορά τα στάδια μπορούμε να πούμε ότι το πρώτο στάδιο λαμβάνει χώρα όταν έχουμε τις μικρότερες ανάγκες για εξαερισμό και συμβαίνει όταν η εξωτερική θερμοκρασία είναι πολύ χαμηλή. Κατόπιν η εξωτερική θερμοκρασία αυξάνεται αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να αυξηθεί και η εσωτερική θερμοκρασία και να φτάσει στο επίπεδο της τιμής που είναι εφοδιασμένος ο θερμοστάτης και αποτελεί το πρώτο σημείο ελέγχου του θερμοστάτη. Όταν η εσωτερική θερμοκρασία αυξηθεί τόσο ώστε να ξεπεράσει ελαφρά την θερμοκρασία που αποτελεί το πρώτο σημείο ελέγχου του θερμοστάτη τότε έχουμε ενεργοποιήσει του δεύτερου σταδίου εξαερισμού. Είναι σαφές πως μερικές φορές η εξωτερική θερμοκρασία δεν είναι επαρκώς υψηλή ώστε να κρατηθεί η εσωτερική θερμοκρασία σε επαρκώς υψηλά επίπεδα. Έτσι όταν η εσωτερική θερμοκρασία μειωθεί μεταπίπτουμε από το δεύτερο στο πρώτο στάδιο. Ανάλογες καταστάσεις λαμβάνουν χώρα και για την μετάβαση στα υπόλοιπα στάδια. Η μέση τιμή εξαερισμού μπορεί να υπολογιστεί σαν συνάρτηση της εξωτερικής θερμοκρασίας της εσωτερικής θερμοκρασίας και των θερμικών παραμέτρων του κτιρίου. Ας ρίξουμε μια ματιά στον παρακάτω πίνακα (10-1):

ΠΙΝΑΚΑΣ 10-1

Εξωτερικές θερμοκρασίες αέρα που ανταποκρίνεται σε n σημεία ελέγχου στον θερμοστάτη και σε $n+1$ στάδια εξαερισμού

Σημεία ελέγχου στον θερμοστάτη (Thermostat setpoint)	V_1'	V_2'	Τιμή Εξαερισμού				V_n'	V_{n+1}'
			V_3'	.	.	.		
SP ₁	(to) _{1,1}	(to) _{1,2}						
SP ₂		(to) _{2,2}	(to) _{2,3}					
SP ₃			(to) _{3,3}					
⋮								
⋮								
SP _n						(to) _{n,n}	(to) _{n,n-1}	

Παρατηρώντας τον παραπάνω πίνακα, βλέπουμε πως αν για παράδειγμα έχουμε εξωτερική θερμοκρασία $(to)_{1,2}$ και τιμή εξαερισμών V_2' η εσωτερική θερμοκρασία παραμένει σταθερή και ίση με την θερμοκρασία του πρώτου σημείου ελέγχου στον θερμοστάτη SP₁ (setpoint). Η εσωτερική θερμοκρασία είναι επίσης σταθερή και ίση με SP₁ όταν η τιμή εξαερισμού είναι V_1' αλλά η εξωτερική θερμοκρασία είναι $(to)_{1,1}$. Η τιμή εξαερισμού V_1' είναι λιγότερη από την V_2' έτσι η τιμή $(to)_{1,1}$ πρέπει να είναι μικρότερη από την $(to)_{1,2}$. Ομοίως η τιμή SP₂ είναι υψηλότερη από την SP₁. Έτσι η $(to)_{2,2}$ είναι μεγαλύτερη από την $(to)_{1,2}$. Η εξωτερική θερμοκρασία στον παραπάνω πίνακα υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την ισοροπία θερμικής ενέργειας για σταθερή κατάσταση:

$$t_o = [-q_{\text{prod}} + (\Sigma\text{UA} + \text{FP} + m\text{Cp})t_i] / (\Sigma\text{UA} + \text{FP} + m\text{Cp}) \quad (10.1)$$

Στον παραπάνω τύπο το q_{prod} είναι η παραγωγή αισθητής θερμότητας και οι όροι $\Sigma\text{UA} + \text{FP}$ είναι ο συντελεστής απώλειας θερμότητας από δομικά μέρη του κτιρίου και γράφεται χάριν συντομίας HLF. Η αισθητή θερμότητα που παράγεται από τα ζώα δίνεται από τον τύπο:

$$q_{\text{prod}} = a + bt_1 + ct_1^2 \quad (10.2)$$

Όπως βλέπουμε πρόκειται για πολυωνμική εξίσωση δεύτερου βαθμού. Έτσι σε συνδιασμό με τον προηγούμενο τύπο για την εσωτερική θερμοκρασία έχουμε μια σχέση υπολογισμού της εσωτερικής θερμοκρασίας:

$$t_i = [-(b - \text{HLF} - mc_p) - \sqrt{(b - \text{HLF} - mc_p)^2 - 4c(a + \text{HLF}t_o + Mc_p t)}] / 2c \quad (10.3)$$

Όσο για την εξωτερική θερμοκρασία μπορεί να υπολογιστεί από τον παρακάτω τύπο:

$$t_o = [-ct_1^2 - (b - \text{HLF} - mc_p)t_i - a] / (\text{HLF} + mc_p) \quad (10.4)$$

Όσον αφορά τον μέσο εξαερισμό δίνεται από τον ακόλουθο τύπο:

$$V'_{\text{average}} = \Sigma(V'_{\text{range}} P[\text{περιοχή range}]) \quad (10.5)$$

Στον πιο πάνω τύπο το P είναι η πιθανότητα. Για παράδειγμα $P[(t_o)_{1,1} < t_o < (t_o)_{1,2}]$ είναι η πιθανότητα η εξωτερική θερμοκρασία να είναι μέσα στην θερμοκρασιακή περιοχή που ορίζουν οι θερμοκρασίες $(t_o)_{1,1}$ με $(t_o)_{1,2}$. Έτσι από τα δεδομένα του πίνακα στην προηγούμενη σελίδα έχουμε:

$$\begin{aligned} V'_{\text{average}} = & V'_1 P [-\infty < t_o < (t_o)_{1,1}] \\ & + \frac{1}{2} (V'_1 + V'_2) P [(t_o)_{1,1} < t_o < (t_o)_{1,2}] \\ & + V'_2 P [(t_o)_{1,2} < t_o < (t_o)_{2,2}] \\ & + \frac{1}{2} (V'_2 + V'_3) P [(t_o)_{2,2} < t_o < (t_o)_{2,3}] \\ & + V'_3 P [(t_o)_{2,3} < t_o < (t_o)_{3,3}] \\ & + \dots \end{aligned} \quad (10.6)$$

Έτσι ο συντελεστής μηχανικής απόδοσης είναι

$$\text{Duty factor} = V'_{\text{average}} / V'_{n+1} \quad (10.7)$$

10.3 ΤΙΜΗ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ ΚΑΙ ΚΟΣΤΟΣ

ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ

Η απόδοση ενός ανεμιστήρα μπορεί να εκφραστεί με αρκετούς τρόπους. Ο πιο πληροφοριακός πάντως για τους παραγωγούς είναι αυτός που σχετίζει την ωφέλιμη παροχή αέρα (m^3/s της παράδοσης αέρα) με την απαιτούμενη ενέργεια η οποία πρέπει να πληρωθεί από τον παραγωγό (KWh ηλεκτρισμού). Ο λόγος των δύο αυτών παραμέτρων λέγεται Τιμή Απόδοσης Εξαερισμού ή VER (Ventilating Efficiency Ratio). Έτσι $VER = (m^3/s \text{ παροχής αέρα}) / (\text{KWh ηλεκτρισμού})$. Έτσι σύμφωνα με τα παραπάνω μπορούμε να υπολογίσουμε το κόστος ετήσιας λειτουργίας εξαερισμού:

$$\text{Κόστος} = [(8760 \text{ ώρες/χρόνο}) (\text{μέγιστη απόδοση}) (\text{συντελεστή μηχανικής απόδοσης}) (\text{κόστος μονάδας})] / VER \quad (10.8)$$

10.4 ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΤΟΥ ΚΟΣΤΟΥΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ

Η διαδικασία περιλαμβάνει τα ακόλουθα στάδια:

- a) Υπογράμμιση των χαρακτηριστικών απώλειας θερμότητας του κτιρίου
- b) Υπολογισμός απαιτήσεων εξαερισμού και μέθοδος της διαβάθμισης εξαερισμού μεταξύ maximum και minimum τιμών εξαερισμού
- c) Ορισμός σημείων ελέγχου στον θερμοστάτη (Thermostat setpoints)
- d) Υπολογισμός των συντελεστών μηχανικής απόδοσης (duty factor)
- e) Υπολογισμός κόστους λειτουργίας του συστήματος εξαερισμού

10.5 ΠΟΣΟΛΟΓΙΣΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΙΚΟΤΗΤΑΣ ΕΛΕΓΧΟΥ

ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΟΣ

Η ποσολόγηση των αλληλεπιδράσεων του ελέγχου εξαερισμού, του σχεδιασμού κτιρίων, του πληθυσμού ζώων και των καιρικών συνθηκών είναι χρήσιμη για περισσότερους λόγους απ'τον υπολογισμό του κόστους του μηχανικού εξαερισμού. Ο εξαερισμός είναι το πρωταρχικό και συχνά μόνο διαθέσιμο μέσο για τροποποίηση του περιβάλλοντος σε ένα χώρο που φιλοξενούνται ζώα. Έτσι στην συνέχεια θα δωθούν δείκτες και όροι που μπορούν να βοηθήσουν ένα σχεδιαστή κτιρίων να υπολογίσει το κλάσμα ενός τυπικού χρόνου που το κτίριο προβλέπεται να είναι σε επιθυμητές συνθήκες.

Το EEI είναι ένας δείκτης αποτελεσματικότητας του ελέγχου περιβάλλοντος (Environment - Control Effectiveness Index) και μπορεί να οριστεί σαν το ποσό επί τοις εκατό ενός χρόνου όπου οι συνθήκες σε ένα στάβλο είναι αποδεκτές για τα ζώα που βρίσκονται μέσα σε αυτόν. Οι τιμές του δείκτη κυμαίνονται από 0,0 (καθόλου κατάλληλες συνθήκες) έως 1,0 (πάντα κατάλληλες συνθήκες).

Άλλος δείκτης είναι το AWS (Acceptable Weather Space) αλλιώς Διάστημα Αποδεκτού Καιρού. Ο δείκτης αυτός έχει προταθεί από τον Cole (1982) και λειτουργεί σαν ένα μέσο στην οπτικοποίηση των καιρικών συνθηκών κάτω από τις οποίες ο μηχανικός εξαερισμός αναμένεται να προάγει ευνοϊκές εσωτερικές θερμοκρασίες του χώρου και σχετικές υγρασίες. Για καλύτερη κατανόηση του AWS πρέπει να δούμε δύο ακόμα φυσικούς δείκτες όπως το CS (Climate Space) και το PS (Production Space). Κλιματικό και παραγωγικό διάστημα αντίστοιχα, το CS ή κλιματικό διάστημα ενός ζώου μπορεί να οριστεί σαν η περιοχή καιρικών (ή περιβαλλοντικών) συνθηκών μέσα στις οποίες ένα ζώο μπορεί να επιζήσει. Κάθε τύπος ζώου έχει το δικό του CS και πολλά ζώα (προφανώς όχι όλα) ανεκτικό CS το

οποίο είναι αρκετά ευρύ εκφραζόμενο σε όρους θερμοκρασίας αέρα και σχετικής υγρασίας. Όμως σε ένα εγκλεισμένο ζώο ο σκοπός δεν είναι απλά να επιβιώσει αλλά επίσης πρέπει να είναι και παραγωγικό.

Η παραγωγικότητα λοιπόν είναι πάρα πολύ σημαντική για ένα ζώο. Ο δείκτης λοιπόν PS ή παραγωγικό διάστημα (Productive Space) δείχνει την περιοχή των συνθηκών (συνήθως θερμοκρασία αέρα ή σχετική υγρασία) στις οποίες το ζώο θα διατηρήσει την παραγωγικότητα του στα επίπεδα του γενετικού δυναμικού, προϋποθέτοντας ότι η τροφή είναι το πρωτεύον.

Όπως είναι κατανοητό το PS είναι πιο περιορισμένος δείκτης από το CS αλλά παραμένει μια υποδιαίρεση αυτού. Για να έχουμε την υψηλότερη παραγωγικότητα το ιδανικό θα ήταν να διατηρήσουμε τις συνθήκες μέσα στα όρια του PS για το εκάστοτε ζώο.

10.6 ΕΛΕΓΧΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΥ ΣΕ ΘΕΡΜΟΚΗΠΙΑ

Το κόστος του εξαερισμού ενός θερμοκηπίου μπορεί να υπολογιστεί από την ισοροπία αισθητής θερμότητας αφού καθοριστεί ο χρόνος που πρέπει να λειτουργούν οι ανεμιστήρες. Τα θερμοκήπια δεν εξαερίζονται συνεχώς κατά την διάρκεια ψυχρού καιρού. Έτσι σε μέτρια κλίματα ο συντελεστής μηχανικής απόδοσης (duty factor) του συστήματος ανεμιστήρων θα είναι μικρότερος από αυτόν που απαιτείται για εγκλεισμό ζώων σε όμοια κλίματα.

Μια συνήθης πρακτική για σύστημα ανεμιστήρων σε θερμοκήπιο είναι να έχει τρεις στάσεις. Η μικρότερη στάση είναι για εξαερισμό τον χειμώνα και αντιπροσωπεύει το 15% της μέγιστης εγκατεστημένης ικανότητας εξαερισμού. Οι ανάγκες εξαερισμού τον χειμώνα είναι μικρές και μεγάλη κίνηση αέρα μπορεί να προκαλέσει σοβαρό

τοπικό πάγωμα των φυτών. Η δεύτερη στάση είναι περίπου το μισό της maximum τιμής του εξαερισμού.

Φροντίδα πρέπει να ληφθεί στο να εμποδιστεί η ταυτόχρονη λειτουργία θέρμανσης και εξαερισμού στα θερμοκήπια. Το σημείο ελέγχου για εξαερισμό στον θερμοστάτη πρέπει να είναι τουλάχιστον 3K πάνω από αυτό της θέρμανσης. Έτσι ο ανεμιστήρας λειτουργεί τουλάχιστον 3K πάνω από το σημείου ελέγχου της θέρμανσης. Στα θερμοκήπια όπου ο έλεγχος γίνεται μέσω κομπιούτερ και η θερμοκρασία αέρα μετράται από τον ίδιο αισθητήρα ή αισθητήρες το πρόβλημα της ταυτόχρονης θέρμανσης και εξαερισμού μπορεί να αποφευχθεί.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 11

ΦΥΣΙΚΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ

11.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

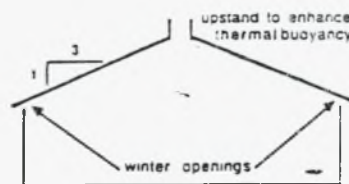
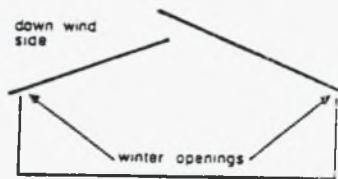
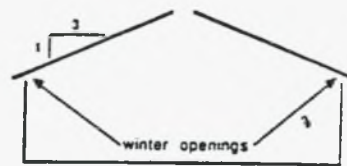
Σαν φυσικό εξαερισμό καλούμε τον εξαερισμό που παράγεται από φυσικά μέσα όπως δυνάμεις ανέμων και θερμική άνωση. Είναι μια κατάσταση που συντάσσεται σε σχετικά ψυχρά κλίματα όπου είναι ανάγκη ο εξαερισμός να ελέγχεται ή να περιορίζεται κατά το τελευταίο μέρος του χρόνου. Αν περάσουμε στο πρακτικό μέρος μπορούμε να διαπιστώσουμε ότι μεγάλο ενδιαφέρον έχει εκφραστεί για τον φυσικό εξαερισμό όσον αφορά τον εγκλεισμό ημερήσιων αγελάδων. Οι αγελάδες δείχνουν να ανέχονται αρκετά τις χαμηλές θερμοκρασίες και μάλιστα με μικρό αρνητικό αποτέλεσμα στην παραγωγή γάλακτος. Αυτό φαίνεται ότι γίνεται γιατί οι αγελάδες καταναλώνουν περισσότερη τροφή για να αντισταθμίσουν την παραπάνω απώλεια θερμότητας κατά την διάρκεια κρύου χειμώνα. Ο φυσικός εξαερισμός σε ημερήσιους στάβλους είναι επίσης γνωστός σαν «ψυχρός εγκλεισμός» (cold housing) γιατί οι τιμές ροής αέρα είναι επαρκής ώστε να κρατήσουν την εσωτερική θερμοκρασία σε μερικούς βαθμούς πάνω από την εξωτερική θερμοκρασία. Όσον αφορά τα θερμοκήπια τώρα θα πρέπει να τονιστεί ότι ο φυσικός εξαερισμός είναι μέρος του προγραμματισμού για τον εξαερισμό που γίνεται στα θερμοκήπια. Ο φυσικός εξαερισμός είναι το ενδιάμεσο βήμα πριν οι ανεμιστήρες ενεργοποιηθούν. Σε μέτρια κλίματα ο φυσικός εξαερισμός ίσως είναι ικανός να προμηθεύσει στον χώρο το μεγαλύτερο ποσό εξαερισμού κατά την διάρκεια ενός χρόνου. Ακόμα σε περιοχές όπου ο καιρός είναι αρκετά θερμός και η συγκομιδή αναπτύσσεται έχοντας

ανεκτικότητα σε περιστασιακά υψηλές θερμοκρασίες μερικά εμπορικά θερμοκήπια εξαερίζονται μόνο με φυσικά μέσα.

Ο φυσικός εξαερισμός μπορεί να φανεί πολύ χρήσιμος και μάλιστα με σωστό σχεδιασμό να προμηθεύσει έναν χώρο με την ίδια ή και περισσότερη ροή αέρα σε σύγκριση με ένα σύστημα μηχανικού εξαερισμού και με το πλεονέκτημα της χρησιμοποίησης συμβατικών τεχνικών δίνοντας κατάλληλη σημασία στον σχεδιασμό και στις ευνοϊκές καιρικές συνθήκες. Πολλά συστήματα φυσικού εξαερισμού βασίζονται στον κανόνα του αντίχειρα (rules of thumb). Ο κανόνας του αντίχειρα στον σχεδιασμό εξαεριζόμενων στάβλων με φυσικά μέσα είναι σχετικά απλός. Πρέπει να έχουμε ένα φυσικό εξαεριζόμενο κτίριο που να έχει μια κλίση όχι μικρότερη από 1:4 (14°). Αυτό χρειάζεται για να προάγει τον εξαερισμό με θερμική άνωση κατά την διάρκεια κρύου καιρού και όταν υπάρχουν λίγοι άνεμοι. Η θερμική άνωση μπορεί να παρομοιαστεί με ένα φανταστικό καθρέφτη νερού που ρέει προς μια αποχέτευση πατώματος. Μια αποχέτευση σε ένα επίπεδο πάτωμα δημιουργεί προβλήματα και αυτό γιατί το νερό δεν κατευθύνεται κατευθείαν στην αποχέτευση. Εάν τώρα η κλίση της οροφής είναι μικρή, ο θερμός αέρας δεν μπορεί να επαχθεί κατευθείαν στην έξοδο και τοποθέτηση στο υψηλότερο σημείο του χώρου. Ακόμα η κάτω πλευρά της οροφής θα πρέπει να είναι στιλπνή.

Ένας άλλος νόμος του αντίχειρα για φυσικό εξαερισμό είναι ότι τα ανοίγματα των πλευρικών τοίχων πρέπει να είναι μεγάλα κατά τη διάρκεια θερμού καιρού (1m με 1,5m) για να προάγεται ο εξαερισμός από τον άνεμο. Με αυτό το εύρος ανοιγμάτων ακόμα και ελαφρύς άνεμος προκαλεί πολλές αλλαγές αέρα κατά τη διάρκεια μιας ώρας μέσα στο κτίριο και ο αέρας σχεδόν ποτέ δεν παραμένει ακίνητος. Τα ανοίγματα των πλευρικών τοίχων πρέπει να κλείνουν κατά την διάρκεια ψυχρού καιρού για να προλαμβάνεται η πρόκληση στρες στα ζώα. Ανοίγματα περίπου εύρους

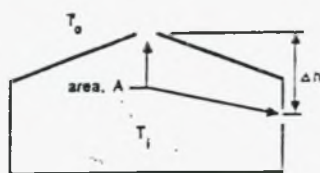
0,1m με 0,2m είναι δεκτά ώστε να επιτρέπεται η είσοδος φρέσκου αέρα που οφείλεται είτε στην επίδραση είτε στην θερμική άνωση. Μερικοί τυπικοί σχεδιασμοί για φυσικά εξαεριζόμενα αγροτικά κτίρια φαίνονται στο παρακάτω σχήμα (11-1).



Σχήμα 11-1: Τυπικοί σχεδιασμοί φυσικά εξαεριζόμενων αγροτικών κτιρίων.

11.2 ΦΥΣΙΚΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ ΟΦΕΙΛΩΜΕΝΟΣ ΣΕ ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΩΣΗ. ΜΙΑ ΕΜΠΕΙΡΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ

Ένα απλό μοντέλο υπάρχει για τον υπολογισμό του θερμικά - διεγερόμενου φυσικού εξαερισμού όπου στον εξαεριζόμενο χώρο υπάρχει μία είσοδος και μια έξοδος. Η χρήση του μοντέλου αυτού πρέπει να περιορίζεται σε αρχικούς υπολογισμούς ή υπολογισμούς πεδίου. Ας περάσουμε λοιπόν στο μοντέλο αυτό. Έστω ότι οι επιφάνειες εισόδου και εξόδου είναι ίσες, τότε δεν θα υπάρχει άνεμος και ο συντελεστής παροχής κάθε ανοίγματος θα είναι 0,65. Ας δούμε το θέμα σχηματικά στο παρακάτω σχήμα (11-2:



Σχήμα 11-2: Φυσικός εξαερισμός οφειλόμενος σε θερμική άνωση.

Η ροή αέρα στο παραπάνω μοντέλο μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση

$$V' = 2A [g\Delta h(T_i - T_o) / T_i]^{1/2} \quad (11.1)$$

Στην παραπάνω σχέση το V' είναι σε μονάδες m^2/s , το g είναι η βαρυντική σταθερά, το A είναι η επιφάνεια ενός από τα ανοίγματα (οποιοδήποτε αφού είναι ίσα), Δh είναι η απόσταση ανάμεσα στα δύο ανοίγματα και T_i , T_o είναι η εσωτερική και εξωτερική θερμοκρασία σε K αντίστοιχα. Εάν ο συντελεστής παροχής στην παραπάνω εξίσωση δεν είναι 0,65 η εξίσωση πρέπει να πολλαπλασιαστεί με τον

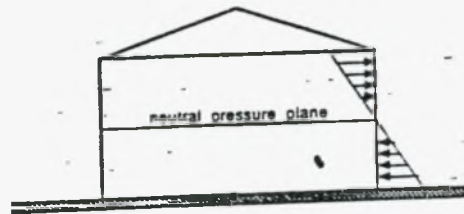
ισχύον συντελεστή και να διαιρεθεί με το 0,65. Ακόμα στον παραπάνω τύπο μπορεί να γίνει πρόβλεψη να χρησιμοποιήσουμε στους υπολογισμούς μεγαλύτερα ανοίγματα ώστε να προβλεφθεί και η ροή αέρα που γίνεται μέσω μικρών ανοιγμάτων (διύθυση αέρα) και με τον τρόπο αυτό να καλυφθούν όλες οι πρτυπτώσεις ροής αέρα στον χώρο.

11.3 ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΩΣΗ ΚΑΙ ΤΟ ΕΠΙΠΕΔΟ ΟΥΔΕΤΕΡΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

Αρχίζοντας με την οπτικοποίηση ενός κλειστού κτιρίου το οποίο θερμαίνεται και είναι ζεστότερο εσωτερικά απ' ότι έξω και η εσωτερική θερμοκρασία είναι παντού η ίδιας. Εάν ένα μικρό άνοιγμα έχει φτιαχτεί στην κορυφή του κτιρίου και ένας αντίστοιχο άνοιγμα υπάρχει στο πάτωμα του κτιρίου ο ζεστός αέρας θα ρέει προς τα έξω από το άνοιγμα της κορυφής και θα αντικαθίσταται από το ψυχρό αέρα που θα ρέει προς τα μέσα από το άνοιγμα του πατώματος.

Η φορά αυτή της ροής του αέρα δείχνει πως η πίεση αέρα μέσα στο κτίριο είναι μεγαλύτερη από την εξωτερική όσον αφορά τις υψηλότερες περιοχές του κτιρίου και χαμηλότερη από την εξωτερική όσον αφορά τις κατώτερες περιοχές του κτιρίου. Κατά μέσο όρο η πίεση του αέρα μέσα στο κτίριο ισούται με την ατμοσφαιρική αλλά δεν υπάρχει ομοιομορφία σε κατακόρυφη κατεύθυνση.

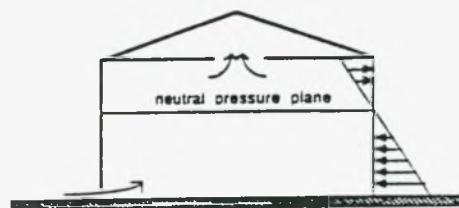
Ομοιομορφία υπάρχει σε οριζόντιο επίπεδο. Η πίεση του αέρα μέσα στο κτίριο ποικίλει όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (11-3).



Σχήμα 11-3: Η διαφορά μεταξύ πίεσης εσωτερικού αέρα και εξωτερικού αέρα σε ένα θερμαινόμενο κτίριο χωρίς εισόδους και εξόδους αέρα.

Το προηγούμενο σχήμα (11-3) απεικονίζει ένα θερμαινόμενο κτίριο χωρίς εισόδους και εξόδους. Σε αυτή την περίπτωση η διαφορά πίεσης παρουσιάζει μια γραφική ποικιλότητα από την κορυφή έως τον πυθμένα με την θετική πίεση στην κορυφή να ισούται σε μέγεθος με την αρνητική πίεση στον πυθμένα. Η διαφορά πίεσης είναι μηδέν στο μέσο σημείο του κτιρίου. Εκεί βρίσκεται και το επίπεδο ουδέτερης πίεσης ή επίπεδο μηδενικής πίεσης. Είναι το επίπεδο όπου εσωτερική και εξωτερική πίεση αέρα είναι ίσες. Η ποικιλομορφία της διαφοράς πίεσης είναι γραμμική συνάρτηση του υψομέτρου και μπορεί να υπολογιστεί σαν πρόβλημα της στατικής ρευστών. Ας υποθέσουμε τώρα την ύπαρξη των ανοιγμάτων με εισόδους και εξόδους και την επίδραση αυτών στη διαφορά πίεσης και στο επίπεδο ουδέτερης πίεσης. Εάν οι επιφάνειες και οι συντελεστές παροχής των εισόδων και εξόδων είναι όμοιοι τότε το επίπεδο ουδέτερης πίεσης δεν θα αλλάξει και η κατανομή πίεσης θα αντιπροσωπεύεται πάλι από το παραπάνω σχήμα. Εάν τώρα η επιφάνεια του ανοίγματος της κορυφής είναι μεγαλύτερη από την επιφάνεια του ανοίγματος του

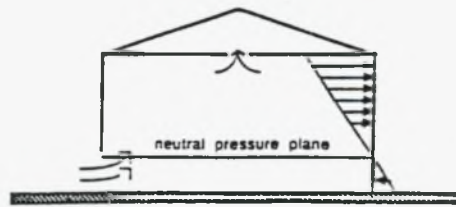
πυθμένα το επίπεδο ουδέτερης πίεσης θα είναι πιο κοντά στο μεγαλύτερο άνοιγμα δηλαδή προς την κορυφή. Η κατανομή της πίεσης θα αλλάξει και αυτή με την σειρά της. Παρ' όλα αυτά η ποικιλομορφία της διαφοράς πίεσης σε σχέση με το υψόμετρο θα παραμείνει γραμμική. Όλα τα προηγούμενα μπορούν να απεικονιστούν στο παρακάτω σχήμα (11-4).



Σχήμα 11-4: Η διαφορά μεταξύ της πίεσης εσωτερικού και εξωτερικού αέρα σε ένα θερμαινόμενο κτίριο με ένα μεγάλο άνοιγμα εξαερισμού στην οροφή και ένα μικρό άνοιγμα εξαερισμού στο πάτωμα.

Εάν το αντίστροφο συμβεί, δηλαδή το μεγαλύτερο άνοιγμα να βρίσκεται στον πυθμένα του κτιρίου τότε πάλι θα συμβούν τα αντίστοιχα με πριν. Δηλαδή, το επίπεδο ουδέτερης πίεσης θα μετακινηθεί προς την κάτω περιοχή κοντά στο μεγαλύτερο άνοιγμα.

Στο παρακάτω σχήμα (11-5) απεικονίζεται αυτή η περίπτωση:



Σχήμα 11-5: Η διαφορά μεταξύ της εσωτερικής και εξωτερικής πίεσης αέρα σε ένα θερμαινόμενο κτίριο με μικρό άνοιγμα εξαερισμού στην οροφή και μεγάλο άνοιγμα εξαερισμού κοντά στο πάτωμα.

Το παραπάνω σχήμα μας δείχνει μια ακόμα επιπρόσθετη πιθανότητα στην σχέση μεταξύ επιπέδου ουδέτερης πίεσης και ανοίγματος εξαερισμού. Είναι η πιθανότητα το επίπεδο ουδέτερης πίεσης να βρίσκεται μέσα στο άνοιγμα εξαερισμού. Αυτό είναι πάντα πιθανό να συμβεί όταν υπάρχουν ανοίγματα εξαερισμού στους τοίχους και ειδικά όταν το άνοιγμα εξαερισμού του τοίχου είναι αρκετά μεγαλύτερο από αυτό της οροφής. Δεν υπάρχει κάποιο σταθερό όριο για τον αριθμό των ανοιγμάτων εξαερισμού. Το γεγονός ότι στα προηγούμενα σχήματα δείχνονται μόνο δύο ανοίγματα έγινε για λόγους απλούστευσης. Μπορεί να υπάρχει οποιοσδήποτε αριθμός ανοιγμάτων εξαερισμού χωρίς η γενική εικόνα να αλλάξει. Η διαφορά πίεσης από το εξωτερικό φαίνεται στο εσωτερικό από τον παρακάτω τύπο:

$$P_s = (P_o - P_i) g (h_p - h) \quad (11.2)$$

- P_s : είναι η πίεση ταξινόμησης φορτίου, είναι αρνητική από το επίπεδο ουδέτερης πίεσης και πάνω
- P_o, P_i : είναι η πυκνότητα αέρα στο εξωτερικό και εσωτερικό χώρο αντίστοιχα
- g : βαρυτική σταθερά
- h : η απόσταση πάνω από ένα επίπεδο αναφοράς

- h_p : η απόσταση πάνω από το επίπεδο αναφοράς έως το επίπεδο ουδέτερης πίεσης

Προτεινόμενο επίπεδο αναφοράς για παραπάνω είναι το πάτωμα του κτιρίου. Εάν τώρα έχουμε ένα άνοιγμα εξαερισμού η ταχύτητα της ροής αέρα δίνεται από την εξίσωση bernoulli και είναι :

$$V = \sqrt{2P_s / \rho} \quad (11.3)$$

Το ρ αντιπροσωπεύει την πυκνότητα αέρα και μπορεί να είναι είτε η εσωτερική είτε η εξωτερική ανάλογα με την διεύθυνση ροής αέρα. Συνδιάζοντας τις δύο παραπάνω εξισώσεις καταλήγουμε στην παρακάτω σχέση:

$$V = [|2g(\Delta P/\rho) (h_p - h)|]^{3/2} / 2g(\Delta P/\rho) (h_p - h) \quad (11.4)$$

Εδώ πρέπει να διακρίνουμε μερικές περιπτώσεις. Έτσι εάν $h_p > h$ η ταχύτητα V είναι θετική. Εάν $h_p < h$ το V είναι αρνητικό και η ροή είναι προς τα έξω από το κτίριο στο συγκεκριμένο σημείο. Η θετική και η αρνητική ροή ορίζονται αυθαίρετα αλλά πρέπει να είναι συνεπείς. Για την ώρα θα θεωρούμε την ροή έξω από το κτίριο σαν αρνητική ροή. Ακόμα η τιμή ρ της πυκνότητας του αέρα εξαρτάται από τη ροή του αέρα. Έτσι αν η ροή είναι προς τα μέσα στο κτίριο το ρ είναι ίσο με την εξωτερική πυκνότητα ρ_o ενώ αν η ροή είναι προς τα έξω η πυκνότητα ρ είναι ίση με την εσωτερική πυκνότητα ρ_i . Ο όρος Δp πάντως είναι πάντοτε θετικός για $\rho_o > \rho_i$.

Από τον παρακάτω τύπο καταλαβαίνουμε ότι η ταχύτητα του αέρα εξαρτάται από την εκάστοτε απόσταση από το επίπεδο ουδέτερης πίεσης για τον λόγο αυτό η ταχύτητα αέρα δεν μπορεί να είναι σταθερή κατά μήκος των εξαεριστικών ανοιγμάτων εκτός εάν πρόκειται για οριζόντιο εξαεριστικό άνοιγμα όπως π.χ άνοιγμα οροφής. Η τιμή της ογκομετρικής πίεσης δίνεται από το ολοκλήρωμα της ταχύτητας στη περιοχή:

$$V' = Cd \int V dA \quad (\text{Για όλα τα ανοίγματα εξαερισμού}) \quad (11.5)$$

ή

$$V' = C_d V_a \text{ (Για οριζόντια ανοίγματα εξαερισμού)} \quad (11.6)$$

Το C_d στους παραπάνω τύπους αντιπροσωπεύει τον συντελεστή παροχής ανοίγματος. Φτάνοντας στο σημείο αυτό δεν πρέπει να ξεχάσουμε τον νόμο της συνέχειας της ροής μάζας. Έτσι λοιπόν πρέπει $\Sigma \rho V = 0$ αν υποθέσουμε ότι μέσα στον χώρο εξαερισμού δεν προστίθεται ούτε απομακρύνεται μάζα. Έτσι λοιπόν το άθροισμα της ροής μάζας από όλα τα ανοίγματα του εξαεριζόμενου χώρου πρέπει να είναι μηδέν. Δηλαδή πρέπει να ισχύουν τα παρακάτω:

$$\Sigma_n C_{d_n} P_n \int \{ [|2g(\Delta P/\rho) (h_p - h)|]^{3/2} / 2g(\Delta P/\rho) (h_p - h) \} dA + \Sigma_m C_{d_m} P_m \{ [|2g(\Delta P/\rho) (h_p - h)|]^{3/2} / 2g(\Delta P/\rho) (h_p - h) \} W_m L_m \quad (11.7)$$

Στην παραπάνω σχέση ο όρος m μας δείχνει ροή μάζας σε οριζόντια ανοίγματα ενώ ο όρος n ροή μάζας σε όλα τα άλλα ανοίγματα. Το W αντιπροσωπεύει το εύρος των οριζοντίων ανοιγμάτων εξαερισμού ενώ το L αντιπροσωπεύει το μήκος αυτών. Ακόμα τα ανοίγματα εξαερισμού θεωρούνται ορθογώνια. Το ολοκλήρωμα της προηγούμενης σχέσης είναι του τύπου:

$$\int_{\text{επιφάνεια}} \{ [|\alpha (h_p - h)|]^{3/2} / \alpha (h_p - h) \} dA \quad (11.8)$$

Όπου $\alpha = 2g/\Delta P/\rho$

Αν κάθε μη οριζόντιο άνοιγμα εξαερισμού είναι ορθογώνιο τετράπλευρο με μήκος L τότε:

$$dA = Ldh \quad (11.9)$$

Τότε για μη οριζόντια ανοίγματα θα έχουμε:

$$\Sigma C_{d_n} P_n L n (\alpha n)^{1/2} \int_{\text{κυθμένας}}^{\text{κορυφή}} [| (h_p - h) |]^{3/2} / (h_p - h)] dh \quad (11.10)$$

Το ολοκλήρωμα της παραπάνω σχέσης μπορεί να γίνει:

κορυφή

$$\int_{\text{πυθμένας}} [|(hp - h)|^{-1} / (hp - h)^{3/2}] dh \quad (11.11)$$

Αυτό έχει μια αναλυτική λύση του τύπου :

$$-2/3 |(hp - h)|^{5/2} / (hp - h)^{3/2} \Big|_{\text{πυθμένας}}^{\text{κορυφή}} \quad (11.12)$$

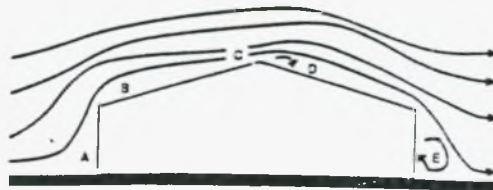
Με τον τρόπο αυτό η τελική μορφή της εξίσωσης της συνέχειας είναι η παρακάτω

$$\begin{aligned} & -2/3 \Sigma C_{dn} P_n L_n (a_n)^{1/2} |(hp - h)|^{5/2} (hp - h)^{-1} \Big|_{\text{πυθμένας}}^{\text{κορυφή}} + \\ & \Sigma C_{dm} P_m L_m W_m a_m^{-1/2} |(hp - h)m|^{3/2} (hp - h)^{-1} = 0 \end{aligned} \quad (11.13)$$

Η παραπάνω εξίσωση παρόλο που αυτό δεν είναι αρχικά εμφανές είναι μια εξίσωση με έναν άγνωστο τον hp . Αν το hp μπορεί να υπολογιστεί τότε μπορούμε να υπολογίσουμε την ροή αέρα διαμέσου κάθε ανοίγματος εξαερισμού και κατά συνέπεια μπορεί να υπολογιστεί η συνολική τιμή εξαερισμού.

11.4 ΠΙΕΣΕΙΣ ΑΝΕΜΩΝ ΣΕ ΚΤΙΡΙΑ

Ο άνεμος προκαλεί πιέσεις σε ένα κτίριο που διαφέρουν από την ατμοσφαιρική πίεση. Όταν ο άνεμος βρει στον δρόμο του ένα επιμήκες κτίριο τότε μπορούμε πάνω στο κτίριο να διακρίνουμε περιοχές επιτάχυνσης και επιβράδυνσης. Αυτό φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (11-6):



Σχήμα 11-6: Καθώς ο αέρας ρέει πάνω από ένα μεγάλο κτίριο έχουμε περιοχές επιβράδυνσης της ροής (A,C) και περιοχές επιτάχυνσης της ροής (B,D,E)

Γενικά μπορούμε να πούμε ότι θετικές πιέσεις (σχετικές με την ατμοσφαιρική πίεση αυξάνονται όπου ο άνεμος πρέπει να επιβραδυνθεί και αρνητικές πιέσεις (αναρόφηση) όταν ο αέρας πρέπει να επιταχυνθεί ή έχουμε διαχωρισμό ροής. Ας επανέλθουμε στο παραπάνω σχήμα (11-6). Στην περιοχή Α λοιπόν τα ρεύματα αέρα συνθλίβονται στον τοίχο και η ροή επιβραδύνεται. Είναι κατανοητό λοιπόν πως η περιοχή Α είναι περιοχή θετικής πίεσης οφειλόμενη στην επιβράδυνση της ροής αέρα. Όσον αφορά την περιοχή Β, ο αέρας πρέπει να αλλάξει κατεύθυνση απότομα έτσι πρέπει να γίνει επιτάχυνση του ανέμου για να στρίψει την γωνία. Επίσης το σημείο αυτό είναι σημείο διαχωρισμού. Έτσι λόγω του διαχωρισμού ροής και της απότομης επιτάχυνσης η περιοχή Β είναι περιοχή αρνητικής πίεσης εκτός και αν η κλίση της οροφής είναι αρκετά απότομη. Πάντως στα περισσότερα αγροτικά κτίρια η περιοχή Β είναι μια περιοχή αρνητικής πίεσης. Ας περάσουμε τώρα στην περιοχή C, η περιοχή η οποία είναι κοντά στην κορυφή της στέγης με αποτέλεσμα τα ρεύματα αέρα να εξαναγκάζονται να πάνε πάνω από το κτίριο προκαλώντας επιβράδυνση στην προς τα εμπρός κατεύθυνση κίνησης. Έτσι έχουμε μια περιοχή καθαρής θερικής πίεσης. Η περιοχή D είναι η περιοχή στην κορυφή του κτιρίου και κάτω. Όπως φαίνεται και στο σχήμα (11-6) είναι μια περιοχή όπου ο αέρας αλλάζει απότομα καταυθύνσεις αλλά επίσης έχουμε και διαχωρισμό ροής. Μια περιοχή πολύ στροβιλώδους ροής συνήθως υπάρχει στην υπήνεμη πλευρά της οροφής. Στην κορυφή της στέγης το φαινόμενο είναι όμοιο με κώνου διαχύσεως έτσι ώστε τα ανοίγματα εξαερισμού στην κορυφή να επηρεάζονται έντονα από τον άνεμο και ο άνεμος να προάγει φυσικό εξαερισμό. Τέλος η περιοχή E είναι μια περιοχή αρνητικής πίεσης. Ένας άλλος παράγοντας είναι ο συντελεστής πίεσης του ανέμου και ορίζεται ως η αναλογία της πραγματικής πίεσης σε ένα σημείο του κτιρίου δια

την πίεση από τον άνεμο και η πίεση αυτή του ανέμου υπολογίζεται από την σχέση Bernoulli:

$$P = \frac{1}{2} \rho V_{\text{άνεμου}}^2 \quad \text{και} \quad (11.14)$$

$$P_{\text{πραγμα}} = C_p P_{\text{άνεμου}} \quad (11.15)$$

Το C_p στον παραπάνω τύπο είναι ο συντελεστής πίεσης και μπορεί να είναι θετικός είτε αρνητικός. Οι συντελεστές πίεσης για επίδραση ανέμου υπολογίζονται βάση της ταχύτητας ανέμου.

11.5 ΦΥΣΙΚΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ ΟΦΕΙΛΟΜΕΝΟΣ ΣΤΟΝ ΑΝΕΜΟ. ΜΙΑ ΕΜΠΕΙΡΙΚΗ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ.

Η ροή ανέμου σε ένα κτίριο οφειλόμενη στον άνεμο είναι μια συνάρτηση της ταχύτητας ανέμου, της διεύθυνσής του, των συντελεστών πίεσης ανέμου και του μεγέθους των ανοιγμάτων εξαερισμού. Η αποτελεσματικότητα ενός ανοίγματος δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

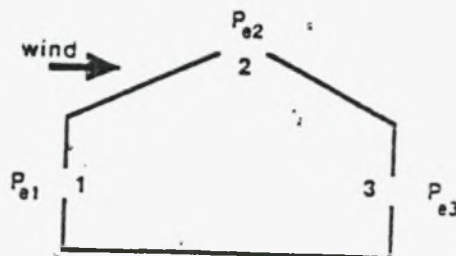
$$V' = E A V_w \quad (11.16)$$

- V' : Η ροή αέρα σε m^3/s
- A : Η επιφάνεια ανοίγματος σε m^2
- V_w : Η ταχύτητα ανέμου σε m/sec
- E : Η αποτελεσματικότητα η οποία είναι μέγεθος αδιάστατο

Οι τιμές της αποτελεσματικότητας E για κατεύθυνση ανέμου κάθετη στο άνοιγμα κυμαίνονται από 0,5 σε 0,6 ενώ η κατεύθυνση είναι διαγώνια από 0,25 σε 0,35.

11.6 ΦΥΣΙΚΟΣ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ ΟΦΕΙΛΟΜΕΝΟΣ ΣΤΟΝ ΑΝΕΜΟ. ΜΕΘΟΔΟΣ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗ ΠΙΕΣΗΣ

Ας υποθέσουμε το κτίριο του παρακάτω σχήματος (11-7):



Σχήμα 11-7: Φυσικός εξαερισμός οφειλόμενος στον άνεμο.

Ο άνεμος προκαλεί εξωτερικές πιέσεις P_{e1} , P_{e2} και P_{e3} εξωτερικά των ανοιγμάτων εξαερισμού 1,2,3. Υπάρχει μία εσωτερική πίεση αέρα η οποία δεν είναι απαραίτητα ίση του περιβάλλοντα ελεύθερου ρεύματος πίεσης αέρα. Οι εξωτερικές πιέσεις δίνονται από τον τύπο:

$$P_{en} = C_{pen} (\frac{1}{2} \rho_0 V^2 w) \quad (11.17)$$

Η πίεση αέρα στο εσωτερικό δίνεται από τον ίδιο τύπο:

$$P_i = C_{pi} (\frac{1}{2} \rho_0 V^2 w) \quad (11.18)$$

Όπου C_{pi} είναι ο συντελεστής πίεσης στο εσωτερικό. Σε κάθε εξαεριστικό άνοιγμα λοιπόν θα έχουμε:

$$\Delta P_n = (C_{pen} - C_{pi}) (\frac{1}{2} \rho_0 V^2 w) \quad (11.19)$$

V_w είναι η ταχύτητα ανέμου. Ακόμα από την εξίσωση Bernoulli έχουμε:

$$\Delta P_n = \frac{1}{2} \rho_0 V_n^2 \quad (11.20)$$

V_n είναι η ταχύτητα που περνά ο αέρας σε ένα άνοιγμα. Τα πρώτα μέλη στις παραπάνω εξισώσεις είναι ίδια άρα αν τις εξισώσουμε θα έχουμε:

$$V_n = V_w [((C_{pen} - C_{pi}) / \sqrt{|(C_{pen} - C_{pi})|})] \quad (11.21)$$

Οστόσο πρέπει να ισχύει και η συνέχεια της μάζας. Έτσι:

$$\sum_{n} C_n \rho_n A_n V_n = 0 \quad (11.22)$$

Στις δύο αυτές εξισώσεις έχουμε τρεις γνωστές παραμέτρους (C_n και V_n). Έτσι έχουμε δύο εξισώσεις με δύο αγνώστους.

11.7 ΣΥΝΔΙΑΣΜΕΝΗ ΘΕΡΜΙΚΗ ΑΝΩΣΗ ΚΑΙ ΕΞΑΕΡΙΣΜΟΣ ΟΦΕΙΛΟΜΕΝΟΣ ΣΕ ΑΝΕΜΟ, ΤΕΤΡΑΓΩΝΙΣΜΟΣ

Όταν η θερμική άνωση και η επίδραση ανέμου προκαλούν φυσικό εξαερισμό το καθαρό ποσό του εξαερισμού δεν δίνεται από το άθροισμα των δύο αυτών επιδράσεων αν αυτά δρουν ανεξάρτητα. Η ροή αέρα μέσα από ανοίγματα εξαερισμού δεν είναι γραμμικώς ανάλογη της διαφοράς πιέσεων. Η εμπειρία και η σύγκριση με σχετική επεξεργασία μοντέλων φυσικού εξαερισμού μέσω κομπιούτερ δείχνουν ότι η συνολική τιμή εξαερισμού ανταποκρίνεται με πολύ καλή προσέγγιση στον παρακάτω τύπο:

$$V_{\text{συνολική}} = \sqrt{(V_{\text{ανέμος}}^2 + V_{\text{θερμική}}^2)} \quad (11.23)$$

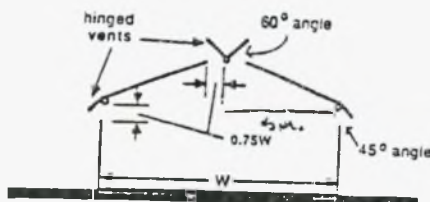
Η παραπάνω σχέση μάλλον μας οδηγεί σε λανθασμένα συμπεράσματα όταν έχουμε σίγουρες συνθήκες, αλλά γενικά μπορεί να χρησιμοποιηθεί με ακρίβεια για μάλλον ακατέργαστα σχεδιαστικά συστήματα. Πάντως ο σωστός τρόπος είναι να προσθέσουμε τις διαφορές πίεσης που οφείλονται σε θερμική άνωση και επίδραση ανέμων σε κάθε άνοιγμα εξαερισμού να βρούμε την ταχύτητα αέρα από την εξίσωση Bernoulli και να ολοκληρώσουμε τις ροές αέρα σε κάθε επιφάνεια ανοιγμάτων. Η διαδικασία άλλωστε σταδιακά έχει αναφερθεί προηγουμένως.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ

Σχεδιάζουμε ένα θερμοκήπιο σε υψόμετρο 1000m. Το θερμοκήπιο έχει πλάτος 10m και μήκος 120m και η κλίση της οροφής είναι 1:3. Ο συνολικός συντελεστής απώλειας θερμότητας (ΣUA + FP) έχει υπολογιστεί ότι είναι 8500W/K. Στο μέσο της ημέρας η ηλιακή ακτινοβολία (εξωτερικά σε οριζόντιο επίπεδο) περιμένουμε να είναι υψηλή περίπου 700W/m². Η περατότητα είναι 0,68. Από την ηλιακή ακτινοβολία που περνά μέσα στο θερμοκήπιο το 35% γίνεται αισθητή θερμότητα. Το υπόλοιπο είτε γίνεται λανθάνουσα θερμότητα είτε ανακλάται πάλι έξω είτε χρησιμοποιείται στην φωτοσύνθεση. Οι είσοδοι και οι έξοδοι έχουν εύρος 0,75 και απλώνονται σε όλο το μήκος του θερμοκηπίου. Η εξωτερική θερμοκρασία αέρα είναι 20°C και η ταχύτητα του ανέμου θεωρείται μηδέν. Ακόμα δίνεται πως το άκρος στέγης βρίσκεται σε ύψος 2,5m. Να βρεθούν οι ανάγκες αερισμού και οι απαιτούμενες ανανεώσεις ανά ώρα.

Λύση

Τα δεδομένα του παραδείγματος απεικονίζονται στο παρακάτω σχήμα (11-8).



Σχήμα 11-8: Χαρακτηριστικά του θερμοκηπίου στο οποίο αναφέρεται το παράδειγμα.

Η αναμενόμενη πυκνότητα αέρα εξωτερικά μπορεί να βρεθεί αν η σχετική υγρασία είναι γνωστή. Η σχετική υγρασία όμως δεν καθορίζεται οπότε υποθέτουμε πως είναι

50% έτσι η πυκνότητα αέρα θα είναι $1,18\text{Kg/m}^3$. Η συνολική αισθητή θερμότητα υπολογίζεται ευθέως. Έτσι:

$$q_{\text{ασθ}} = (700\text{W/m}^2)(0,68)(0,35)(1200\text{m}^2) = 2000,000\text{W}$$

Οι επιφάνειες A2 και A4 είναι $2(0,75\text{m})(120\text{m}) = 180\text{ m}^2$ και η απόσταση από την κορυφή ως το άκρο στέγης είναι $(1/3)(5\text{m}) = 1,67\text{m}$. Τα μέσα των ανοιγμάτων εξαερισμού της κορυφής δεν βρίσκονται ακριβώς στην κορυφή επίσης και τα μέσα των ανοιγμάτων εξαερισμού του τοίχου δεν βρίσκονται. Ο συντελεστής παροχής στα ανοίγματα είναι 0,6. Έτσι ξεκινάμε την διαδικασία λύσης αφού πρώτα υποθέσουμε πως η ταχύτητα αέρα στο άνοιγμα της κορυφής είναι 1m/s . Έτσι το επόμενο βήμα είναι να υπολογίσουμε την πυκνότητα του εσωτερικού αέρα ρ η οποία δίνεται από την παρακάτω πολυωνυμικής μορφής εξίσωση:

$$Pi^2 [(Cd4A4 / Cd2A2)^2 (V^2/\rho_0)] + \rho i(V^2 + 2g\Delta h) - 2g\Delta h\rho_0 = 0$$

Το Δh στον παραπάνω τύπο είναι ίσο με:

$$\Delta h = 1,67\text{m} + \frac{1}{2}(0,75) - \frac{1}{2}(1/3)(0,75\text{m}) = 1,92\text{m}$$

Τώρα είμαστε έτοιμοι να αντικαταστήσουμε στην παραπάνω πολυωνυμική εξίσωση.

Με την αντικατάσταση έχουμε:

$$Pi^2 [(180\text{m}^2) / (180\text{m}^2)^2 (1,0\text{m/s})^2 / 1,18\text{kg/m}^3 + \\ \rho i [(1,0\text{m/s}^2) + 2(9,8\text{m/s}^2)(1,92\text{m}) + \\ 2(9,8\text{m/s}^2)(1,92\text{m})(1,18\text{kg/m}^3)] = 0$$

ή αλλιώς

$$0,845 Pi^2 + 38,632\rho i + 44,406 = 0$$

Η παραπάνω εξίσωση είναι της μορφής:

$$a Pi^2 + b Pi + C = 0$$

Υπάρχουν δύο πιθανές λύσεις για την πυκνότητα αλλά μόνο η μία γίνεται δεκτή αφού είναι αδύνατο να έχουμε αρνητική πυκνότητα. Έτσι η λύση είναι:

$$P_i = [-b + \sqrt{(b^2 - 4ac)}] / 2a \quad \text{ή} \quad P_i = 1,122 \text{Kgr/m}^3$$

Από τον τύπο $\rho_i/\rho_o = T_o/T_i$ έχουμε ότι η εσωτερική θερμοκρασία που ανταποκρίνεται σε αυτή την πυκνότητα είναι:

$$T = (1,18 \text{Kgr/m}^3)(293,15 \text{K}) / (1,22 \text{Kgr/m}^3) = 308,34 \text{K}$$

Τώρα υπάρχουν επαρκή δεδομένα για τον επόμενο υπολογισμό της V στο άνοιγμα κορυφής και η ταχύτητα στο άνοιγμα κορυφής δίνεται από τον τύπο:

$$V = [2g\Delta h q_{\text{αισθ}}] / \{ T_o [1 + (T_o/T_i)(Cd4A4/Cd2A2)^2] [\Sigma U A + FP + C_p P_i C_d 4A4 V] \}$$

Αντικαθιστώντας τα νούμερα στην παραπάνω σχέση έχουμε $V=0,318 \text{m/s}$

Ο παραπάνω υπολογισμός χρησιμεύει για την επόμενη αντικατάσταση δοκιμή και οι δοκιμές συνεχίζονται ώσπου να επέλθει ισορροπία. Χαρακτηριστικός είναι ο παρακάτω πίνακας:

ΠΙΝΑΚΑΣ 11-1

Πίνακας δοκιμών τιμών T_i , P_i , V ώσπου να επέλθει σύγκλιση.

Δοκιμή	T_i	P_i	V	
1	308,34	1,122	0,318m/s	1 ^η δοκιμή
2	294,72	1,174	0,513	
3	297,21	1,164	0,420	
4	295,88	1,169	,0457	
5	296,38	1,167	0,441	
6	296,16	1,168	0,448	
7	296,25	1,168	0,445	
8	296,21	1,168	0,446	
9	296,23	κλπ	0,445	

10	296,22	0,446
11	296,23	0,446
12	296,22	0,446
13	296,23	κλπ
14	296,23	
15	296,23	

Η σύγκλιση επιτυγχάνεται στα ακόλουθα νούμερα:

$$V = 0,446\text{m/s}$$

$$\rho_i = 1,168\text{Kgr/m}^3$$

$$T_i = 23,08\text{C} = 23\text{C}$$

Έτσι η τιμή εξαερισμού είναι:

$$V' = Cb4A4V = 0,6(180\text{m}^2)(0,446\text{m/s}) = 48,2 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ο αγωγός του θερμοκηπίου είναι περίπου 4000 m^3 έτσι ο εξαερισμός προάγει μια αλλαγή αέρα κάθε 83s. Η τιμή ανανέωσης αέρα είναι $0,72\text{ch}/\text{min}$.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 12

ΡΟΗ ΑΕΡΑ ΣΕ ΑΕΡΑΓΩΓΟΥΣ

12.1 ΓΕΝΙΚΑ

Υπάρχουν μερικές περιπτώσεις εξαερισμού σε αγροτικά κτίρια όπου απαιτείται διανομή αέρα μέσω αγωγών. Σαν παράδειγμα είναι η ψύξη κατά την αποθήκευση, κηπευτικών προϊόντων που μπορεί να γίνει μέσω αεραγωγών. Άλλο παράδειγμα είναι ο θερμαινόμενος αέρας που διανέμεται μέσω αγωγών σε εργαστήρια και θαλάμους ανάπτυξης. Ακόμα διανομή φρέσκου αέρα μπορεί να γίνει χρησιμοποιώντας διατηρητο πολυαιθυλενικό σωλήνα σε στάβλους και θερμοκήπια. Σαν τελευταίο παράδειγμα μπορεί να θεωρηθεί το στέγνωμα σπόρων χρησιμοποιώντας θερμαινόμενο αέρα που διανέμεται μέσω αεραγωγών. Βλέπουμε λοιπόν πως παρόλο που η πλειοψηφία των καταστάσεων εξαερισμού σε αγροτικά κτίρια δεν απαιτεί γνώση της διανομής αέρα μέσω αεραγωγών παρ' όλα αυτά υπάρχει ένα σημαντικό πεδίο στο οποίο η χρήση της διανομής αέρα με αεραγωγούς είναι απαραίτητη έτσι κατά συνέπεια απαραίτητη είναι η γνώση της ανάλυσης και των σχεδιασμών των κατάλληλων τεχνικών της μεθόδου αυτής.

12.2 ΕΞΙΣΩΣΗ BERNOULLI

Όπως ήδη έχουμε δει, η ροή αέρα μπορεί να αναλυθεί με την χρησιμοποίηση της εξίσωσης Bernoulli. Η εξίσωση αυτή μπορεί να διατυπωθεί σε αρκετές μορφές η πιο χρήσιμη όμως για ροή αέρα είναι αυτή που εκφράζεται σε όρους πίεσης. Όταν ο

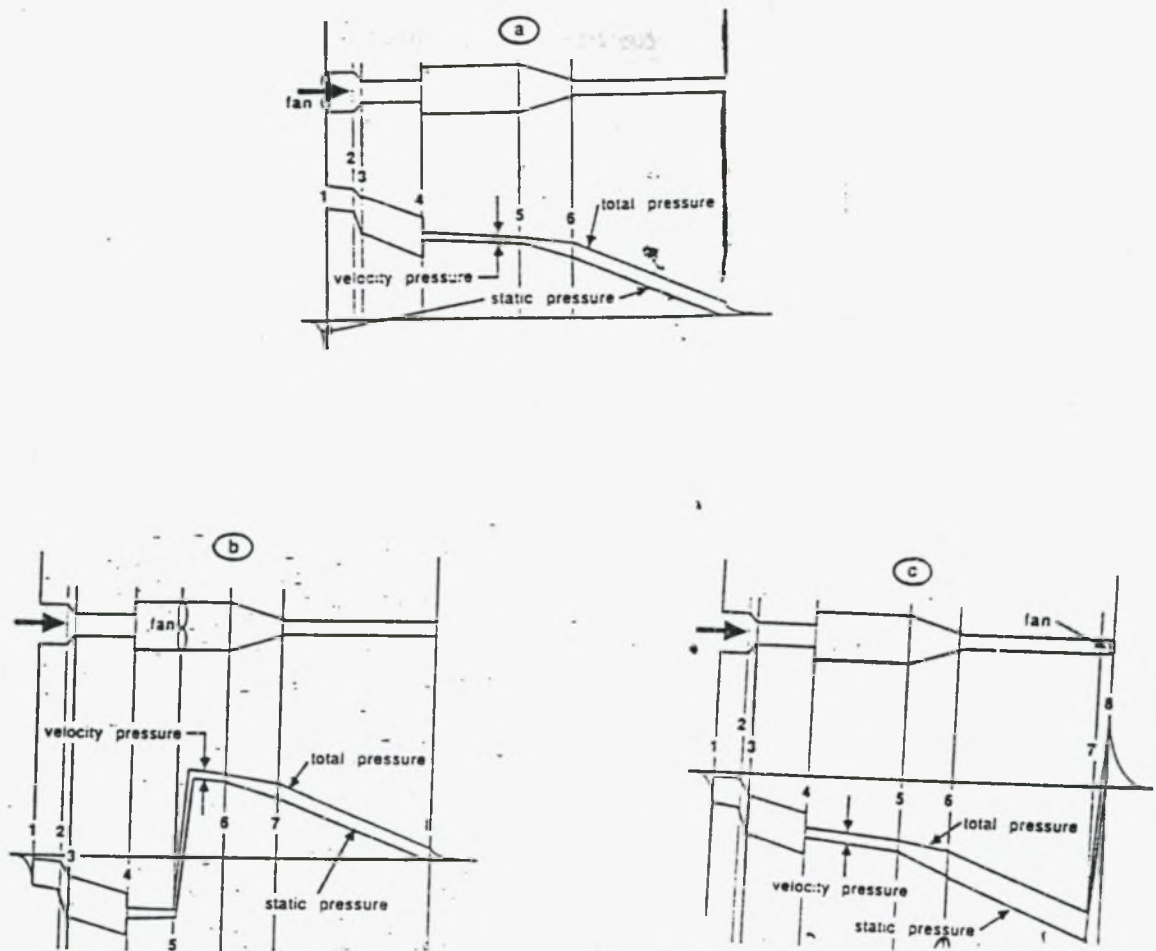
αέρας ρέει μέσα σε έναν αεραγωγό η συνολική του πίεση δεν είναι σταθερή. Ανεμιστήρες μέσα στον αεραγωγό προσθέτουν πίεση στον αέρα. Ακόμα υπάρχουν απώλειες λόγω τριβής αλλά και δυναμικές απώλειες που οφείλονται σε στροβιλισμούς μέσα στα τμήματα του αγωγού που μετακινούν ενέργεια από τον αέρα μειώνοντας την συνολική πίεση. Μπορούμε λοιπόν να ξαναγράψουμε την εξίσωση Bernoulli ενσωματώνοντας μέσα σε αυτή και τις απώλειες, έτσι θα έχουμε:

$$P V_1^2 + P_1 = P V_2^2 / 2 + P_2 + (\Delta P_1)_{1-2} \quad (12.1)$$

Στην παραπάνω εξίσωση το $(\Delta P_1)_{1-2}$ είναι η συνολικές απώλειες σε Pa μεταξύ των καταστάσεων 1-2. Η συνολική πίεση στο σημείο 1 στην παραπάνω εξίσωση έχει δύο συστατικά: την δυναμική πίεση ή πίεση ταχύτητας και την στατική πίεση και οι δυο εκφρασμένες σε μονάδες Pa. Ακόμα και η διαφορά υψομέτρου των θέσεων 1 και 2 πρακτικά δεν επηρεάζει την κατάσταση και αυτό γιατί η πυκνότητα αέρα είναι αρκετά μικρή. Έτσι τυχόν αλλαγές στην δυναμική ενέργεια είναι αμελητέες και δεν συνεισφέρουν σε αλλαγές της στατικής ή της δυναμικής πίεσης. Σε αυτό το σημείο το μόνο που μπορούμε να πούμε είναι ότι το η καθαρή αλλαγή της συνολικής πίεσης σε ένα σύστημα αγωγού είναι μηδέν. Δηλαδή το άθροισμα των απωλειών αλλά και των κερδών σε πίεση μέσα σε ένα αγωγό είναι μηδέν.

12.2.1 Παραδείγματα αλλαγής πίεσης

Στο παρακάτω σχήμα (12-1) μπορούμε να δούμε ρυθμίσεις και μεταβολές στις πιέσεις δηλαδή στην συνολική, την δυναμική και την στατική πίεση.



Σχήμα 12-1: Αλλαγές στην πίεση καθώς έχουμε ροή αέρα σε απλό σύστημα αεραγωγών (α) με ανεμιστήρα στην είσοδο (β) με ανεμιστήρα στο κεντρικό μέρος του συστήματος αεραγωγών (γ) με ανεμιστήρα στην έξοδο

Θα εξετάσουμε την πρώτη περίπτωση στο παραπάνω σχήμα 12-1 δηλαδή το (α) και κατ' αναλογία καποιος μπορεί να μελετήσει και τα υπόλοιπα σχήματα. Ας πάρουμε λοιπόν από την αρχή το τμήμα 1. Ο αέρας κερδίζει συνολική πίεση, δυναμική πίεση και στατική πίεση. Δυναμική πίεση υπαγορεύεται από την συνέχεια της ροής, η στατική πίεση ρυθμίζεται, έτσι το άθροισμα της στατικής και της δυναμικής πίεσης είναι ίσο με την συνολική πίεση. Από την περιοχή 1 στην 2 η ροή είναι μέσω ομαλού αγωγού. Η δυναμική πίεση παραμένει σταθερή. Η στατική πίεση μειώνεται αφού έχουμε απώλειες ενέργειας λόγω τριβής και έτσι έχουμε μείωση της συνολικής πίεσης. Μεταξύ των περιοχών 2-3 τώρα έχουμε μια ταχεία συστολή του χώρου σε σωλήνα μικρής διαμέτρου. Λόγω της συστολής λοιπόν, έχουμε έναν στροβιλισμό. Η

συνολική πίεση μειώνεται παρόλο που έχουμε μια αύξηση της δυναμικής πίεσης λόγω της αύξησης της ταχύτητας αέρα από την άλλη πλευρά έχουμε ταχεία μείωση της στατικής πίεσης που δεν αντισταθμίζεται από την αύξηση στην δυναμική πίεση που προαναφέραμε. Όσον αφορά μεταξύ των θέσεων 3-4 ο αγωγός είναι σταθερής διαμέτρου και η δυναμική παραμένει σταθερή. Όμως η ταχύτητα είναι μεγαλύτερη απ' ό,τι στο τμήμα 1-2 και έχουμε μεγαλύτερη απώλεια σε τριβές ανά μονάδα μήκους του αγωγού, έτσι η τιμή της συνολικής απώλειας πίεσης είναι μεγαλύτερη απ' ό,τι στο τμήμα 1-2. Στο σημείο 4 έχουμε μια ξαφνική διαστολή, αυτό σημαίνει ότι έχουμε στροβιλώδη ροή αέρα το αποτέλεσμα αυτού θα είναι η απώλεια ενός σημαντικού ποσού της συνολικής πίεσης. Μετά το σημείο 4 η ταχύτητα του αέρα είναι χαμηλότερη από πριν. Η δυναμική πίεση μειώνεται σε τέτοιο βαθμό που η στατική πίεση αυξάνεται. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται «επανόρθωση στατικής πίεσης».

Μεταξύ περιοχών 4 και 5 η ταχύτητα αέρα είναι χαμηλή και οι απώλειες από τριβές μικρές. Το αποτέλεσμα είναι να έχουμε μια μικρή μείωση της συνολικής πίεσης οφειλόμενης σε τριβή και έτσι μια αντίστοιχη ελαφρά μείωση της στατικής πίεσης.

Μεταξύ των περιοχών 5-6 έχουμε απώλειες λόγω τριβής και απώλειες λόγω στροβιλώδους ροής. Επειδή η στατική πίεση μειώνεται απότομα, έχουμε επιτάχυνση του αέρα και αύξηση της δυναμικής πίεσης. Μεταξύ των περιοχών 6-7 ο αγωγός είναι πάλι σταθερής διατομής και οι απώλειες σε τριβές αναγκάζουν την συνολική πίεση και κατά συνέπεια την στατική πίεση να μειωθούν. Φτάνοντας στην έξοδο στο σημείο 7 θα λέγαμε ότι ο αέρας σε κάποια απόσταση από την έξοδο επανέρχεται στις ατμοσφαιρικές συνθήκες. Κατ' αναλογία μπορούν να περιγραφούν και άλλες περιπτώσεις σχημάτων με μόνη διαφορά την θέση του ανεμιστήρα.

12.3 ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΑΠΟ ΤΡΙΒΗ

12.3.1 Εξισώσεις Darcy-Weisbach και Colebrook

Ο αέρας είναι ένα ιξώδες ρευστό. Όταν ρέει σε επαφή με κάποια σταθερή επιφάνεια, η ορμή μεταφέρεται στην επιφάνεια λόγω της έλξης ιξώδους. Υπολογισμοί της πτώσης πίεσης ΔP που οφείλονται σε τριβή για ροή ρευστού μέσα σε αγωγούς γίνονται με χρήση της εξίσωσης Darcy Weisbach:

$$\Delta P = f(L/D) (\rho V^2/2) \quad (12.2)$$

- L: μήκος του αγωγού
- D: διάμετρος του αγωγού
- f: συντελεστής τριβής

Η ταχύτητα του αέρα V θεωρείται σταθερή. Ο συντελεστής τριβής f εξαρτάται από την σχετική τραχύτητα (ανωμαλία) του τοιχώματος του αγωγού καθώς και από την κατάσταση στροβιλισμού. Έτσι εισάγεται ο αριθμός Reynolds, Re που έχει τύπο:

$$Re = \rho V D / \mu \quad (12.3)$$

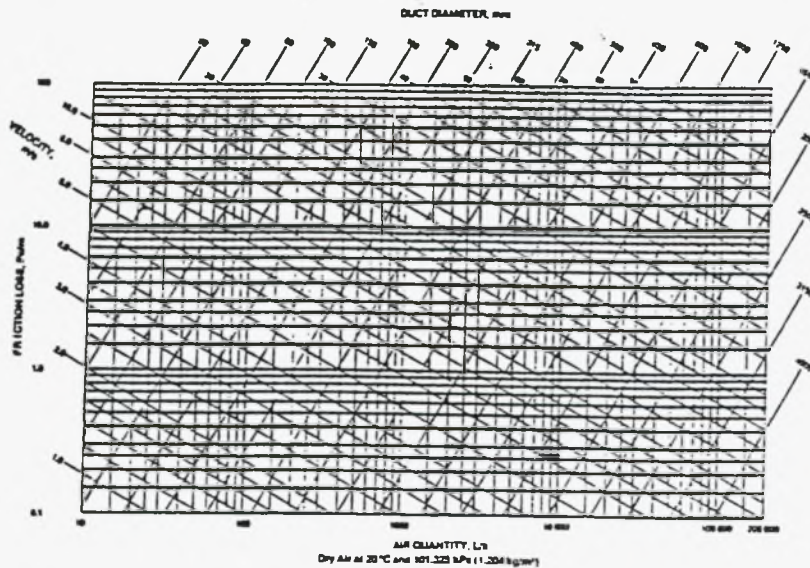
όπου D είναι η διάμετρος του αγωγού και μ το δυναμικό ιξώδους. Όταν η ροή είναι εντελώς στρωτή ο συντελεστής τριβής είναι συνάρτηση μόνο του αριθμού Reynolds. Όταν η ροή είναι εντελώς στροβιλώδης ο συντελεστής τριβής είναι συνάρτηση μόνο της σχετικής τραχύτητας του αγωγού E/D όπου E η απόλυτη τραχύτητα και D η διάμετρος. Για κάθε ενδιάμεση κατάσταση ανάμεσα στις δύο προηγούμενες ο συντελεστής τριβής υπολογίζεται από την εξίσωση Colebrook:

$$f = (1,14 + 2\text{Log}(D/E) - 2\text{Log}\{1 + 9,3 / [\text{Re}(E/D) \sqrt{f}]\}) \quad (12.4)$$

Η παραπάνω εξίσωση λύνεται με την μέθοδο των αλληπάληλων δοκιμών.

12.3.2 Γραφήματα τριβής

Ας πάρουμε το παρακάτω γράφημα (12-1):



Γράφημα 12-1 : Γράφημα για υπολογισμό του συντελεστή τριβής που χρησιμεύει στην εξίσωση Darcy - Weisbach

Το προηγούμενο γράφημα (12-1) το χρησιμοποιούμε σε περίπτωση που δύο από τις ακόλουθες παραμέτρους (διάμετρος αγωγού, ταχύτητα αέρα, απώλειες από τριβή, τιμή ροής αέρα) είναι γνωστές. Εάν λοιπόν δύο από τις προαναφερθέντες τέσσερις παραμέτρους είναι γνωστές από το γράφημα μπορούμε να υπολογίσουμε τις άλλες δύο. Για σκοπούς ανάλυσης οι απώλειες από τριβή είναι συνήθως η παράμετρος που πρέπει να υπολογιστεί ενώ για σκοπούς σχεδιασμού ίσως είναι γνωστές οι απώλειες από τριβή και χρειάζεται να βρεθεί ποια διάμετρος αγωγού επιτρέπει τις απώλειες πίεσης αυτής. Για διόρθωση των συνθηκών για τις οποίες έχει σχεδιαστεί το γράφημα δίνονται οι ακόλουθοι τύποι το C στους παρακάτω τύπους σημαίνει διόρθωση.

$$C_{\text{θερμοκρασίας}} = (293,15T_a)^{0,825} \quad (12.5)$$

Η T_a είναι η θερμοκρασία αέρα σε Kelvin.

$$C_{\psi\sigma\mu\epsilon\tau\rho\upsilon} = (1 - 2,2557E-5z)^{4,733} \quad (12.6)$$

Το Z είναι το νέο υψόμετρο σε m.

Και τέλος για διόρθωση της υγρασίας:

$$C_{\upsilon\gamma\rho\alpha\sigma\iota\acute{\alpha}} = (1,0 - 0,378(Ps/Patm))^{0,9} \quad (12.7)$$

Το Ps είναι ο κορεσμός με νερό των υδρατμών και το Patm είναι η ατμοσφαιρική πίεση.

12.3.3 Αγωγοί σχήματος ορθογώνιου τετραπλεύρου

Όταν οι αγωγοί δεν είναι κυκλικοί αλλά σχήματος ορθογωνίου τετραπλεύρου αυτό που πρέπει να κάνουμε είναι να χρησιμοποιήσουμε την υδραυλική διάμετρο στην θέση της διαμέτρου για ένα κυκλικό αγωγό. Για να υπολογίσουμε λοιπόν την υδραυλική διάμετρο υπάρχουν δύο τρόποι:

1^{ος} τρόπος: Είναι ο πιο συνήθης και ο πιο απλός

$$D_{\text{ΙΣΟΔΥΝΑΜΗ (ΥΔΡΑΥΛΙΚΗ)}} = 4 (\text{επιφάνεια τετραπλεύρου} / \text{περίμετρο τετραπλεύρου}) \quad (12.8)$$

Μπορούμε την τιμή αυτή της ισοδύναμης περιμέτρου να την χρησιμοποιήσουμε και στην εξίσωση Darcy-Weisbach) και στο γράφημα απωλειών από τριβή. Στη περίπτωση που αυτό γίνει ενώ οι απώλειες λόγω τριβής θα είναι σωστές η τιμή της ροής του αέρα δεν θα είναι σωστή και πρέπει να υπολογιστεί εκ νέου ξεχωριστά από το γράφημα. Για το λόγο αυτό υπάρχει και ο δεύτερος τρόπος ο οποίος δίνει μια ισοδύναμη διάμετρο η οποία αν χρησιμοποιηθεί στο γράφημα δίνει σωστά αποτελέσματα τόσο για την ροή αέρα όσο και για τις απώλειες λόγω τριβής.

2^{ος} τρόπος:

$$D_{\text{ΙΣΟΔΥΝΑΜΗ}} = 1,30(ab)^{0,625} (a+b)^{-0,25} \quad (12.9)$$

Όπου a, b οι διαστάσεις του ορθογώνιου σχήματος.

12.3.4 Το πρόγραμμα FRICTION

Είναι ένα πρόγραμμα το οποίο απευθύνεται στο γράφημα απωλειών λόγω τριβής και εμπεριέχει την διαδικασία διορθώσεων. Το πρόγραμμα παρέχει τις απώλειες από τριβή για ξηρό αέρα σε στάνταρ συνθήκες και μετά γίνεται διόρθωση για το υψόμετρο, την θερμοκρασία και την σχετική υγρασία.

12.4 ΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΑΠΩΛΕΙΕΣ

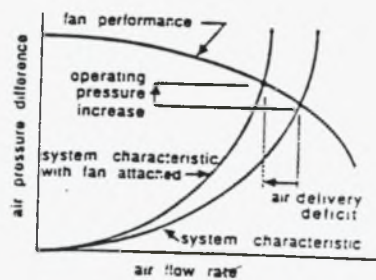
Οι δυναμικές απώλειες αυξάνονται από την διαταραχή της ροής αέρα μέσα στους αγωγούς. Η διαταραχή της ροής οφείλεται σε αυξανόμενο στροβιλισμό. Λόγω αυτού του στροβιλισμού η απώλεια ενέργειας εμφανίζεται σαν πτώση πίεσης. Οι δυναμικές απώλειες είναι ξεχωριστές από τις απώλειες λόγω τριβής και εξαρτώνται από το στοιχείο, (π.χ την γωνία αγωγού) που λόγω αυτού αυξάνεται ο στροβιλισμός. Υπολογίζεται σε συνάρτηση με την πίεση ταχύτητας και το στοιχείο που προαναφέραμε:

$$\Delta P_{\text{dynamic}} = C_{\text{loss}}(PV^2/2) \quad (12.10)$$

12.5 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΟΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

Οι περισσότεροι ανεμιστήρες που είναι διαθέσιμοι για τον εξαερισμό των αγροτικών κτιρίων πωλούνται σαν ολόκληρο σύστημα και δεν έχει γίνει πρόβλεψη για αυτούς να προσαρτηθούν σε αγωγούς. Υπάρχουν περιπτώσεις που ανεμιστήρες χρησιμοποιούνται για να κατανέμουν αέρα διαμέσου αεραγωγών. Η προσάρτηση ανεμιστήρων στους αγωγούς επιδρά πάνω στην διαφορά πίεσης και καθορίζει την τελική μορφή της ροής αέρα. Στο παρακάτω σχήμα (12-2) αντιπροσωπεύονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες του συστήματος για ένα αεραγωγό χωρίς ανεμιστήρα. Η διαφορά μεταξύ της χαρακτηριστικής καμπύλης συστήματος με προσαρτημένο

ανεμιστήρα και αυτής που δεν έχει προσαρτημένο ανεμιστήρα ονομάζεται συντελεστής αποτελέσματος συστήματος.



Σχήμα 12-2: Σύστημα απόδοσης ανεμιστήρα με και χωρίς συντελεστή αποτελέσματος συστήματος.

Ο συντελεστής αποτελέσματος του συστήματος μπορεί να μειωθεί από κακή τοποθέτηση του ανεμιστήρα έτσι ισχύουν οι παρακάτω γενικοί κανόνες:

- 1) Να μη τοποθετούνται γωνίες στην είσοδο του ανεμιστήρα. Η γωνία διεγείρει περιστροφική κίνηση στον αέρα που εισάγεται από τον ανεμιστήρα και μειώνει την απόδοση του ανεμιστήρα.
- 2) Πρέπει να βεβαιωθούμε ότι η επιφάνεια εξόδου του ανεμιστήρα και η επιφάνεια του προσαρτημένου αγωγού είναι του ίδιου μεγέθους και σχήματος. Εάν αυτό δεν συμβαίνει, η ξαφνική διαστολή ή συστολή θα μειώσει την αποτελεσματικότητα του συστήματος.
- 3) Δεν πρέπει να τοποθετούνται γωνίες κοντά στην έξοδο του ανεμιστήρα. Επαρκώς ευθύ μήκος αγωγού πρέπει να εφαρμόζεται που να επιτρέπει στο προφίλ ταχύτητας μέσα στον αγωγό να αναπτύσσεται και να σταθεροποιείται πρώτου η ροή αέρα διανεμηθεί πάλι.
- 4) Δεν πρέπει να τοποθετούνται εμπόδια όπως πυροσβεστήρες ή θερμαντήρες στο επίπεδο των εισόδων ή των εξόδων του συστήματος.
- 5) Πρέπει να σχεδιαστεί η είσοδος του ανεμιστήρα κατά τέτοιο τρόπο ώστε ο αέρας να εισάγεται ομαλά, ομοιόμορφα και χωρίς περιστροφή.

12.6 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΑΕΡΑΓΩΓΩΝ

Αρκετοί μέθοδοι υπάρχουν για τον σχεδιασμό αεραγωγών. Οι πιο συνήθεις μέθοδοι αναφέρονται παρακάτω:

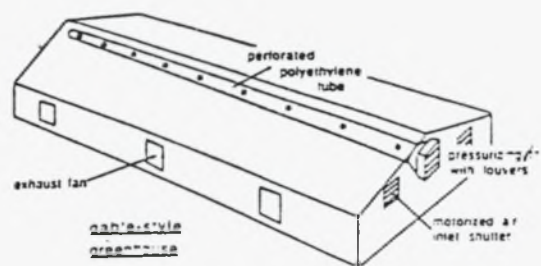
- 1) Μέθοδος ίσης τριβής: Τα μεγέθη των αγωγών επιλέγονται για να προάγουν ομοιόμορφα λόγω μεταβολής της πτώσης πίεσης οφειλόμενης στην τριβή σε όλο το σύστημα.
- 2) Μέθοδος σταθερής ταχύτητας: Τα μεγέθη των αγωγών επιλέγονται με σκοπό η ταχύτητα του αέρα να είναι η ίδια σε όλο το σύστημα.
- 3) Μέθοδος μείωσης ταχύτητας: τα μεγέθη των αγωγών επιλέγονται ώστε η ταχύτητα του αέρα να μειώνεται μετά από κάθε κόμβο.
- 4) Μέθοδος ανάκτησης στατικής πίεσης : τα μεγέθη επιλέγονται έτσι ώστε η στατική πίεση να ανακτάται (λόγω της χαμηλής ταχύτητας αέρα) μετά από κάθε κόμβο.

12.7 ΔΙΑΤΡΥΤΟΙ ΠΟΛΥΑΙΘΥΛΕΝΙΚΟΙ

Αεραγωγοί που είναι φτιαγμένοι από πολυαιθυλένιο έχουν εισαχθεί στην γεωργία και για πολλά χρόνια είναι ένα μέσο διανομής φρέσκου αέρα σε εξαεριζόμενους χώρους. Οι αεραγωγοί αυτοί λοιπόν είναι τύπου μεγάλου μήκους σωλήνα κυλινδρικού πολυαιθυλενικού φύλλου. Το ένα άκρο είναι κλειστό και στο άλλο είναι πιθανό να υπάρχει ανεμιστήρας που να αναγκάζει τον αέρα να μπει στον αγωγό. Ακόμα μπορεί να μην υπάρχει ανεμιστήρας και ο αέρας να εισέρχεται λόγω του συστήματος αρνητικής πίεσης που υπάρχει στον εξαεριζόμενο χώρο. Στην περίπτωση που ένας ανεμιστήρας είναι προσαρτημένος στον αγωγό υπάρχει ένας ευθυγραμμιστής αέρα για να μειώσει την περιδυνική κίνηση του αέρα που αφήνει τις λεπίδες του ανεμιστήρα. Κατά μήκος του κυλίνδρου είναι μια γραμμή μικρών οπών (διαμέτρου 50mm). Οι οπές είναι τοποθετημένες σε κοντινά διαστήματα μεταξύ τους και η συνήθης πρακτική είναι να υπάρχουν οπές και στις δυο πλευρές του αγωγού. Η πίεση του αέρα μέσα στον αγωγό εξαναγκάζει τον αέρα να βγεί έξω από τις τρύπες και είναι ένα ανέξοδο μέσο να διανεύουμε αέρα στον χώρο.

Ο αέρας εκτοξεύεται από τις μικρές οπές σε μεγάλη ταχύτητα. Ο αέρας που εκτοξεύεται από τις οπές μπορεί να είναι φρέσκος η ανακυκλώμενος ή και τα δύο, η αναλογία του φρέσκου και ανακυκλώμενου αέρα ποικίλει από 0% σε 100%. Ο αέρας εξέρχεται από τις τρύπες με μια γωνία έχοντας μια οριζόντια συνιστώσα της

ταχύτητας σχεδόν παντού εκτός ίσως από την τελευταία τρύπα. Η γωνία της αναδύομενης ταχύτητας ποικίλει και είναι περίπου 60° για την πρώτη οπή και περίπου 0° για την τελευταία. Στο επόμενο φαίνεται η επίδραση ενός διάτρυτου πολυαιθυλενικού αεραγωγού.



Σχήμα 12-3: Παράδειγμα εφαρμογής διάτρυτου πολυαιθυλενικού σωλήνα για εξαερισμό ενός αγροτικού κτιρίου (από τους Duncan και Walker 1973).

BIBΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

ASHRAE. 1997. Brochure on psychrometry. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

ASHRAE. 1989. Handbook of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

Kusuda, T. 1970. Algorithms for psychrometric calculations. NBS Publication BSS-21. Superintendent of Documents, US. Government Printing Office, Washington, DC.

Nelson, R. M and M. Pate. 1986. A comparison of three moist air property formulations for computer applications. ASHRAE Transactions 92 (IB):435-447.

Wexler, A., R. Hyland and R. Stewart. In Preparation. Thermodynamic properties of dry air, moist air and water and SI psychrometric charts. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

Wilhem, L.R. 1976. Numerical calculation of psychrometric properties in SI units. Transactions of the ASAE 19(2):318-321, 325.

Holman, J.P 1981. Heat Transfer. McGraw-Hill Co., New York. 569 pp.

Sparrow, E.M. and R.D. Cess. 1978. Radiation Heat Transfer. Hemisphere Publishing Company, Washington DC. 366 pp.

Swinbank, W.F. 1963. Long wave rediation from clear skies. Royal Meteorological Society Quartely Journal 89(381):339-348.

Sucec, J. 1985. Heat Transfer. Wm. C. Brown Publishers, Dubuque, IA. 873 pp plus appendices.

ASHRAE. 1985. Enviromental Control Principles, a textbook supplement to the ASHRAE handbook 1985 Fundamentals Volume. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

Esmay, M. L. and J.E. Dixon. 1986. Environmental Control for Agricultural Buildings. The AVI Publishing Co., Westport, CT. 287 pp.

Holman, J.P 1981. Heat Transfer. McGraw-Hill Book Co., New York. 570 pp.

Kusuda, T. 1976. The Computer program for heating and cooling loads in buildings. National Bureau of Standards Lord Determination Program. U.S Department of Commerce/National Bureau of Standards. BSS No. 69. Washington D.C.

Lokmanhekim, M., editor. 1971. Algorithms for building heat transfer subroutines. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

Mackay, CO. and L.T. Wright. 1946. The sol-air thermometer – A new instrument. Transactions ASHVE 52:271.

Midwest Plan Service. 1978. Professional design supplement. Midwest Plan Service, Ames, IA. 218 pp.

Midwest Plan Service. 1983. Structures and Environment Handbook. Midwest Plan Service, Ames, IA.

Parmelee, G.V. and W.W. Auele. 1952. Radiant energy emission of atmosphere and ground. Transactions ASHVE 58:85-106.

Stoecker, W.F. and J.W. Jones. 1982. Refrigeration, and Air Conditioning. McGraw-Hill Book Company, New York. 443pp.

Threlkeld, J.L. 1970. Thermal Environmental Engineering. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ. 493 pp.

Timmons, M.B. and L.D. Albright. 1978. Wind directional dependence of sol-air temperatures. Transactions of the ASAE 21 (4):742-746.

Curtis, S.E. 1983. Environmental Management in Animal Agriculture. The Iowa State University Press, Ames, IA. 410 pp.

Esmay, M.L. and J.E. Dixon. 1986. Environmental Control for Agricultural Buildings. The AVI Publishing Co., Inc. Westport, CT. 287 pp.

Midwest Plan Service. 1983. Structures and Environment Handbook. Midwest Plan Service, University of Iowa, Ames IA.

Yeck, R.G. and R.E. Stewart. 1959. Aten year summary of psychroenergetic laboratory dairy cattle research. Transactions of the ASAE 2(1):71-77.

ASHRAE. 1985. Bin and degree hour weather data for simplified energy calculations (5 computer disks). American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

ASHRAE. 1986. A bibliography of available computer programs in the area heating, ventilating, air conditioning and refrigeration. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

Ecodyne Cooling Products. 1980. Weather data handbook for HVAC and cooling equipment design. McGraw-Hill Book Co., NY (out of print).

Midwest Plan Service. 1978. Professional Design Supplement, MWPS-17. Midwest Plan Service, Iowa State University, Ames, IA.

ACCA. 1986. Manual J, Load calculation for residential winter and summer air conditioning, Seventh edition. Air Conditioning Contractors of America, 1228 17th Street NW, Washington, DC.

ASHRAE. 1976. Energy calculations I – Procedures for determining heating and cooling loads for computerized energy calculations algorithms for building heat transfer subroutines. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

ASHRAE. 1984. Simplified energy analysis using the modified bin method. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

ASHRAE. 1989. Handbook of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

Midwest Plan Service. 1983. Structures and Environmental Handbook. Midwest Plan Service, Iowa State University, Ames, IA.

Albright, L.D. 1974. The low-speed non-isothermal wall jet. *Journal of Agricultural Engineering Research* 19:25-34.

Albright, L.D. 1976. Airflow through hinged baffle slotted inlets. *Transactions of the ASAE* 19(4):728-732, 735. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

Walker, J.N. 1977. Review of the theoretical relationships of isothermal ventilating air jets. *Transactions of the ASAE* 20(3):517-522. American Society of Agricultural Engineers, St. Joseph, MI.

Walton, H.V. and D.C Sprague. 1951. Airflow through inlets used in animal shelter ventilation. *Agricultural Engineering* 32(4):203-205. American Society of Agricultural Engineers, St Joseph, MI.

Wilson, J.D., M.L. Esmay and S. Persson. 1970. Wall-jet velocity and temperature profiles resulting from a ventilation inlet. *Transactions of the ASAE* 13(1):77-81. American Society of Agricultural Engineers, St Joseph, MI.

Barber, E.M. 1981. Quantative prediction of incomplete mixing in the large ventilated airspace. Unpublished Ph.D. dissertation, University of Guelph, Guelph, Ontario.

Barber, E.M. and J.R. Ogilvie. 1982. Incomplete mixing in ventilated airspaces. Part I. Theoretical considerations. *Canadian Agricultural Engineering* 24 (1): 25-29.

Barber, E.M., S. Sokhansanj, W.P.Lampman and J.R. Ogilvie. 1982. Stability of airflow patterns in ventilated airspaces. Paper Number 82-4551. American Society of Agricultural Engineers, St Joseph, MI.

Timmons, M.B., L.D. Albright, K.E. Torrance and R.B. Furry. 1980. Experimental and numerical study of air movement in slot - ventilated enclosures. *Transactions ASHRAE* 86(1):221-239.

Albright, L.D. and G.W. Cole. 1980. A procedure to estimate fan system duty factors. Transactions of the ASAE 23 (3):661-670, 675. American Society of Agricultural Engineers, St Joseph, MI.

AMCA. Standard 210: Laboratory methods of testing fans for rating purposes. Air Movement and Control Association Engineers, Atlanta, GA.

Phelan, R.M 1977. Automatic Control Systems. Cornell University Press, Ithaca, NY. 280 pp.

Brocket, B.L. 1986. A control model for natural ventilation systems in agricultural buildings, M.S. thesis, Cornell University Libraries, Ithaca, NY.

Brocket, B.L. and L.D. Albright. 1987. Natural ventilation in single airspace buildings. Journal of Agricultural Engineering Research 37:141-154.

Bruce. J.M. 1978. Natural convection through openings and its application to cattle building ventilation. Journal of Agricultural Engineering Research 23:151-167.

Chastain, J.P. Pressure gradients and the location of the neutral pressure axis for low-rise structures under pure stack conditions. M.S. thesis, University of Kentucky Libraries, Lexington, KY.

AMCA. 1975: Publication 201: Fans and Systems. Air Movement and Control Association Engineers, Arlington Heights, IL.

ASHRAE. 1989. Handbook of Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

ASHRAE. 1988. Handbook: Equipment Volume. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

Bailey, B. 1982. The design of firm-plastic ventilation ducts. Report 39 of the National Institute of Agricultural Engineering, Wrest Park, Silsoe, Bedford, Great Britain.

Hellickson, M.A and J.N. Walker, eds. 1983. Ventilation of Agricultural Structures. American Society of Agricultural Engineers, St Joseph, MI.

Stoecker, W.F and J.F. and J.W.Jones. 1982. Refrigerating, and Air Conditioning McGraw-Hill Book Co., New York, NY.

