

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

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΡΟΗ ΣΕ ΣΩΛΗΝΕΣ ΚΑΙ ΑΕΡΑΓΩΓΟΥΣ
ΣΕ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟΥ ΗVAC



ΛΙΑΚΟΠΟΥΛΟΣ ΑΛΕΞΑΝΔΡΟΣ

ΕΠΟΠΤΕΥΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ : Κος ΚΑΛΟΓΗΡΟΥ ΙΩΑΝΝΗΣ

ΠΑΤΡΑ 2006

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1. Η ΕΞΙΣΩΣΗ ΤΗΣ ΣΥΝΕΧΕΙΑΣ.....σελ.3	σελ.3
2. Η ΕΞΙΣΩΣΗ ΤΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ.....σελ.7	σελ.7
3. ΠΙΕΣΗ ΣΕ ΚΛΕΙΣΤΑ ΚΑΙ ΑΝΟΙΚΤΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ.....σελ.10	σελ.10
4. ΟΛΙΚΗ, ΣΤΑΤΙΚΗ ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΠΙΕΣΗ.....σελ.12	σελ.12
5. ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΣΕ ΣΤΑΤΙΚΗ (ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΠΙΕΣΗΣ).....σελ.15	σελ.15
6. ΑΠΩΛΕΙΑ ΠΙΕΣΗΣ ΛΟΓΩ ΤΡΙΒΗΣ ΣΕ ΣΩΛΗΝΕΣ ΚΑΙ ΑΕΡΑΓΩΓΟΥΣ.....σελ.17	σελ.17
7. ΑΠΩΛΕΙΑ ΤΡΙΒΗΣ ΣΕ ΡΟΗ ΝΕΡΟΥ ΣΕ ΣΩΛΗΝΕΣ.....σελ.19	σελ.19
8. ΑΠΩΛΕΙΑ ΠΙΕΣΗΣ ΣΕ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ.....σελ.21	σελ.21
9. ΑΠΩΛΕΙΑ ΠΙΕΣΗΣ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ.....σελ.25	σελ.25
10. ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ.....σελ.27	σελ.27
11. ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΗΣ ΛΟΓΩ ΡΟΗΣ ΑΕΡΑ ΣΕ ΑΓΩΓΟΥΣ.....σελ.30	σελ.30
12. ΛΟΓΟΣ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ.....σελ.33	σελ.33
13. ΑΠΩΛΕΙΑ ΠΙΕΣΗΣ ΣΕ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΑΕΡΑΓΩΓΩΝ.....σελ.35	σελ.35
14. ΑΠΩΛΕΙΑ ΠΙΕΣΗΣ ΣΤΗΝ ΕΙΣΟΔΟ ΚΑΙ ΕΞΟΔΟ ΕΝΟΣ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΑ.....σελ.49	σελ.49
15. ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΠΙΕΣΗΣ ΔΙΚΤΥΟΥ ΑΓΩΓΩ.....σελ.50	σελ.50
16. ΜΕΘΟΔΟΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΑΕΡΑΓΩΓΩΝ.....σελ.53	σελ.53
17. ΜΕΘΟΔΟΙ ΙΣΗΣ ΠΤΩΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ.....σελ.54	σελ.54
18. ΜΕΘΟΔΟΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ.....σελ.56	σελ.56

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στα συστήματα κλιματισμού, το ρευστό μεταφέρεται στους διάφορους χώρους με φυσική ή εξαναγκασμένη κυκλοφορία. Στην περίπτωση νερού ή ατμού χρησιμοποιούνται για την μεταφορά σωληνώσεις. Ενώ στην περίπτωση που είναι αέρας, χρησιμοποιούνται αεραγωγοί. Η φυσική κυκλοφορία βασίζεται στη διαφορά ειδικού βάρους μεταξύ ζεστού και κρύου ρευστού. Η εξαναγκασμένη κυκλοφορία επιτυγχάνεται με την βοήθεια ειδικών ανεμιστήρων, που ωθούν ή αντλούν τον αέρα σε αεραγωγούς και μέσω στομιών προσαγωγής τον οδηγούν στους χώρους, οι οποίοι θα εξασφαλίσουν τις αναγκαίες πιέσεις (υπερπίεση ή υποπίεση) με τις οποίες θα ρυθμιστούν οι σχετικές παροχές. Στόμια και αεραγωγοί επιστροφής παραλαμβάνουν τον αέρα που πρέπει να απομακρυνθεί από τους χώρους. Τα δίκτυα σωληνώσεων και αεραγωγών αποτελούν (τόσο σαν προμήθεια όσο και σαν τοποθέτηση), δαπανηρό τμήμα των εγκαταστάσεων συστημάτων κλιματισμού HVAC και η σωστή διαστασιολόγηση-+- και κατασκευή τους επηρεάζει σημαντικά την ποιότητα και το συνολικό κόστος της τελικής εγκατάστασης. Πρέπει επομένως να δίνεται ιδιαίτερη προσοχή στην επιλογή των διαδρομών, τον υπολογισμό των διαστάσεων, την εκλογή των υλικών κατασκευής συνδέσεως και στηρίξεως, την διαδικασία τοποθέτησεως των σωλήνων ή αγωγών, κ.α.

Η παρακάτω λοιπόν εργασία αναφέρεται στην ροή ρευστού σε σωλήνες ή αεραγωγούς σε συστήματα HVAC, και στην οποία παρουσιάζονται μέθοδοι υπολογισμού των απωλειών πίεσης και τριβής, τρόποι υπολογισμού των πιέσεων – δυναμική, στατική, ολική– σε κλειστά και ανοικτά συστήματα καθώς και μέθοδοι σχεδιασμού αεραγωγών κ.α. Επίσης για τη καλύτερη κατανόηση των παραπάνω υπάρχουν αρκετά λυμένα παραδείγματα, όπως επίσης και κάποιοι πίνακες και σχεδιαγράμματα. με σημαντικές πληροφορίες.

ΡΟΗ ΡΕΥΣΤΟΥ ΣΕ ΣΩΛΗΝΕΣ ΚΑΙ ΑΓΩΓΟΥΣ

Για τον σχεδιασμό ή για την λειτουργία ενός HVAC συστήματος είναι απαραίτητο να υπολογίσουμε την πίεση που απαιτείται από την αντλία ή τον ανεμιστήρα, καθώς και την πίεση που χάνεται στους σωλήνες ή στους αγωγούς. Τέτοια αλλά και παρόμοια προβλήματα μπορούν να λυθούν με την εφαρμογή κάποιων σχέσεων που αφορούν τη ροή των ρευστών, οι οποίες εφαρμόζονται στην ροή του νερού ή του αέρα στα συστήματα κλιματισμού.

1. Η ΕΞΙΣΩΣΗ ΤΗΣ ΣΥΝΕΧΕΙΑΣ

Η ροή του νερού μέσα από σωλήνες καθώς και του αέρα μέσα από τους αγωγούς στα HVAC συστήματα γίνεται συνήθως υπό συνθήκες μόνιμης ροής. Μόνιμη ροή έχουμε όταν ο ρυθμός της ροής (παροχή) σε κάθε σημείο ενός τμήματος ενός σωλήνα ή ενός αγωγού είναι ίδιος με κάθε άλλο σημείο στον ίδιο σωλήνα ή αγωγό, ανεξάρτητα από το σχήμα ή το εμβαδόν του σωλήνα ή του αγωγού. Δηλαδή σε κάθε τμήμα περνάει η ίδια ποσότητα του ρευστού σε μία δεδομένη στιγμή.

Για παράδειγμα στην εικόνα 1, υποθέτουμε πως η παροχή του νερού στην διατομή 1 είναι 10 GPM. Εάν η ροή είναι μόνιμη, τότε θα διέρχονται 10 GPM και μετά τη διατομή 2. Για να το κατανοήσουμε καλύτερα αυτό, αν λιγότερα από 10 GPM διέρχονταν από την διατομή 2, ας πούμε 4 GPM θα πρέπει να αναρωτηθούμε τι συνέβη με τα υπόλοιπα 6 GPM που αρχικά υπήρχαν στη διατομή 1. Αφού δεν μπορεί να εξαφανίστηκαν ή να χάθηκαν (εκτός αν κάποια τρύπα υπήρχε στο σωλήνα). Παρομοίως δεν θα μπορούσε η ροή να ήταν μεγαλύτερη στο σημείο 2 από ότι στο σημείο 1, αφού ήταν μόνο 10 GPM αρχικά διαθέσιμα.

Δεν θα πρέπει να συγχέεται η έννοια της μόνιμης ροής (ποσότητα) με την ταχύτητα με την οποία το ρευστό ρέει. Σε μια μόνιμη ροή, το ρευστό ρέει γρηγορότερα μέσα από τμήματα σωληνώσεων ή αγωγών τα οποία γίνονται στενότερα. Σε μια μόνιμη ροή, σε HVAC συστήματα, η πυκνότητα του αέρα ή του νερού που ρέει, γενικώς δεν αλλάζει σημαντικά. Όταν η πυκνότητα παραμένει σταθερή τότε η ροή ονομάζεται ασυμπιέστη. Η μόνιμη ροή είναι μια ειδική συνθήκη μιας γενικής αρχής που ονομάζεται αλλιώς αρχή διατήρησης της μάζας ή αρχή της

συνέχειας. Η αρχή της συνέχειας μπορεί να εκφραστεί και σαν εξίσωση, την οποία ονομάζουμε εξίσωση της συνέχειας. Για μια ασυμπίεστη μόνιμη ροή, η εξίσωση της συνέχειας είναι :

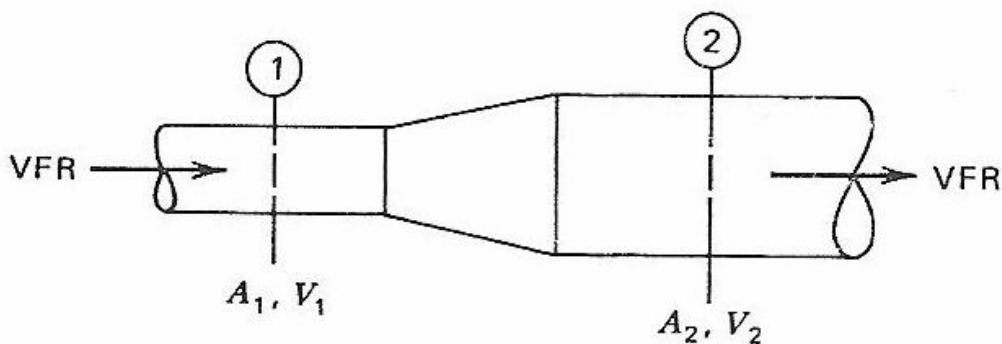
$$VFR = \text{σταθερό} = A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2 \quad (1a)$$

Όπου : VFR = η παροχή όγκου του ρευστού

A_1, A_2 = τα εμβαδά των διατομών στα σημεία 1 και 2 του σωλήνα ή του αγωγού

V_1, V_2 = η ταχύτητα του ρευστού στα σημεία 1 και 2

(Στο σχήμα 1. διευκρινίζεται η εξίσωση 1α)



$$VFR = A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2 = \text{σταθερό}$$

Σχήμα 1. Η εξίσωση της συνέχειας για σταθερή ροή αέρα μέσα σε αγωγό ή νερού μέσα σε σωλήνα.

Η εξίσωση της συνέχειας μπορεί επίσης να εκφραστεί χρησιμοποιώντας παροχή μάζας (MFR) αντί για παροχή όγκου (VFR). Ως γνωστό, η μάζα είναι ίση με την πυκνότητα επί τον όγκο. Τότε με σταθερή πυκνότητα (d),

$$\begin{aligned} MFR &= \text{σταθερή} \\ &= d \times VFR = d \times A_1 \times V_1 = d \times A_2 \times V_2 \quad (1\beta) \end{aligned}$$

Όπου : MFR = παροχή μάζας

d = η πυκνότητα του ρευστού

Η πλειοψηφία των ροών που λειτουργούν τα συστήματα HVAC είναι μόνιμη ροή, με αποτέλεσμα να μπορούμε να χρησιμοποιούμε τις εξισώσεις 1α και 1β. Μερικές φορές, υπάρχει περίπτωση να έχουμε και μη μόνιμη ροή.

Στο παράδειγμα 1 διευκρινίζεται η χρήση της εξίσωσης της συνέχειας.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 1

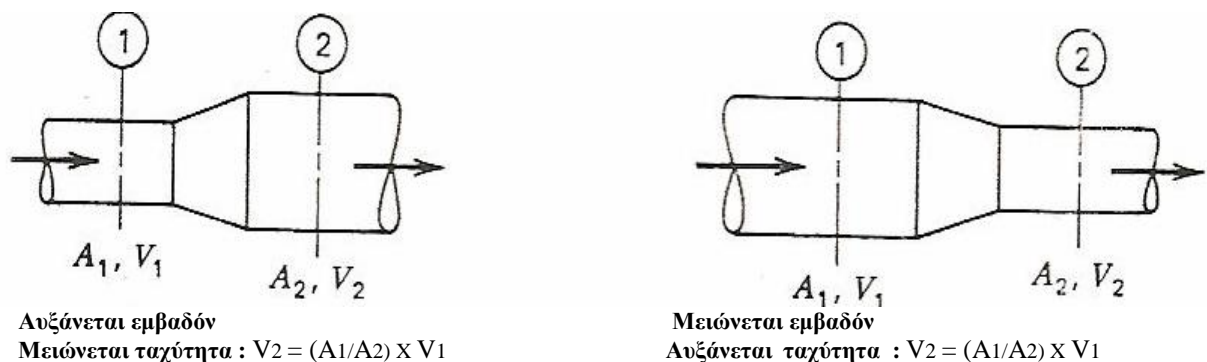
Ένας μηχανικός που κάνει συντήρηση σε έργα επιθυμεί να ελέγξει αν η παροχή ροής με την οποία κυκλοφορεί στον ψυχρό σωλήνα το νερό στο έργο είναι κατάλληλη. Αυτός μετρά την ταχύτητα του νερού 10 ft/sec. Το εμβαδόν της διατομής του σωλήνα είναι 2ft². Ποιος είναι ο ρυθμός ροής του νερού που περνά από τον σωλήνα σε GPM (gal/min);

Λύση : Χρησιμοποιώντας την εξίσωση 1α έχουμε :

$$VFR = A_1 \times V_1 = 2 \text{ ft}^2 \times 10 \text{ ft/sec} = 20 \text{ ft}^3/\text{sec}$$

Μετατρέποντας τώρα τα ft/sec σε GPM (gal/min) θα γίνει :

$$VFR = 20 \text{ ft}^3/\text{sec} \times 60 \text{ sec/min} \times 7.48 \text{ gal/ft}^3 = 8980 \text{ GPM}$$



Σχήμα 2. Η μεταβολή της ταχύτητας συναρτήσει της μεταβολής του εμβαδού της διατομής του αγωγού ή του σωλήνα

Μεταβολή του εμβαδού και της ταχύτητας

Η εξίσωση της συνέχειας μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να αποδείξει πως η ταχύτητα επηρεάζεται από τις αλλαγές στις διαστάσεις του σωλήνα ή του αγωγού. Αφού :

$$VFR = \text{σταθερό} = A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2 \quad (1\alpha)$$

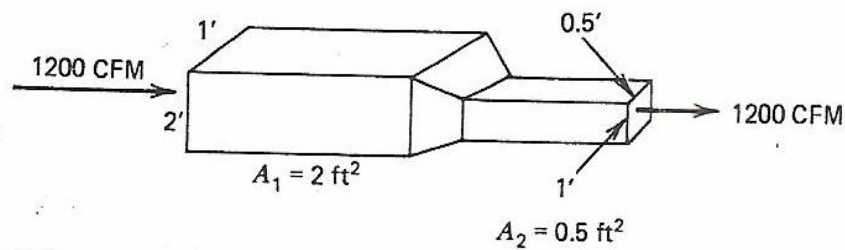
Λύνοντας ως προς V_1 (ή V_2), έχουμε :

$$V_1 = \frac{A_2}{A_1} \times V_2 \quad V_2 = \frac{A_1}{A_2} \times V_1 \quad (1\gamma)$$

Δηλαδή, η ταχύτητα μεταβάλλεται αντιστρόφως ανάλογα με το εμβαδόν της διατομής. Εάν λοιπόν οι διαστάσεις του σωλήνα ή του αγωγού αυξάνονται τότε η ταχύτητα μειώνεται, αν οι διαστάσεις μειώνονται τότε η ταχύτητα αυξάνει. Αυτό φαίνεται στο σχήμα 2 και παραδείγματα 2, 3 .

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 2

Αέρας ρέει μέσα σε αγωγό με διαστάσεις 1 ft x 2 ft (σχήμα 3) με ρυθμό 1200 CFM (ft³/min). Οι διαστάσεις του αγωγού μεταβάλλονται σε 0.5 ft x 1 ft . Ποια είναι η ταχύτητα του αέρα στο δεύτερο τμήμα του αγωγού ;



Σχήμα 3. Σκαρίφημα για το παράδειγμα 2

Λύση : Χρησιμοποιούμε την εξίσωση 1α για να υπολογίσουμε την ταχύτητα V_1 στο σημείο 1 .

$$V_1 = \frac{VFR}{A_1} = \frac{1200 \text{ ft}^3 / \text{min}}{2 \text{ ft}^2} = 600 \text{ ft} / \text{min}$$

και αφού ο ρυθμός ροής είναι σταθερός $A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2$, λύνοντας ως προς V_2 έχουμε

$$V_2 = \frac{A_1}{A_2} \times V_1 = \frac{2 \text{ ft}^2}{0.5 \text{ ft}^2} \times 600 \text{ ft} / \text{min} = 2400 \text{ ft} / \text{min}$$

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 3

Αέρας ρέει μέσα σε αγωγό εμβαδού διατομής 48 in² με ταχύτητα 2400 ft/min. Αυτή η υψηλή ταχύτητα έχει σαν αποτέλεσμα έναν ενοχλητικό θόρυβο. Ο κατασκευαστής αυτού του HVAC συστήματος θέλει να ελαττώσει την ταχύτητα σε 1300 ft/min. Τι διαστάσεις θα πρέπει να έχει ο αγωγός ;

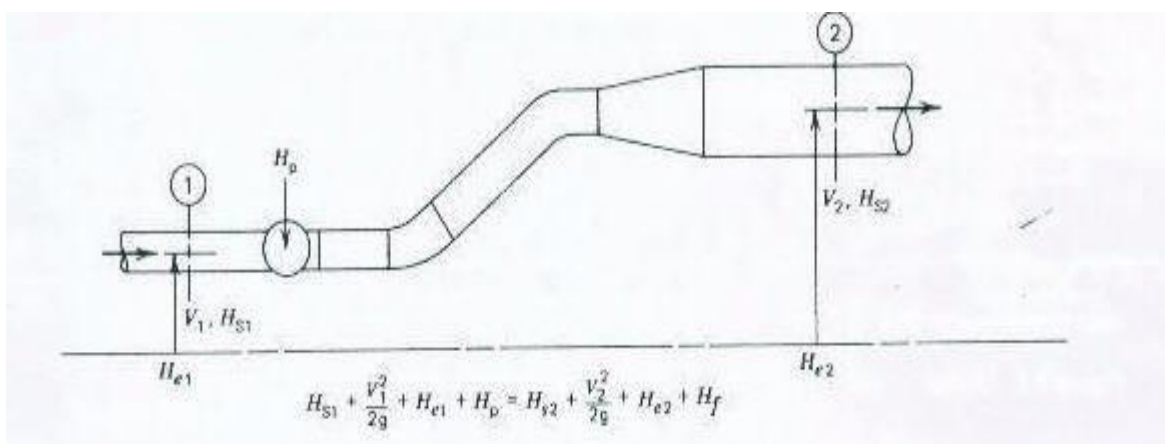
Λύση : Χρησιμοποιώντας την εξίσωση 1., και λύνοντας ως προς A_2 έχουμε :

$$A_2 = \frac{V_1}{V_2} \times A_1 = \frac{2400}{1300} \times 48 \text{ in.}^2 = 88 \text{ in.}^2$$

Άρα οι διαστάσεις του αγωγού θα μπορούσαν να είναι απλά 11 in. x 8 in.

2. Η ΕΞΙΣΩΣΗ ΤΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

Όταν η αρχή διατήρησης της ενέργειας εφαρμόζεται για ροή σε σωλήνα ή αγωγό μπορεί να εκφραστεί ως ακολούθως : ανάμεσα σε δύο σημεία 1 και 2 (σχήμα 2)



Σχήμα 4. Η εξίσωση ενέργειας ροής εφαρμοσμένη σε ροή σε ένα αγωγό ή σε ένα σωλήνα

$$E_1 + E_{\text{προσ.}} - E_{\text{απωλ.}} = E_2$$

$$\text{ή} \quad E_1 + E_{\text{προσφ.}} = E_2 + E_{\text{απωλ.}}$$

Όπου : E_1, E_2 = η ενέργεια που είναι αποθηκευμένη στο ρευστό στα σημεία 1 και 2

$E_{\text{προσφ.}}$ = η ενέργεια που προσφέρεται στο ρευστό ανάμεσα στα σημεία 1 και 2

$E_{\text{απωλ.}}$ = η ενέργεια που χάνεται από το ρευστό λόγω απωλειών ανάμεσα στα σημεία 1, 2

Η ενέργεια του ρευστού σε κάθε σημείο συνίσταται από ενέργεια πίεσης, ταχύτητας (κινητική ενέργεια), και από αυτή λόγω ύψους (δυναμική ενέργεια). Η ενέργεια η προσφερόμενη μπορεί να είναι από μια αντλία ή από έναν ανεμιστήρα. Ενώ η ενέργεια που χάνεται είναι λόγω της ύπαρξης τριβών στη ροή.

Μπορεί να υπάρχουν και άλλες ενεργειακές μεταβολές (π.χ. μεταβολή της θερμοκρασίας), αλλά είναι συνήθως πολύ μικρές, για αυτό μπορούν να θεωρηθούν

αμελητέες. Αν η ενεργειακή ισορροπία εκφράζεται σαν μια εξίσωση που χρησιμοποιούνται μονάδες στήλης ρευστού όπως στο Σχήμα 4, τότε γίνεται :

$$E_1 + E_{\text{προσφ.}} = E_2 + E_{\text{απωλ.}}$$

$$H_{s1} + \frac{V_1^2}{2g} + H_{e1} + H_p = H_{s2} + \frac{V_2^2}{2g} + H_{e2} + H_f$$

Όπου :

H_s = στατική πίεση του ρευστού, [ft]

V = ταχύτητα, [ft/sec]

g = σταθερά της βαρύτητας, 3.32 [ft/sec²]

$\frac{V^2}{2g}$ = πίεση ταχύτητας(δυναμική πίεση), [ft]

H_e = υψόμετρο, [ft]

H_p = η προσφερόμενη πίεση από την αντλία ή τον ανεμιστήρα, [ft]

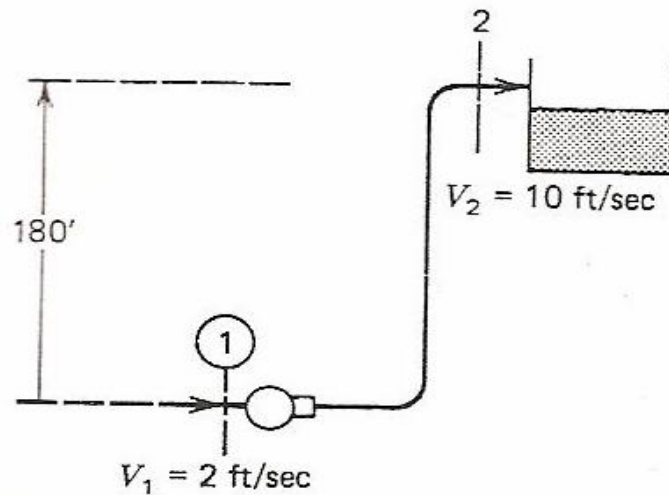
H_f = η πίεση που χάνεται στις σωλήνες ή στους αγωγούς λόγω τριβής [ft]

Η εξίσωση 2 ονομάζεται εξίσωση ενέργειας της ροής ή γενικευμένη εξίσωση του BERNOULLI. Χρησιμοποιείται κυρίως για τον υπολογισμό των πιέσεων που απαιτούν οι αντλίες ή οι ανεμιστήρες, και για τον έλεγχο και ισορρόπηση των συστημάτων.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 4

Το υδραυλικό σύστημα που φαίνεται στο σχήμα 5 έχει σκοπό να μεταφέρει νερό από το ισόγειο μιας κατοικίας και η μεταφερόμενη ποσότητα του νερού να αποθηκεύεται σε δεξαμενή η οποία βρίσκεται σε ύψος 180 ft. Οι απώλειες λόγω τριβής στους σωλήνες, βαλβίδες και στα εξαρτήματα είναι 12 ft w. Το νερό εισέρχεται στην αντλία με πίεση 10 ft και παρέχεται σε ατμοσφαιρική πίεση (όλες οι τιμές σε μανομετρική

πίεση-gage pressure). Η ταχύτητα στην αναρρόφηση της αντλίας είναι 2 ft/sec και η ταχύτητα στην έξοδο του συστήματος είναι 10ft/sec . Ποια είναι η απαιτούμενη πίεση (μανομετρικό) της αντλίας;



Σχήμα 5. Σκαρίφημα για το παράδειγμα 4.

Λύση : Λύνουμε την εξίσωση 2 ως προς το μανομετρικό της αντλίας

$$H_p = (H_{s2} - H_{s1}) + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g} + (H_{e2} - H_{e1}) + H_f \quad (1)$$

$$(H_{s2} - H_{s1}) = (0 - 10) = -10 \text{ ft} \quad (\text{μεταβολή στατικής πίεσης})$$

$$\frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2g} = \frac{(10)^2 - (2)^2}{64.4} = 1.5 \text{ ft} \quad (\text{μεταβολή δυναμικής πίεσης})$$

$$(H_{e2} - H_{e1}) = (180 - 0) = 180 \text{ ft} \quad (\text{διαφορά ύψους})$$

$$H_f = 12 \text{ ft} \quad (\text{απώλειες πίεσης λόγω τριβής})$$

$$\begin{aligned} \text{Οπότε η εξίσωση (1) γίνεται : } H_p &= (0 - 10) + [(10)^2 - (2)^2 / 64.4] + (180 - 0) + 12 \\ &= -10 + 1.5 + 180 + 12 = 184 \text{ ft w.g.} \end{aligned}$$

Η επιπλέον πίεση που απαιτείται λόγω της μεταβολής της δυναμικής πίεσης στο παράδειγμα 4 ήταν μικρή .Σε μερικές περιπτώσεις σε υδραυλικά συστήματα αυτή η πίεση είναι αρκετά μικρή και για αυτό το λόγο αγνοείται .

3. ΠΙΕΣΗ ΣΕ ΚΛΕΙΣΤΑ ΚΑΙ ΑΝΟΙΚΤΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ

Ένα ανοικτό σύστημα σωληνώσεων ή αγωγών είναι αυτό που είναι ανοικτό στην ατμόσφαιρα σε κάποια σημεία. Το παράδειγμα 4 είναι ένα ανοικτό σύστημα. Παρατηρούμε πώς κάθε μεταβολή ύψους συμπεριλαμβάνεται στον υπολογισμό της ισχύος της αντλίας.

Κλειστό σύστημα είναι αυτό όπου το νερό ανακυκλώνεται συνεχώς και δεν υπάρχει κανένα κενό στις σωληνώσεις. Σε ένα κλειστό σύστημα δεν υπάρχει μεταβολή στην στάθμη του ύψους του νερού σε ολόκληρο το κύκλωμα και επομένως η αλλαγή στην τιμή του H_e είναι μηδέν στην εξίσωση ενέργειας της ροής. Ένα υδρονικό σύστημα είναι κλειστό σύστημα. Τα συστήματα με αγωγούς είναι γενικώς ανοικτά συστήματα, αλλά η μεταβολή ύψους έχει συνήθως τόσο μικρή τιμή που μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα (1 in. w. = 70 ft αέρα).

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 5

Η απώλεια πίεσης λόγω της τριβής στο υδραυλικό σύστημα που φαίνεται παρακάτω στο σχήμα 6 είναι 24 ft w. Ποιο είναι το απαιτούμενο μανομετρικό της αντλίας;

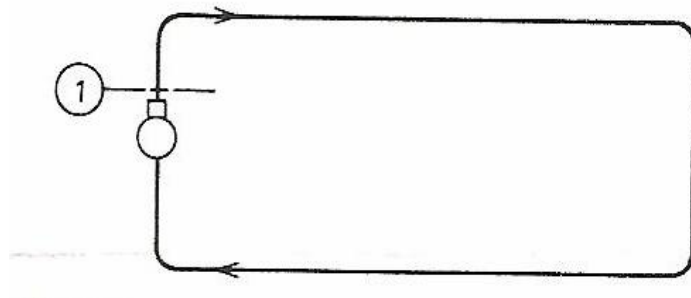
Λύση :

Αυτό είναι ένα κλειστό σύστημα, ξεκινώντας από την κατάθλιψη της αντλίας στο σημείο 1 και συνεχίζοντας κατά μήκος του κυκλώματος μέχρι πάλι το σημείο 1.

$$H_{e1} - H_{e1} = 0 \text{ (δεν υπάρχει μεταβολή στο υψόμετρο)}$$

$$V_1^2 - V_2^2 = 0$$

$$H_{s1} - H_{s1} = 0$$



Σχήμα 6. Σκαρίφημα για το παράδειγμα 5.

Χρησιμοποιώντας την εξίσωση 2 με όλους τους παραπάνω όρους έχουμε :

$$H_p = H_f = 24 \text{ ft w.}$$

Το παράδειγμα 5 μας δείχνει ότι το μανομετρικό της αντλίας σε ένα κλειστό κύκλωμα ροής είναι απλά ίσο με τις απώλειες της πίεσης που οφείλονται στην τριβή κατά μήκος της διαδρομής του κυκλώματος. Τα συστήματα των αεραγωγών είναι συνήθως ανοικτά συστήματα. Αν και η επίδραση της μεταβολής του υψομέτρου στους αεραγωγούς μπορεί να θεωρηθεί αμελητέα, η επιρροή της αλλαγής της ταχύτητας είναι συχνά αρκετά μεγάλη. Οι πιέσεις του αέρα μέσα στους αγωγούς συνήθως μετρούνται σε ίντσες νερού [in. w.g.] όπου g: μανομετρική πίεση. Στο παράδειγμα 6 διευκρινίζονται αυτές οι έννοιες.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 6

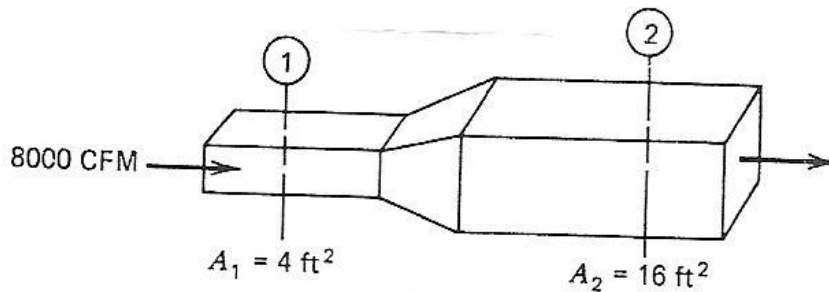
Στον αγωγό που φαίνεται στο σχήμα 7 η παροχή είναι 8000 CFM. Οι απώλειες τριβής από το σημείο 1 στο σημείο 2 είναι 0.43 in.w. Εάν η στατική πίεση στο σημείο 1 είναι 1.10 in w.g. , ποια είναι η στατική πίεση στο σημείο 2;

Λύση : Γράφουμε την εξίσωση 2 και λύνουμε ως προς H_{s2} .

$$H_{s2} = H_{s1} + H_p - H_f + \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} \right) + (H_{e1} - H_{e2})$$

$$H_p = 0 \quad (\text{επειδή δεν υπάρχει κανένας ανεμιστήρας ανάμεσα στα σημεία 1 και 2})$$

$$H_{e1} - H_{e2} = 0 \quad (\text{είναι ασήμαντες οι μεταβολές στο υψόμετρο})$$



Σχήμα 7. Σκαρίφημα για το παράδειγμα 6

Λύνουμε την εξίσωση 1 ως προς V_1 και V_2 και έχουμε :

$$V_1 = \frac{8000 \text{ ft}^3 / \text{min}}{4 \text{ ft}^2} = 2000 \text{ ft} / \text{min} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ sec}} = 33.33 \text{ ft} / \text{sec}$$

ομοίως για την V_2 θα είναι :

$$V_2 = \frac{8000 \text{ ft}^3 / \text{min}}{16 \text{ ft}^2} = 500 \text{ ft} / \text{min} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ sec}} = 8.33 \text{ ft} / \text{sec}$$

οπότε :

$$\frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} = \frac{(33.33)^2 - (8.33)^2}{64.4} = 16.2 \text{ ft αέρα}$$

Μετατρέποντας τις μονάδες σε in.w. έχουμε : $16.2 \text{ ft αέρα} \times \frac{1 \text{ in.w}}{69.6 \text{ ft αέρα}} = 0.23 \text{ in.w.}$

και $H_{s2} = 1.10 + 0 - 0.43 + 0.23 + 0 = 0.90 \text{ in.w.}$

Στο παράδειγμα 6 βρέθηκε ότι η πίεση μειώνεται από το σημείο 1 στο 2 εξαιτίας της απώλειας της πίεσης που οφείλεται στην τριβή, αλλά υπάρχει και μια μερική αύξηση πίεσης λόγω της μείωσης της ταχύτητας (0.23 in.w.). Το γεγονός αυτό έχει σημασία σε ροές αέρα σε αγωγούς όπως θα εξηγηθεί παρακάτω .

4. ΟΛΙΚΗ , ΣΤΑΤΙΚΗ, ΚΑΙ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΠΙΕΣΗ

Η ολική πίεση (H_t) ενός ρευστού που ρέει ορίζεται από την σχέση :

$$H_t = H_s + H_v$$

Όπου : H_t = ολική πίεση

H_s = στατική πίεση

H_v = δυναμική πίεση

Η στατική πίεση είναι η πίεση που έχει το ρευστό όταν είναι ακίνητο. Η δυναμική πίεση ορίζεται από την σχέση

$$H_u = \frac{V^2}{2g} \quad (4)$$

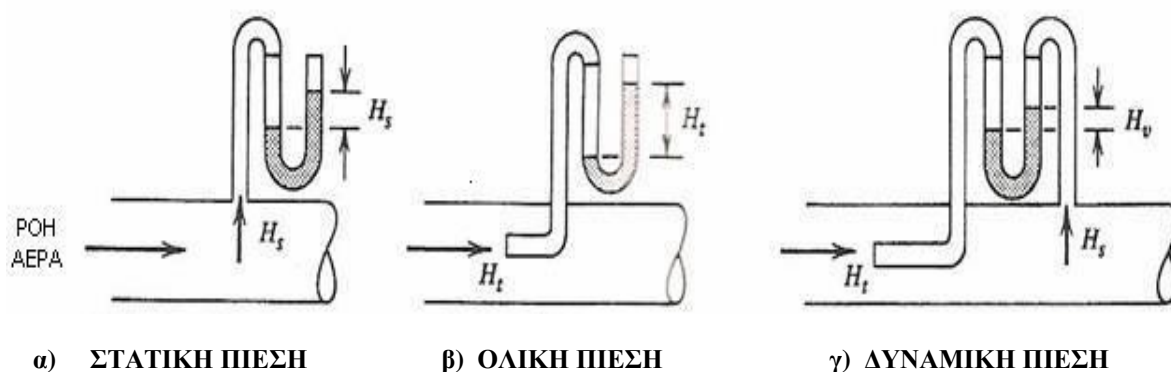
Γι' αυτόν το λόγο η ολική ενέργεια πίεσης που ένα ρευστό έχει σε κάθε σημείο μπορεί να θεωρηθεί ότι αποτελείται από δύο μέρη, από την ενέργεια της στατικής πίεσης και από την ενέργεια της πίεσης της ταχύτητας. Αυτή η ιδέα είναι χρήσιμη για την μέτρηση ταχυτήτων και παροχών σε σωλήνες και αγωγούς. Εάν η πίεση της ταχύτητας μπορεί να μετρηθεί, η ταχύτητα υπολογίζεται λύνοντας την εξίσωση 4 ως προς V ,

$$V = \sqrt{2gH_u}$$

Όπου : V = ταχύτητα , [ft/sec]

g = επιτάχυνση της βαρύτητας, [ft/sec²]

H_u = δυναμική πίεση ρευστού, [ft]



Σχήμα 8. Μανομετρική διεύθετηση για την ανάγνωση της στατικής, ολικής και κινητικής πίεσης .

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 7

Η ολική πίεση και η στατική πίεση έχουν μετρηθεί 66.5 ft w. και 64.8 ft w. αντίστοιχα στο σωλήνα του συμπυκνωτή μιας ψυκτικής μηχανής. Ποια είναι η ταχύτητα στο σωλήνα;

ΛΥΣΗ : Χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις 3 και 5

$$H_v = H_t - H_s = 66.5 - 64.8 = 1.7 \text{ ft w.}$$

$$V = \sqrt{2gH_v} = \sqrt{2 \times 32.2 \text{ ft/sec}^2 \times 1.7 \text{ ft}} = 10.5 \text{ ft/sec}$$

Όταν μετράμε την ροή του αέρα χρησιμοποιούμε την in. w. ως μονάδα της πίεσης και της ταχύτητας τα ft/min. Έτσι, αν τεθούν οι κατάλληλες μετατροπές μονάδων στις εξισώσεις 4 και 5, έχουμε :

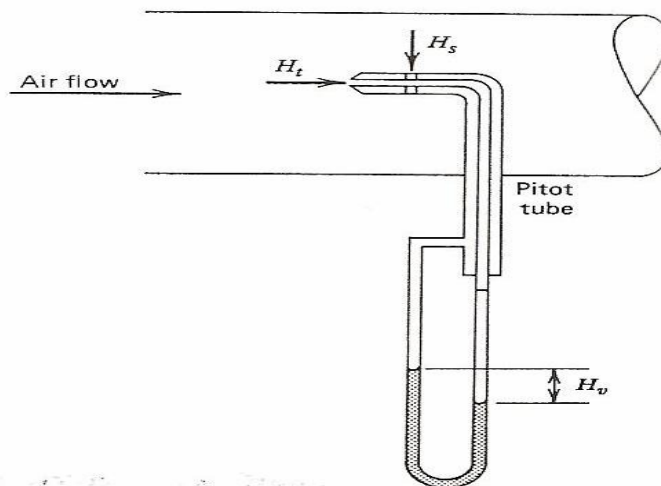
$$H_v = \left(\frac{V}{4000} \right)^2 \quad (6)$$

$$V = 4000 \sqrt{H_v} \quad (7)$$

Όπου : $V =$ ταχύτητα αέρα, [ft/min]

$H_v =$ πίεση ταχύτητας (δυναμική πίεση), [in.w.]

Πολλά όργανα δοκιμής και ελέγχου για να μετρήσουν τη ροή, αξιοποιούν την σχέση μεταξύ ολικής, στατικής και δυναμικής πίεσης. Το σχήμα 8 δείχνει ένα παράδειγμα. Στο σχήμα 8α ένα μανόμετρο είναι συνδεδεμένο σε έναν αγωγό για να μετράει τη στατική πίεση. Στο σχήμα 8β ένα μανόμετρο μετρά την ολική πίεση λόγω του ότι, πέρα από την έκθεση στη στατική πίεση, ο σωλήνας του αντιμετωπίζει την εισερχόμενη ροή του αέρα και ως ετούτου λαμβάνει και την δυναμική πίεση επίσης. Με την σύνδεση των δύο μανομέτρων όπως φαίνεται στο σχήμα 8γ, η διαφορά μεταξύ ολικής και στατικής πίεσης -η δυναμική πίεση- μετράται άμεσα.



Σχήμα 9. Σωλήνας PITOT για την μέτρηση της δυναμικής πίεσης

Ο σωλήνας ΡΙΤΟΤ (σχήμα 9) είναι μια άλλη συσκευή μέτρησης της ροής του αέρα που δουλεύει με τον ίδιο τρόπο. Ο αισθητήρας που εισάγεται στον αγωγό έχει δύο ομόκεντρους σωλήνες. Το άνοιγμα προς την ροή του αέρα μετρά την ολική πίεση και οι ομόκεντρες οπές μετρούν την στατική πίεση, έτσι η δυναμική πίεση μετράται άμεσα. Ένας αριθμός μετρήσεων συνήθως λαμβάνεται εγκάρσια στον αγωγό για να ληφθεί η μέση τιμή της ταχύτητας.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 8

Ένας εργολάβος επιθυμεί να ελέγξει την παροχή του αέρα σε έναν αγωγό 28 in. x 16 in. Αυτός λοιπόν ο εργολάβος παίρνει μια σειρά μετρήσεων με ένα σωλήνα ΡΙΤΟΤ, ο μέσος όρος των οποίων είναι 0.8 in.w. Ποια είναι η τιμή παροχής του αέρα στον αγωγό;

ΛΥΣΗ :

Από την εξίσωση 7, η ταχύτητα αέρα είναι

$$V = 4000 \sqrt{0.8} = 3580 \text{ ft/min}$$

Και η παροχή από την εξίσωση 1 είναι

$$A = 28\text{in.} \times 16\text{in.} \times \frac{1\text{ft}^2}{144\text{in.}^2} = 3.11 \text{ ft}^2$$

$$\text{VFR} = A \times V = 3.11 \text{ ft}^2 \times 3580 \text{ ft}^3/\text{min} = 11100 \text{ CFM}$$

5. ΜΕΤΑΒΟΛΗ ΤΗΣ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ ΠΙΕΣΗΣ ΣΕ ΣΤΑΤΙΚΗ ΠΙΕΣΗ (ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΠΙΕΣΗΣ)

Ένα από τα πιο αξιοσημείωτα πράγματα που μπορούν να συμβούν στην ροή ενός αγωγού ή σωλήνα είναι ότι η στατική πίεση μπορεί να αυξηθεί στη κατεύθυνση της ροής εάν η ταχύτητα μειωθεί. Αυτό συμβαίνει εξαιτίας της μετατροπής της πίεσης ταχύτητας σε στατική πίεση και ονομάζεται *ανάκτηση πίεσης* (static regain). Σε ένα αποκλίνον μεταβατικό τμήμα όπως του σχήματος 10, εάν εφαρμοστεί η εξίσωση 6 ανάμεσα στα

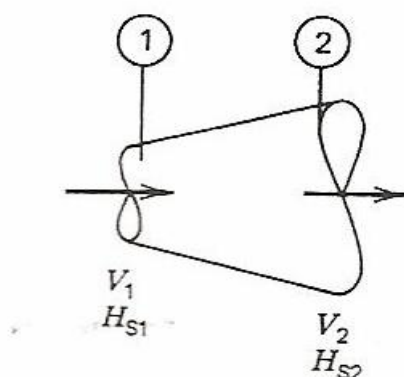
σημεία 1 και 2 και υποθέσουμε ότι η απώλεια πίεσης λόγω τριβών, H_f , είναι αμελητέα έχουμε :

$$H_{s2} - H_{s1} = H_{v1} - H_{v2} = \left(\frac{V_1}{4000} \right)^2 - \left(\frac{V_2}{4000} \right)^2 \quad (8)$$

Επειδή υπάρχουν πάντα κάποιες απώλειες λόγω τριβής, η πραγματική ανάκτηση στατικής πίεσης δεν είναι ποτέ τόσο υψηλή όσο δείχνει η εξίσωση 8. Το μέρος της στατικής πίεσης που μπορεί να ανακτηθεί, ονομάζεται *συντελεστής ανάκτησης* R , και εξαρτάται από το σχήμα του μεταβατικού τμήματος όπου μεταβάλλεται η ταχύτητα. Η πραγματική ανάκτηση στατικής πίεσης *-STATIC PRESSURE REGAIN-* (SPR) είναι:

$$SPR = R \left(\left[\frac{V_1}{4000} \right]^2 - \left[\frac{V_2}{4000} \right]^2 \right) \quad (9)$$

Συντελεστές ανάκτησης στην περιοχή 0.7 έως 0.9 επιτυγχάνονται σε επαρκώς ομαλά μεταβατικά τμήματα όπου δεν υπάρχουν απότομες μεταβολές διατομής σε μικρή απόσταση.



Σχήμα 10. Σκαρίφημα για την εξίσωση 8

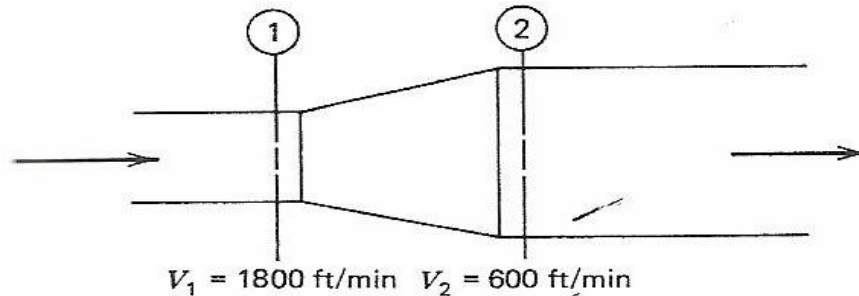
ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 8.9

Να βρεθεί η ανάκτηση στατικής πίεσης από το σημείο 1 έως το 2 στο σύστημα των αγωγών που φαίνεται στο σχήμα 11, εάν ο συντελεστής ανάκτησης είναι 0.7.

ΛΥΣΗ :

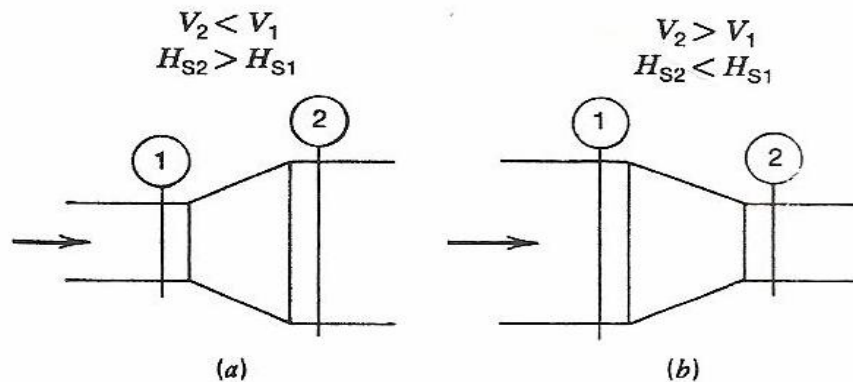
Χρησιμοποιώντας την εξίσωση 9 με $R=0.7$

$$H_{s2} - H_{s1} = 0.7 \left[\left(\frac{1800}{4000} \right)^2 - \left(\frac{600}{4000} \right)^2 \right] = 0.13 \text{ in. w.}$$



Σχήμα 11. Σκαρίφημα για το παράδειγμα 9

Το αντίθετο αποτέλεσμα δηλαδή, μετατροπής της στατικής πίεσης σε δυναμική πίεση, θα συμβεί σε μια συγκλίνουσα μεταβατική διάταξη με αποτέλεσμα τη μείωση της στατικής πίεσης (Σχήμα 12b).



Σχήμα 12. Μετατροπή ανάμεσα σε κινηματική πίεση και στατική πίεση. α) αποκλίνουσα μετάβαση – μείωση ταχύτητας, αύξηση στατικής πίεσης. β) συγκλίνουσα μετάβαση – αύξηση ταχύτητας, μείωση στατικής πίεσης

6. ΑΠΩΛΕΙΑ ΠΙΕΣΗΣ ΛΟΓΩ ΤΡΙΒΗΣ ΣΕ ΣΩΛΗΝΕΣ ΚΑΙ ΑΓΩΓΟΥΣ

Έχουμε δει από την εξίσωση ενέργειας ότι η αντλία ή ο ανεμιστήρας πρέπει να υπερνικήσει την απώλεια πίεσης λόγω τριβής. Η τριβή είναι η αντίσταση της ροής που προέρχεται από το ιξώδες και από τα τοιχώματα του σωλήνα ή του αγωγού. Σε προηγούμενα παραδείγματα είχαμε υποθέσει τιμές για τις απώλειες πίεσης λόγω τριβής. Στην πραγματικότητα πρέπει να τις υπολογίζουμε. Ο τύπος της ροής συνήθως στα

συστήματα HVAC, είναι *τυρβώδης ροή*. Η απώλεια πίεσης ή η πτώση λόγω της τριβής δίνεται από τον τύπο :

$$\text{Όπου :} \quad H_f = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (10)$$

H_f = η απώλεια πίεσης εξαιτίας της τριβής μέσα σε ευθύγραμμο σωλήνα ή αγωγό.

f = συντελεστής τριβής

L = το μήκος του σωλήνα ή του αγωγού

D = η διάμετρος του σωλήνα ή του αγωγού

V = η ταχύτητα του ρευστού

Ο συντελεστής τριβής f εξαρτάται από την τραχύτητα των τοιχωμάτων του σωλήνα ή του αγωγού. Οι τραχύτερες επιφάνειες θα προκαλέσουν αύξηση της αντίστασης λόγω της τριβής. Αυτό σημαίνει ότι με τη χρήση και διατήρηση λείων επιφανειών, η τριβή μειώνεται και λιγότερη ενέργεια καταναλώνεται. Οι άλλοι όροι στην εξίσωση επίσης μας δίνουν χρήσιμες πληροφορίες. Μικρότερες ταχύτητες και μεγαλύτερες διαμέτροι μειώνουν την H_f και αυτό έχει ως αποτέλεσμα την μικρότερη κατανάλωση ενέργειας, παρόλο που το κόστος των σωλήνων ή των αγωγών αυξάνει.

Αν και η H_f μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση 10, υπάρχουν διαγράμματα τα οποία είναι πολύ πιο εύκολα στη χρήση και δείχνουν τις ίδιες ακριβώς πληροφορίες, και έχουν αναπτυχθεί για ροή νερού και αέρα.

7. ΑΠΩΛΕΙΑ ΤΡΙΒΗΣ ΣΕ ΡΟΗ ΝΕΡΟΥ ΣΕ ΣΩΛΗΝΕΣ

Η απώλεια ή πτώση πίεσης λόγω της τριβής σε ένα ευθύγραμμο σωλήνα δίνεται σε μορφή διαγράμματος για διάφορα υλικά κατασκευής σωληνώσεων και διάφορες συνθήκες. Τρία από αυτά τα σχεδιαγράμματα παρουσιάζονται εδώ, σχήματα 13, 14 και 15. Τα σχήματα 13 και 14 είναι κατάλληλα για το νερό στους 60F που ρέει σε χαλύβδινο σωλήνα. Το σχήμα 15 είναι κατάλληλο για νερό στους 60F ροής σε χάλκινη σωληνώση. Οι τύποι K, L, M αναφέρονται σε διαφορετικά πάχη τοιχωμάτων. Για νερό στους 200F η απώλεια πίεσης είναι περίπου 10% μικρότερη από ότι φαίνεται στα διαγράμματα, λόγω της αλλαγής του ιξώδους και της πυκνότητας. Το σχήμα 13 είναι κατάλληλο για τους χαλύβδινους σωλήνες σε καλή κατάσταση, που είναι συνήθως αληθινή σε ένα κλειστό υδραυλικό σύστημα που είναι καλά συντηρημένο.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 10

Ποια είναι η απώλεια πίεσης λόγω της τριβής και η ταχύτητα σε 500 ft σωλήνα διαμέτρου 2in. μέσο του οποίου διέρχονται 40 GPM από νερού στους 60 F ;

ΛΥΣΗ :

Για σωλήνα αυτού του τύπου χρησιμοποιείται το σχήμα 13 (κλειστά συστήματα). Η λύση φαίνεται στο σχήμα 16, στο σημείο τομής της παροχής των 40 GPM και της διαμέτρου $D=2$ in. Σημειωτέον ότι το διάγραμμα αναγράφει τις απώλειες της τριβής ανά 100 ft σωλήνα, όπου μετά μετατρέπονται στο πραγματικό μήκος του σωλήνα. Για 40 GPM και $D=2$ in.,

$$H_f = \frac{3.2 \text{ ft w.}}{100 \text{ ft}} \times 500 \text{ ft} = 16.0 \text{ ft w.}$$

Η ταχύτητα στο σημείο τομής είναι $V = 3.9$ ft/sec .

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 11

Ένα χάλκινο σύστημα σωλήνωσης χρησιμοποιείται για να κυκλοφορούν 30 GPM νερού σε 60 F. Το σύστημα σχεδιάστηκε να έχει μια πτώση πίεσης λόγω τριβών όχι μεγαλύτερη από 4 ft w. ανά 100ft σωλήνα. Ποιο είναι το μικρότερο μέγεθος σωλήνωσης που μπορεί να χρησιμοποιηθεί;

ΛΥΣΗ :

Το σχήμα 15 θα χρησιμοποιηθεί. Η λύση φαίνεται στο σχήμα 17. Το σημείο τομής των 30GPM και του 4 ft w./100ft σωλήνα βρίσκεται μεταξύ των διαμέτρων 2in. και $1\frac{1}{2}$ in.

Εάν χρησιμοποιήσουμε την τιμή $1\frac{1}{2}$ in. , τότε η πτώση της πίεσης θα είναι μεγαλύτερη από 4ft w./100ft στα 30GPM, έτσι αυτή είναι μη αποδεκτή. Εάν χρησιμοποιήσουμε 2in., η πτώση της πίεσης θα είναι μικρότερη από την μεγαλύτερη επιτρεπτή, επομένως, αυτή είναι η σωστή λύση. Η λύση είναι $D = 2$ in. , $H_f = 2.0$ ft w./100 ft

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 12

Ένας χαλύβδινος σωλήνας 3 in., υποτίθεται ότι μεταφέρει σε ένα σύστημα ψύξεως νερού 200GPM. Ένας τεχνικός πρόκειται να ελέγξει εάν η παροχή είναι όντως 200GPM. Ο τεχνικός τοποθετεί δύο μανόμετρα σε οριζόντιο τμήμα αγωγού που απέχουν μεταξύ τους 200ft. Το πρώτο μανόμετρο αναγράφει 40ft w., το άλλο 32ft w. Μεταφέρει το σύστημα την κατάλληλη παροχή νερού; Πόση είναι η πραγματική παροχή;

ΛΥΣΗ : Η πραγματική πτώση πίεσης (που είναι ίση με την απώλεια τριβής) είναι:

$$H_{s1} - H_{s2} = H_f = 40 - 32 = 8 \text{ ft w. για } 200 \text{ ft σωλήνα}$$

ή

$$H_f / 100 \text{ ft σωλήνα} = \frac{8 \text{ ft w.}}{200 \text{ ft}} \times 100 \text{ ft} = 4 \text{ ft w.}$$

Χρησιμοποιώντας το σχήμα 13 για να συγκρίνουμε την αναμενόμενη απώλεια τριβής σε σχέση με αυτή που μετρήθηκε, στα 200 GPM και 3 in. διάμετρο

$$H_f / 100 \text{ ft} = 9.0 \text{ ft w.}$$

Παρατηρούμε λοιπόν ότι, η τιμή της παροχής είναι μικρότερη από αυτή που θα έπρεπε. Στις τιμές το $H_f / 100 \text{ ft} = 4.0 \text{ ft w.}$ και $D = 3 \text{ in.}$, το διάγραμμα δείχνει ότι η παροχή είναι 130 GPM, προφανώς κάτω από την κανονική.

Για συστήματα θερμού νερού μια διόρθωση της τάξης του 10% για την πτώση πίεσης είναι απαραίτητη. Διαφορετικά θα έχει ως συνέπεια υπερμεγέθη εξοπλισμό ή άσκοπες απώλειες ενέργειας.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 13

Ποια είναι η πτώση πίεσης λόγω της τριβής σε 800ft χάλκινου σωλήνα διαμέτρου 2in. διαμέσου της οποίας ρέουν 50 GPM ζεστού νερού ;

ΛΥΣΗ : Από το σχήμα 15, η πτώση πίεσης για κρύο νερό είναι

$$H_f / 100 \text{ ft} = 5 \text{ ft w.}$$

διορθώνοντας αυτό για ζεστό νερό

$$H_f / 100 \text{ ft} = 0.9 \times 5 = 4.5 \text{ ft w.}$$

Για 800ft η πτώση πίεσης είναι

$$H_f = \frac{4.5 \text{ ftw.}}{100 \text{ ft}} \times 800 \text{ ft} = 36.0 \text{ ft w.}$$

8. ΑΠΩΛΕΙΑ ΠΙΕΣΗΣ ΣΕ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ

Επιπρόσθετα με τις απώλειες πίεσης σε ευθύγραμμους σωλήνες, θα υπάρχουν απώλειες πίεσης λόγω τύρβης και αλλαγής κατεύθυνσης μέσω εξαρτημάτων και βαλβίδων. Αυτές ονομάζονται δυναμικές απώλειες. Αυτές οι απώλειες πίεσης φαίνονται στον πίνακα 1. Οι απώλειες πίεσης διατυπώνονται σε αυτόν τον πίνακα με ένα τρόπο που ονομάζεται *ισοδύναμο μήκος*. Οι κατάλογοι για ένα συγκεκριμένο εξάρτημα με καθορισμένο μέγεθος φαίνονται στο ισοδύναμο μήκος (I.M.) μιας ευθείας σωλήνας που έχει την ίδια πτώση πίεσης. Αφού βρούμε το I.M. από τον πίνακα 1, το κατάλληλο διάγραμμα απώλειας τριβής χρησιμοποιείται για να βρεθεί η πραγματική πτώση πίεσης μέσω του εξαρτήματος.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 14

Βρείτε την πτώση πίεσης μέσω μιας γωνίας 90° από σίδηρο (C.I.), 4 in σε ένα σύστημα ψυχρού νερού στο οποίο ρέουν 300 GPM νερού.

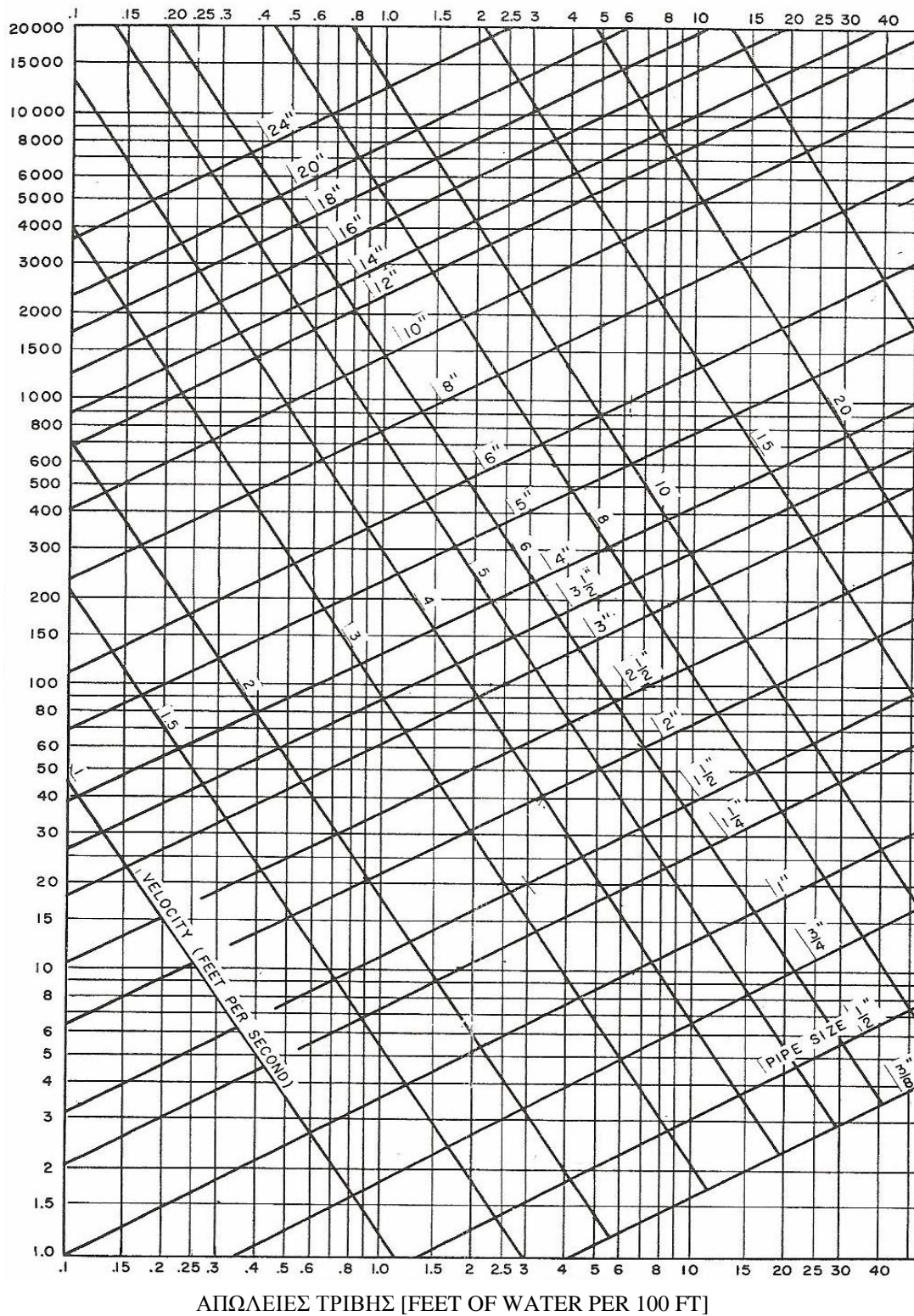
ΛΥΣΗ : Από τον πίνακα 1, βρίσκουμε το ισοδύναμο μήκος του εξαρτήματος

$$\text{I.M.} = 11.0 \text{ ft}$$

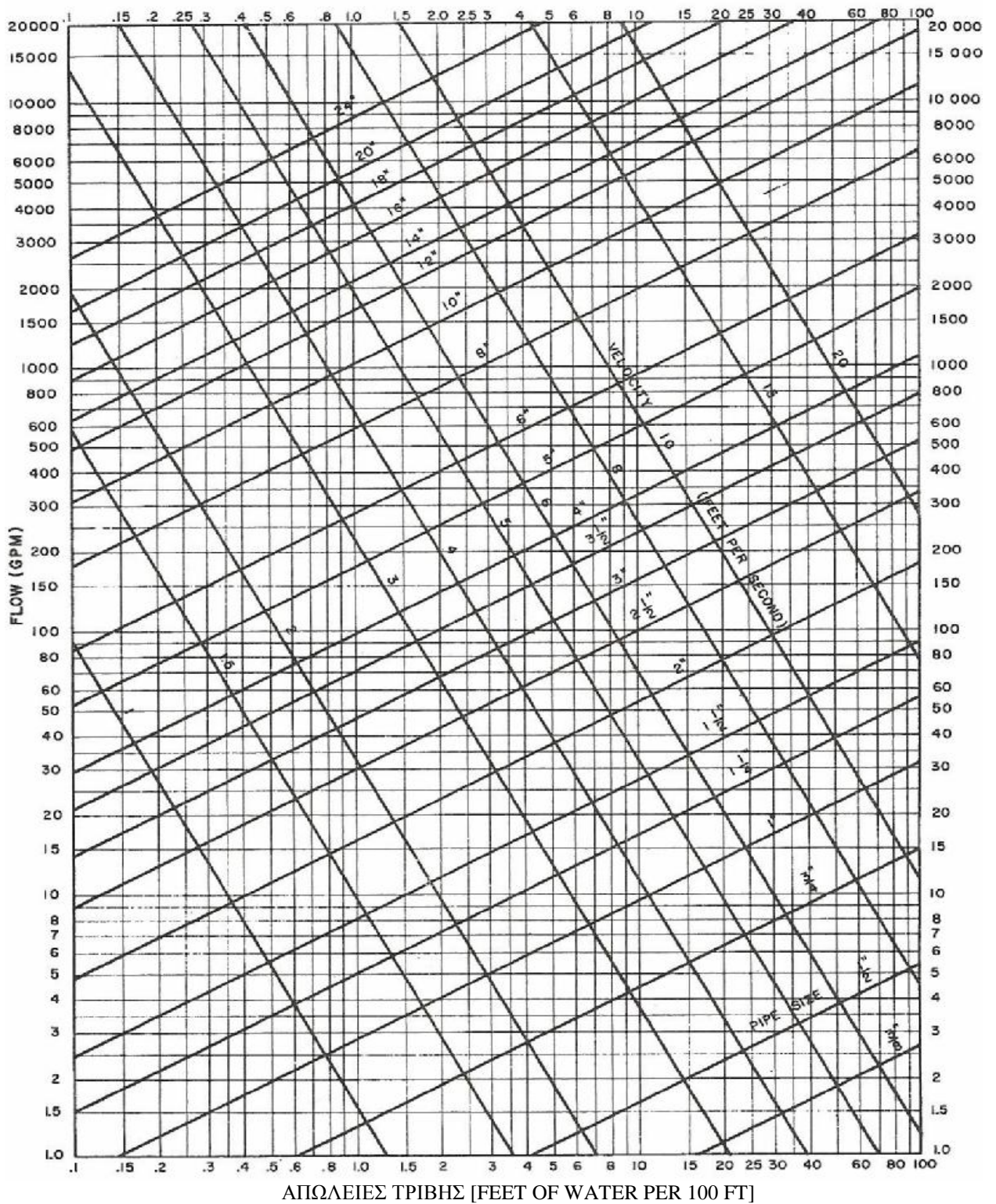
Χρησιμοποιώντας το σχήμα 13, $H_f / 100 \text{ ft} = 5.2 \text{ ft w.}$

Η πτώση πίεσης μέσω του εξαρτήματος είναι $H_f = \frac{5.2 \text{ ftw.}}{100 \text{ ft}} \times 11.0 \text{ ft} = 0.6 \text{ ft w.}$

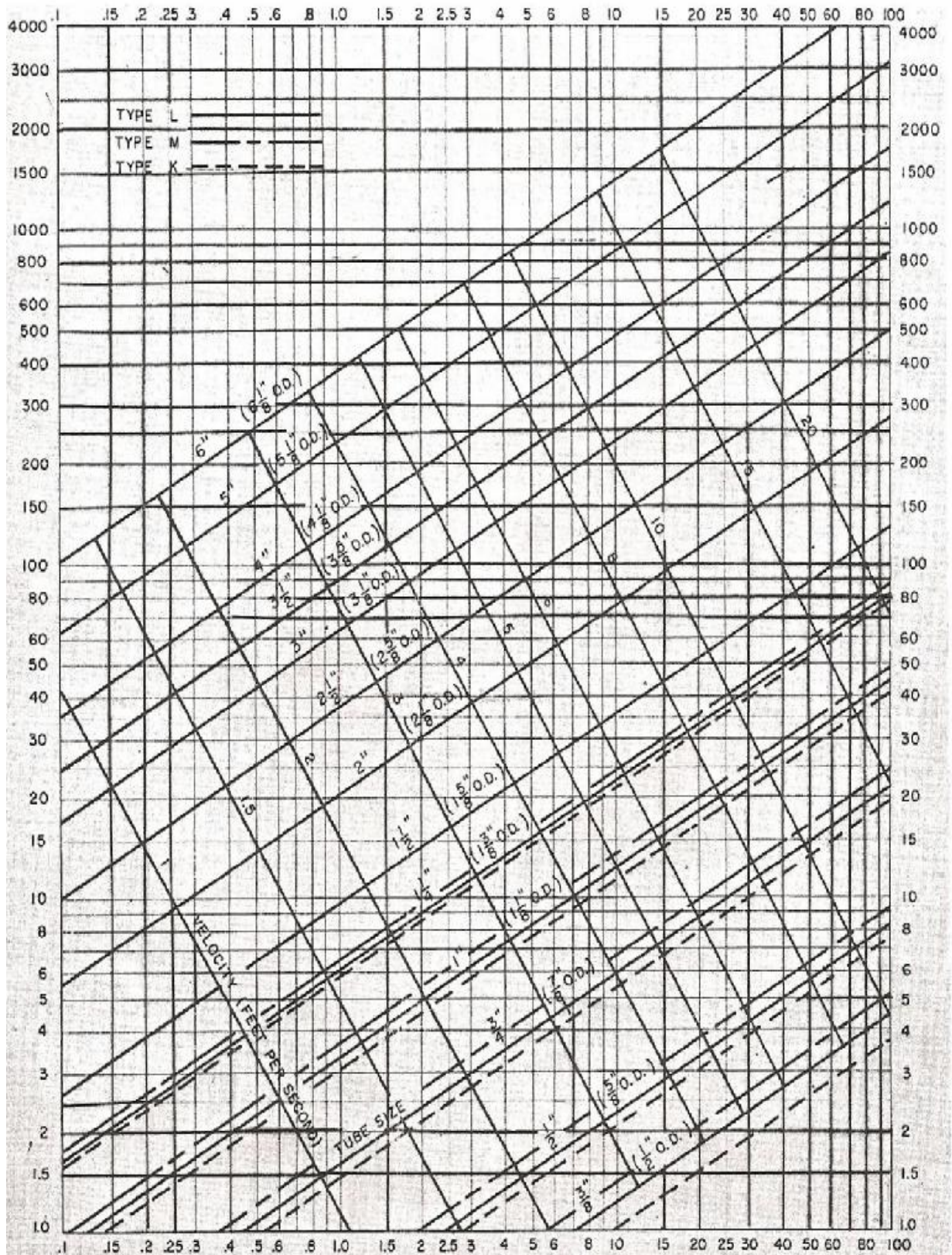
Πέρα από την μέθοδο του ισοδύναμου μήκους για τον προσδιορισμό της πτώσης πίεσης σε εξαρτήματα σωλήνα, υπάρχει και μία άλλη διαδικασία επονομαζόμενη *συντελεστή απωλειών*. Ένας συντελεστής απωλειών (ονομάζεται C, C_v ή K) για το εξάρτημα προσδιορίζεται από ένα κατάλληλο πίνακα C – που απαριθμεί τέτοιες τιμές. Η μέθοδος συντελεστή απωλειών δε θα χρησιμοποιηθεί για εξαρτήματα σωλήνων εδώ. Θα χρησιμοποιηθεί για εξαρτήματα αγωγών (βλέπε §13).



Σχήμα 13. Απώλειες τριβών για νερό με Schedule 40 χαλύβδινου σωλήνα –σε κλειστό σύστημα.
(Courtesy: Carrier Corporation, Syracuse, N.Y.)



Σχήμα 13. Απώλειες τριβών για νερό με Schedule 40 χαλύβδινου σωλήνα –σε ανοιχτό σύστημα.
 (Courtesy: Carrier Corporation, Syracuse, N.Y.)



ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΗΣ [FEET OF WATER PER 100 ft]

Σχήμα 15. Απώλειες τριβής για χάλκινη σωλήνωση – ανοιχτού ή κλειστού συστήματος.
 (Courtesy: Carrier Corporation, Syracuse, N.Y.)

ΠΙΝΑΚΑΣ 1. ΙΣΟΔΥΝΑΜΟ ΜΗΚΟΣ ΣΩΛΗΝΑ [FT] ΓΙΑ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΒΑΛΒΙΔΕΣ

Όνομαστική Διάσταση Σωλήνα (ίντσες)	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	1	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	2	$2\frac{1}{2}$	3	4	5	6	8	10
45° γωνία	0,8	0,9	1,3	1,7	2,2	2,8	3,3	4,0	5,5	6,6	8,0	11,0	13,2
90° γωνία	1,6	2,0	2,6	3,3	4,3	5,5	6,5	8,0	11,0	13,0	16,0	22,0	26,0
90γωνία-μεγάλου μήκους	1,1	1,4	1,7	2,3	2,7	3,5	4,2	5,2	7,0	8,4	10,4	14,0	16,8
Ρυθμιστική βαλβίδα ανοιχτή	0,7	0,9	1,0	1,5	1,8	2,3	2,8	3,2	4,5	6,0	7,0	9,0	12,0
Σφαιρική-βάνα ανοιχτή	17	22	27	36	43	55	67	82	110	134	164	220	268
Γωνιακή βαλβίδα	7	9	12	15	18	24							
Ταφ-πλευρικής ροής	3	4	5	7	9	12	14	17	22	28	34	44	56
Περιστρεφόμενη βαλβίδα-αντεπιστροφής	6	8	10	14	126	20	25	30	40	50	60	80	100
Ταφ-ευθείας ροής	1,6	2,0	2,6	3,3	4,3	5,5	6,5	8,0	11,0	13,0	16,0	22,0	26,0
Αποκλίνον ταφ		20	14	11	12	14	14	14					
Βαλβίδα αντεπιστροφής		27	42	60	63	83	104	125	126				
Ακροφύσια αεραγωγού		2	3	4	5	7	8	13	15				
Λέβητας (τυπικός)	5	7	9	11	11								

9. ΑΠΩΛΕΙΑ ΠΙΕΣΗΣ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ

Ένα συνηθισμένο πρόβλημα είναι να προσδιοριστεί η απώλεια πίεσης λόγω των τριβών σε ένα κλειστό σύστημα, προκειμένου να προσδιορίσουμε το απαιτούμενο μανομετρικό αντλίας. Οι απώλειες πίεσης του συστήματος είναι το άθροισμα των απωλειών κάθε τμήματος σε μια από τις διαδρομές του κυκλώματος από την κατάθλιψη της αντλίας ως την αναρρόφηση της αντλίας, περιλαμβάνοντας σωλήνες, συνδέσεις, βαλβίδες και λοιπά εξαρτήματα. Πληροφορίες για τις πτώσεις πίεσης σε εξαρτήματα δίνουν οι κατασκευαστές τους.

Για να προσδιοριστούν οι απώλειες πίεσης του συστήματος λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες σε μια κλειστή διαδρομή. Αυτό συμβαίνει επειδή οι απώλειες πίεσης σε κάθε κλειστή διαδρομή είναι οι ίδιες. Αυτή η άποψη είναι πανομοιότυπη με ένα ηλεκτρικό κύκλωμα, όπου η πτώση τάσης μεταξύ παράλληλων ηλεκτρικών κυκλωμάτων είναι η ίδια. Το σχήμα 18 απεικονίζει αυτό. Η πτώση της πίεσης από το A στο D

δηλώνεται με τη διαφορά των ενδείξεων στα δύο μανόμετρα που βρίσκονται στα A και D. Επομένως, η πτώση της πίεσης μεταξύ του μεγαλύτερου κυκλώματος ABD είναι η ίδια και με αυτήν μέσω της διαδρομής ACD.

Φαίνεται από τα παραπάνω ότι δεν έχει σημασία ποια διαδρομή θα διαλέξουμε για να υπολογίσουμε την πτώση πίεσης του συστήματος. Παρόλα αυτά δεν συμβαίνει έτσι στην πραγματικότητα. Τα περισσότερα συστήματα σωληνώσεων έχουν σχεδιαστεί ώστε να έχουν ίσες απώλειες τριβής ανά μονάδα μήκους. Θα μπορούσαμε να συμπεράνουμε, χρησιμοποιώντας το παραπάνω παράδειγμα, ότι σε αυτή τη περίπτωση η πτώση της πίεσης ABD θα είναι μεγαλύτερη από αυτή μέσω του ACD. Αυτό βέβαια δεν είναι δυνατό, γιατί το κάθε μανόμετρο έχει μια καθορισμένη ένδειξη. Αυτό που πραγματικά συμβαίνει είναι ότι για την εξισορρόπηση του συστήματος θα χρησιμοποιήσουμε στραγγαλιστικές βαλβίδες στην διαδρομή ACD προκειμένου να αυξηθούν οι απώλειες πίεσης και να παραχθεί η κατάλληλη ροή στο κύκλωμα.

Για αυτό το λόγο το μεγαλύτερο σε μήκος κύκλωμα συνήθως επιλέγεται για να υπολογίσουμε την πτώση πίεσης του συστήματος. Ένα μικρότερο κύκλωμα συνήθως έχει βαλβίδες μερικώς κλειστές, όπου μέσω αυτών δεν υπάρχει κανένας τρόπος να προβλέψουμε τις πτώσεις της πίεσης. Για να βρούμε την πτώση πίεσης του συστήματος, πρώτα ελέγχουμε το σχέδιο των σωληνώσεων για να δούμε πιο κύκλωμα είναι το μεγαλύτερο σε μήκος. Σε κάποιες περιπτώσεις μπορεί να επιλεγεί όχι το μεγαλύτερο σε μήκος κύκλωμα. Αυτό συμβαίνει όταν ένα κύκλωμα έχει έναν ασυνήθιστο αριθμό αντικειμένων που έχουν υψηλές απώλειες πίεσης. Τότε αυτό το κύκλωμα είναι έχει το μεγαλύτερο ισοδύναμο μήκος.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 15

Για το χαλύβδινο σύστημα σωληνώσεων που φαίνεται στο σχήμα 19 καθορίστε το απαιτούμενο μανομετρικό αντλίας.

ΛΥΣΗ :

Από την εξίσωση της ενέργειας, το απαιτούμενο μανομετρικό αντλίας F-A ισοδυναμεί με τη πτώση της πίεσης λόγω της τριβής από το A-F δια μέσου του συστήματος. Αλλά μόνο το κύκλωμα με τη μεγαλύτερη πτώση πίεσης επιλέγεται. Μάλλον το ABCDEF, είναι το μεγαλύτερο κύκλωμα. Τα κυκλώματα ABEF και ACDF τα παραβλέπουμε. (Είναι πιθανό να υπάρχουν κάποιες περιπτώσεις όπου σε κάποιο από αυτά να παρουσιάζεται μεγαλύτερη πτώση πίεσης, εάν αυτό έχει τμήματα με μεγάλη

αντίσταση. Αυτές οι περιπτώσεις πρέπει να ελέγχονται.) Χρησιμοποιώντας το σχήμα 3 και τον πίνακα 1, βρίσκουμε την απώλεια πίεσης λόγω τριβών για κάθε εξάρτημα και τις προσθέτουμε. Αυτή η πληροφορία παρουσιάζεται στον πίνακα 2. Μία σύντομη μέθοδος εκτίμησης χρησιμοποιείται μερικές φορές για να καθορίσει την πτώση πίεσης ενός συστήματος. Κατ' αυτήν πολλαπλασιάζονται οι απώλειες πίεσης των ευθύγραμμων σωλήνων (στο μεγαλύτερο σε μήκος κύκλωμα) με το 1.5, για να ληφθούν υπόψη και οι πτώσεις πίεσης στα εξαρτήματα και στις βαλβίδες. Αυτή η μέθοδος δεν συνιστάται παρά μόνο για προκαταρκτική εκτίμηση.

ΠΙΝΑΚΑΣ 2. Υπολογισμοί πτώσης πίεσης σωλήνων για το παράδειγμα 15

Τμήμα	Τεμάχιο	D, in	GPM	V FPS	E.L. ft	No. από τεμάχια	Συνολικό μήκος, ft	Απώλεια Τριβής H _f $\frac{ftw.}{100ft}$	ft w.	
EFAB	Σωλήνας	4	300	7.8			800	5.2		
EFAB	Ρυθμιστική Βαλβίδα				4.5	1	5			
EFAB	Σφαιρική βαλβίδα				110	1	110			
EFAB					11	2	22			
B	Ταφ				11	1	11			
Υποσύνολο							948 *	5.2	=	
BC	Σωλήνας	$3\frac{1}{2}$	200	7.0			100	4.8		
C	Ταφ				9	1	9			
Υποσύνολο							109 *	4.8	=	
CD	Σωλήνας	$2\frac{1}{2}$	70	4.8			600	3.7		
CD	Σφαιρική βαλβίδα				67	1	67			
CD	90° std ell				6.5	2	13			
D	Ταφ				6.5	1	7			
Υποσύνολο							687 *	3.7	=	
DE		$3\frac{1}{2}$	200	7.0			100	4.8		
E	Ταφ				9	1	9			
Υποσύνολο							109 *	4.8	=	
								Συνολικό H _f	=	85.1

10. ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ

Ένα από τα στοιχεία που απαιτούνται για το σχεδιασμό ενός υδραυλικού συστήματος είναι να καθοριστεί το μέγεθος κάθε τμήματος του σωλήνα. Αυτό συνήθως

γίνεται με μια διαδικασία που ονομάζεται *μέθοδος ίσης τριβής*. Τα βήματα αυτής της διαδικασίας είναι τα παρακάτω :

1. Προετοιμασία ενός σκίτσου του δικτύου σωληνώσεων.
2. Εύρεση της παροχής σε κάθε τμήμα σωλήνα προσθέτοντας τις απαιτούμενες παροχές για κάθε τερματική μονάδα, προχωρώντας προς τα πίσω από την τελευταία μονάδα προς τον κεντρικό σωλήνα που ξεκινά από την αντλία.
3. Επιλογή μιας τιμής για τον ρυθμό απωλειών τριβής για τον κεντρικό σωλήνα που βασίζεται στους ακόλουθους περιορισμούς,
 - a) Ο ρυθμός απωλειών τριβής θα πρέπει να είναι μεταξύ 1-5 ft w./ 100ft σωλήνα.
 - b) Η ταχύτητα στο κεντρικό σωλήνα δε θα πρέπει να υπερβαίνει 4-6 FPS σε μικρά συστήματα, ή 8-10 FPS στα μεγαλύτερα συστήματα. Η ταχύτητα σε επιμέρους περιοχές που απαιτείται μεγάλη παροχή δε θα πρέπει να υπερβαίνει τα 4 FPS, για να αποτραπεί ο θόρυβος.
4. Επιλογή μεγέθους σωλήνα για το κεντρικό τμήμα που ξεκινά από την αντλία από τα διαγράμματα απωλειών τριβής που βασίζεται στα παραπάνω όρια. Εάν υπάρχει παραπάνω από μία επιλογή, επιλέγεται το μικρότερο μέγεθος σωλήνα εάν το αρχικό κόστος εγκατάστασης είναι κύριος περιοριστικός παράγοντας, ή το μεγαλύτερο μέγεθος εάν το λειτουργικό κόστος είναι περισσότερο σημαντικό.
5. Συνεχίζοντας κατά μήκος του επιλεγμένου κυκλώματος, επιλέγονται τα επόμενα μεγέθη σωλήνα. Αυτό μπορεί να γίνει ακολουθώντας τις ακόλουθες οδηγίες,
 - a) Όταν η παροχή ελαττώνεται σημαντικά, επιλέγουμε το επόμενο μικρότερο μέγεθος σωλήνα από το διάγραμμα έτσι ώστε ο ρυθμός απωλειών τριβής να είναι περίπου ίσος με την επιλεγμένη τιμή για το κεντρικό τμήμα. (ίσες απώλειες τριβής).
 - b) Δεν πρέπει η ταχύτητα να μειωθεί κάτω από 1,5 – 2 FPS, για την αποφυγή επικάθησης σκόνης και εισροής αέρα στο δίκτυο.
6. Επιλογή των μεγεθών του σωλήνα για τους κλάδους και σε άλλα κυκλώματα. Εάν ένα κύκλωμα δεν είναι πολύ μικρό, χρησιμοποιούμε τον ίδιο ρυθμό απωλειών τριβής. Για ένα πολύ μικρό κύκλωμα, αυτή η διαδικασία θα έχει αποτέλεσμα, η ολική πτώση πίεσης να είναι πολύ μικρότερη από αυτή του μεγαλύτερου κυκλώματος, προκαλώντας προβλήματα εξισορρόπησης της ροής.

Συνεπώς, επιλέγουμε μικρότερα μεγέθη σωλήνα σε αυτούς τους κλάδους για να δημιουργήσουμε αύξηση της πτώσης της πίεσης.

7. Καθορισμός μετά από επιθεώρηση για το ποιο κύκλωμα είναι το μεγαλύτερο σε μήκος, ή έχει το μεγαλύτερο ισοδύναμο μήκος. Υπολογίζουμε την πτώση της πίεσης στο μακρύτερο κύκλωμα.

Το παράδειγμα 16 επεξηγεί τις διαδικασίες διαστασιολόγησης σωληνώσεων.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 16

Να επιλεγούν τα μεγέθη σωληνώσεων για το σύστημα ψυχρού νερού που φαίνονται στο σχήμα 20. Χρησιμοποιείται τύπος L χάλκινης σωλήνωσης. Η κάθε τερματική μονάδα απαιτεί 10 GPM. Οι κλάδοι κάθε τερματικής μονάδας έχουν μήκος 10ft . Τα μήκη των κεντρικών σωληνώσεων φαίνονται στο σχήμα.

ΛΥΣΗ :

Η βηματική διαδικασία που εξήγησαμε παραπάνω θα χρησιμοποιηθεί για να υπολογίσουμε το μέγεθος των σωληνώσεων.

1. Το σκίτσο των σωληνώσεων σχεδιάζεται αρχικά όπως στο σχήμα 20.
2. Η παροχή σε κάθε τμήμα βρίσκεται προσθέτοντας τις παροχές για τη κάθε μονάδα, ξεκινώντας από την τελευταία.
3. Το ABCDEFGHIJ είναι σαφώς το μεγαλύτερο κύκλωμα.
4. Το κύριο τμήμα AB έχει 40GPM. Χρησιμοποιώντας το σχήμα 15, είτε για διάμετρο $2\frac{1}{2}$ in είτε 2 in, ο ρυθμός απωλειών τριβής να είναι μεταξύ 1-5ft w./100ft.
5. Αποφασίζεται η επιλογή των 2in. για να ελαχιστοποιηθεί το αρχικό κόστος. Η απώλεια τριβής είναι 3.3 ft w./100ft.
6. Η καταγραφή των μεγεθών των σωλήνων που επελέγησαν για το κάθε απομένον τμήμα του μεγαλύτερου κυκλώματος φαίνεται στον πίνακα 3. Να σημειωθεί ότι το μέγεθος των σωλήνων ελαττώνεται βαθμιαία καθώς ελαττώνεται η παροχή, για να διατηρηθεί ο ρυθμός απωλειών τριβής κοντά στην τιμή της αρχικής, μέσα στα όρια των διαθέσιμων μεγεθών σωληνώσεων.
7. Το δίκτυο του σχήματος έχει μερικά κυκλώματα πολύ μικρότερου μήκους από κάποια άλλα. Η ροή του νερού έχει την τάση να κάνει παράκαμψη μέσω του

ABIJ και άλλων μικρότερων κυκλωμάτων, έχοντας σαν αποτέλεσμα να υποτροφοδοτούνται οι τελευταίες τερματικές μονάδες. Αυξάνοντας την πτώση της πίεσης στους κλάδους, αυτή η ανισορροπία μπορεί κάπως να βελτιωθεί. Ένας έλεγχος πρέπει να γίνεται για να διαπιστωθεί ότι οι ταχύτητες δεν είναι υπερβολικές. Το μέγεθος σωλήνα που επιλέγουμε για τους κλάδους προκειμένου να πετύχουμε την βελτίωση είναι της 1in. παρά της $1\frac{1}{4}$ in.. Αυτό ακόμα είναι πιθανό να μην είναι αρκετό για την επίλυση του προβλήματος ολοκληρωτικά, και να απαιτούνται βαλβίδες εξισορρόπησης.

8. Η πτώση της πίεσης στο μεγαλύτερο κύκλωμα μπορεί τώρα να υπολογιστεί με τις ίδιες διαδικασίες που χρησιμοποιήθηκαν και στο παράδειγμα 15. Αυτό αφήνεται σαν ένα πρόβλημα για τον αναγνώστη.

ΠΙΝΑΚΑΣ 8.3. Διαδικασίες μέτρησης σωλήνα για το παράδειγμα 8.16

Τμήμα	GPM	D, in.	L, ft	Τριβή ft w./100ft	V, FPS
AB	40	2	80	3,3	4,3
BC	30	2	60	2,0	3,2
CD	20	$1\frac{1}{2}$	100	3,7	3,7
DE	10	$1\frac{1}{4}$	60	2,5	2,7
FG	10	$1\frac{1}{4}$	80	2,5	2,7
GH	20	$1\frac{1}{2}$	100	3,7	3,7
HI	30	2	40	2,0	3,2
IJ	40	2	80	3,3	4,3
Τμήματα					
BI	10	1	20	7,0	4,0
CH	10	1	20	7,0	4,0
DG	10	1	20	7,0	4,0

11. ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΗΣ ΛΟΓΩ ΡΟΗΣ ΑΕΡΑ ΣΕ ΑΓΩΓΟΥΣ

Η απώλεια πίεσης λόγω τριβής κατά μήκος ευθύγραμμων κυκλικών αγωγών φαίνεται στα διαγράμματα με απλό τρόπο παρόμοιο με αυτόν της ροής του νερού σε σωλήνες. Το σχήμα 21 δείχνει αυτές τις πληροφορίες. Αυτό το διάγραμμα είναι κατάλληλο για

γαλβανισμένους καθαρούς χαλύβδινους αγωγούς με περίπου 40 συνδέσεις ανά 100ft, και με αέρα σε κανονικές συνθήκες. Αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί για ολόκληρο το πεδίο των HVAC θερμοκρασιών και για υψόμετρα μέχρι 2000ft.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 17

Ένας γαλβανισμένος κυκλικός αγωγός διαμέτρου 12 in. και μήκους 250 ft έχει παροχή 1000 CFM αέρα. Ποια είναι η απώλεια πίεσης λόγω της τριβής και ποια η ταχύτητα στον αγωγό;

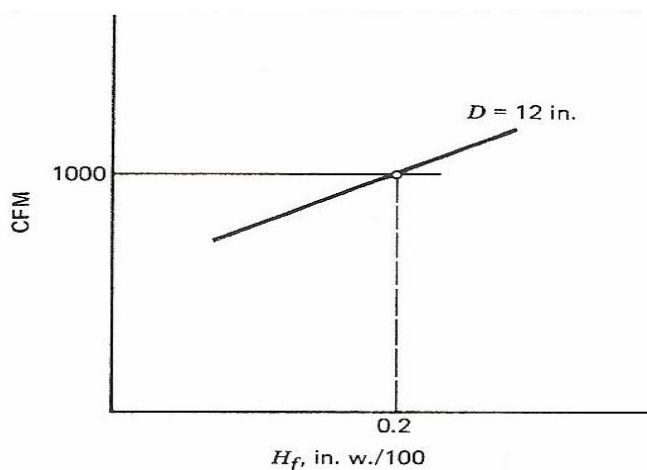
ΛΥΣΗ :

Η λύση βρίσκεται από το σχήμα 21, όπως φαίνεται στο σχεδιάγραμμα του σχήματος 22.

$$H_f / 100ft = 0.2 \text{ in. w.}$$

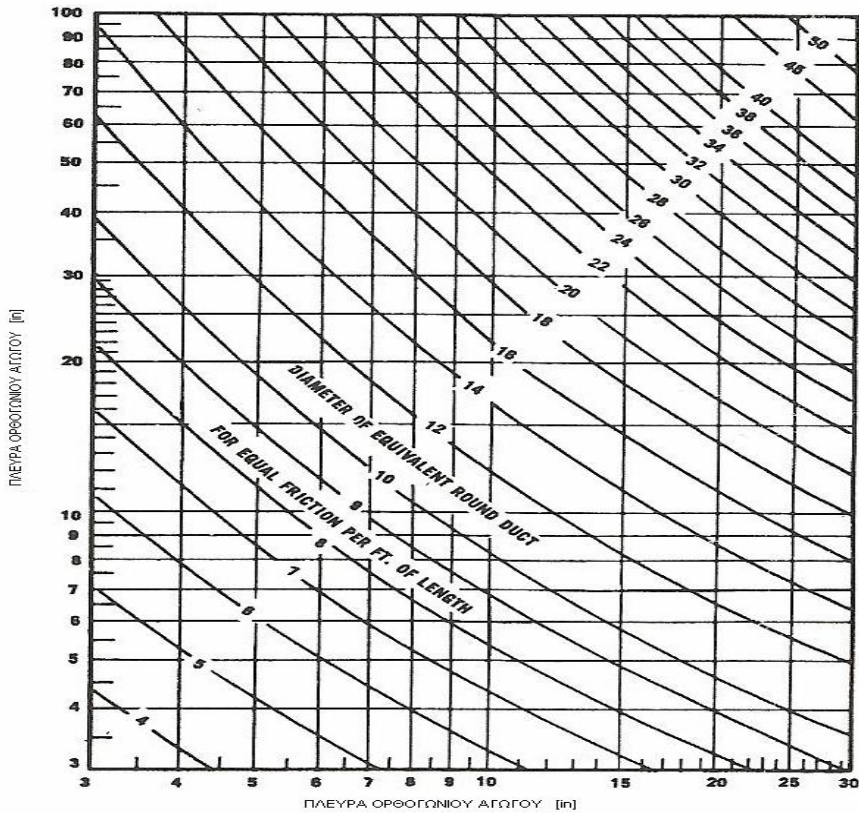
$$H_f = \frac{0.2 \text{ in. w.}}{100 \text{ ft}} \times 250 \text{ ft} = 0.50 \text{ in. w.}$$

$$V = 1300 \text{ FPM}$$



Σχήμα 22. Σκαρίφημα για το παράδειγμα 17

Για να βρούμε την απώλεια τριβής σε ορθογωνικής διατομής αγωγούς, πρέπει πρώτα να χρησιμοποιήσουμε το σχήμα 23. Αυτό το διάγραμμα δείχνει *ισοδύναμα μεγέθη κυκλικού αγωγού*. Ο ισοδύναμος κυκλικός αγωγός είναι ο κυκλικός αγωγός που θα είχε την ίδια απώλεια τριβής όπως ένας ορθογωνικός αγωγός που βρίσκεται στο διάγραμμα.



Σχήμα 23. Ισοδύναμοι κυκλικοί αγωγοί διαφορετικών μεγεθών

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 18

Ένας ορθογωνικής διατομής αγωγός 30in. επί 19in. παρέχει 7000GFM αέρα. Ποια είναι η απώλεια τριβής για κάθε 100ft;

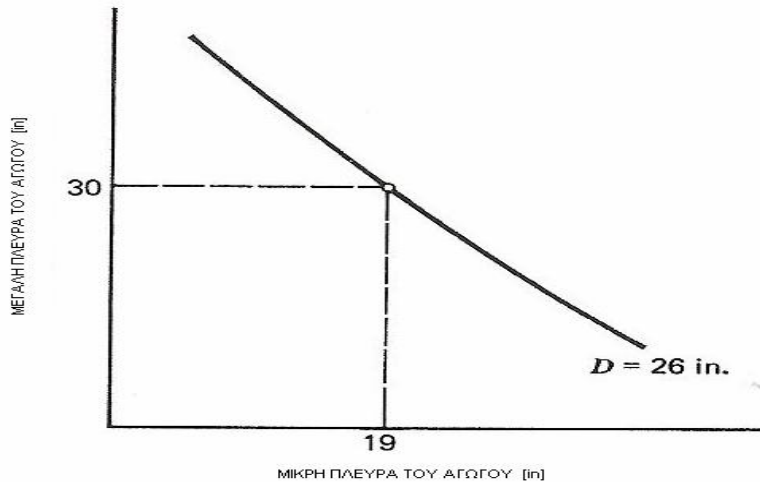
ΛΥΣΗ :

Αναφερόμενοι αρχικά στο σχήμα 23, όπως δείχνεται στο σχήμα 24, η κατά προσέγγιση ισοδύναμη κυκλική διάμετρο ενός 30in. επί 19in. αγωγού είναι :

$$D = 26\text{in.}$$

Το σχήμα 21 μπορεί τώρα να χρησιμοποιηθεί για να βρεθεί η απώλεια τριβής στον ορθογωνικό αγωγό, όπως δείχθηκε προηγουμένως

$$H_f / 100\text{ft} = 0.17 \text{ in. w.}$$



Σχήμα 24. Σχεδιάγραμμα για το παράδειγμα 18

12. ΛΟΓΟΣ ΔΙΑΣΤΑΣΕΩΝ

Εκ πρώτης όψης μπορεί να φανεί ότι ένας ισοδύναμος στρογγυλός αγωγός θα έχει την ίδια επιφάνεια εμβαδού με ένα ορθογώνιο αγωγό για την ίδια απώλεια τριβής. Αυτό δεν είναι ακριβώς σωστό. Ένας ορθογωνικός αγωγός με την ίδια απώλεια τριβής θα έχει μεγαλύτερη επιφάνεια διατομής από έναν κυκλικό αγωγό. Αυτό συμβαίνει λόγω του ότι το ορθογωνικό σχήμα, έχει μεγαλύτερο λόγο επιφάνειας προς εμβαδόν διατομής, με αποτέλεσμα να προκαλεί μεγαλύτερη τριβή. Αυτό το πρόβλημα γίνεται δυσκολότερο καθώς ο λόγος των διαστάσεων αυξάνει. Ο λόγος διαστάσεων (aspect ratio) είναι ο λόγος των διαστάσεων των δύο προσκείμενων πλευρών ενός ορθογωνικού αγωγού. Σαν ένας γενικός κανόνας, ο λόγος των διαστάσεων ορθογωνικών αγωγών θα πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μικρότερος για να διατηρηθούν οι απώλειες τριβής σε λογικά χαμηλές τιμές και ως εκ τούτου να αποφευχθεί η υπερβολική κατανάλωση ενέργειας. Ένας αυξημένος λόγος διαστάσεων σημαίνει επίσης περισσότερο φύλλα μετάλλου και συνεπώς ένα ακριβότερο σύστημα. Δυστυχώς, ο καθαρός διαθέσιμος χώρος για οριζόντιους αγωγούς είναι συνήθως περιορισμένος από το διαθέσιμο ύψος των αναρτώμενων ταβανιών, έχοντας σαν αποτέλεσμα μεγάλους λόγους διαστάσεων.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 19

Ένας κατασκευαστής, θέλει να τοποθετήσει ένα κρεμαστό αγωγό 3000 CFM αναρτώμενο σε μια οροφή που έχει 12in. κατακόρυφο διαθέσιμο καθαρό χώρο για τον αγωγό. Η ταχύτητα στον αγωγό δεν πρέπει να υπερβαίνει τα 1600 FPM για να αποφύγουμε τον υπερβολικό θόρυβο. Τι μέγεθος πρέπει να έχει ο αγωγός που θα πρέπει να τοποθετηθεί ;

ΛΥΣΗ:

Ο κατασκευαστής θέλει να κρατήσει τον λόγο των διαστάσεων όσο τον δυνατόν μικρότερο γίνεται, για να περιορίσει τις απώλειες τριβής και επίσης να μειώσει το κόστος της λαμαρίνας, έτσι θα πρέπει να εκμεταλλευτεί όσο το δυνατόν περισσότερο από τις 12in. Ας υποθέσουμε ότι ο κατασκευαστής πρόκειται να τοποθετήσει 1in. μόνωση στον αγωγό, συνεπώς, το μέγιστο ύψος του αγωγού θα είναι 10in.

Από το σχήμα 21, με 3000 CFM στα 1600 FPM, βρίσκεται ένας κυκλικός αγωγός 19in. Από το σχήμα 23, για ένα κυκλικό αγωγό 19in., ο ισοδύναμος ορθογωνικός αγωγός με μια πλευρά 10in. είναι 33in. επί 10in. Αυτή είναι λογικά μια καλή λύση, γιατί ο λόγος των διαστάσεων είναι $33/10 = 3.3$. Τα διαγράμματα απώλειας τριβής μπορούν να χρησιμοποιηθούν για δοκιμή και διόρθωση εξίσου καλά όπως για το σχεδιασμό και την εγκατάσταση, όπως επεξηγείται στο παράδειγμα 20

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 20

Ένας αγωγός 20in. επί 11in. υποτίθεται ότι μεταφέρει 3000 CFM. Ένας μηχανικός είναι αρμόδιος να ελέγξει την συμπεριφορά του. Ο μηχανικός παίρνει τις ενδείξεις με μανόμετρα που απέχουν 50 ft μεταξύ τους και καταγράφει 1.75 in. w. και 1.63 ft. w. Μεταφέρει το σύστημα την κατάλληλη ροή αέρα; Εάν όχι, ποια είναι η παροχή;

ΛΥΣΗ :

Από το σχήμα 23 ο ισοδύναμος κυκλικός αγωγός του δοθέντος ορθογωνικού αγωγού 20 in. επί 11 in. είναι διαμέτρου 16 in. Χρησιμοποιώντας το σχήμα 21, η απώλεια τριβής για αυτόν τον αγωγό στα 3000 CFM είναι:

$$H_f/100ft = 0.37 \text{ in. w.}$$

Και για τα 50ft είναι :

$$H_f = \frac{0,37}{100} \times 50 = 0.19 \text{ in.w.}$$

Η απώλεια τριβής είναι στην πραγματικότητα :

$$H_f = 1.75 - 1.63 = 0.12 \text{ in. w.}$$

συνεπώς ο αγωγός παρέχει λιγότερο από 3000 CFM. Οι πραγματικές συνθήκες είναι:

$$H_f / 100ft = \frac{0.12 \text{ in.w.}}{50 \text{ ft}} \times 100 \text{ ft} = 0.24 \text{ in.w.}$$

Από το σχήμα 21, για αυτές τις απώλειες τριβής

$$\text{Ρυθμός ροής} = 2400 \text{ CFM}$$

Φυσικά αυτός ο έλεγχος είναι ακριβής εάν η εγκατάσταση είναι παρόμοια με αυτή που βασίζονται τα διαγράμματα τριβής, όπως περιγράψαμε προηγουμένως .

13. ΑΠΩΛΕΙΑ ΠΙΕΣΗΣ ΣΕ ΕΞΑΡΤΗΜΑΤΑ ΑΕΡΑΓΩΓΩΝ

Οι απώλειες πίεσης σε εξαρτήματα αεραγωγών που προκαλούνται από αλλαγή κατεύθυνσης μπορούν να εκφραστούν με δύο τρόπους. Μία είναι η μέθοδος ισοδύναμου μήκους, όπως χρησιμοποιήθηκε πριν για τα εξαρτήματα σωληνώσεων. Μία άλλη διαδικασία ονομάζεται μέθοδος *συντελεστή απωλειών* που θα χρησιμοποιηθεί παρακάτω. Χρησιμοποιώντας αυτή τη μέθοδο η απώλεια πίεσης μέσω ενός εξαρτήματος μπορεί να υπολογιστεί όπως ακολουθεί:

$$H_f = C \times H_v = C \times \left(\frac{V}{4000} \right)^2 \quad (11)$$

Όπου :

H_f = συνολική απώλεια πίεσης μέσω του εξαρτήματος, [in. w.]

C = συντελεστής απωλειών

H_v = δυναμική πίεση στο εξάρτημα, [in. w.]

V = ταχύτητα, [ft/min]

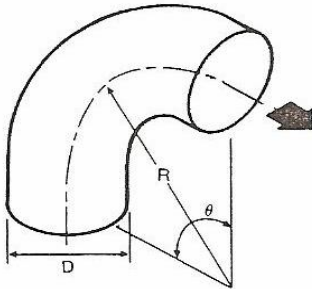
Μερικές τιμές του C για διάφορα εξαρτήματα φαίνονται στους πίνακες 4 και 8. Οι απώλειες μέσω των εξαρτημάτων εξαρτώνται από το σχήμα τους.

ΠΙΝΑΚΑΣ 4. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΑΠΩΛΕΙΩΝ, ΓΩΝΙΕΣ

Χρησιμοποιείται η δυναμική πίεση H_v στην είσοδο του τμήματος. Απώλεια εξαρτήματος $H_f = C \times H_v$

Α. Γωνία, Ομαλής Ακτίνας, Κυκλική

Συντελεστές για γωνίες 90°



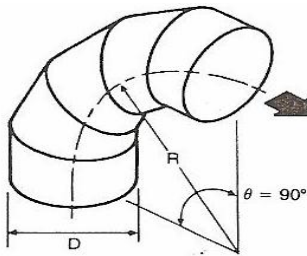
R/D	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	2.5
C	0.71	0.33	0.22	0.15	0.13	0.12

Σημείωση: Για γωνίες διαφορετικές των 90° πολλαπλασιάστε με τους παρακάτω παράγοντες

θ	0°	20°	30°	45°	60°	75°	90°	110°	130°	150°	180°
K	0	0.31	0.45	0.60	0.78	0.90	1.00	1.13	1.20	1.28	1.40

Β. Γωνία, κυκλική, 3 - 5 τμήματα - 90°

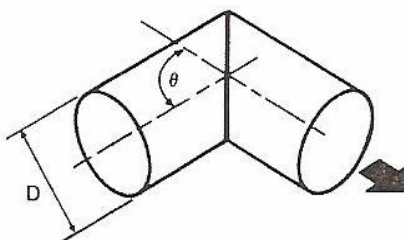
Συντελεστής C



Αριθμός τμημάτων	R/D				
	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0
5	-	0.46	0.33	0.24	0.19
4	-	0.50	0.37	0.27	0.24
3	0.98	0.54	0.42	0.34	0.33

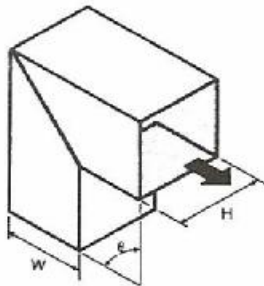
Γ. Γωνία, κυκλική, λοξή

Συντελεστής C



θ	20°	30°	45°	60°	75°	90°
C	0.08	0.16	0.34	0.55	0.81	1.2

Δ. Γωνία, Ορθογωνική, Λοξή

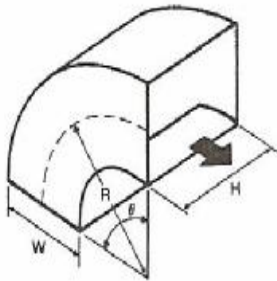


Συντελεστής C

θ	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
20°	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05
30°	0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11
45°	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24
60°	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	0.43	0.41	0.39	0.38
75°	0.89	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.67	0.63	0.61	0.58	0.57
90°	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1	0.98	0.92	0.89	0.85	0.83

Ε. Γωνία, Ορθογωνική, ομαλής ακτίνας χωρίς οδηγία πτερύγια

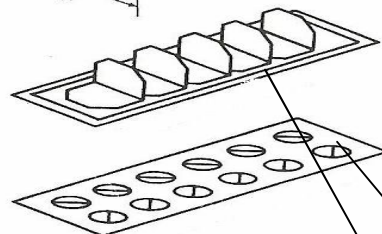
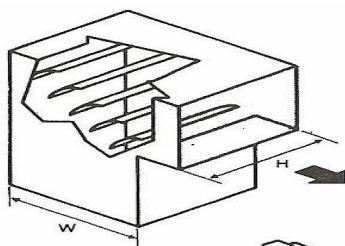
Συντελεστές για γωνίες 90°



R/W	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2
0.75	0.57	0.2	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.27	0.21
1.5	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.0	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15

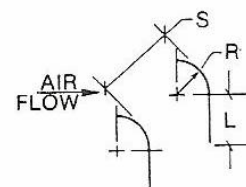
ΣΤ. Γωνία, Ορθογωνική, με οδηγία πτερύγια

ΠΤΕΡΥΓΙΑ ΜΙΚΡΟΥ ΠΛΑΤΟΥΣ

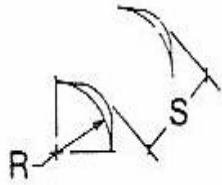


(α) (β)

*No	Διαστάσεις, ίντσες			Συντελεστής C
	R	S	L	
1*	2.0	1.5	0.75	0.12
2	4.5	2.25	0	0.15
3	4.5	3.25	1.60	0.18



- (α) δρομέας στήριξης πτερυγίων τύπου Α, προσαρμογή πτερυγίων με πίεση σ' αυτόν
 (β) δρομέας στήριξης πτερυγίων τύπου Β, συρταρωτή προσαρμογή πτερυγίων



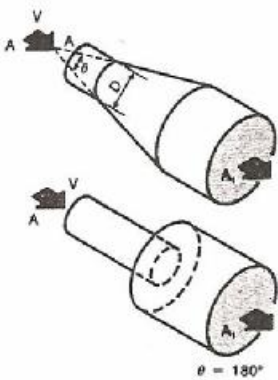
ΠΤΕΡΥΓΙΑ ΧΩΡΙΣ ΑΜΕΛΗΤΟ ΠΛΑΤΟΣ
ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ C

*No	Διαστάσεις, ίντσες		Ταχύτητα (V), fpm				Παρατηρήσεις
	R	S	1000	2000	3000	4000	
1	2.0	1.5	0.27	0.22	0.19	0.17	δρομέας τύπου Β
2	2.0	1.5	0.33	0.29	0.26	0.23	δρομέας τύπου Α
3	2.0	2.13	0.38	0.31	0.27	0.24	δρομέας τύπου Β
4	4.5	3.25	0.26	0.21	0.18	0.16	δρομέας τύπου Β

ΠΙΝΑΚΑΣ 5. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΑΠΩΛΕΙΩΝ, ΜΕΤΑΒΑΣΕΙΣ (ΑΠΟΚΛΙΝΟΥΣΑ ΡΟΗ)
 Χρησιμοποιείται η δυναμική πίεση (H_v) στην είσοδο του τμήματος. Απώλεια εξαρτήματος (H_f) = $C \times H_v$

Α. Μεταβατικό τμήμα, Κυκλικό, Κωνικό

Συντελεστής C



Re	A_1/A_2	θ							
		16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	180°
0.5×10^5	2	0.14	0.19	0.32	0.33	0.33	0.32	0.31	0.30
	4	0.23	0.30	0.46	0.61	0.68	0.64	0.63	0.62
	6	0.27	0.33	0.48	0.66	0.77	0.74	0.73	0.72
	10	0.29	0.38	0.59	0.76	0.80	0.83	0.84	0.83
	≥ 16	0.31	0.38	0.60	0.84	0.88	0.88	0.88	0.88
2×10^5	2	0.07	0.12	0.23	0.28	0.27	0.27	0.27	0.26
	4	0.15	0.18	0.36	0.55	0.59	0.59	0.58	0.57
	6	0.19	0.28	0.44	0.90	0.70	0.71	0.71	0.69
	10	0.20	0.24	0.43	0.76	0.80	0.81	0.81	0.81
	≥ 16	0.21	0.28	0.52	0.76	0.87	0.87	0.87	0.87
$\geq 6 \times 10^5$	2	0.05	0.07	0.12	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27
	4	0.17	0.24	0.38	0.51	0.56	0.58	0.58	0.57
	6	0.16	0.29	0.46	0.60	0.69	0.71	0.70	0.70
	10	0.21	0.33	0.52	0.60	0.76	0.83	0.84	0.83
	≥ 16	0.21	0.34	0.56	0.72	0.79	0.85	0.87	0.89

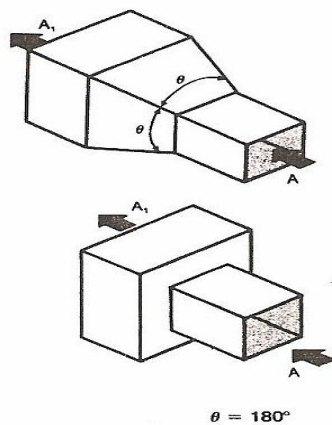
$$Re = 8.56 DV$$

Όπου :

D = διάμετρος εισόδου [in]

V = ταχύτητα εισόδου [fpm]

Β. Μεταβατικό τμήμα, Ορθογωνικό, Πυραμιδοειδές



$\theta = 180^\circ$

Συντελεστής C

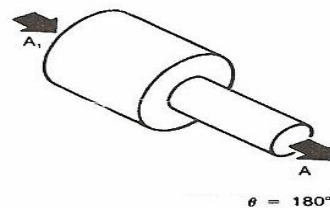
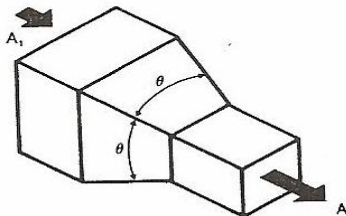
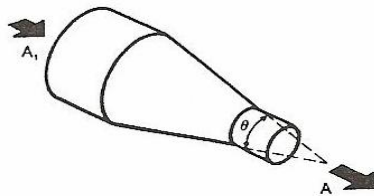
A_1/A	θ							
	16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	180°
2	0.18	0.22	0.25	0.29	0.31	0.32	0.33	0.30
4	0.36	0.43	0.50	0.56	0.61	0.63	0.63	0.63
6	0.42	0.47	0.58	0.68	0.72	0.76	0.76	0.75
≥ 10	0.42	0.49	0.59	0.70	0.80	0.87	0.85	0.86

Σημείωση: A_1 = διατομή εισόδου, A = διατομή εξόδου

ΠΙΝΑΚΑΣ 6. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΠΩΛΕΙΩΝ, ΜΕΤΑΒΑΣΕΙΣ (ΣΥΓΚΛΙΝΟΥΣΑ ΡΟΗ)

Χρησιμοποιείται η δυναμική πίεση (H_v) στην έξοδο του τμήματος. Απώλεια εξαρτήματος (H_f) = $C \times H_v$

Α. Συστολή, Κυκλική και Ορθογωνική, βαθμιαία και απότομη



$\theta = 180^\circ$

Συντελεστής C

A_1/A	θ						
	10°	$15^\circ-40^\circ$	$50^\circ-60^\circ$	90°	120°	150°	180°
2	0.05	0.05	0.06	0.12	0.18	0.24	0.26
4	0.05	0.04	0.07	0.17	0.27	0.35	0.41
6	0.05	0.04	0.07	0.18	0.28	0.36	0.42
10	0.05	0.05	0.08	0.19	0.29	0.37	0.43

Σημείωση: A_1 = Επιφάνεια εισόδου, A = Επιφάνεια εξόδου

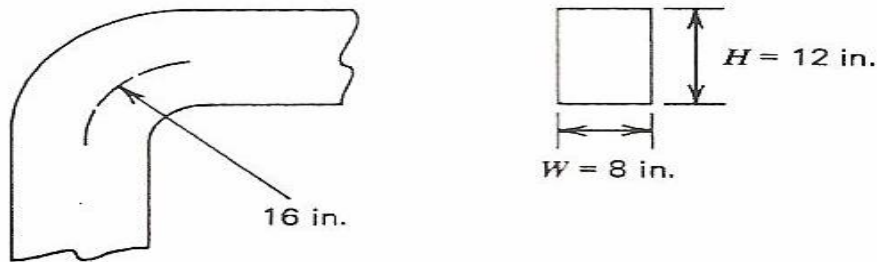
ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 21

Μία 12 in επί 8 in. γωνία ομαλής ακτίνας χωρίς οδηγά πτερύγια έχει κεντρική ακτίνα καμπυλότητας $R=16$ in. Μέσα από αυτή ρέουν 1500 CFM. Βρείτε την απώλεια πίεσης μέσω του εξαρτήματος.

ΛΥΣΗ :

Ο συντελεστής απωλειών βρίσκεται στον πίνακα 4. Αναφερόμενοι στο σχήμα 25

$H = 12$ in., $W = 8$ in., και $R = 16$ in. Αυτό δίνει



Σχήμα 25. Σκαρίφημα παραδείγματος 21.

$$\frac{H}{V} = \frac{12}{8} = 1.5 \quad \frac{R}{W} = \frac{16}{8} = 2.0 \quad \text{και } C = 0.14$$

Το εμβαδόν του αγωγού και η ταχύτητα είναι

$$A = 12 \text{ in.} \times 8 \text{ in.} \times \frac{1 \text{ ft}^2}{144 \text{ in.}^2} = 0.667 \text{ ft}^2$$

$$V = 1500 \frac{\text{ft}^3}{\text{min}} \times \frac{1}{0.667 \text{ ft}^2} = 2250 \text{ ft} / \text{min}$$

Χρησιμοποιώντας την εξίσωση 11, η απώλεια πίεσης είναι

$$H_f = 0.14 \left(\frac{2250}{4000} \right)^2 = 0.04 \text{ in. w.}$$

Σε συγκλίνοντα μεταβατικά τμήματα χρησιμοποιείται η ταχύτητα στην έξοδο του τμήματος, ενώ σε αποκλίνοντα μεταβατικά τμήματα χρησιμοποιείται η ταχύτητα στην είσοδο του μεταβατικού τμήματος.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 22

Το μεταβατικό τμήμα του σχήματος 26 μεταφέρει 12000 CFM. Να βρεθεί η απώλεια πίεσης μέσω του εξαρτήματος.

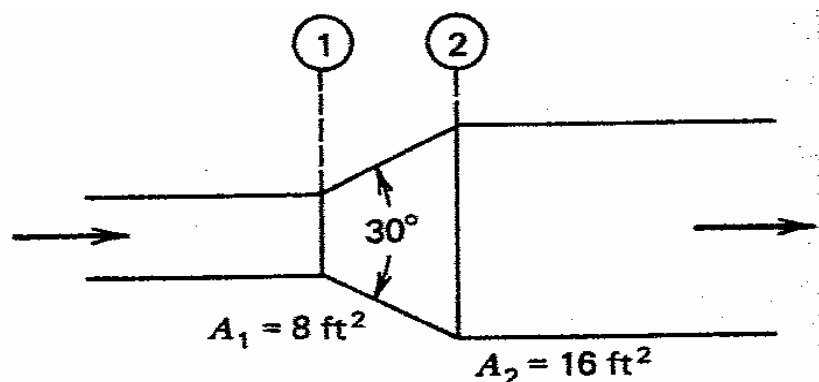
ΛΥΣΗ :

Από τον πίνακα 4, με $A_2/A_1 = 2.0$, διαβάζουμε $C = 0.20$

Χρησιμοποιώντας την εξίσωση 11

$$V_1 = 12000 \frac{ft^3}{min} \times \frac{1}{8 ft^2} = 1500 ft/min$$

$$H_f = 0.20 \left(\frac{1500}{4000} \right)^2 = 0.03 in.w.$$



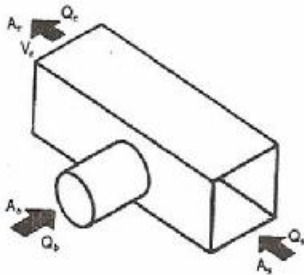
Σχήμα 26. Σκαρίφημα παραδείγματος 22.

Η μετατροπή ανάμεσα στη δυναμική πίεση και στην στατική πίεση που συμβαίνει στο μεταβατικό τμήμα είναι διαφορετική από το αποτέλεσμα των απωλειών πίεσης. Οι απώλειες πίεσης σημαίνουν μείωση της ολικής και της στατικής πίεσης. Η μετατροπή της δυναμικής σε στατική πίεση θα έχει σαν αποτέλεσμα αύξηση της στατικής πίεσης σε ένα αποκλίνον μεταβατικό τμήμα και μείωση της στατικής πίεσης σε ένα συγκλίνον μεταβατικό τμήμα. Τα διαφορετικά χαρακτηριστικά προστίθενται αλγεβρικά για να βρεθεί η τελική καθαρή μεταβολή της στατικής πίεσης.

ΠΙΝΑΚΑΣ 7. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΑΠΩΛΕΙΩΝ, ΣΥΓΚΛΙΝΟΥΣΕΣ ΕΝΩΣΕΙΣ

Χρησιμοποιείται η δυναμική πίεση (H_v) στην έξοδο του τμήματος Απώλεια εξαρτήματος (H_f) = $C \times H_v$

Α. Συγκλίνουσα διακλάδωση, κυκλικός αγωγός κλάδου σε ορθογωνικό κεντρικό αγωγό

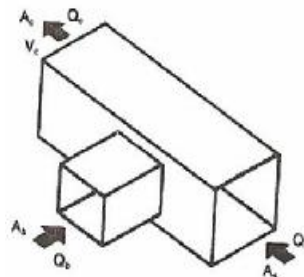


Κλάδος, Συντελεστής C

V_c	Q_b/Q_c									
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
<1200 fpm	-	-	0.13	0.23	0.78	1.30	1.93	3.10	4.88	5.60
>1200 fpm	-	-	0.23	0.60	1.27	2.06	2.75	3.70	4.93	5.95

A_b/A_s	A_s/A_c	A_b/A_c
0.5	1.0	0.5

Β. Συγκλίνουσα διακλάδωση, ορθογωνικός κεντρικός αγωγός και κλάδος



Κλάδος, Συντελεστής C

V_c	Q_b/Q_c									
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
<1200 fpm	-	-	0.03	0.33	1.03	1.10	2.15	2.93	4.18	4.78
>1200 fpm	-	-	0.23	0.67	1.17	1.66	2.67	3.36	3.93	5.13

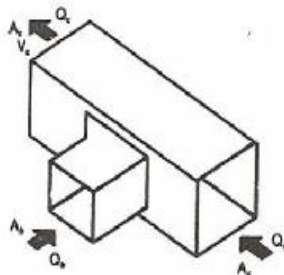
A_b/A_s	A_s/A_c	A_b/A_c
0.5	1.0	0.5

Σημείωση: A = επιφάνεια (sq. in.), Q = ροή αέρα (cfm), V = ταχύτητα (fpm)

Γ. Συγκλίνον ταφ, ο αγωγός του κλάδου εισέρχεται με 45° στον κεντρικό αγωγό

Όταν

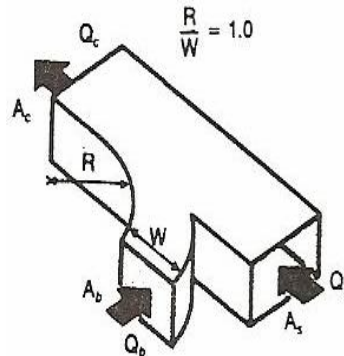
A_b/A_s	A_s/A_c	A_b/A_c
0.5	1.0	0.5



Κλάδος, Συντελεστής C

V_c	Q_b/Q_c									
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
<1200 fpm	-0.83	-0.68	0.30	0.28	0.55	1.03	1.50	1.93	2.50	3.03
>1200 fpm	-0.72	-0.52	0.23	0.34	0.76	1.14	1.83	2.01	2.90	3.63

Δ. Σύγκλιση, υπό γωνία και καμπυλότητα, ορθογωνική διατομή



Κλάδος, συντελεστής C

A_b/A_s	A_b/A_c	Q_b/Q_c								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0.25	-50	0	0.50	1.2	2.2	3.7	5.9	9.4	11
0.33	0.25	-1.2	-0.40	0.40	1.6	3.0	4.9	6.9	9.9	11
0.5	0.5	-50	-20	0	0.25	0.45	0.70	1.0	1.5	2.0
0.67	0.5	-1.0	-0.60	-0.20	0.10	0.30	0.60	1.0	1.5	2.0
1.0	0.5	-2.2	-1.5	-0.95	-0.50	0	0.40	0.80	1.3	1.9
1.0	1.0	-0.60	-0.30	-0.10	-0.04	0.13	0.21	0.29	0.36	0.42
1.33	1.0	-1.2	-0.80	-0.40	-0.20	0	0.16	0.24	0.32	0.38
2.0	1.0	-2.1	-1.4	-0.90	-0.50	-0.20	0	0.20	0.25	0.30

Κεντρικός αγωγός, Συντελεστής C

A_s/A_c	A_b/A_c	Q_b/Q_c								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.75	0.25	0.30	0.30	0.20	-0.10	-0.45	-0.92	-1.5	-2.0	-2.6
1.0	0.5	0.17	0.16	0.10	0	-0.08	-0.18	-0.27	-0.37	-0.46
0.75	0.5	0.27	0.35	0.32	0.25	0.12	-0.03	-0.23	-0.42	-0.58
0.5	0.5	1.2	1.1	0.90	0.65	0.35	0	-0.40	-0.80	-1.3
1.0	0.5	0.18	0.24	0.27	0.26	0.23	0.18	0.10	0	-0.12
0.75	1.0	0.75	0.36	0.38	0.35	0.27	0.18	0.05	-0.08	-0.22
0.5	1.0	0.80	0.87	0.80	0.68	0.55	0.40	0.25	0.08	-0.10

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 23

Η ολική πίεση στο σημείο 1 του μεταβατικού τμήματος του παραδείγματος 22 είναι 2.35 in. w.g. (g : μανομετρική). Να βρεθεί η στατική πίεση στο 1 και η ολική και στατική πίεση στο σημείο 2.

ΛΥΣΗ :

Σύμφωνα με το σχήμα 27, στο οποίο φαίνονται τα αποτελέσματα των παρακάτω υπολογισμών, καθώς και οι κατανομές πίεσης στο μεταβατικό τμήμα, η στατική πίεση στο σημείο 1 είναι

$$H_{s1} = H_{t1} - H_{v1} = 2.35 - \left(\frac{1500}{4000}\right)^2 = 2.21 \text{ in. w. g.}$$

Η ολική απώλεια πίεσης βρέθηκε στο παράδειγμα 22, $H_f = 0.03 \text{ in. w.}$

Η ολική πίεση στο σημείο 2 είναι συνεπώς

$$H_{t2} = H_{t1} - H_f = 2.35 - 0.03 = 2.32 \text{ in. w. g.}$$

Η στατική πίεση στο 2 είναι

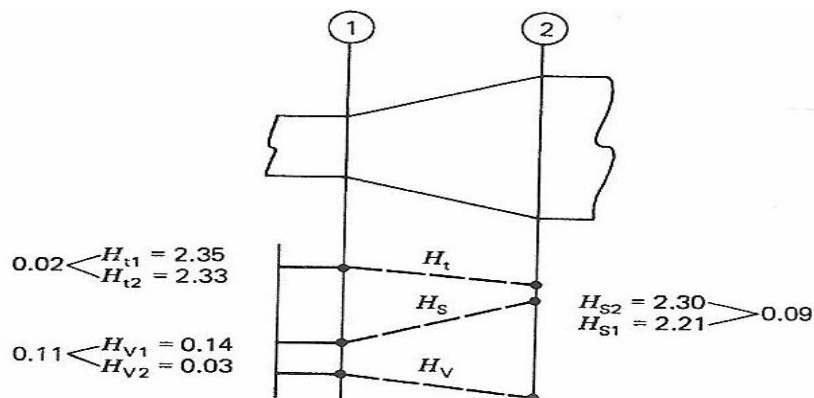
$$H_{s2} = H_{t2} - H_{v2} = 2.32 - \left(\frac{750}{4000}\right)^2 = 2.28 \text{ in. w. g.}$$

Το παράδειγμα 23 δείχνει μία περίπτωση ανάκτησης στατικής πίεσης (SPR). Η πραγματική ανάκτηση ήταν

$$\text{SPR} = 2.28 - 2.21 = 0.07 \text{ in. w.}$$

Εάν δεν υπήρχαν απώλειες στην ολική πίεση, η θεωρητική ανάκτηση SPR θα ήταν

$$\text{SPR} = 0.07 + 0.03 = 0.10 \text{ in. w.}$$



Σχήμα 27. Σκαριφήματα για το παράδειγμα 23

Ο λόγος της πραγματικής προς την θεωρητική SPR είναι

$$R = \frac{0.07}{0.10} = 0.70$$

Το R είναι ο συντελεστής ανάκτησης, όπως ορίστηκε στην § 5. Συνεπώς 70% των απωλειών πίεσης στην μεταβατική διάταξη ανακτώνται. Όπου υπάρχει συνδυασμός μεταβατικού τμήματος και παράκαμψης σε ένα σύστημα αγωγών, η απώλεια πίεσης στην κύρια ευθύγραμμη διαδρομή και στην παράκαμψη είναι διαφορετικές, και η τιμή καθεμιάς εξαρτάται από το σχήμα. Εάν είναι σημαντικό να ελαχιστοποιήσουμε τις απώλειες, η μεταβατική διάταξη θα είναι όπως φαίνεται στο σχήμα 28. Σε αυτή τη περίπτωση η απώλεια πίεσης μέσω της ευθύγραμμης διαδρομής μπορεί συνήθως να αγνοηθεί, και η απώλεια πίεσης της παράκαμψης μπορεί να υπολογιστεί όπως σε μια γωνία.

Προκειμένου να περιοριστεί το κόστος κατασκευής των μεταβατικών εξαρτημάτων, αυτά συνήθως κατασκευάζονται όπως φαίνεται στο σχήμα 29. Σε αυτή την περίπτωση η απώλεια πίεσης στον κλάδο είναι σημαντική, ειδικά σε υψηλές ταχύτητες.

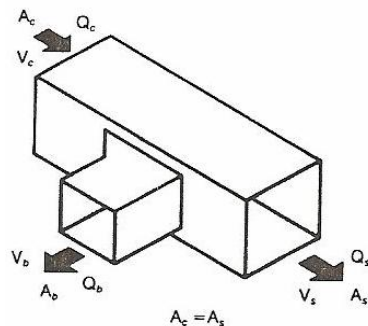
ΠΙΝΑΚΑΣ 8. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΠΩΛΕΙΩΝ, ΑΠΟΚΛΙΝΟΥΣΕΣ ΕΝΩΣΕΙΣ

Χρησιμοποιείται η δυναμική πίεση (H_v) στην είσοδο του τμήματος. Απώλεια εξαρτήματος $H_f = C \times H_v$

Α. Διακλάδωση, 45° γωνία εισόδου, Ορθογωνικός κεντρικός αγωγός και κλάδος

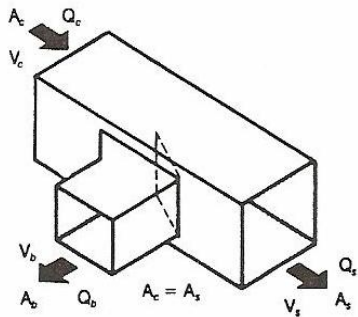
Κλάδος, Συντελεστής C

V_b/V_c	Q_b/Q_c								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.91								
0.4	0.81	0.79							
0.6	0.77	0.72	0.70						
0.8	0.78	0.73	0.69	0.66					
1.0	0.78	0.98	0.85	0.79	0.74				
1.2	0.90	1.11	1.16	1.23	1.03	0.86			
1.4	1.19	1.22	1.26	1.29	1.54	1.25	0.92		
1.6	1.35	1.42	1.55	1.59	1.63	1.50	1.31	1.09	
1.8	1.44	1.50	1.75	1.74	1.72	2.24	1.63	1.40	1.17



Β. Διακλάδωση, 45° γωνία εισόδου, Ορθογωνικός κεντρικός αγωγός και κλάδος με ρυθμιστή ροής

Κλάδος, Συντελεστής C

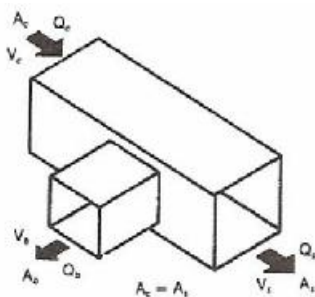


V_b/V_c	Q_b/Q_c								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.61								
0.4	0.46	0.61							
0.6	0.43	0.50	0.54						
0.8	0.39	0.43	0.62	0.53					
1.0	0.34	0.57	0.77	0.73	0.68				
1.2	0.37	0.64	0.85	0.98	1.07	0.83			
1.4	0.57	0.71	1.04	1.16	1.54	1.36	1.18		
1.6	0.89	1.08	1.28	1.30	1.69	2.09	1.81	1.47	
1.8	1.33	1.34	2.04	1.78	1.90	2.40	2.77	2.23	1.92

Σημείωση: A = επιφάνεια διατομής (sq. in), Q = Ροή αέρος (cfm), V = ταχύτητα (fpm)

Γ. Ταφ, ορθογωνικός κεντρικός αγωγός και κλάδος

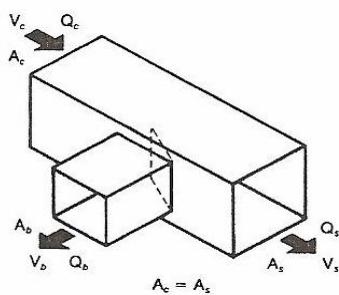
Κλάδος, Συντελεστής C



V_b/V_c	Q_b/Q_c								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	1.03								
0.4	1.04	1.01							
0.6	1.11	1.03	1.05						
0.8	1.16	1.21	1.17	1.12					
1.0	1.38	1.40	1.30	1.36	1.27				
1.2	1.52	1.61	1.68	1.91	1.47	1.66			
1.4	1.79	2.01	1.90	2.31	2.28	2.20	1.95		
1.6	2.07	2.28	2.13	2.71	2.99	2.81	2.09	2.20	
1.8	2.32	2.54	2.64	3.09	3.72	3.48	2.21	2.29	2.57

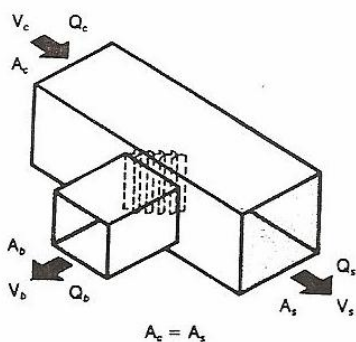
Δ. Ταφ, ορθογωνικός κεντρικός αγωγός και κλάδος με ρυθμιστή ροής (damper)

Κλάδος, Συντελεστής C



V_b/V_c	Q_b/Q_c								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.58								
0.4	0.67	0.64							
0.6	0.78	0.76	0.75						
0.8	0.88	0.98	0.81	1.01					
1.0	1.12	1.05	1.08	1.18	1.29				
1.2	1.49	1.48	1.40	1.51	1.70	1.91			
1.4	2.10	2.21	2.25	2.29	2.32	2.48	2.53		
1.6	2.72	3.0	2.84	3.09	3.30	3.19	3.29	3.16	
1.8	3.42	4.58	3.65	3.92	4.20	4.15	4.14	4.10	4.05

Ε. Ταφ, ορθογωνικός κεντρικός αγωγός και κλάδος με οδήγηση της ροής



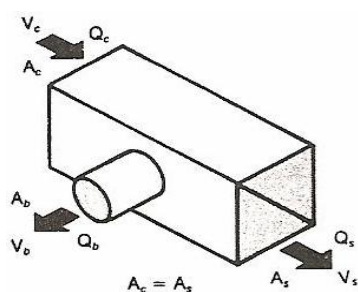
Κλάδος, Συντελεστής C

V_b/V_c	Q_b/Q_c								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	0.60								
0.4	0.62	0.69							
0.6	0.74	0.80	0.82						
0.8	0.99	1.10	0.95	0.90					
1.0	1.48	1.12	1.41	1.24	1.21				
1.2	1.91	1.33	1.43	1.52	1.55	1.64			
1.4	2.47	1.67	1.70	2.04	1.86	1.98	2.47		
1.6	3.17	2.40	2.33	2.53	2.31	2.51	3.13	3.25	
1.8	3.85	3.37	2.89	3.23	3.09	3.03	3.30	3.74	4.11

Κεντρικός αγωγός, Συντελεστής C

V_b/V_c	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8
C	0.03	0.04	0.07	0.12	0.13	0.14	0.27	0.30	0.25

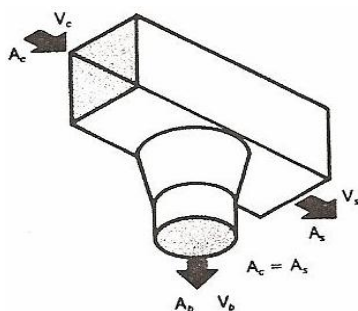
ΣΤ. Ταφ, ορθογωνικός κεντρικός αγωγός προς κυκλικό κλάδο



Κλάδος, Συντελεστής C

V_b/V_c	Q_b/Q_c								
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.2	1.00								
0.4	1.01	1.07							
0.6	1.14	1.10	1.08						
0.8	1.18	1.31	1.12	1.13					
1.0	1.30	1.38	1.20	1.23	1.26				
1.2	1.46	1.58	1.45	1.31	1.39	1.48			
1.4	1.70	1.82	1.65	1.51	1.56	1.64	1.71		
1.6	1.93	2.06	2.00	1.85	1.70	1.76	1.80	1.88	
1.8	2.06	2.17	2.20	2.13	2.06	1.98	1.99	2.00	2.07

Ζ. Ταφ ορθογωνικός κεντρικός αγωγός προς κωνικό κλάδο

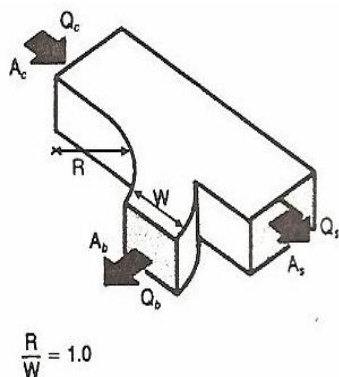


Κλάδος, Συντελεστής C

V_b/V_c	0.40	0.50	0.75	1.0	1.3	1.5
C	0.80	0.83	0.90	1.0	1.1	1.4

Η . Διακλάδωση ορθογωνική 90 °, με καμπυλότητα

Κλάδος, συντελεστής C



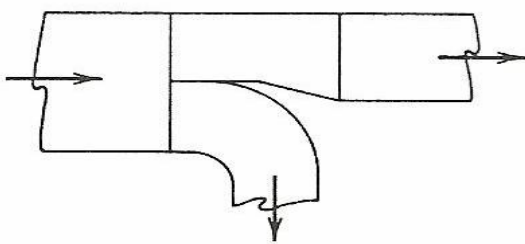
A_b/A_s	A_b/A_c	Q_b/Q_c								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0.25	0.55	0.50	0.60	0.85	1.2	1.8	3.1	4.4	6.0
0.33	0.25	0.35	0.35	0.50	0.80	1.3	2.0	2.8	3.8	5.0
0.5	0.5	0.62	0.48	0.40	0.40	0.48	0.60	0.78	1.1	1.5
0.67	0.5	0.52	0.40	0.32	0.30	0.34	0.44	0.62	0.92	1.4
1.0	0.5	0.44	0.38	0.38	0.41	0.52	0.68	0.92	1.2	1.6
1.0	1.0	0.67	0.55	0.46	0.37	0.32	0.29	0.29	0.30	0.37
1.33	1.0	0.70	0.60	0.51	0.42	0.34	0.28	0.26	0.26	0.29
2.0	1.0	0.60	0.52	0.43	0.33	0.24	0.17	0.15	0.17	0.21

Κεντρικός αγωγός, Συντελεστής C

A_b/A_s	A_b/A_c	Q_b/Q_c								
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.25	0.25	-0.01	-0.03	-0.01	0.05	0.13	0.21	0.29	0.38	0.46
0.33	0.25	0.08	0	-0.02	-0.01	0.02	0.08	0.16	0.24	0.34
0.5	0.5	-0.03	-0.06	-0.05	0	0.06	0.12	0.19	0.27	0.35
0.67	0.5	0.04	-0.02	-0.04	-0.03	-0.01	0.04	0.12	0.23	0.37
1.0	0.5	0.72	0.48	0.28	0.13	0.05	0.04	0.09	0.18	0.30
1.0	1.0	-0.02	-0.04	-0.04	-0.01	0.06	0.13	0.22	0.30	0.38
1.33	1.0	0.10	0	0.01	-0.03	-0.01	0.03	0.10	0.20	0.30
2.0	1.0	0.62	0.38	0.23	0.13	0.08	0.05	0.06	0.10	0.20

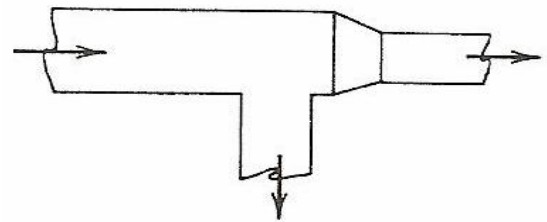
14. ΑΠΩΛΕΙΑ ΠΙΕΣΗΣ ΣΤΗΝ ΕΙΣΟΔΟ ΚΑΙ ΕΞΟΔΟ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΑ

Υπάρχει απώλεια πίεσης στην είσοδο και έξοδο ενός ανεμιστήρα, η τιμή της οποίας εξαρτάται από το σχήμα της σύνδεσης του ανεμιστήρα και του αγωγού. Μερικές τιμές του συντελεστή απωλειών C που προκύπτει δείχνονται στον πίνακα 9. Ο πίνακας 9 δείχνει τη σημασία του τρόπου σύνδεσης του ανεμιστήρα.

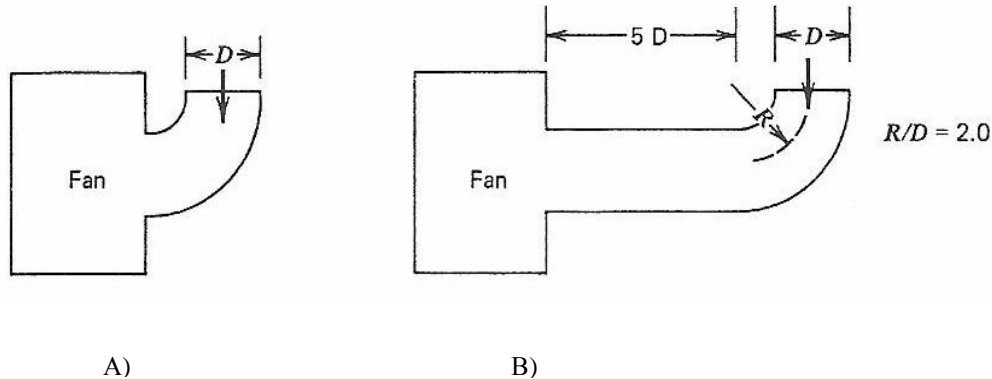


μεγάλη πτώση πίεσης

Σχήμα 28. Μεταβατικό τμήμα με μικρή πτώση πίεσης



Σχήμα 29. Μεταβατικό τμήμα με



Σχήμα 30. Σχέδιο για το παράδειγμα 24. Α) Σύνδεση ανεμιστήρα χωρίς ευθύγραμμο αγωγό εισόδου, Β) Σύνδεση με ευθύγραμμο αγωγό εισόδου μεγάλου μήκους.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 24

Ένας κατασκευαστής τοποθετεί την είσοδο σε έναν ανεμιστήρα όπως φαίνεται στο σχήμα 30 Α) σε αντίθεση με αυτό που φαίνεται στο σχήμα 30 Β). Η ταχύτητα εισόδου στον ανεμιστήρα είναι 2000 ft/min. Ποια είναι η απώλεια πίεσης στην είσοδο του ανεμιστήρα σε κάθε περίπτωση;

ΛΥΣΗ :

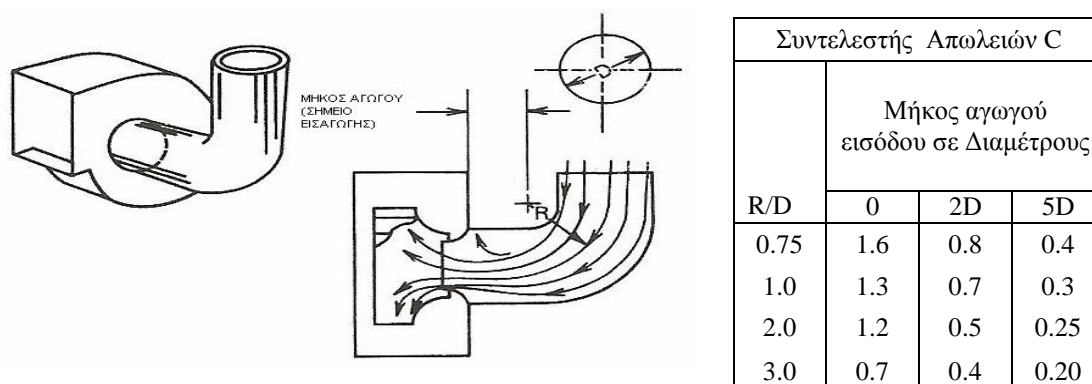
Από τον πίνακα 9, διαβάζουμε τιμές του $C=1.2$ και $C=0.25$ για το ‘λανθασμένο’ και το ‘σωστό’ τρόπο σύνδεσης. Η απώλεια πίεσης για την κάθε μία, χρησιμοποιώντας την εξίσωση 11

Είναι : ‘Λανθασμένη’ $H_f = 1.2 \left(\frac{2000}{4000} \right)^2 = 0.30 in.w.$

‘Σωστή’ $H_f = 0.25 \left(\frac{2000}{4000} \right)^2 = 0.06 in.w.$

Ας σημειωθεί η υπερβολικά υψηλή απώλεια πίεσης για την λανθασμένη σύνδεση που έχει σαν αποτέλεσμα απώλεια ενέργειας.

ΠΙΝΑΚΑΣ 9. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΑΠΩΛΕΙΩΝ (C) ΓΙΑ ΕΥΘΥΓΡΑΜΜΟ ΚΥΚΛΙΚΟ ΑΓΩΓΟ ΣΥΝΔΕΣΗΣ ΣΤΗΝ ΕΙΣΟΔΟ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΑ.



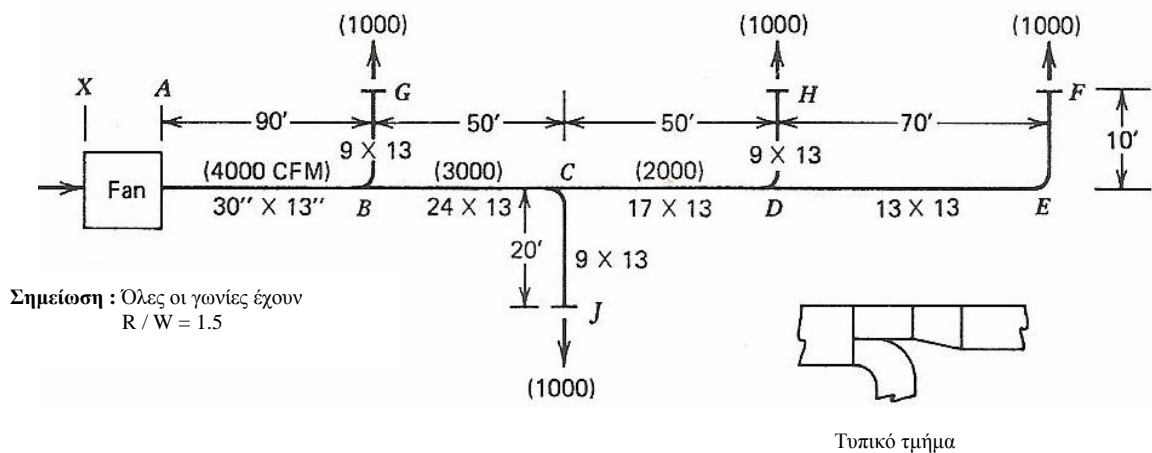
15. ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΠΙΕΣΗΣ ΔΙΚΤΥΟΥ ΑΓΩΓΩΝ

Οι απώλειες πίεσης αεραγωγών πρέπει να υπολογίζονται προκειμένου να καθοριστεί η ισχύς του ανεμιστήρα, να ελεγχθεί η συμπεριφορά του συστήματος και να γίνει η κατάλληλη εξισορρόπηση των παροχών. Ολική απώλεια πίεσης του συστήματος ορίζεται ως η ολική απώλεια πίεσης διαμέσου της διαδρομής αεραγωγών η οποία έχει τις μεγαλύτερες απώλειες πίεσης. Αυτή η διαδρομή είναι συνήθως με το μεγαλύτερο μήκος, αλλά μπορεί να είναι και μία μικρότερη διαδρομή που περιέχει έναν ασυνήθιστο αριθμό εξαρτημάτων με μεγάλες απώλειες πίεσης. Είναι ευκολότερο να εργαστεί κανείς με απώλειες ολικής πίεσης παρά με απώλειες

στατικής πίεσης όταν αναλύονται οι απώλειες πίεσης των αεραγωγών. Για να βρούμε την ολική απώλεια πίεσης του συστήματος, προστίθενται οι απώλειες για κάθε τμήμα ευθύγραμμου αγωγού και για κάθε εξάρτημα της διαδρομής που έχει επιλεγεί. Οι απώλειες πίεσης μέσω εξαρτημάτων (φίλτρα, διαχύτες) πρέπει να συμπεριλαμβάνονται. Ο κατασκευαστής θα πρέπει να παρέχει αυτά τα δεδομένα.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 25

Για το σύστημα αγωγών που φαίνεται στο σχήμα 31, να υπολογισθεί η ολική απώλεια πίεσης του συστήματος και οι απαιτήσεις σε ανεμιστήρα. Οι συνδέσεις εισόδου και εξόδου του ανεμιστήρα δεν φαίνονται, αλλά βρέθηκε ότι οι απώλειες εισόδου του συστήματος είναι 0.20 in. w. και οι απώλειες εξόδου 0.08 in. w. Η ολική πίεση που απαιτείται σε κάθε στόμιο εξόδου του αέρα για κατάλληλη διανομή είναι 0.1 in. w.g.



Σχήμα 31. Σκαρίφημα για το παράδειγμα 25

ΛΥΣΗ :

Από έλεγχο του σχεδίου των αγωγών, η διαδρομή XABCDEDEF είναι η μεγαλύτερη. Είναι επίσης η διαδρομή με τη μεγαλύτερη απώλεια πίεσης, γιατί καμία από τις μικρότερες διαδρομές δεν έχει ασυνήθιστες απώλειες πίεσης. Οι απώλειες πίεσης για τους ευθύγραμμους αγωγούς και τα εξαρτήματα λαμβάνονται από κατάλληλους πίνακες. Τα αποτελέσματα δίνονται στο πίνακα 10. Τα αποκλίνοντα

μεταβατικά τμήματα έχουν αμελητέα πτώση πίεσης λόγω της σταδιακής μετάβασης και των σχετικά χαμηλών ταχυτήτων. Ο κατάλληλος ανεμιστήρας για το σύστημα πρέπει να έχει απαιτούμενο μανομετρικό 0.79 in. w.g. Η μέθοδος που χρησιμοποιήθηκε στο παράδειγμα 25 είναι πολύτιμη για την επίλυση προβλημάτων κατανομής του αέρα, επειδή η ολική πίεση μπορεί να βρίσκεται οπουδήποτε στον αεραγωγό, όπως φαίνεται στο παράδειγμα 26.

ΠΙΝΑΚΑΣ 10. ΣΥΝΟΨΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΓΙΑ ΤΟ ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 25

Τμήμα	Τεμάχιο	Ρυθμός Ροής, CFM	Μέγεθος Αγωγού, In.	Ισοδύναμη διάμετρος Κυκλικού αγωγού, in	V, FPM	Απώλεια Τριβής/100ft, in.w.	Μήκος, ft	Συντελεστής Απωλειών, C	Πίεση Ταχύτητας, in.w.	Απώλεια Πίεσης, in.w.
X	Είσοδος ανεμιστήρα	4000								0.20
A	Έξοδος ανεμιστήρα				1477					.08
AB	Αγωγός		30 × 13	21	1477	0.17	90			.15
B	Αποκλίνουσα διάταξη				1385					0
BC	Αγωγός	3000	24 × 13	19	1385	0.17	50			.09
C	Αποκλίνουσα μεταβάσεων				1303					0
CD	Αγωγός	2000	17 × 13	16	1303	0.18	50			.09
D	Απόκλιση μεταβάσεων									0
DEF	Αγωγός	1000	13 × 13	14	852	0.09	80			.07
E	Γωνία							.17		.01
F	Στόμιο εξόδου									.10

Συνολικές απώλειες πίεσης = 0.79

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 26

Το σύστημα του παραδείγματος 25 είναι τοποθετημένο σε κτίριο γραφείων. Υπάρχουν παράπονα για το ρεύμα αέρα κοντά στο στόμιο στην έξοδο G. Ποιο είναι το πρόβλημα;

ΛΥΣΗ :

Θα βρεθεί η ολική πίεση στο στόμιο εξόδου G και θα ελεγχθεί έναντι της τιμής (0.1 in. w.g.) η οποία απαιτείται στο στόμιο εξόδου αέρα. Η απώλεια πίεσης υπολογίζεται

κατά μήκος της διαδρομής XABG. Η απώλεια πίεσης XAB έχει ήδη βρεθεί. Από τον πίνακα 10 είναι

$$XAB H_f = 0.20 + 0.08 + 0.15 = 0.43 in.w.$$

Η απώλεια πίεσης από το B στο G θα υπολογιστεί. Για τη γωνία μετάβασης στο B, $H/W = 0.7$.

Εάν $R/W = 1.5$, $C = 0.19$

$$\text{Γωνία } H_f = 0.19 \left(\frac{1700}{4000} \right)^2 = 0.03 in.w.$$

$$\text{Για τον αγωγό BG } H_f / 100 ft = 0.2 in.w.$$

$$\text{Για τον αγωγό } H_f = 0.2 \times \left(\frac{10}{100} \right) = 0.02 in.w.$$

Η ολική απώλεια πίεσης σε αυτή τη διαδρομή είναι συνεπώς

$$XABG H_f = 0.43 + 0.03 + 0.02 = 0.48 in.w.$$

Η ολική πίεση του ανεμιστήρα είναι 0.79 in.w.g. Συνεπώς, η ολική πίεση του αεραγωγού στην έξοδο G είναι : $H_{IG} = 0.79 - 0.48 = 0.31 in.w.g.$

Αυτή η πίεση είναι πολύ μεγαλύτερη από την απαιτούμενη πίεση (0.1 in. w.g.) και έχει ως αποτέλεσμα υπερβολική παροχή και ταχύτητες αέρα.

16. ΜΕΘΟΔΟΙ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΑΕΡΑΓΩΓΩΝ

Η λύση του προβλήματος της υπερβολικής πίεσης σε στόμια εξόδου όπως στο παράδειγμα 26 μπορεί να επιτευχθεί με ρύθμιση του διαφράγματος στον αγωγό διακλάδωσης, εάν φυσικά έχει εγκατασταθεί τέτοιο διάφραγμα εκεί. Αυτό ίσως προκαλέσει προβλήματα θορύβου. Μία καλύτερη λύση θα ήταν να σχεδιασθεί το σύστημα αεραγωγών έτσι ώστε οι υπερβάλλουσες πιέσεις να εξαεμιστούν σε απώλειες πίεσης. Μέθοδοι για να επιτευχθεί αυτό θα εξηγηθούν εν συντομία.

Στην προηγούμενη παράγραφο δείχθηκε πώς να βρίσκουμε απώλειες πίεσης σε αγωγούς όταν το μέγεθος των αγωγών είναι γνωστό. Ωστόσο κατά το σχεδιασμό ενός συστήματος αεραγωγών, οι διαστάσεις πρέπει πρώτα να καθορισθούν. Δύο μέθοδοι για τον σχεδιασμό αεραγωγών θα παρουσιαστούν εδώ, η μέθοδος *ίσης τριβής* και η μέθοδος *ανάκτησης πίεσης*.

17. ΜΕΘΟΔΟΣ ΙΣΗΣ ΠΤΩΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

Η βάση αυτής της μεθόδου διαστασιολόγησης αγωγών είναι να επιλεγεί και στην συνέχεια να διατηρηθεί σταθερός ο ρυθμός απωλειών τριβής ανά μονάδα μήκους για όλα τα τμήματα των αεραγωγών του συστήματος. Η τιμή που επιλέγεται συνήθως βασίζεται στη μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα στον κεντρικό αεραγωγό που ξεκινά από τον ανεμιστήρα, ώστε να αποφύγουμε τον υπερβολικό θόρυβο στη ροή του αέρα. Ο πίνακας 11 δίνει μερικές προτεινόμενες ταχύτητες.

ΠΙΝΑΚΑΣ 11. ΠΡΟΤΕΙΝΟΜΕΝΕΣ ΤΑΧΥΤΗΤΕΣ ΓΙΑ ΚΛΙΜΑΤΙΣΤΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΧΑΜΗΛΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ .

Ονομασία	ΠΡΟΤΕΙΝΟΜΕΝΕΣ ΤΑΧΥΤΗΤΕΣ, FPM			ΜΕΓΙΣΤΕΣ ΤΑΧΥΤΗΤΕΣ, FPM		
	Κατοικίες	Σχολεία, Θέατρα, Κτίρια για το Κοινό	Βιομηχανικά Κτίρια	Κατοικίες	Σχολεία, Θέατρα, Κτίρια για το Κοινό	Βιομηχανικά Κτίρια
Είσοδοι εξωτερικού αέρα ^α	500	500	500	800	900	1200
Φίλτρα ^α	250	300	350	300	350	350
στοιχεία θέρμανσης ^α	450	500	600	500	600	700
Υγραντήρες	500	500	500	500	500	500
Συνδέσεις αναρρόφησης	700	800	1000	900	1000	1400
Έξοδοι ανεμιστήρα	1000-1600	1300-2000	1600-2400	1700	1500-2200	1700-2800
Κύριοι αγωγοί	700-900	1000-1300	1200-1800	800-1200	1100-1600	1300-2200
Αγωγοί διακλάδωσης	600	600-900	800-1000	700-1000	800-1300	1000-1800
Κάθετοι αγωγοί διακλάδωσης	500	600-700	800	650-800	800-1200	1000-1600

^α Αυτές οι ταχύτητες είναι για την συνολική επιφάνεια διατομής, όχι για την καθαρή ελεύθερη επιφάνεια της ροής. Οι υπόλοιπες ταχύτητες είναι για την καθαρή ελεύθερη επιφάνεια.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 27

Να βρεθεί το μέγεθος για το κάθε τμήμα αεραγωγού για το σύστημα που φαίνεται στο σχήμα 32, χρησιμοποιώντας την μέθοδο ίσης πτώσης πίεσης. Να χρησιμοποιηθούν ορθογωνικοί αγωγοί. Το σύστημα εξυπηρετεί ένα βιομηχανικό κτίριο.

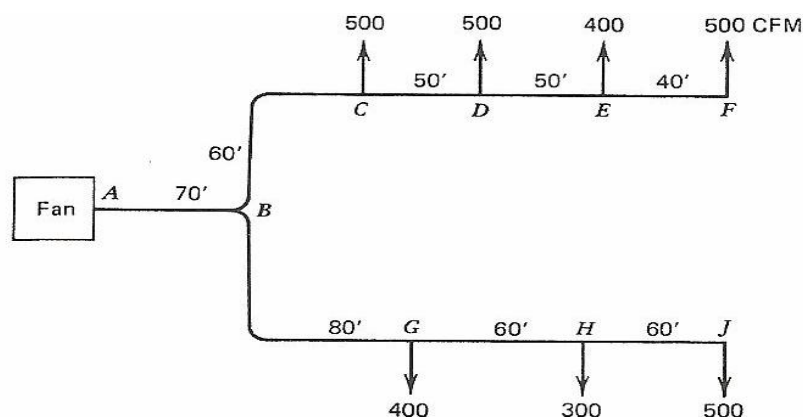
ΛΥΣΗ :

1. Προστίθενται οι παροχές CFM προς τα πίσω από το τελευταίο στόμιο εκροής, για να βρεθούν τα CFM κάθε τμήματος. Τα αποτελέσματα φαίνονται στον πίνακα 12.
2. Επιλέγεται μια ταχύτητα σχεδιασμού για το κεντρικό αγωγό που αναχωρεί από τον ανεμιστήρα, χρησιμοποιώντας τον πίνακα 11. Μία ταχύτητα των 1400 ft/min επιλέγεται, η οποία θα παρέχει σχετικά αθόρυβη λειτουργία για αυτήν την εφαρμογή.
3. Από το σχήμα 21, ο ρυθμός απωλειών τριβής για το κεντρικό τμήμα AB είναι 0.13 in. w./100ft. Η ισοδύναμη διάμετρος κυκλικού αγωγού είναι 20.5in.
4. Η ισοδύναμη διάμετρος κυκλικού αγωγού για κάθε τμήμα αεραγωγού φαίνεται από το σχήμα 21 στην τομή του ρυθμού απωλειών τριβής σχεδιασμού (013 in. w./100ft) και των CFM για το τμήμα αυτό.
5. Τα μεγέθη του ορθογωνικού αγωγού βρίσκονται από το σχήμα 23. Στην πραγματική εγκατάσταση, οι επιλογές αυτές θα καθορίζονται από τον διαθέσιμο χώρο.
6. Οι απώλειες πίεσης του συστήματος μπορούν να υπολογισθούν όπως είδαμε προηγουμένως.

Η μέθοδος ίσης πτώσης πίεσης για τον σχεδιασμό αγωγών είναι εύκολη και ίσως είναι η περισσότερο δημοφιλής. Εάν δεν υπάρχουν μεγάλες αποστάσεις ανάμεσα στο πρώτο και στο τελευταίο στόμιο εκροής, η μέθοδος αυτή δουλεύει αρκετά ικανοποιητικά. Εάν υπάρχουν μεγάλες αποστάσεις ανάμεσα στα στόμια στην αρχή και στο τέλος του συστήματος, τότε τα στόμια κοντά στον ανεμιστήρα θα βρίσκονται σε μεγαλύτερη από την κανονική (απαιτούμενη) πίεση, όπως δείχθηκε στο παράδειγμα 26. Σαν αποτέλεσμα μπορεί να προκληθούν δυσκολίες στην εξισορρόπηση των παροχών του αέρα, και πιθανώς υπερβολικός θόρυβος.

Εάν οι έξοδοι που είναι πιο κοντά στον ανεμιστήρα είναι σε μακρινούς ξεχωριστούς κλάδους, το πρόβλημα μπορεί να ξεπεραστεί με τροποποίηση της μεθόδου σχεδιασμού ίσων απωλειών πίεσης. Η μεγαλύτερη σε μήκος διαδρομή διαστασιολογείται με την τιμή του ρυθμού απωλειών πίεσης σχεδιασμού, αλλά οι κλάδοι επιλέγονται ώστε να προκύπτουν υψηλότεροι ρυθμοί απωλειών τριβών, έτσι ώστε να καταναλώνουν την διαθέσιμη πίεση. Για να μειωθούν οι υπερβολικές

διαφορές πίεσης στο όλο σύστημα, η μέθοδος σχεδιασμού ανάκτησης πίεσης μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί .



Σχήμα 32. Σκαρίφημα για το παράδειγμα 27

ΠΙΝΑΚΑΣ 12. ΣΥΝΟΨΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΓΙΑ ΤΟ ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 27

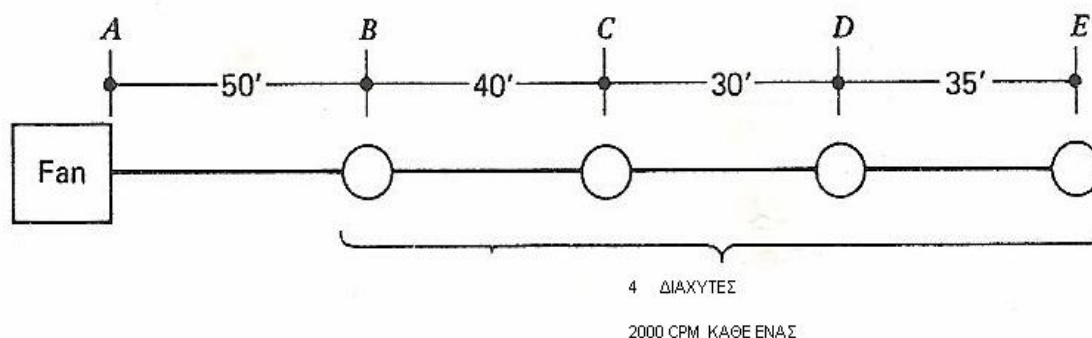
Τμήμα	CFM	V, ft/min	Απώλεια Τριβής, in. w. προς 100ft	Eq. D, in.	Μέγεθος Ορθογώνιου Αγωγού, in.
AB	3100	1240	0,13	20,5	24 × 15
BC	1900	1140	0,13	17	20 × 12
CD	1400	1050	0,13	15	16 × 12
DE	900	900	0,13	12,5	16 × 9
EF	500	889	0,13	10	9 × 9
BG	1200	1029	0,13	14	14 × 12
GH	800	914	0,13	12	14 × 9
HJ	500	889	0,13	10	9 × 9

18. ΜΕΘΟΔΟΣ ΑΝΑΚΤΗΣΗΣ ΠΙΕΣΗΣ

Αυτή η μέθοδος χρησιμοποιείται για τον σχεδιασμό συστημάτων υψηλών ταχυτήτων, πάνω από 2500-3000 FPM. Η βάση της μεθόδου ανάκτησης στατικής πίεσης για τον προσδιορισμό του μεγέθους των αγωγών συνίσταται στην μείωση των ταχυτήτων σε κάθε τμήμα αγωγού έτσι ώστε η προκύπτουσα αύξηση της στατικής πίεσης να είναι επαρκής ώστε να υπερκαλύπτει τις απώλειες πίεσης του επόμενου τμήματος. Η στατική πίεση είναι συνεπώς η ίδια σε κάθε σύνδεση στον κεντρικό αγωγό. Το παράδειγμα 28 δείχνει πώς διαστασιολογούνται οι αγωγοί με αυτή τη μέθοδο.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 28

Να προσδιοριστούν οι διαστάσεις των αγωγών του συστήματος που φαίνεται στο σχήμα 33, χρησιμοποιώντας τη μέθοδο ανάκτησης πίεσεως. Θα χρησιμοποιηθούν κυκλικοί αγωγοί.



Σχήμα 33. Σχεδιάγραμμα για το παράδειγμα 28

ΛΥΣΗ :

Τα αποτελέσματα της εργασίας συνοψίζονται στον πίνακα 13. Τα βήματα είναι τα ακόλουθα.

1. Επιλέγεται η ταχύτητα του αρχικού τμήματος. (Αυτό το σύστημα είναι υψηλής ταχύτητας, έτσι ώστε το επίπεδο του θορύβου δεν καθορίζει τη μέγιστη ταχύτητα. Πρέπει να χρησιμοποιηθούν συσκευές μείωσης ήχου). Επιλέγεται μία ταχύτητα 3200 ft/min .
2. Από το σχήμα 21 προσδιορίζεται το μέγεθος του αγωγού και η στατική πτώση πίεσης λόγω τριβών του τμήματος AB. Η απώλεια τριβής ανά 100ft είναι 0.56 in.w. και συνεπώς η απώλεια πίεσης του τμήματος είναι $0.56 \times 50/100 = 0.28$ in.w.
3. Η ταχύτητα πρέπει να μειωθεί στο τμήμα BC έτσι ώστε η ανάκτηση της στατικής πίεσης να είναι ίση με την απώλεια πίεσης στο τμήμα BC. Δεν θα υπάρξει μια πλήρης ανάκτηση, λόγω των δυναμικών απωλειών στο μεταβατικό τμήμα στο B. Θα υποθεθεί συντελεστής ανάκτησης 75% για τα

μεταβατικά τμήματα. Μία μέθοδος δοκιμής και λάθους είναι απαραίτητη για την εξισορρόπηση της ανάκτησης πίεσης με τις απώλειες πίεσης. Σαν αρχική υπόθεση δοκιμάζουμε μια ταχύτητα 2400 ft/min στο τμήμα BC. Η πτώση πίεσης λόγω τριβών είναι

$$\text{Απώλειες στο BC} = \frac{0.32 \text{ in.w.}}{100 \text{ ft}} \times 40 \text{ ft} = 0.13 \text{ in.w.}$$

Η ανάκτηση πίεσης διατίθεται για να υπερνικήσει αυτήν την απώλεια. Με χρήση της εξίσωσης 9

$$\text{Ανάκτηση στο B} = 0.75 \left[\left(\frac{3200}{4000} \right)^2 - \left(\frac{2400}{4000} \right)^2 \right] = 0.21 \text{ in.w.}$$

Αυτή είναι μια πολύ μεγάλη ανάκτηση. Γίνεται επόμενη δοκιμή με ταχύτητα 2600 ft/min

$$\text{Απώλειες στο BC} = \frac{0.40 \text{ in.w.}}{100 \text{ ft}} \times 40 \text{ ft} = 0.16 \text{ in.w.}$$

$$\text{Ανάκτηση στο B} = 0.75 \left[\left(\frac{3200}{4000} \right)^2 - \left(\frac{2600}{4000} \right)^2 \right] = 0.16 \text{ in.w.}$$

Αυτή η δοκιμή είναι ικανοποιητική. Η ανάκτηση στο B είναι ακριβώς όση χρειάζεται για να υπερνικηθούν οι απώλειες στο τμήμα BC. Το μέγεθος του αγωγού στο BC είναι 21 in.

4. Συνεχίζεται η ίδια διαδικασία στο μεταβατικό τμήμα C. Γίνεται δοκιμή με ταχύτητα 2200 ft/min στο CD. Το αποτέλεσμα είναι :

$$\text{Απώλειες στο CD} = \frac{0.33 \text{ in.w.}}{100 \text{ ft}} \times 30 \text{ ft} = 0.10 \text{ in.w.}$$

$$\text{Ανάκτηση στο C} = \left[\left(\frac{2600}{4000} \right)^2 - \left(\frac{2200}{4000} \right)^2 \right] = 0.09 \text{ in.w.}$$

Η πρώτη εκλογή είναι ικανοποιητική. Δεν είναι απαραίτητη η επανάληψη. Το μέγεθος του αγωγού είναι 18 in.

5. Η διαδικασία δοκιμής και λάθους στο D έχει σαν αποτέλεσμα μέγεθος αγωγού 15 in., για το τμήμα DE. Ο αναγνώστης μπορεί να ελέγξει αυτό το αποτέλεσμα. Το αποτέλεσμα αυτής της μεθόδου είναι ότι η στατική πίεση των αεραγωγών στα στόμια B, C, D, E θα είναι ίδια. Υποθέτοντας ότι όλα αυτά τα στόμια εκροής απαιτούν την ίδια στατική πίεση, για κατάλληλη διανομή του αέρα, η μέθοδος ανάκτησης στατικής πίεσης παρέχει διαστάσεις αεραγωγών οι οποίες δεν εμφανίζουν δυσκολίες στην εξισορρόπηση των πιέσεων όπως είδαμε να συμβαίνει προηγούμενα. Αν είχε χρησιμοποιηθεί η μέθοδος ίσης πτώσης πίεσης, η στατική πίεση στο B θα ήταν σημαντικά υψηλότερη από αυτήν στο E. Η απώλεια στατικής πίεσης του συστήματος είναι προφανώς ίση με την απώλεια πίεσης του τμήματος AB. Αυτή είναι η απαιτούμενη στατική πίεση του ανεμιστήρα.

Ένα μειονέκτημα της μεθόδου ανάκτησης στατικής πίεσης για τον σχεδιασμό αεραγωγών είναι ότι συνήθως έχει σαν αποτέλεσμα, ένα σύστημα του οποίου μερικά τμήματα αεραγωγών είναι μεγαλύτερων διαστάσεων από αυτές που βρίσκονται με την μέθοδο ίσης πτώσης πίεσης. Για συστήματα υψηλών ταχυτήτων ωστόσο, η μέθοδος αυτή συνιστάται. Για την διαστασιολόγηση των αγωγών αέρα επιστροφής συνήθως χρησιμοποιείται η μέθοδος ίσης πτώσης πίεσης.

ΠΙΝΑΚΑΣ 13. ΣΥΝΟΨΗ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΩΝ ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑΤΟΣ 28

Τμήμα	CFM	V_f , ftjmin	ισ. D, ίη.	Δυναμική Πίεση, ίη. w.	Απώλειες Πίεσης, ίη. w/100 ft	Μήκος, ft	Απώλειες Πίεσης, in.w.	Ανάκτηση Στατικής Πίεσης, in.W
AB	8000	3200	22	0.64	0.56	50	0.28	
B								
BC	6000	2600	21	0.43	0.40	40	0.16	0.16
C								
CD	4000	2200	18	0.30	0.33	30	0.10	0.09
D								
OE	2000	1700	15	0.18	0.26	35	0.09	0.09