

# Κεφάλαιο 8

## Ψύξη και συστήματα διανομής ψύξης

### 8.1. Εισαγωγή

Το Κεφάλαιο αυτό διαιρείται σε δύο διακριτές ενότητες. Στην πρώτη ενότητα θα παρουσιαστούν θέματα που αφορούν στην παραγωγή ψύξης (για κλιματισμό χώρων ή συντήρηση προϊόντων). Συγκεκριμένα, θα παρουσιαστεί ο βασικός θερμοδυναμικός κύκλος ψύξης του ψυκτικού μέσου και θα απεικονισθεί σε διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας. Ο κύκλος αυτός παρουσιάστηκε ως αντίστροφος κύκλος Rankine εν συντομία στο Κεφάλαιο 3. Στον παρόν Κεφάλαιο, πέραν του βασικού κύκλου ψύξης, θα εξεταστούν, επίσης, οι παραλλαγές του, που αφορούν στη λειτουργία με υπερθέρμανση και υπόψυξη. Τα ανωτέρω θα συνοδευτούν με σειρά λυμένων παραδειγμάτων, στα οποία θα επεξηγηθεί η διαδικασία επίλυσης βασικών προβλημάτων ψύξης με χρήση του βασικού κύκλου ψύξης και των παραλλαγών του. Θα παρουσιαστούν, επίσης, τα βασικότερα ψυκτικά μέσα, οι ιδιότητές τους και ο τρόπος ονοματολογίας τους. Θα δοθούν τα αντίστοιχα διαγράμματα πίεσης – ενθαλπίας των κυριότερων και συνηθέστερα χρησιμοποιούμενων ψυκτικών μέσων. Η πρώτη ενότητα ολοκληρώνεται με παρουσίαση βασικού εξοπλισμού συστημάτων παραγωγής ψύξης με αναλυτική περιγραφή των τμημάτων που τα απαρτίζουν και της λειτουργίας τους.

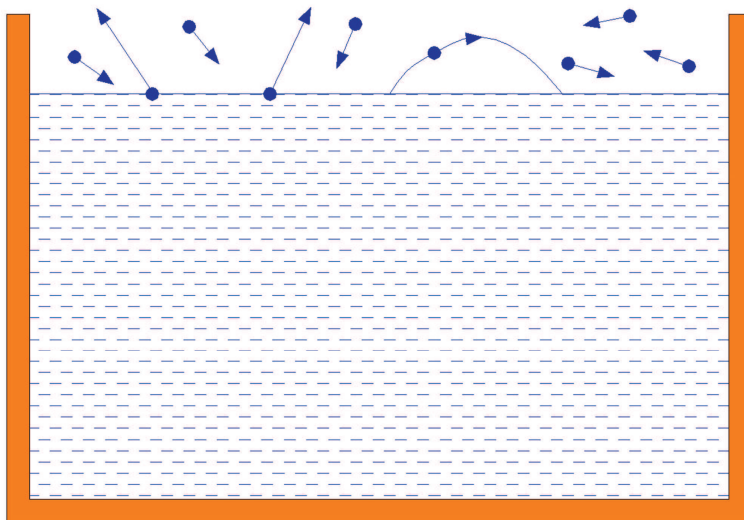
Στη δεύτερη ενότητα του Κεφαλαίου θα παρουσιαστούν τα δίκτυα αεραγωγών για τη διανομή ψύξης σε κτήρια. Θα γίνει αναλυτική παρουσίαση των εξαρτημάτων που χρησιμοποιούνται, τα ανεξάρτητα τμήματα που τα απαρτίζουν (προσαγωγή και ανακυκλοφορία), και οι βασικές αρχές εγκατάστασης. Θα δοθούν χαρακτηριστικά σχεδιαστικά παραδείγματα. Τέλος θα δοθεί η αναλυτική διαδικασία διαστασιολόγησης των δικτύων και υπολογισμού της συνολικής πτώσης πίεσης σε αυτά.

### 8.2. Μερική πίεση ατμών υγρού

Έστω ποσότητα υγρού που περιέχεται σε ανοιχτό δοχείο, υπό ορισμένη θερμοκρασία. Τα μόρια του υγρού, που βρίσκονται κοντά στην ελεύθερη επιφάνειά του, έχουν την τάση να την εγκαταλείπουν και να σχηματίζουν ένα νέφος ατμών το οποίο την καλύπτει (σχήμα 8.1). Ταυτόχρονα, ένας αριθμός μορίων τείνει να επιστρέψει στην επιφάνεια του υγρού. Έτσι, το νέφος αυτό αυξάνεται ή ελαττώνεται ανάλογα με τη διεύθυνση του καθαρού αριθμού των μορίων που διασχίζουν τη διαχωριστική επιφάνεια. Όταν το νέφος ατμού βρίσκεται σε ισορροπία με το υγρό, η πίεση του νέφους αυτού καλείται πίεση ατμών υγρού ή τάση ατμών.

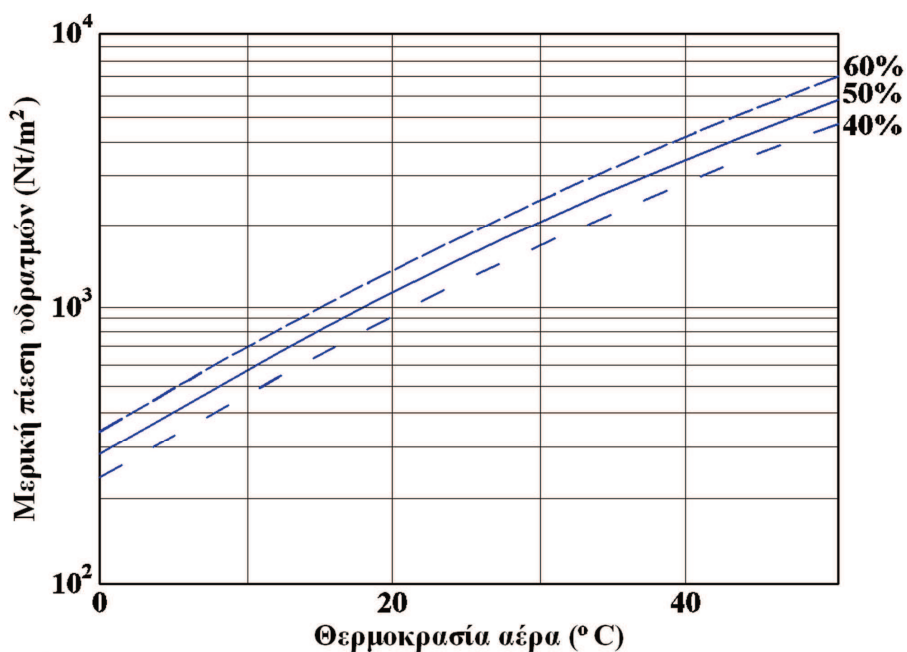
Η πίεση ατμών υγρού δεν είναι σταθερή, αλλά, αντιθέτως, είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας. Συγκεκριμένα, η τιμή της πίεσης ατμών υγρού αυξάνεται ή ελαττώνεται, αντίστοιχα, με αύξηση ή μείωση της θερμοκρασίας. Όταν αυξάνεται η πίεση ατμών ενός υγρού με την αύξηση της θερμοκρασίας έως το σημείο στο οποίο ισούται π.χ. με την ατμοσφαιρική πίεση, το υγρό έχει φθάσει το σημείο βρασμού του. Η θερμοκρασία αυτή συνήθως αναφέρεται ως «κανονικό σημείο βρασμού (ή εξάτμισης)» του υγρού. Παρόμοια, σε μια δεδομένη θερμοκρασία, αν η πίεση υπεράνω του υγρού μειωθεί έως την τιμή της πίεσης των ατμών του υγρού που αντιστοιχεί σ' αυτή τη θερμοκρασία, τότε το υγρό αρχίζει να βράζει. Στην περίπτωση του νερού, ο βρασμός μπορεί να επέλθει ακόμα και σε θερμοκρασία δωματίου, αρκεί η πίεση του αέρα του δωματίου να ελαττωθεί τόσο, ώστε να γίνει μικρότερη από την πίεση των ατμών του υγρού στην επικρατούσα θερμοκρασία (περίπου 0,04atm για θερμοκρασία 28°C).

Σε ροές ρευστών εντός κλειστών αγωγών, ή ακόμα και σε εξωτερικές ροές ρευστών, κατά τις οποίες το ρευστό μπορεί να βρεθεί σε πίεση ίση ή μικρότερη της πίεσης ατμών του στην τρέχουσα θερμοκρασία, τότε εντός της μάζας του ρευστού δημιουργούνται φυσαλίδες. Το φαινόμενο αυτό ονομάζεται *σπηλαίωση* και είναι υπεύθυνο για τις φθορές που προκαλούνται σε έλικες πλοίων, σε πτερύγια υδροστροβίλων κλπ.



Σχήμα 8.1: Μηχανισμός δημιουργίας πίεσης ατμών υγρού.

Στην περίπτωση πίεσης υδρατμών στον ατμοσφαιρικό αέρα, αυτή εξαρτάται από τη θερμοκρασία και από τη σχετική υγρασία του αέρα. Στο σχήμα 8.2 δίνεται η μεταβολή της μερικής πίεσης υδρατμών συναρτήσει της θερμοκρασίας του ατμοσφαιρικού αέρα, για σχετική υγρασία 40%, 50%, 60%. Η μερική πίεση συστατικών αερίου μίγματος και ο νόμος των μερικών πιέσεων του Dalton έχουν δοθεί στο Κεφάλαιο 4.



Σχήμα 8.2: Μεταβολή μερικής πίεσης υδρατμών συναρτήσει της θερμοκρασίας και της σχετικής υγρασίας του ατμοσφαιρικού αέρα.

### 8.3. Βασική διάταξη ψύξης

Ο απλούστερος τρόπος παραγωγής ψύξης είναι η εξάτμιση ή ατμοποίηση ενός πτητικού μέσου. Τα πτητικά μέσα έχουν την ιδιότητα να εμφανίζουν γρήγορη (έντονη) αύξηση της πίεσης ατμών με τη θερμοκρασία και επομένως μπορεί να έχουν υψηλή πίεση ατμών ακόμα και σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος. Με βάση τα αναφερόμενα στην προηγούμενη ενότητα, αποτέλεσμα τούτου είναι η εξάτμισή τους σε συνθήκες περιβάλλοντος. Με την εξάτμισή τους απορροφάται θερμότητα από τον περιβάλλοντα χώρο, με τελικό αποτέλεσμα την ψύξη του. Τα πτητικά μέσα, που χρησιμοποιούνται για την παραγωγή ψύξης, ονομάζονται *ψυκτικά μέσα*. Στον πίνακα 8.1 παρουσιάζονται οι θερμοκρασίες εξάτμισης ενός κοινού ψυκτικού μέσου (refrigerant), του R-134a ( $C_2H_2F_4$  – τετραφθοριοαιθάνιο) συναρτήσει της πίεσης περιβάλλοντος.

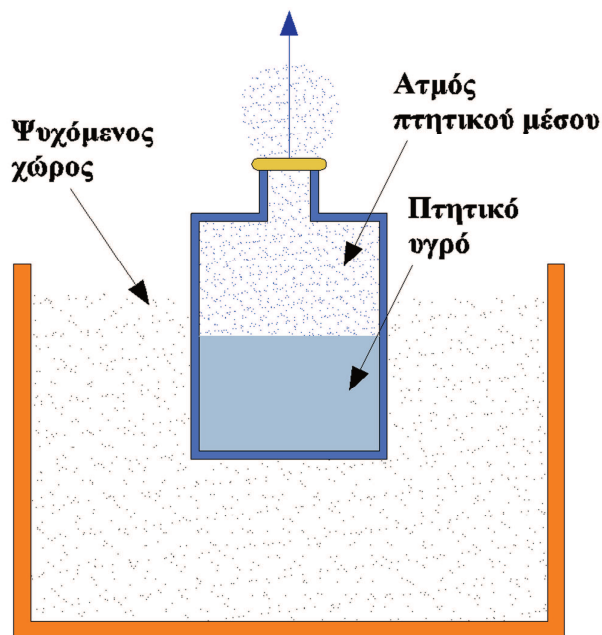
**Πίνακας 8.1:** Θερμοκρασία εξάτμισης ψυκτικού μέσου R-134a συναρτήσει της πίεσης περιβάλλοντος.

Πίεση περιβάλλοντος (bar) – απόλυτη	0,10	0,20	0,40	0,60	1,00	1,50	2,00	3,00	4,00
Θερμοκρασία εξάτμισης (°C)	-66,85	-56,39	-44,57	-36,91	-26,34	-17,12	-10,08	+0,66	+8,91

Στη στοιχειώδη συσκευή παραγωγής ψύχους του σχήματος 8.3, το πτητικό υγρό εξατμίζεται, απορροφώντας θερμότητα αρχικά από την ίδια τη μάζα του, έως ότου η θερμοκρασία του μειωθεί και γίνει ίση με τη θερμοκρασία ατμοποίησής του. Στη συνέχεια απορροφά θερμότητα από τον περιβάλλοντα χώρο, ο οποίος ψύχεται. Στην περίπτωση του ανωτέρω παραδείγματος, αν υποθέσουμε ότι η επικρατούσα πίεση στον περιβάλλοντα χώρο είναι η ατμοσφαιρική, η θερμοκρασία του πτητικού υγρού θα μειωθεί έως τη θερμοκρασία ατμοποίησής του που αντιστοιχεί στην ατμοσφαιρική πίεση. Αυτή η θερμοκρασία θα είναι και η θεωρητική ελάχιστη θερμοκρασία στην οποία η συγκεκριμένη συσκευή μπορεί να ψύξει τον ψυχόμενο χώρο.

Η ψυκτική συσκευή του σχήματος 8.3 είναι απλή και φτηνή στην κατασκευή της, όμως πολύ δαπανηρή στη λειτουργία της, αφού απαιτούνται τεράστιες ποσότητες ψυκτικού μέσου για την επαρκή ψύξη ενός κλιματιζόμενου χώρου. Οι ποσότητες αυτές, όπως γίνεται κατανοητό, θα πρέπει να αναπληρώνονται συνέχεια, καθώς με τη συγκεκριμένη ψυκτική συσκευή το ψυκτικό μέσο που εξατμίζεται χάνεται και δεν είναι δυνατόν να επανακτηθεί.

Για το λόγο αυτό έχουν επινοηθεί συσκευές συνθετότερες, στις οποίες το δοχείο του ψυκτικού υγρού δεν επικοινωνεί με το περιβάλλον και, επομένως, το ψυκτικό μέσο δε χάνεται. Η όλη κατασκευή και διάταξη των συσκευών ψύξης αποσκοπεί στη συλλογή των ατμών του ψυκτικού μέσου μετά την ατμοποίησή τους και στην επαναφορά τους στο δοχείο εξάτμισης στην αρχική υγρή κατάστασή τους, ώστε να είναι δυνατή η εκ νέου ατμοποίησή τους και η συνεχής παραγωγή ψύξης. Η τεχνολογική εξέλιξη των συσκευών αυτών στοχεύει στην αύξηση της ενεργειακής απόδοσής τους και στην επίτευξη χαμηλότερων θερμοκρασιών ψύξης.



**Σχήμα 8.3:** Βασική συσκευή παραγωγής ψύξης.

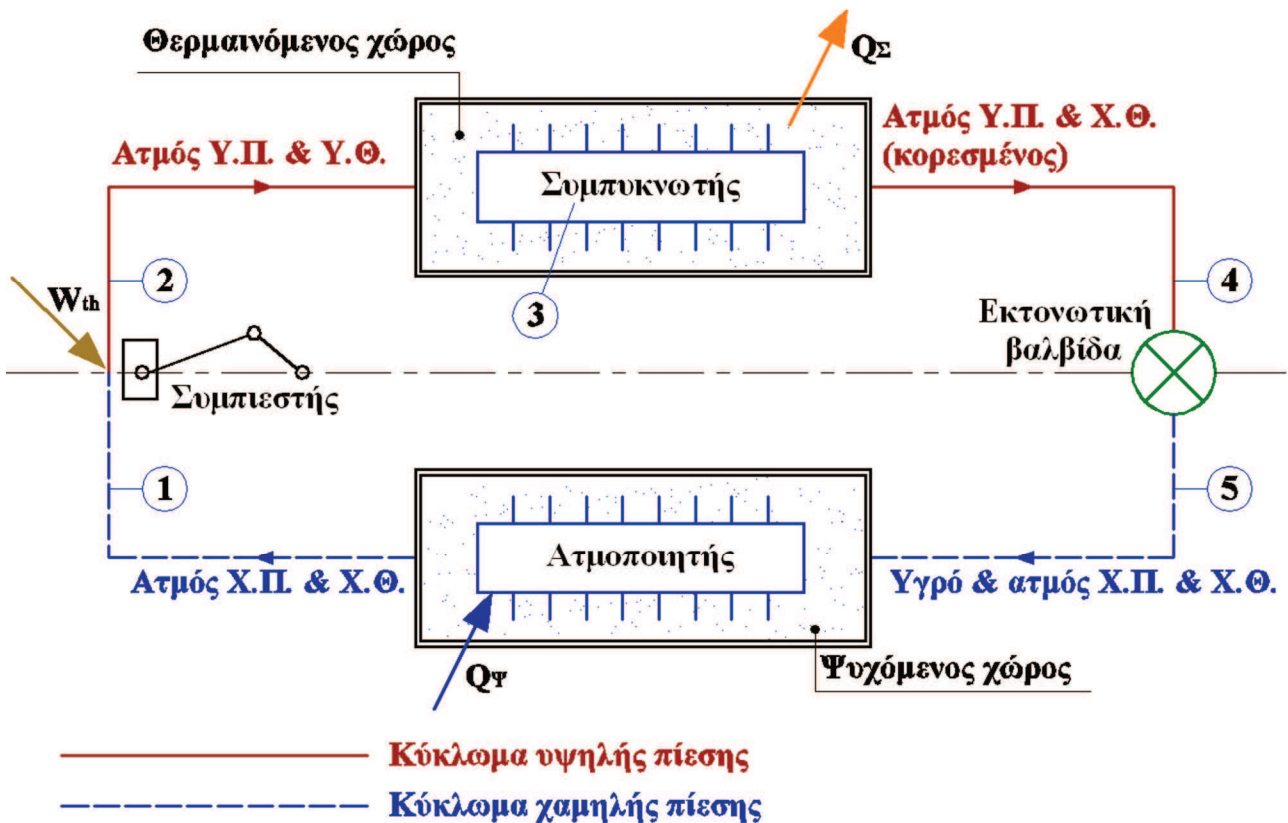
Επιδιώκοντας την προσέγγιση του ανωτέρω στόχου, δηλαδή την επαναφορά των ατμών του ψυκτικού μέσου σε υγρή κατάσταση, θα μπορούσε να ξεκινήσει κανείς από τις ακόλουθες βασικές σκέψεις:

- Για την ψύξη και τη συμπύκνωση των ατμών του ψυκτικού μέσου πρέπει να υπάρχει ένα άλλο σώμα ή ρεύμα χαμηλότερης θερμοκρασίας, που, ερχόμενο σε επαφή με αυτούς, να τους ψύχει. Καθώς επιδιώκεται ως ψυχρό μέσο να χρησιμοποιείται το περιβάλλον (το οποιοδήποτε περιβάλλον, π.χ. αέρας, επιφανειακά ύδατα, έδαφος, θάλασσα κλπ), πρέπει η θερμοκρασία συμπύκνωσης των ατμών να είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος.

- Το τελευταίο μπορεί να επιτευχθεί, εφόσον οι ατμοί οδηγηθούν αρχικά ,μετά την ατμοποίησή τους, σε συμπιεστή. Με τη συμπίεσή τους η θερμοκρασία τους αυξάνεται πάνω από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος.
- Οι ατμοί, μετά τη συμπίεσή τους, οδηγούνται σε εναλλάκτη θερμότητας που ονομάζεται «στοιχείο συμπύκνωσης» ή «συμπυκνωτής». Εκεί ψύχονται από τον αέρα του περιβάλλοντος (ή από νερό κλπ) και συμπυκνώνονται σε υγρό.
- Η υγρή φάση που προκύπτει μετά τη συμπύκνωση βρίσκεται σε πολύ ψηλότερη πίεση από την πίεση του δοχείου ατμοποίησης. Γι' αυτό το υγρό οδηγείται σε εκτονωτική συσκευή, όπου εκτονώνεται (στραγγαλίζεται) και μειώνεται η πίεσή του σε επίπεδο τέτοιο, ώστε το ψυκτικό μέσο να μπορεί και πάλι να ατμοποιηθεί στη χαμηλή θερμοκρασία που είναι επιθυμητή.
- Τέλος οδηγείται σε εναλλάκτη θερμότητας που ονομάζεται «στοιχείο ατμοποίησης» ή «ατμοποιητής», όπου ατμοποιείται, ψύχοντας το οποιοδήποτε μέσο θέλουμε να ψυχθεί (ψυγείο, αέρας κλιματισμού, νερό κλπ).

Με βάση τα ανωτέρω περιγραφόμενα, η βασική διάταξη παραγωγής ψύξης, η οποία παρουσιάζεται στο σχήμα 8.4, θα πρέπει να αποτελείται από τα παρακάτω διακριτά τμήματα:

- μηχανικό συμπιεστή (εμβολοφόρο ή περιστροφικό ή φυγοκεντρικό),
- συμπυκνωτή (εναλλάκτη θερμότητας αερόψυκτο ή υδρόψυκτο),
- διάταξη εκτόνωσης ή στραγγαλισμού (τριχοειδή σωλήνα ή βαλβίδα),
- ατμοποιητή (εναλλάκτη θερμότητας),
- διατάξεις αυτόματης λειτουργίας και ασφάλειας και άλλα λειτουργικά όργανα.



Σχήμα 8.4: Βασική διάταξη παραγωγής ψύξης.

Ένα ψυκτικό μέσο, εκτελώντας ένα πλήρη κύκλο στη βασική ψυκτική διάταξη, υφίσταται τις ακόλουθες διεργασίες:

- Συμπίεση:
  - Μετά την έξοδο του από τον ατμοποιητή, το ψυκτικό μέσο σε κατάσταση ξηρού κορεσμένου ατμού χαμηλής πίεσης εισέρχεται στο μηχανικό συμπιεστή (σημείο 1).



- Στο μηχανικό συμπιεστή ο ατμός συμπιέζεται, με αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας του.
- Μετά τη συμπίεση ο ατμός εξέρχεται από το συμπιεστή ως υπέρθερμος, σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία (σημείο 2).
- Κατά τη συμπίεση του ατμού ψυκτικού μέσου στο συμπιεστή, προσδίδεται σε αυτό μηχανικό έργο  $W_{th}$  από εξωτερική πηγή.
- Συμπύκνωση:
  - Ο ατμός κατάστασης 2 (έξοδος από συμπιεστή) εισάγεται στο συμπυκνωτή.
  - Στο συμπυκνωτή ξεκινά η αποβολή θερμότητας από τον ατμό προς το μέσο απορρόφησης θερμότητας (συνήθως αέρας περιβάλλοντος ή νερό). Καθώς ο ατμός αποβάλλει θερμότητα, η θερμοκρασία του μειώνεται. Κάποια στιγμή η θερμοκρασία του ατμού θα γίνει ίση με τη θερμοκρασία εξάτμισης (και συμπύκνωσης), για την πίεση υπό την οποία βρίσκεται ο ατμός. Πρακτικά, για τη θερμοκρασία αυτή, η πίεση του αερίου ψυκτικού μέσου ισούται με την πίεση ατμών αυτού. Στο σημείο αυτό (σημείο 3) αρχίζει η συμπύκνωση του ατμού, δηλαδή η υγροποίησή του, η οποία ολοκληρώνεται στο σημείο 4, οπότε όλο το ψυκτικό μέσο (στην ιδανική περίπτωση) έχει μετατραπεί σε υγρό (κορεσμένο).
  - Πρακτικά ο συμπυκνωτής είναι εναλλάκτης θερμότητας, αερόψυκτος ή υδρόψυκτος.
  - Κατά τη συμπύκνωση του αερίου ψυκτικού μέσου στο συμπυκνωτή, αποβάλλεται θερμότητα προς το περιβάλλον  $Q_c$ .
  - Θεωρητικά η ψύξη (συμπύκνωση) 2→3→4 είναι ισοβαρής μεταβολή, με σταθερή πίεση συμπύκνωσης  $p_c$ , την πίεση εξόδου του ψυκτικού μέσου από το συμπιεστή.
  - Το ψυκτικό υγρό εξέρχεται από το συμπυκνωτή σε κατάσταση υψηλής πίεσης και μειωμένης θερμοκρασίας.
- Εκτόνωση:
  - Προκειμένου να μπορέσει να ατμοποιηθεί το ψυκτικό μέσο μετά την έξοδό του από τη συμπυκνωτή, θα πρέπει η πίεσή του να μειωθεί, μέχρι να φθάσει την πίεση που επικρατεί μέσα στον εξατμιστή.
  - Για το σκοπό αυτό εισάγεται στη διάταξη εκτονώσεως ή στραγγαλισμού στο σημείο 4, από την οποία εξάγεται μετά την εκτόνωσή του (σημείο 5), σε κατάσταση διμερούς φάσης (υπερτερεί η υγρή φάση), χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας.
  - Κατά την εκτόνωση του ψυκτικού μέσου δεν επιτελείται καμία συναλλαγή ενέργειας από ή προς το περιβάλλον.
- Ατμοποίηση:
  - Το ψυκτικό μέσο εισάγεται στον ατμοποιητή σε κατάσταση χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας (σημείο 5).
  - Εκεί το ψυκτικό μέσο απορροφά θερμότητα από το περιβάλλον του ατμοποιητή, παράγοντας ψύξη, ατμοποιείται και εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση ψυχρού κορεσμένου ατμού χαμηλής πίεσης (σημείο 1).
  - Η θερμότητα που αναρροφάται από το ψυκτικό μέσο στον ατμοποιητή είναι η θερμότητα ατμοποίησης  $Q_p$ . Η θερμότητα αυτή είναι η ωφέλιμη θερμότητα ψύξης.
  - Θεωρητικά η θέρμανση του ψυκτικού μέσου 5→1 είναι ισοβαρής μεταβολή με πίεση  $p_p$ , η οποία είναι η πίεση με την οποία εξέρχεται το ψυκτικό μέσο από τη διάταξη στραγγαλισμού, που εξαρτάται από τη σταθερή θερμοκρασία, υπό την οποία γίνεται η ατμοποίηση.
  - Το ψυκτικό μέσο κατάστασης 1 είναι έτοιμο, για να εισέλθει και πάλι στο συμπιεστή για την επανάληψη της διαδικασίας.

Η ανωτέρω περιγραφόμενη κυκλική διαδικασία ονομάζεται *κύκλος ψύξης*. Ο κύκλος ψύξης στη μορφή που αναλύθηκε είναι ο βασικός κύκλος ψύξης.

#### 8.4. Ενεργειακός ισολογισμός στο βασικό κύκλο ψύξης

Ανακεφαλαιώνοντας τα ανωτέρω σχετικά με τις συναλλαγές ενέργειας από και προς το ψυκτικό μέσο σε ένα βασικό κύκλο ψύξης, έχουμε:

- Κατά την ατμοποίηση γίνεται απορρόφηση θερμικής ισχύος  $\dot{Q}_\psi$  από το χώρο που περιβάλλει τον ατμοποιητή, ο οποίος και ψύχεται. Η θερμική αυτή ισχύς αποτελεί την ωφέλιμη ψυκτική ισχύ του ψυκτικού κύκλου.
- Κατά τη συμπύκνωση αποβάλλεται θερμική ισχύς  $\dot{Q}_\Sigma$  στο περιβάλλον, με αποτέλεσμα ο χώρος που περιβάλλει το συμπυκνωτή να θερμαίνεται. Συνεπώς η ψυκτική διάταξη λειτουργεί σαν αντλία θερμότητας που αφαιρεί θερμότητα από ένα χώρο, όπου είναι επιθυμητή η ψύξη (χώρος γύρω από τον ατμοποιητή), και την αποβάλλει σε ένα άλλο χώρο, όπου είναι αδιάφορο το ότι θερμαίνεται (περιβάλλον συμπυκνωτή).
- Επομένως η ροή θερμότητας σε μία ψυκτική διάταξη είναι αντίστροφη της φυσικής διαδρομής, δηλαδή από ένα ζεστό μέσο προς ένα κρύο. Σε μία ψυκτική διάταξη η θερμότητα απορροφάται από ένα κρύο χώρο ,π.χ. ο εσωτερικός χώρος ενός ψυγείου, και αποβάλλεται σε ένα χώρο υψηλότερης θερμοκρασίας, π.χ. ο εσωτερικός χώρος ενός κτηρίου. Για να επιτευχθεί αυτή η αντίστροφη ροή θερμότητας, όπως περιγράφηκε στην ανάλυση που προηγήθηκε, απαιτείται η προσφορά μηχανικής ισχύος  $\dot{W}_{th}$  στο συμπιεστή της ψυκτικής διάταξης.
- Σε ένα ψυκτικό κύκλο, η μηχανική ισχύς  $\dot{W}_{th}$  και η ωφέλιμη ψυκτική ισχύς  $\dot{Q}_\psi$  προσδίδονται από το περιβάλλον προς το ψυκτικό μέσο. Αντίθετα, η αποβαλλόμενη θερμική ισχύς στο συμπυκνωτή  $\dot{Q}_\Sigma$  αποδίδεται από το ψυκτικό μέσο προς το περιβάλλον. Συνεπώς ο ενεργειακός ισολογισμός σε ένα βασικό κύκλο ψύξης έχει ως εξής:

$$\dot{Q}_\Sigma = \dot{Q}_\psi + \dot{W}_{th} . \quad (8.1)$$

Από τις ανωτέρω ροές ισχύος, που εμφανίζονται σε ένα βασικό ψυκτικό κύκλο, η μόνη κατανάλωση ισχύος είναι η μηχανική ισχύς, που δαπανάται στο συμπιεστή, ενώ η ωφέλιμη ισχύς είναι η ψυκτική ισχύς, που απορροφάται στον ατμοποιητή. Είναι λοιπόν εύλογο να ορίσουμε τη θεωρητική απόδοση μιας ψυκτικής συσκευής ως εξής:

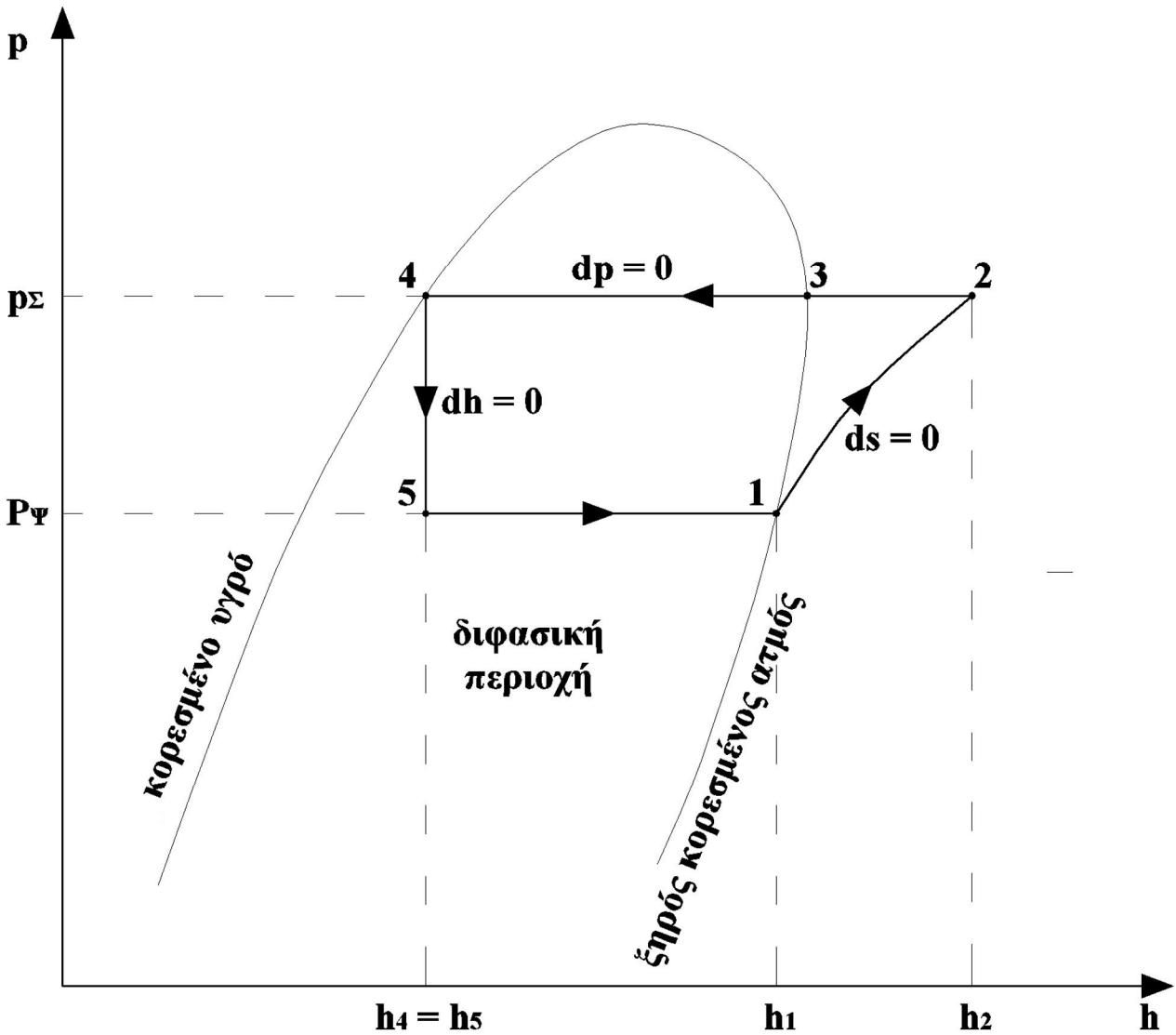
$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_\psi}{\dot{W}_{th}} \quad (8.2)$$

δηλαδή ως το πηλίκο της ωφέλιμης προς τη δαπανούμενη ισχύ ανά ψυκτικό κύκλο. Με τη σχέση 8.2 εισάγεται ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς (Coefficient of Performance –  $COP_{th}$ ) της ψυκτικής διάταξης, ο οποίος εκφράζει τη θεωρητική αποδοτικότητα – αποτελεσματικότητά της.

Αντίστοιχα με το θεωρητικό συντελεστή συμπεριφοράς ορίζεται και ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς COP ως το πηλίκο της πραγματικής αποδιδόμενης ψυκτικής ισχύος προς την πραγματική κατανάλωση μηχανικής ισχύος. Ο πραγματικός COP είναι αρκετά μικρότερος σε σχέση με το θεωρητικό  $COP_{th}$ .

### 8.5. Θερμοδυναμική προσέγγιση βασικού κύκλου ψύξης

Ο θεωρητικός κύκλος ψύξης, ο οποίος αναλύθηκε στην προηγούμενη ενότητα, προσεγγίζεται θερμοδυναμικά μέσω του αντίστροφου κύκλου Rankine, ο οποίος παρουσιάζεται σε διάγραμμα p – h στο σχήμα 8.5.



Σχήμα 8.5: Σχηματική απεικόνιση σε διάγραμμα  $p - h$  και διάταξη υλοποίησης ψυκτικού κύκλου Rankine.

Οι μεταβολές που απαρτίζουν τον αντίστροφο κύκλο Rankine, και οι οποίες προσεγγίζουν τις διεργασίες του ψυκτικού μέσου στο βασικό ψυκτικό κύκλο, είναι οι εξής:

- 1 – 2: ισηντροπική συμπίεση. Η μεταβολή αυτή παριστάνει τη συμπίεση του μέσου στο συμπιεστή. Το ψυκτικό μέσο σε κατάσταση ξηρού κορεσμένου ατμού (σημείο 1) χαμηλής πίεσης απορροφάται από το συμπιεστή. Μετά τη συμπίεσή του ο ατμός εξέρχεται από το συμπιεστή ως υπέρθερμος υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας (σημείο 2). Η μεταβολή της ειδικής εντροπίας είναι μηδέν:  $ds = 0$ .

Η μηχανική ισχύς, που θεωρητικά απορροφάται από το συμπιεστή, είναι ίση με:

$$\dot{W}_{th} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \tag{8.3}$$

όπου  $\dot{m}$  η παροχή μάζας του ψυκτικού μέσου που κυκλοφορεί στην ψυκτική διάταξη και  $h_1, h_2$  η ειδική ενθαλπία του ψυκτικού μέσου σε  $\text{kJ/kg}$  στην είσοδο και στην έξοδό του από το συμπιεστή.

- 2 – 3 – 4: ισοβαρής συμπύκνωση. Παριστάνει την ψύξη του ψυκτικού μέσου στο συμπυκνωτή μέχρι την πλήρη υγροποίησή του. Ο ατμός κατάστασης 2 εισάγεται στο συμπυκνωτή. Στο σημείο 3 (σημείο κορεσμού), εντός του συμπυκνωτή, αρχίζει η συμπύκνωση που τελειώνει στο σημείο 4, οπότε όλο το ψυκτικό μέσο έχει μετατραπεί σε κορεσμένο υγρό.

Η μεταβολή γίνεται με σταθερή πίεση ( $dp_{\Sigma} = 0$ ) συμπύκνωσης (ισοβαρής μεταβολή). Η διεργασία της συμπύκνωσης 3 – 4 είναι και ισοθερμοκρασιακή. Η αποβαλλόμενη θερμική ισχύς στο περιβάλλον θεωρητικά είναι ίση με:

$$\dot{Q}_{\Sigma th} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_4) \quad (8.4)$$

όπου  $h_4$  η ειδική ενθαλπία στην κατάσταση εξόδου του ψυκτικού μέσου από το συμπυκνωτή.

- 4 – 5: ισηθαλπική εκτόνωση. Παριστάνει τον ισηθαλπικό στραγγαλισμό του ψυκτικού μέσου στην εκτονωτική διάταξη ( $dh=0$ ). Το ψυκτικό υγρό εισάγεται στη διάταξη εκτονώσεως ή στραγγαλισμού στο σημείο 4 και εξάγεται από αυτή, μετά την εκτόνωση (σημείο 5), σε κατάσταση διμερούς φάσης (υπερτερεί η υγρή φάση) και χαμηλής πίεσης. Η εκτονωτική διαδικασία γίνεται υπό σταθερή ενθαλπία, οπότε στο διάγραμμα  $p - h$  παριστάνεται με μία κατακόρυφη ευθεία (μεταβολή 4-5).
- 5 – 1: ισοβαρής ατμοποίηση. Παριστάνει την πλήρη ατμοποίηση του ψυκτικού μέσου. Το ψυκτικό μέσο εισάγεται στον ατμοποιητή – εξατμιστή (σημείο 5). Απορροφά θερμότητα από το περιβάλλον του ατμοποιητή, ατμοποιείται και εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση ψυχρού κορεσμένου ατμού χαμηλής πίεσης (σημείο 1).

Θεωρητικά η μεταβολή γίνεται υπό σταθερή πίεση ( $dp_{\Psi} = 0$ ) και υπό σταθερή θερμοκρασία. Η απορροφούμενη θερμική ισχύς από το περιβάλλον του ατμοποιητή, δηλαδή η ωφέλιμη ψυκτική ισχύς της εγκατάστασης, είναι ίση με:

$$\dot{Q}_{\Psi th} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_5) \quad (8.5)$$

όπου  $h_5 = h_4$  η ειδική ενθαλπία του ψυκτικού μέσου στην είσοδό του στον ατμοποιητή.

Η διαφορά των ενθαλπιών  $q = h_1 - h_5 = h_1 - h_4$  ονομάζεται «ψυκτικό αποτέλεσμα» και είναι ίση με την ψυκτική ισχύ της εγκατάστασης ανά μονάδα μάζας ψυκτικού μέσου.

Στο θεωρητικό κύκλο ψύξης η συμπίεση λαμβάνεται ισητροπική. Στην πραγματικότητα όμως τούτο δεν ισχύει. Η εντροπία του ψυκτικού μέσου μετά τη συμπίεση είναι μεγαλύτερη από αυτήν που προβλέπεται βάσει της ισητροπικής συμπίεσης, δηλαδή το σημείο 2 είναι μετατοπισμένο προς τα δεξιά στο διάγραμμα  $p - h$ . Το πόσο θα διαφέρει η πραγματική εντροπία μετά τη συμπίεση από τη θεωρητική έχει να κάνει με το βαθμό απόδοσης του συμπιεστή. Πράγματι, η απόδοση του συμπιεστή ορίζεται ως ο λόγος της θεωρητικής αύξησης της εντροπίας μεταξύ των σημείων 1 και 2 προς την πραγματική.

Θα πρέπει, επίσης, να σημειωθεί ότι για τη σχεδίαση του βασικού θερμοδυναμικού κύκλου στο σχήμα 8.5 θεωρήθηκε ότι ο ατμός του ψυκτικού μέσου στην είσοδο του συμπιεστή (σημείο 1) είναι σε κατάσταση κορεσμού και ότι η υγρή φάση στην είσοδο της εκτονωτικής βαλβίδας (σημείο 4) βρίσκεται, επίσης, σε κατάσταση κορεσμού. Όπως θα δούμε σε επόμενη ενότητα, οι παραδοχές αυτές συνήθως δεν ισχύουν.

Με βάση την προηγηθείσα ανάλυση, εκφράστηκαν αναλυτικά όλες οι συναλλασσόμενες ροές ισχύος ως συνάρτηση των ειδικών ενθαλπιών των διαφορετικών καταστάσεων από τις οποίες διέρχεται το ψυκτικό μέσο κατά την εκτέλεση ενός κύκλου ψύξης. Συνεπώς είναι δυνατός ο υπολογισμός των ενεργειακών μεγεθών που υπεισέρχονται στο βασικό κύκλο ψύξης μέσω της απεικόνισής του σε διάγραμμα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας και της εκτίμησης μέσω του διαγράμματος των ειδικών ενθαλπιών των θερμοδυναμικών καταστάσεων 1, 2 και 4. Επίσης, δεδομένου ότι ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς ορίστηκε ως συνάρτηση της μηχανικής ισχύος στο συμπιεστή και της ωφέλιμης ψυκτικής ισχύος στον ατμοποιητή, μπορεί πλέον να γραφεί συναρτήσει των ειδικών ενθαλπιών του ψυκτικού μέσου στις καταστάσεις 1, 2 και 4, ως εξής:

$$C.O.P._{th} = \frac{\dot{Q}_{\Psi}}{\dot{W}_{th}} = \frac{\dot{m} \cdot (h_1 - h_4)}{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (8.6)$$

Τέλος, θα πρέπει να τονιστεί ότι, η απεικόνιση του βασικού κύκλου ψύξης θα πρέπει να γίνεται στο διάγραμμα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας του ψυκτικού μέσου το οποίο χρησιμοποιείται στην εκάστοτε ψυκτική διάταξη.

Ο τρόπος υπολογισμού βασικών ενεργειακών μεγεθών σε ένα κύκλο ψύξης γίνεται περισσότερο κατανοητός με τα παραδείγματα που ακολουθούν.

### Παράδειγμα 8.1

#### Υπολογισμοί στο βασικό κύκλο ψύξης

Σε ψυκτική διάταξη μηχανικής συμπίεσης ατμού ψυκτικού μέσου R134a δίνονται:

- χαμηλή πίεση 1bar (μανομετρική),
- υψηλή πίεση 9,5bar (μανομετρική),
- ψυκτική ισχύς εγκατάστασης 2 ψυκτικοί τόνοι (RT),
- ατμοσφαιρική πίεση 1bar,
- το ψυκτικό μέσο πριν τη συμπίεση στο συμπιεστή και πριν την εκτόνωσή του στην εκτονωτική βαλβίδα βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμού.

Να βρεθούν:

- η παροχή μάζας του ψυκτικού υγρού που κυκλοφορεί στην εγκατάσταση,
- η θερμική ισχύς που αποβάλλεται στο συμπυκνωτή ( $Q_{\Sigma th}$ ),
- η ισχύς του συμπιεστή σε PS
- ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς ( $COP_{th}$ ).

Δίνονται:

- $1RT = 3,517kW = 12.000Btu/h = 3.024kcal/h$
- $1kW = 1,3596PS$  ή  $1PS = 0,736kW$ .

#### Λύση:

Οι μανομετρικές πιέσεις λειτουργίας του κύκλου είναι οι σχετικές πιέσεις ως προς την ατμοσφαιρική. Συνεπώς, οι απόλυτες πιέσεις λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου προκύπτουν ως εξής:

Πίεση ατμοποίησης:  $P_{\Psi} = P_{\Psi_{\mu\alpha\nu.}} + P_{atm} = 1 + 1 = 2bar = 0,2MPa$ .

Πίεση συμπύκνωσης:  $P_{\Sigma} = P_{\Sigma_{\mu\alpha\nu.}} + P_{atm} = 1 + 9,5 = 10,5bar = 1,05MPa$ .

Στη συνέχεια σχεδιάζεται ο κύκλος του ψυκτικού μέσου πάνω στο διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του ψυκτικού μέσου R-134a λαμβάνοντας υπόψη τα εξής:

- τις πιέσεις λειτουργίας
- το ότι η μεταβολή 1→2 είναι ισεντροπική
- το ότι τα σημεία 1 και 4 βρίσκονται πάνω στην καμπύλη κορεσμού, αφού δίνεται ότι το ψυκτικό μέσο πριν τη συμπίεση στο συμπιεστή και πριν την εκτόνωσή του στην εκτονωτική βαλβίδα βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμού
- το ότι οι μεταβολές 2→3→4 και 5→1 είναι ισοβαρείς
- το ότι η μεταβολή 4→5 είναι ισηθαλπική.

Με βάση τα ανωτέρω δεδομένα, σχεδιάζεται ο θερμοδυναμικός κύκλος που παριστάνει τον κύκλο ψύξης στο διάγραμμα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας του ψυκτικού μέσου R-134a. Το διάγραμμα αυτό με το συγκεκριμένο θερμοδυναμικό κύκλο δίνεται στο σχήμα 8.6.

Από τον ψυκτικό κύκλο στο διάγραμμα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας του ψυκτικού μέσου R-134a βρίσκουμε:

- $h_1 = 393kJ/kg$



- $h_2 = 428\text{kJ/kg}$
- $h_4 = h_5 = 258\text{kJ/kg}$ .

Στη συνέχεια, χρησιμοποιώντας τις γνωστές σχέσεις, υπολογίζουμε:

α. Παροχή μάζας ψυκτικού μέσου:

$$\dot{Q}_{\Psi\text{th}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_5) \Leftrightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}_{\Psi\text{th}}}{h_1 - h_5} \Leftrightarrow \dot{m} = \frac{2\text{RT} \cdot 3,517\text{kW/RT}}{(393 - 258)\text{kJ/kg}} \Leftrightarrow \dot{m} = 0,0521\text{kg/sec}$$

β. Αποβαλλόμενη θερμική ισχύς στο συμπυκνωτή:

$$\dot{Q}_{\Sigma\text{th}} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_4) \Leftrightarrow \dot{Q}_{\Sigma\text{th}} = 0,0521\text{kg/sec} \cdot (428 - 258)\text{kJ/kg} \Leftrightarrow \dot{Q}_{\Sigma\text{th}} = 8,857\text{kW}$$

γ. Μηχανική ισχύς του συμπιεστή:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\Sigma\text{th}} &= \dot{Q}_{\Psi\text{th}} + \dot{W}_{\text{th}} \Leftrightarrow \dot{W}_{\text{th}} = \dot{Q}_{\Sigma\text{th}} - \dot{Q}_{\Psi\text{th}} \Leftrightarrow \dot{W}_{\text{th}} = 8,857 - 7,034\text{kW} \Leftrightarrow \dot{W}_{\text{th}} = 1,823\text{kW} \\ &\Leftrightarrow \dot{W}_{\text{th}} = 2,478\text{PS} \end{aligned}$$

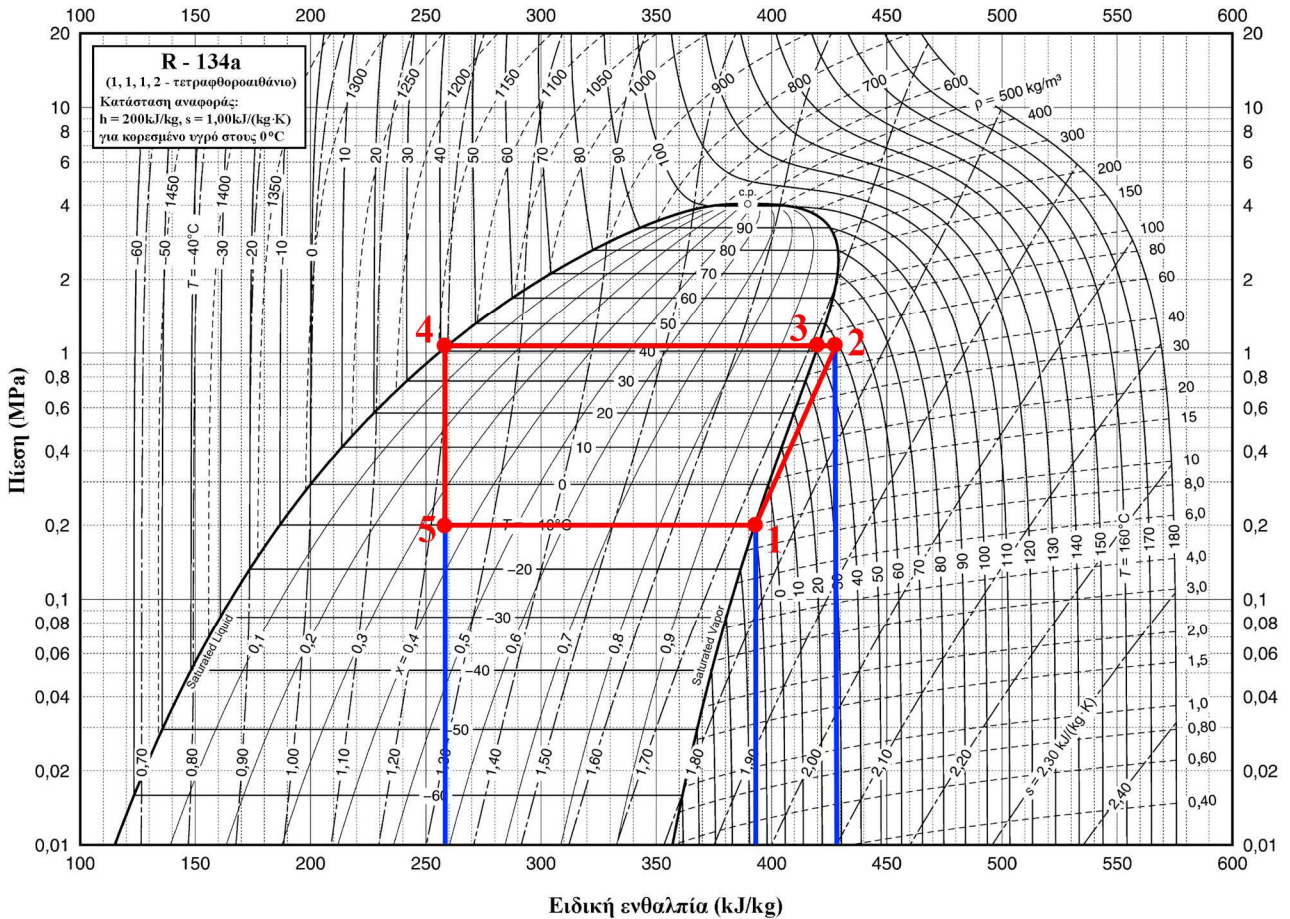
Εναλλακτικά, η θεωρητική μηχανική ισχύς του συμπιεστή μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση 8.3:

$$\dot{W}_{\text{th}} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \Leftrightarrow \dot{W}_{\text{th}} = 0,0521 \cdot (428 - 393)\text{kW} \Leftrightarrow \dot{W}_{\text{th}} = 1,823\text{kW} \Leftrightarrow \dot{W}_{\text{th}} = 2,478\text{PS}$$

δ. Θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς:

Τέλος ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς υπολογίζεται ως εξής:

$$\text{COP}_{\text{th}} = \frac{\dot{Q}_{\Psi\text{th}}}{\dot{W}_{\text{th}}} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \Leftrightarrow \text{COP}_{\text{th}} = \frac{7,034\text{kW}}{1,823\text{kW}} \Leftrightarrow \text{COP}_{\text{th}} = 3,86$$



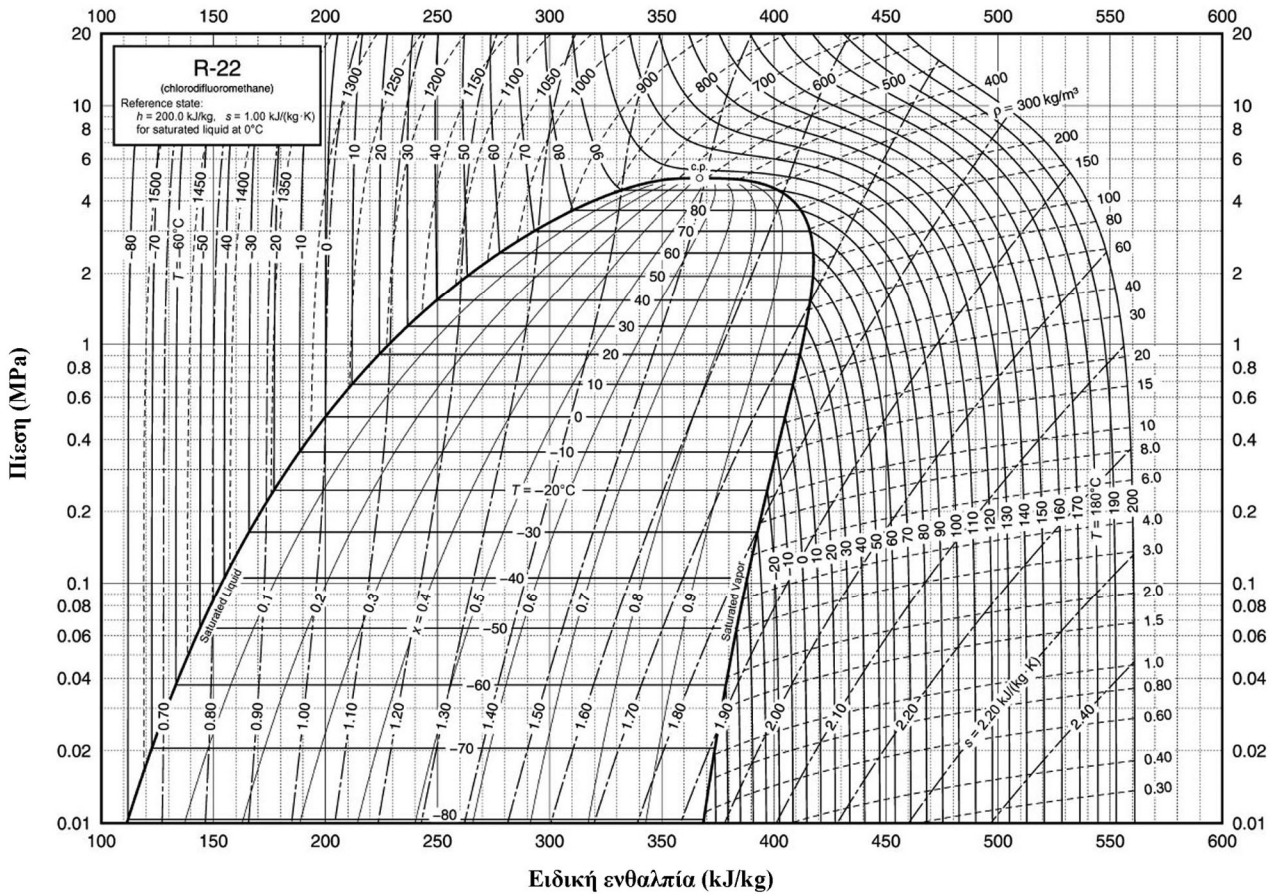
Σχήμα 8.6: Θερμοδυναμικός κύκλος παραδείγματος σε διάγραμμα p – h ψυκτικού μέσου R-134a.

Στο σχήμα 8.6 για πρώτη φορά παρουσιάζεται τυπικό διάγραμμα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας κάποιου ψυκτικού μέσου. Αναφέρθηκε ήδη ανωτέρω ότι διαφορετικά ψυκτικά μέσα έχουν διαφορετικά διαγράμματα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας. Στο σχήμα 8.7 παρουσιάζεται το διάγραμμα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας για το ψυκτικό μέσο R-22.

Με βοήθεια του σχήματος 8.7, δίνεται στη συνέχεια περιγραφή των περιεχόμενων σε ένα τέτοιο διάγραμμα θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών:

- Στον οριζόντιο άξονα του διαγράμματος απεικονίζεται η ειδική ενθαλπία για τις διάφορες καταστάσεις του ψυκτικού μέσου. Σε διάγραμμα με μονάδα στο S.I., η ειδική ενθαλπία δίνεται σε kJ/kg.
- Στον κατακόρυφο άξονα του διαγράμματος απεικονίζεται η απόλυτη πίεση του ψυκτικού μέσου. Σε διάγραμμα με μονάδα στο S.I., η πίεση δίνεται σε MPa ή και σε bar.
- Εντός του διαγράμματος δεσπόζει η καμπύλη κορεσμού (η καμπύλη με τη μορφή καμπάνας). Τα σημεία της καμπύλης αναπαριστούν καταστάσεις κορεσμού του ψυκτικού μέσου.
- Στην κορυφή της καμπύλης κορεσμού βρίσκεται το κρίσιμο σημείο (critical point). Τα σημεία επί της καμπύλης κορεσμού και αριστερά από το κρίσιμο σημείο αντιστοιχούν σε καταστάσεις κορεσμένου υγρού. Τα σημεία επί της καμπύλης κορεσμού και δεξιά από το κρίσιμο σημείο αντιστοιχούν σε καταστάσεις κορεσμένου ατμού.
- Τα σημεία του διαγράμματος εκτός της καμπύλης κορεσμού και αριστερά από αυτήν αντιστοιχούν σε καταστάσεις υπόψυκτου υγρού. Τα σημεία του διαγράμματος εκτός της καμπύλης κορεσμού και δεξιά από αυτήν αντιστοιχούν σε καταστάσεις υπέρθερμου ατμού.

- Τα σημεία του διαγράμματος που εσφικλείονται εντός της καμπύλης κορεσμού αντιστοιχούν σε διαφασικές καταστάσεις υγρού – ατμού.



Σχήμα 8.7: Διάγραμμα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας ψυκτικού μέσου R22.

- Εντός της καμπύλης κορεσμού οι καμπύλες που ακολουθούν τις κλίσεις της καμπύλης κορεσμού δίνουν την περιεκτικότητα κατά μάζα του διαφασικού μίγματος σε αέρια φάση (βαθμός ξηρότητας).
- Στο διάγραμμα παρουσιάζονται ισοθερμοκρασιακές καμπύλες σε °C, οι οποίες έχουν σχεδόν κατακόρυφη διεύθυνση εκτός της καμπύλης κορεσμού, ενώ εντός αυτής αποκτούν οριζόντια κλίση. Τούτο προκύπτει, αν ληφθεί υπόψη ότι, όσο αυξάνει η ειδική ενθαλπία σε καταστάσεις εκτός της καμπύλης κορεσμού, η προσδιδόμενη θερμότητα αντιστοιχεί σε αισθητή θερμότητα, συμβάλλοντας στην αύξηση της θερμοκρασίας, είτε του υπόψυκτου υγρού είτε του υπέρθερμου ατμού. Όμως, όσο αυξάνει η ειδική ενθαλπία καταστάσεων του μέσου εντός της καμπύλης κορεσμού, η προσδιδόμενη θερμότητα αξιοποιείται αποκλειστικά για την αλλαγή της φάσης του μέσου από υγρή σε αέρια, ουσιαστικά δηλαδή πρόκειται για λανθάνουσα θερμότητα. Για το λόγο αυτό η αύξηση της ειδικής ενθαλπίας για καταστάσεις εντός της καμπύλης κορεσμού δεν επηρεάζει τη θερμοκρασία του διαφασικού μίγματος.
- Σε ολόκληρο το διάγραμμα αναπαριστώνται οι καταστάσεις σταθερής ειδικής εντροπίας του ψυκτικού μέσου, σε kJ/(kg·K). Οι καμπύλες αυτές έχουν σχεδόν κατακόρυφη κλίση στα αριστερά του διαγράμματος (χαμηλές θερμοκρασίες), για να αποκτήσουν σταδιακά μικρότερη κλίση ως προς την οριζόντια διεύθυνση, στα δεξιά του διαγράμματος (υψηλές θερμοκρασίες).
- Τέλος με διακεκομμένες καμπύλες, σχεδόν κατακόρυφες στην περιοχή υπόψυκτου υγρού και σχεδόν οριζόντιες στην περιοχή υπέρθερμου ατμού, αναπαριστώνται οι πυκνότητες του ψυκτικού μέσου.
- Συνολικά στο διάγραμμα ψυκτικού μέσου πίεσης – ειδικής ενθαλπίας αναπαρίστανται τα εξής μεγέθη:

- ειδική ενθαλπία (οριζόντιος άξονας),
- πίεση (κατακόρυφος άξονας),
- ειδική εντροπία (κεκλιμένες καμπύλες με αξονικές γραμμές),
- θερμοκρασία (συνεχείς καμπύλες),
- πυκνότητα (διακεκομμένες καμπύλες),
- βαθμός ξηρότητας (συνεχείς καμπύλες εντός της καμπύλης κορεσμού).

Όπως και στον ψυχομετρικό χάρτη (Κεφάλαιο 4), ο εντοπισμός της κατάστασης του ψυκτικού μέσου επί του διαγράμματος είναι εφικτός, αν είναι γνωστά δύο από τα ανωτέρω μεγέθη.

## 8.6. Κύκλος ψύξης με υπόψυξη και υπερθέρμανση

Στο βασικό ψυκτικό κύκλο, που παρουσιάστηκε στην προηγούμενη ενότητα, θεωρήθηκε ότι το σημείο 1, το οποίο αντιστοιχεί στην είσοδο του ψυκτικού μέσου στο συμπιεστή, βρίσκεται στην καμπύλη ξηρού κορεσμένου ατμού, δηλαδή θεωρήθηκε ότι ο ατμός του ψυκτικού μέσου εισέρχεται στο συμπιεστή σε κατάσταση κορεσμού. Επίσης θεωρήθηκε ότι το σημείο 4, το οποίο αναπαριστά την έξοδο του ψυκτικού μέσου από το συμπυκνωτή βρίσκεται στην καμπύλη κορεσμένου υγρού, πρακτικά δηλαδή θεωρήθηκε ότι το ψυκτικό μέσο εξέρχεται από το συμπυκνωτή σε κατάσταση κορεσμού.

Στην πράξη όμως είναι δυνατό να προκύψουν οι εξής εναλλακτικές περιπτώσεις:

- Το υγρό συμπύκνωμα μετά την έξοδό του από το συμπυκνωτή είναι πιθανό να ψυχθεί πέρα από την κατάσταση κορεσμού, πριν φθάσει στην εκτονωτική βαλβίδα. Η ψύξη αυτή έχει συνέπεια τη μετατροπή του ψυκτικού υγρού από την κατάσταση κορεσμένου υγρού στην κατάσταση του υπόψυκτου υγρού. Η ψύξη αυτή χαρακτηρίζεται ως υπόψυξη και έχει ως αποτέλεσμα τη μεταφορά του σημείου 4' από την καμπύλη κορεσμού στη θέση 4, εντός της υγρής φάσης (σχήμα 8.8).
- Επίσης, εκτός της υπόψυξης, ο ατμός του ψυκτικού μέσου κατά την έξοδό του από τον ατμοποιητή (σημείο 1), είναι δυνατόν να θερμανθεί επιπλέον μέσα στον ατμοποιητή ή/και στους συνδετικούς αγωγούς μεταξύ ατμοποιητή και συμπιεστή, με αποτέλεσμα να μεταπέσει στην κατάσταση υπέρθερμου ατμού. Η θέρμανση αυτή χαρακτηρίζεται ως υπερθέρμανση και έχει ως αποτέλεσμα τη μεταφορά του σημείου 1' από την καμπύλη κορεσμού στη θέση 1, εντός της περιοχής υπέρθερμου ατμού (σχήμα 8.8).

Στο σχήμα 8.8 παρουσιάζεται ο κύκλος ψύξης σε διάγραμμα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας με υπόψυξη και υπερθέρμανση. Με βάση τα ανωτέρω αναφερόμενα, αλλά και την απεικόνιση του κύκλου με υπόψυξη και υπερθέρμανση στο σχήμα 8.8, είναι φανερό ότι με την υπόψυξη αυξάνει η θεωρητική ψυκτική ισχύς της ψυκτικής διάταξης. Πράγματι, στην περίπτωση ψυκτικού κύκλου μόνο με υπόψυξη (χωρίς υπερθέρμανση) η ωφέλιμη ψυκτική ισχύς υπολογίζεται, με βάση το σχήμα 8.8, ως:

$$\dot{Q}_{\psi th} = \dot{m} \cdot (h_{1'} - h_5) > \dot{m} \cdot (h_{1'} - h_{5'}). \quad (8.7)$$

Στη σχέση 8.7 το δεύτερο μέλος της ανισότητας αντιστοιχεί στην ωφέλιμη ψυκτική ισχύ στην περίπτωση ψυκτικού κύκλου χωρίς υπόψυξη. Από τη σχέση 8.7 είναι προφανές η συμβολή της ειδικής ενθαλπίας  $h_5'$  στην αύξηση της ωφέλιμης ψυκτικής ισχύος της ψυκτικής διάταξης.

Αντίστοιχα, στην περίπτωση στην οποία υφίσταται μόνο υπερθέρμανση του ατμού πριν την είσοδό του στο συμπιεστή, οπότε και δεν υπάρχει υπόψυξη, η συνολική απορροφούμενη ψυκτική ισχύς, με βάση το σχήμα 8.8, θα προκύπτει ως:

$$\dot{Q}_{\psi th} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_{5'}) > \dot{m} \cdot (h_{1'} - h_{5'}). \quad (8.8)$$





επιτυγχάνεται με την αύξηση της αποβαλλόμενης θερμικής ισχύος στο συμπυκνωτή, κάτι που γίνεται με αύξηση της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας του συμπυκνωτή, εφόσον το περιβάλλον αποβολής της θερμότητας είναι δεδομένο, ή με τη χρήση διαφορετικού μέσου απόρριψης θερμότητας χαμηλότερης θερμοκρασίας, π.χ. γεωθερμικός εναλλάκτης θερμότητας.

Η υπερθέρμανση επιδιώκεται, ανεξάρτητα από το αν οδηγεί σε αύξηση της ωφέλιμης ψυκτικής ισχύος, για λόγους ασφαλείας του συμπιεστή, διότι λόγω της υπέρθερμης κατάστασης του ατμού κατά την είσοδό του στο συμπιεστή, αποφεύγεται η εμφάνιση υγρού ψυκτικού μέσου στο συμπιεστή, που ως ασυμπίεστο, μπορεί να οδηγήσει σε υψηλές καταστροφικές πιέσεις για την εγκατάσταση. Από την άλλη μεριά όμως, η υπερθέρμανση παρουσιάζει το μειονέκτημα ότι μειώνεται ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή, λόγω της υψηλότερης θερμοκρασίας των ατμών και της συνακόλουθης αύξησης του ειδικού όγκου (μείωση πυκνότητας). Συνέπεια των ανωτέρω είναι η αύξηση της καταναλισκόμενης μηχανικής ισχύος του συμπιεστή ανά μονάδα παραγόμενης ψυκτικής ισχύος, και, συνεπώς, η μείωση του θεωρητικού συντελεστή συμπεριφοράς  $COP_{th}$ . Ενδεικτικά αναφέρεται ότι, αν η υπερθέρμανση του ατμού γίνεται στους συνδετικούς αγωγούς (εκτός ατμοποιητή), τότε προκύπτει μείωση του  $COP_{th}$  της ψυκτικής διάταξης κατά 1% για κάθε αύξηση της θερμοκρασίας του ατμού κατά 2,4°C.

Για να δημιουργηθούν η υπερθέρμανση και η υπόψυξη του ψυκτικού μέσου, ένας απλός τρόπος είναι να τεθούν σε επαφή ο σωλήνας εισόδου του ψυκτικού μέσου στο συμπιεστή (ψυχρό αέριο) με το σωλήνα εισόδου του ψυκτικού μέσου στην εκτονωτική βαλβίδα (θερμό υγρό). Λόγω της επαφής των σωλήνων δημιουργείται θερμική συναλλαγή με συνέπεια η ψυχρή φάση (ατμός) να θερμαίνεται (υπερθέρμανση) και η θερμή φάση (υγρό) να ψύχεται (υπόψυξη). Σε εγκαταστάσεις με ιδιαίτερες απαιτήσεις υπάρχει για το σκοπό αυτό εναλλάκτης θερμότητας από τον οποίο περνούν σε αντιστροφή η ψυχρή και η θερμή φάση του ψυκτικού μέσου.

## **Παράδειγμα 8.2**

### **Παράδειγμα ψυκτικού κύκλου με υπόψυξη και υπερθέρμανση**

Σε ψυκτική διάταξη συμπίεσης ατμού μέσου R-134a δίνονται:

- α. θερμοκρασία και πίεση στην είσοδο του συμπιεστή 4,5°C και 1,70bar (απόλυτη),
- β. ξηρότητα ατμού μετά την εκτόνωση 20%,
- γ. υψηλή πίεση 13,6bar (απόλυτη),
- δ. ψυκτική ισχύς 3 ψυκτικοί τόνοι.

Να βρεθούν:

- α. αν ο κύκλος έχει υπερθέρμανση και υπόψυξη,
- β. η παροχή μάζας του ψυκτικού υγρού (kg/h),
- γ. η ισχύς του συμπιεστή (PS),
- δ. ο συντελεστής συμπεριφοράς  $COP_{th}$ ,
- ε. η ογκομετρική παροχή στην έξοδο του συμπιεστή σε m<sup>3</sup>/h.

Αν υπάρχει υπερθέρμανση, να θεωρηθεί ότι αυτή υφίσταται εντός του ατμοποιητή.

Δίνονται:

- α.  $1RT = 3,517kW = 12.000Btu/h = 3.024kcal/h$
- β.  $1kW = 1,3596PS$  ή  $1PS = 0,736kW$ .

### **Λύση:**

Με βάση τα δεδομένα της άσκησης σχεδιάζουμε τον ψυκτικό κύκλο στο διάγραμμα πίεσης – ενθαλπίας του R134-a. Συγκεκριμένα:

- Το σημείο εισόδου του ψυκτικού μέσου στο συμπιεστή προκύπτει, καθώς δίνονται για αυτό δύο μεγέθη, η θερμοκρασία και η πίεσή του (σημείο 1).
- Δίνεται η ξηρότητα του ατμού μετά την εκτόνωση 20%. Τούτο συνεπάγεται ότι η περιεκτικότητα του διφασικού μίγματος μετά την εκτόνωση (σημείο 5) ισούται με 20%. Το σημείο 5 εντοπίζεται από την

τομή της καμπύλης περιεκτικότητας ατμού κατά μάζα 20% και της ισοβαρούς που διέρχεται από το σημείο 1.

- Το σημείο 4 προκύπτει από την τομή της ισοβαρούς της πίεσης συμπίκνωσης (13,6bar – 1,36MPa) και της κατακόρυφης ευθείας που διέρχεται από το σημείο 5.
- Τέλος το σημείο 2 προκύπτει από την τομή της ισοβαρούς που διέρχεται από το σημείο 4 (1,361MPa) και της ισεντροπικής καμπύλης που διέρχεται από το σημείο 1.

Στο σχήμα 8.9 παρουσιάζεται ο ψυκτικός κύκλος στο διάγραμμα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας του μέσου R-134a. Από το διάγραμμα διαβάζουμε:

- $h_1 = 406\text{kJ/kg}$
- $h_2 = 450\text{kJ/kg}$
- $h_4 = h_5 = 222\text{kJ/kg}$

#### α. Υπόψυξη ή υπερθέρμανση:

Είναι προφανές, με βάση τον ψυκτικό κύκλο στο σχήμα 8.9, ότι υπάρχει υπερθέρμανση και υπόψυξη του ψυκτικού μέσου. Δεδομένου ότι η υπερθέρμανση γίνεται εντός του ατμοποιητή, στη συνέχεια υπολογίζονται:

#### β. Παροχή μάζας ψυκτικού μέσου:

$$\dot{Q}_{\psi\text{th}} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_5) \Leftrightarrow \dot{m} = \frac{\dot{Q}_{\psi\text{th}}}{h_1 - h_5} \Leftrightarrow \dot{m} = \frac{3\text{RT} \cdot 3,517\text{kW/RT}}{(406 - 222)\text{kJ/kg}} \Leftrightarrow \dot{m} = 0,0573\text{kg/sec} = 206,43\text{kg/h}$$

#### γ. Μηχανική ισχύς συμπίεστή:

$$\dot{W}_{\text{th}} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \Leftrightarrow \dot{W}_{\text{th}} = 0,0573\text{kg/sec} \cdot (450 - 406)\text{kJ/kg} \Leftrightarrow \dot{W}_{\text{th}} = 2,521\text{kW} \Leftrightarrow \dot{W}_{\text{th}} \approx 3,43\text{PS}$$

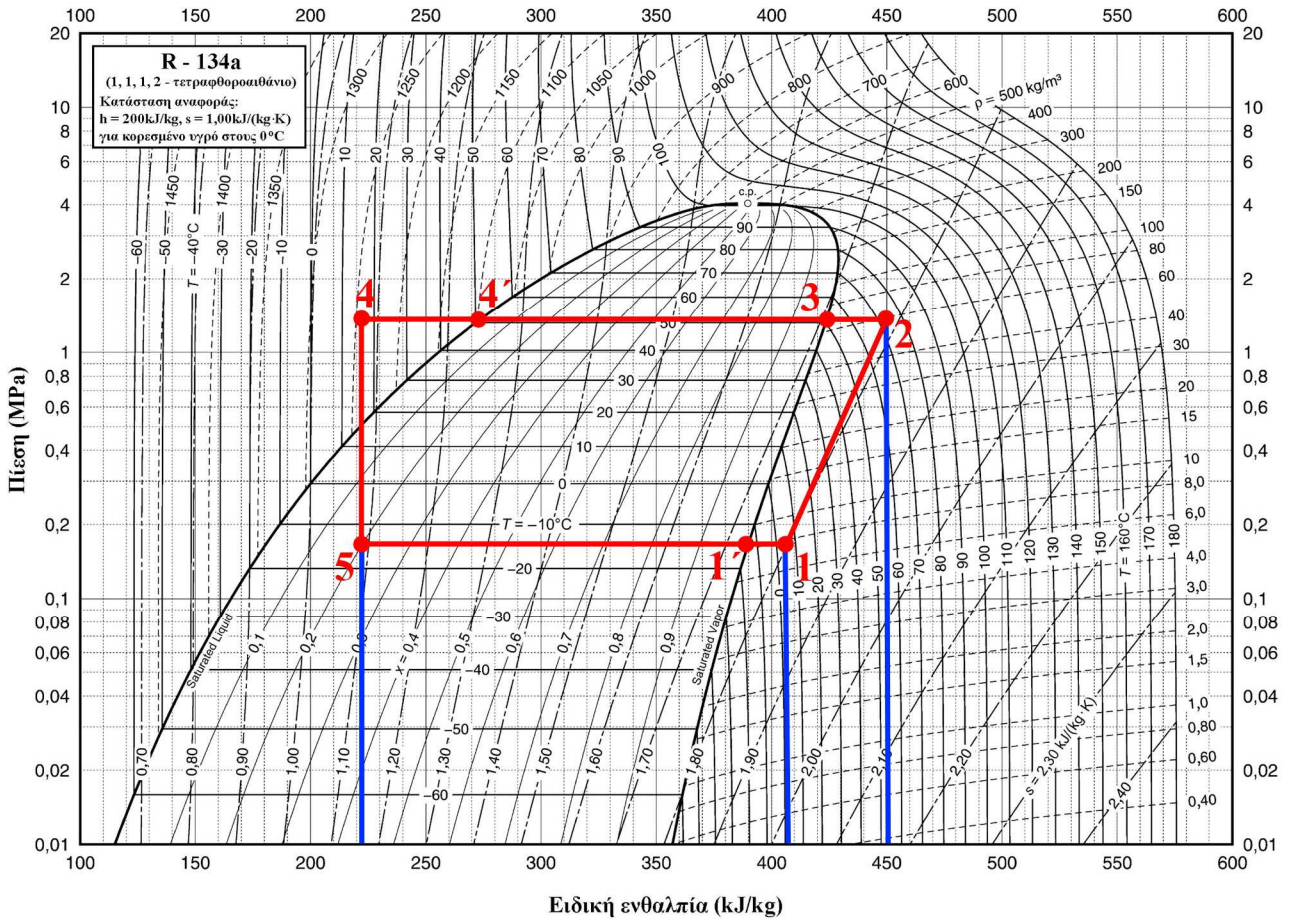
#### δ. Θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς:

$$\text{COP}_{\text{th}} = \frac{\dot{Q}_{\psi\text{th}}}{\dot{W}_{\text{th}}} = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1} \Leftrightarrow \text{COP}_{\text{th}} = \frac{406 - 222}{450 - 406} \Leftrightarrow \text{COP}_{\text{th}} = 4,18$$

#### ε. Ογκομετρική παροχή στην έξοδο του συμπίεστή:

Στην έξοδο του συμπίεστή (σημείο 2) η πυκνότητα του ψυκτικού μέσου διαβάζεται  $60\text{kg/m}^3$ . Συνεπώς η ογκομετρική παροχή θα ισούται με:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{0,0573\text{kg/sec}}{60\text{kg/m}^3} \Leftrightarrow \dot{V} = 0,955 \cdot 10^{-3} \text{m}^3 / \text{sec} = 3,438\text{m}^3 / \text{h} .$$



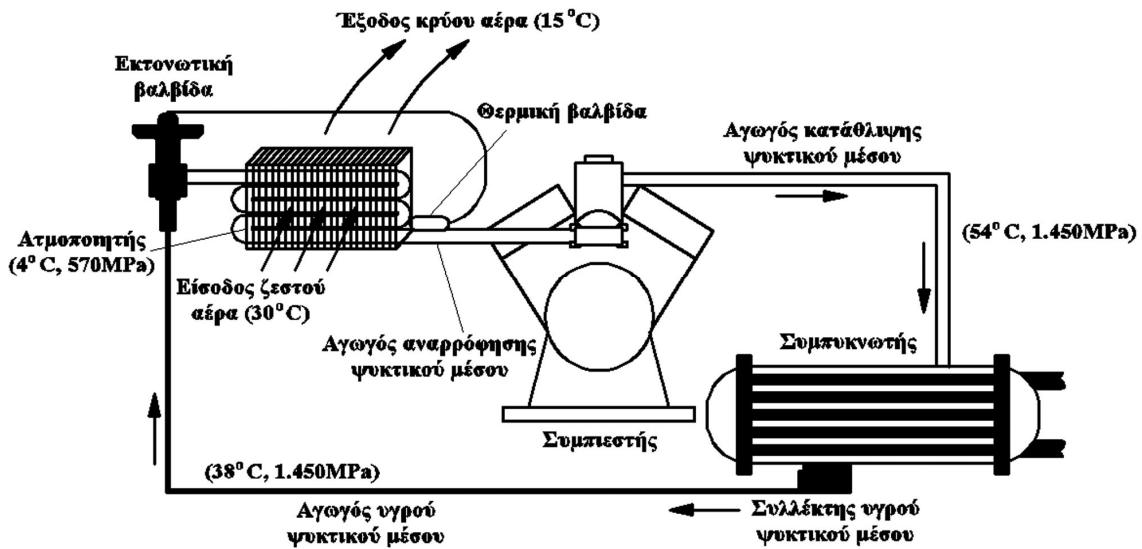
Σχήμα 8.9: Ψυκτικός κύκλος παραδείγματος στο διάγραμμα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας ψυκτικού μέσου R-134a.

### 8.7. Πραγματικός κύκλος ψύξης

Στο σχήμα 8.10 παρουσιάζεται μία τυπική διάταξη ενός πραγματικού συστήματος ψύξης, με σχηματική απεικόνιση των κυρίων συνιστωσών της, δηλαδή του συμπιεστή, του συμπυκνωτή, της εκτονωτικής βαλβίδας και του ατμοποιητή. Στο ίδιο σχήμα παρουσιάζονται, επίσης, τυπικές θερμοδυναμικές καταστάσεις από τις οποίες διέρχεται το ψυκτικό μέσο R22 κατά την εκτέλεση του κύκλου ψύξης. Στην ενότητα αυτή θα αναλυθούν οι επιπτώσεις του πραγματικού εξοπλισμού και των πραγματοποιούμενων θερμοδυναμικών μεταβολών στην απόδοση του κύκλου ψύξης.

Συγκεκριμένα, σε κάθε τμήμα – συσκευή μιας πραγματικής ψυκτικής διάταξης, παρουσιάζονται μη αναστρέψιμες θερμοδυναμικές μεταβολές, όπως παρακάτω:

- στο συμπιεστή: απώλειες τριβής λόγω συνεκτικότητας, πτώσεις πίεσης στις βαλβίδες αναρρόφησης και κατάθλιψης του ψυκτικού μέσου, απώλειες προς ή κέρδη θερμότητας από το περιβάλλον, μηχανικές απώλειες τριβής στον άξονα και στα λοιπά μηχανικά μέρη,
- στο συμπυκνωτή: απώλειες τριβής λόγω συνεκτικότητας, οπότε η συμπύκνωση στην πραγματικότητα είναι μη ισοβαρής,
- στον ατμοποιητή: απώλειες τριβής λόγω συνεκτικότητας, οπότε η ατμοποίηση στην πραγματικότητα είναι μη ισοβαρής,
- στην εκτονωτική διάταξη: πιθανή απόκλιση από ισηνθαλπική μεταβολή,
- γενικά στο σύστημα: πτώσεις πίεσης λόγω τριβών στις σωληνώσεις κυκλοφορίας του ψυκτικού μέσου, κέρδη θερμότητας από το περιβάλλον και απώλειες θερμότητας στις σωληνώσεις, π.χ. υπερθέρμανση σε συνδετήριες σωληνώσεις μεταξύ συμπιεστή και συμπυκνωτή.



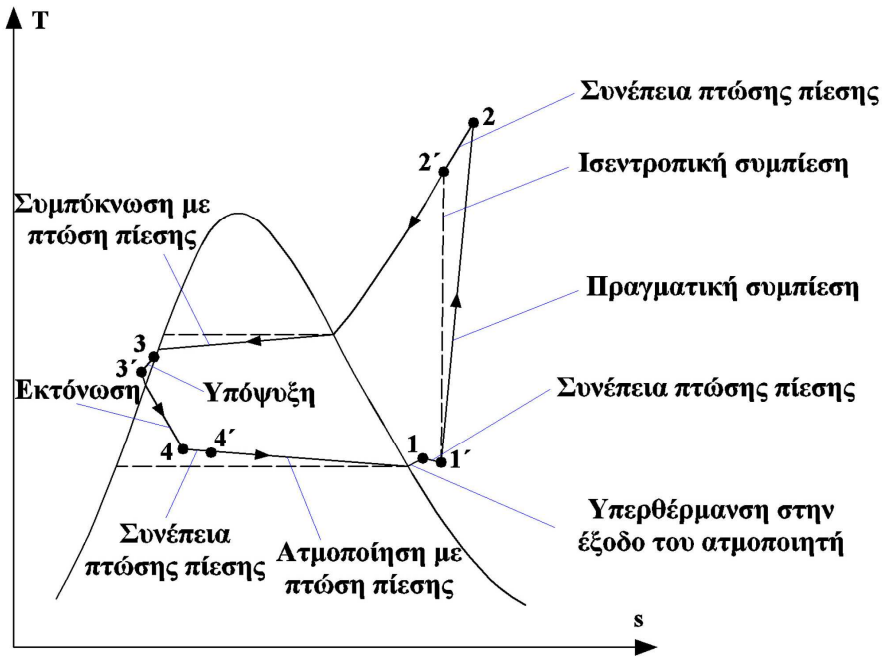
Σχήμα 8.10: Τυπική διάταξη ενός πραγματικού συστήματος ψύξης, με σχηματική απεικόνιση των κυρίων συνιστωσών της.

Οι ανωτέρω απώλειες αλλοιώνουν τον ιδεατό θερμοδυναμικό βασικό κύκλο ψύξης που παρουσιάστηκε στις προηγούμενες ενότητες, οδηγώντας στον πραγματικό θερμοδυναμικό κύκλο ψύξης, που παρουσιάζεται στο σχήμα 8.11α σε διάγραμμα T-s και στο σχήμα 8.11β σε διάγραμμα p-h. Όλες οι ανωτέρω μη αναστρέψιμες θερμοδυναμικές διεργασίες, εκτός από μία, προκαλούν πτώση της απόδοσης της ψυκτικής διάταξης. Τη μόνη εξαίρεση αποτελεί η πιθανή ψύξη του ψυκτικού μέσου στο συμπιεστή από το ψυχρότερο περιβάλλον. Όπως είδαμε και στην προηγούμενη ενότητα, στην περίπτωση μείωσης της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου εντός του συμπιεστή, ο ειδικός όγκος του μειώνεται, με αποτέλεσμα η απαιτούμενη μηχανική ισχύς για τη συμπίεσή του να μειωθεί και αυτή. Για το λόγο αυτό συχνά οι συμπιεστές συνοδεύονται από ανεμιστήρες ψύξης. Επίσης οποιεσδήποτε απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον, που συμβαίνουν στην πλευρά της υψηλής πίεσης, βελτιώνουν την αποδοτικότητα της ψυκτικής διάταξης. Ακόμη αξιοσημείωτες αποκλίσεις οφείλονται και στο γεγονός ότι το μέσο που κυκλοφορεί στο σύστημα είναι στην πραγματικότητα μίγμα ψυκτικού μέσου και ψυκτελαίου.

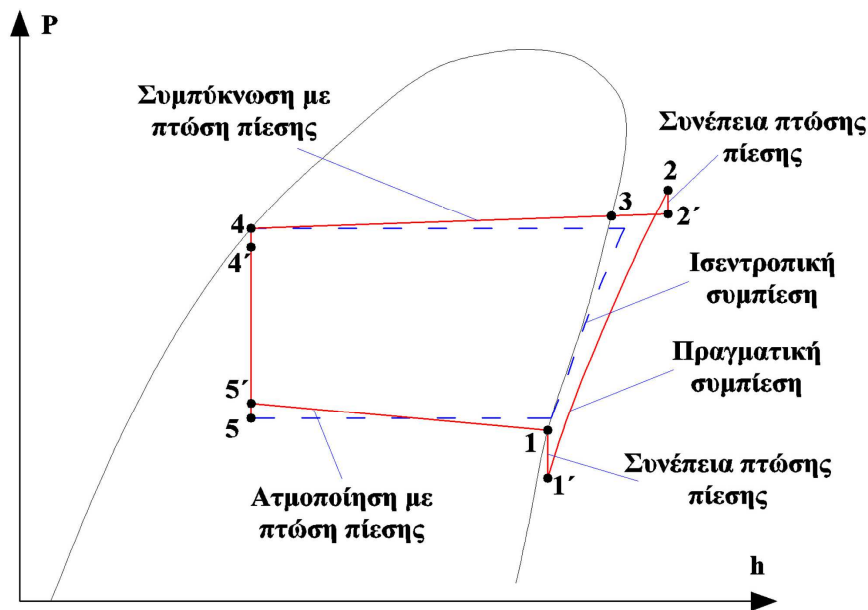
Σε ένα πραγματικό κύκλο έχει καθιερωθεί ο ορισμός του συντελεστή συμπεριφοράς, λαμβάνοντας υπόψη όχι μόνο την κατανάλωση ισχύος στο συμπιεστή, αλλά και κάθε άλλη κατανάλωση ισχύος στους ανεμιστήρες του συμπυκνωτή, σε μηχανικές απώλειες κλπ. Ορίζεται λοιπόν έτσι ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς, σε αντιδιαστολή με το θεωρητικό συντελεστή συμπεριφοράς, που παρουσιάστηκε στις προηγούμενες ενότητες. Μία γενική σχέση ορισμού του πραγματικού συντελεστή συμπεριφοράς είναι η εξής:

$$COP_{real} = \frac{\dot{Q}_{\psi}}{\dot{W}_C + \dot{W}_F + \dot{W}_{ML}} \tag{8.10}$$

όπου  $\dot{W}_C$ ,  $\dot{W}_F$  και  $\dot{W}_{ML}$  είναι αντίστοιχα η κατανάλωση ισχύος στο συμπιεστή, στους ανεμιστήρες και λοιπές ηλεκτρικές καταναλώσεις και στις κάθε είδους μηχανικές απώλειες του ψυκτικού συγκροτήματος [βλέπε συμπληρωματικά και Κεφάλαιο 3 – παράγραφος 3.9.3].



Σχήμα 8.11α: Πραγματικός θερμοδυναμικός κύκλος ψυκτικού μέσου σε διάγραμμα  $T - s$ .



- Πτώσεις πίεσης**  
 1-1': Σωλήνωση και βαλβίδες αναρρόφησης συμπίεστή  
 2-2': Βαλβίδες εκτόνωσης συμπίεστή  
 2'-4: Συμπυκνωτής  
 4-4': Σωληνώσεις μεταφοράς υγρού ψυκτικού  
 5'-1: Ατμοποιητής

Σχήμα 8.11β: Πραγματικός θερμοδυναμικός κύκλος ψυκτικού μέσου σε διάγραμμα  $p - h$ .

### 8.8. Πολυβάθμια συμπίεση

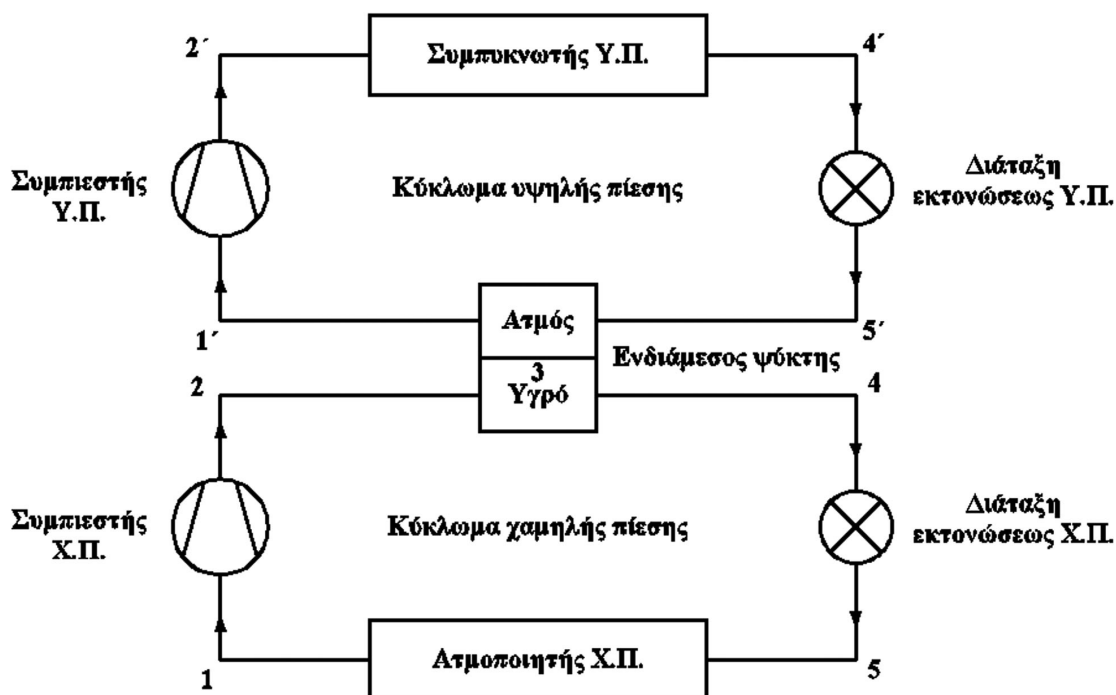
Σε περιπτώσεις στις οποίες απαιτούνται πολύ χαμηλές θερμοκρασίες, ο λόγος συμπίεσης, δηλαδή ο λόγος υψηλή πίεση / χαμηλή πίεση του ψυκτικού μέσου μετά και πριν το συμπίεστή, θα πρέπει να είναι της τάξης του 8 ή 9. Τέτοιοι λόγοι συμπίεσης δεν είναι εύκολο να επιτευχθούν με μονοβάθμιους συμπίεστες, καθώς συνεπάγονται σημαντική μείωση της απόδοσής τους και μηχανικές καταπονήσεις στα κινούμενα μέρη



τους. Στις περιπτώσεις αυτές το πρόβλημα επιλύεται, εισάγοντας διβάθμια ψυκτική διάταξη. Για πολύ μεγαλύτερες τιμές του λόγου συμπίεσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί και πολυβάθμια ψυκτική διάταξη.

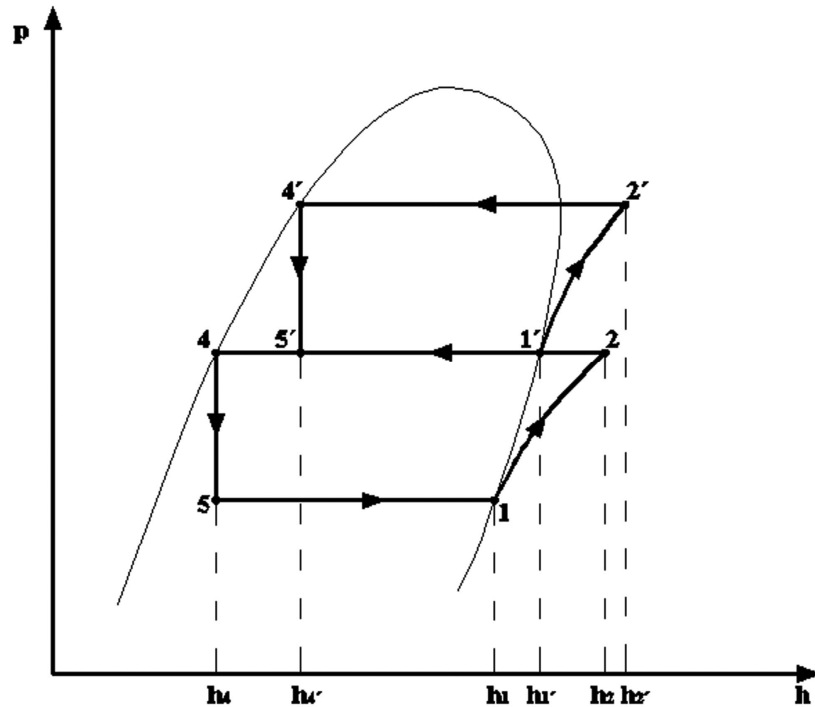
Η διβάθμια ψυκτική διάταξη μπορεί να θεωρηθεί ότι αποτελείται από δύο ανεξάρτητες ψυκτικές διατάξεις, μία χαμηλής και μία υψηλής πίεσης, συνδεδεμένες με ενδιάμεσο ψύκτη. Ο ενδιάμεσος ψύκτης είναι εναλλάκτης θερμότητας και αποτελεί για τη διάταξη υψηλής πίεσης (Υ.Π.) το στοιχείο ατμοποίησης και για τη διάταξη χαμηλής πίεσης (Χ.Π.) το στοιχείο συμπύκνωσης.

Στο σχήμα 8.12 ο ενδιάμεσος ψύκτης είναι ένας εναλλάκτης ανάμειξης (flash intercooler) και το ψυκτικό μέσο που κυκλοφορεί στα δύο κυκλώματα είναι το ίδιο. Οι ατμοί του κυκλώματος Χ.Π. εισέρχονται μέσα στον εναλλάκτη και συμπυκνώνονται, δίδοντας τη θερμότητά τους, για να εξατμιστεί το ψυκτικό μέσο του κυκλώματος Υ.Π.



Σχήμα 8.12: Ψυκτική διάταξη διβάθμιας συμπίεσης.

Ο θερμοδυναμικός κύκλος διβάθμιας συμπίεσης με εναλλάκτη ανάμειξης παρουσιάζεται στο σχήμα 8.13. Από το σχήμα αυτό είναι προφανές ότι η ωφέλιμη ψυκτική ισχύς δεν αλλάζει, δηλαδή συνεχίζει να καθορίζεται από τις ειδικές ενθαλπίες των σημείων 1 και 4 (ή 5), που αφορούν στην είσοδο στο συμπιεστή και την είσοδο στον ατμοποιητή του κυκλώματος χαμηλής πίεσης. Η ωφέλιμη ψυκτική ισχύς θα δίνεται και πάλι από τη σχέση 8.5.



Σχήμα 8.13: Ψυκτικοί κύκλοι στη διβάθμια συμπίεση με εναλλάκτη ανάμειξης

Αν είναι γνωστή η θερμοκρασία ατμοποίησης (άρα και η αντίστοιχη πίεση  $p_E$ ) στο κύκλωμα Χ.Π. και η θερμοκρασία συμπύκνωσης (άρα και η αντίστοιχη πίεση  $p_S$ ) στο κύκλωμα Υ.Π., τότε η ενδιάμεση πίεση  $p_M$  που θα επικρατεί στον ενδιάμεσο ψύκτη ανάμειξης επιλέγεται συνήθως, ώστε να ισχύει περίπου η σχέση:

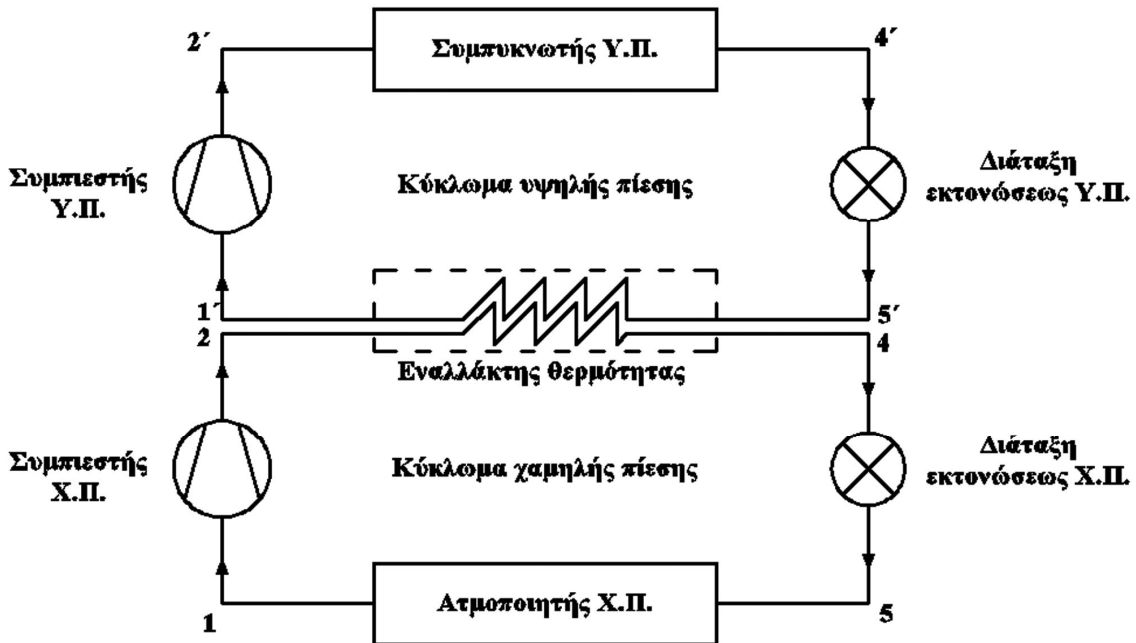
$$p_M = \sqrt{p_E \cdot p_S} \tag{8.11}$$

Είναι δυνατή η κατασκευή διβάθμιας ψυκτικής διάταξης που αποτελείται από δύο τελείως ανεξάρτητες μονοβάθμιες διατάξεις, οι οποίες συνδέονται με εναλλάκτη θερμότητας. Ο κοινός εναλλάκτης θερμότητας αποτελεί για τη διάταξη Υ.Π. το στοιχείο ατμοποίησης και για τη διάταξη Χ.Π. το στοιχείο συμπύκνωσης (σχήμα 8.14). Στις διβάθμιες διατάξεις αυτού του είδους μπορεί να χρησιμοποιηθούν και διαφορετικά ψυκτικά μέσα, π.χ. R-22 για τη βαθμίδα υψηλής και R-404A για τη βαθμίδα χαμηλής.

Στην περίπτωση διβάθμιας συμπίεσης με δύο ανεξάρτητα κυκλώματα, αν  $\dot{m}_{LP}$  είναι η παροχή μάζας του ψυκτικού μέσου στο κύκλωμα χαμηλής πίεσης και  $\dot{m}_{HP}$  είναι η παροχή μάζας του ψυκτικού μέσου στο κύκλωμα υψηλής πίεσης, τότε η συνολική κατανάλωση μηχανικής ισχύος και στους δύο συμπιεστές θα ισούται με:

$$\dot{W}_{th} = \dot{m}_{LP} \cdot (h_2 - h_1) + \dot{m}_{HP} \cdot (h_2' - h_1') \tag{8.12}$$

Και στην περίπτωση αυτή, η ωφέλιμη ψυκτική ισχύς θα προκύψει αποκλειστικά από τον ατμοποιητή στο κύκλωμα χαμηλής πίεσης.



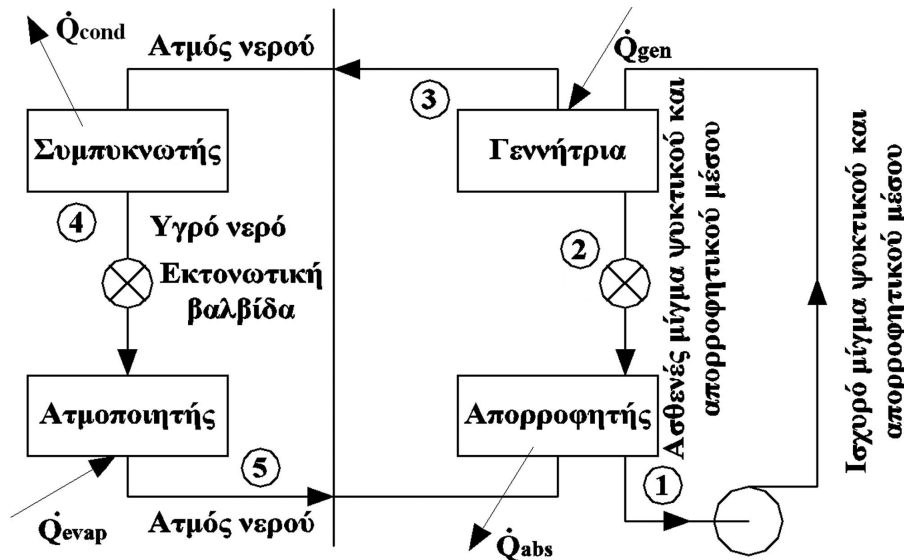
Σχήμα 8.14: Ψυκτική διάταξη διβάθμιας συμπίεσης με ενδιάμεσο εναλλάκτη θερμότητας.

## 8.9. Κύκλος ψύξης με απορρόφηση

Οι ψύκτες απορρόφησης ακολουθούν τις βασικές διεργασίες της συμπύκνωσης – εξάτμισης του βασικού ψυκτικού κύκλου για την παραγωγή ψύξης. Όπως μία συμβατική συσκευή παραγωγή ψύξης, διαθέτουν εξατμιστή και συμπυκνωτή, όπου εκτονώνεται το ψυκτικό μέσο. Ωστόσο, αντί του μηχανικού έργου, οι ψύκτες απορρόφησης χρησιμοποιούν θερμότητα ως ενεργειακή πηγή. Η θερμότητα αυτή παράγεται είτε άμεσα με καύση καυσίμου σε κάποιο καυστήρα είτε έμμεσα, με χρήση ατμού, ζεστού νερού ή από περίσσεια / ανάκτηση θερμότητας. Οι εφαρμογές ψύξης με απορρόφηση απαιτούν παροχή θερμότητας σε θερμοκρασίες από 100 – 200°C. Ιδιαίτερα δημοφιλής είναι την τελευταία δεκαετία η παραγωγή της θερμότητας που απαιτείται για τη λειτουργία ψύκτη απορρόφησης από ηλιακούς συλλέκτες. Στην περίπτωση αυτή έχει καθιερωθεί η ονομασία της συνολικής διαδικασίας παραγωγής ψύξης με αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας μέσω των ηλιακών συλλεκτών ως «ηλιακός κλιματισμός».

Οι μηχανές απορρόφησης, που είναι διαθέσιμες στο εμπόριο, τροφοδοτούνται με ατμό, ζεστό νερό ή τα αέρια καύσης, που μπορούν να παράγονται και από συστήματα συμπαραγωγής. Στην πιο απλή σχεδίασή της, η μηχανή απορρόφησης αποτελείται από εξατμιστή (ατμοποιητή), συμπυκνωτή, απορροφητή, μια γεννήτρια και μια αντλία διαλύματος. Στον κύκλο απορρόφησης, η συμπίεση ατμού του ψυκτικού μέσου πραγματοποιείται με συνδυασμό του απορροφητή, της αντλίας διαλύματος και της γεννήτριας.

Η βασική αρχή της μηχανής ψύξης με απορρόφηση παρουσιάζεται στο σχήμα 8.15.



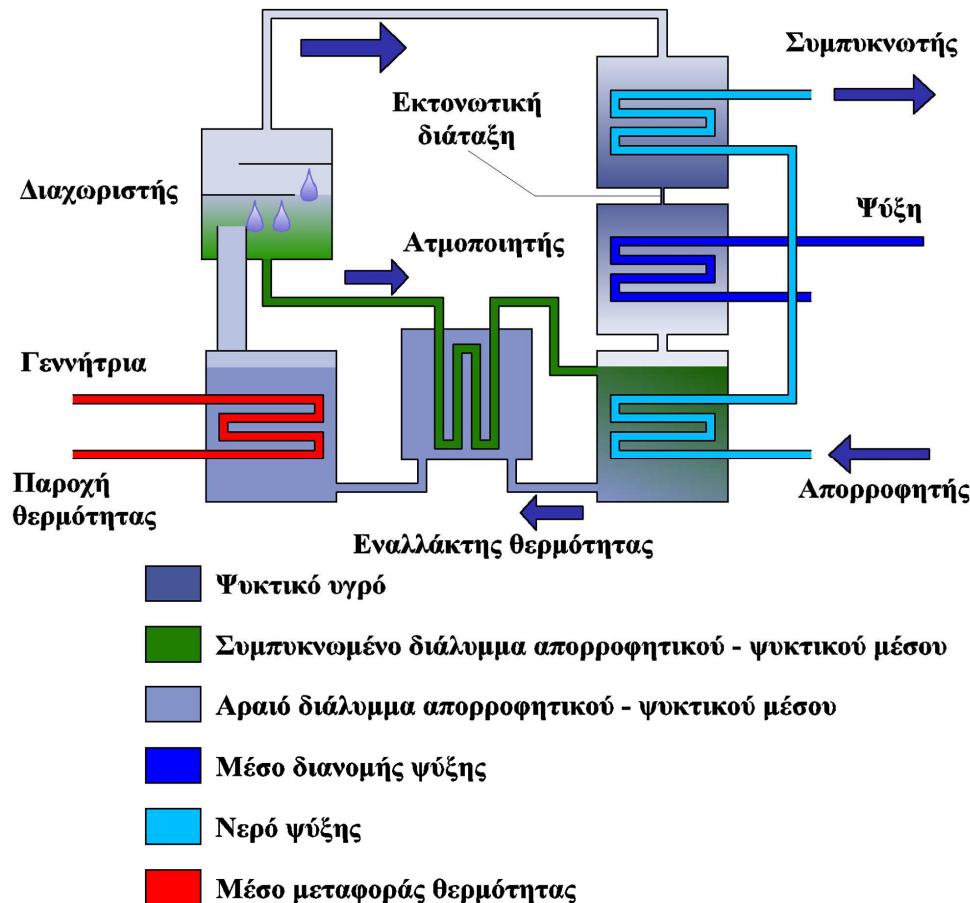
Σχήμα 8.15: Αρχή λειτουργίας ενός ψυκτικού συστήματος απορρόφησης μονού σταδίου.

Αριστερά από τη διακεκομμένη γραμμή το σύστημα αποτελείται, ακολουθώντας τη ροή του ψυκτικού μέσου, από συμπυκνωτή, εκτονωτική βαλβίδα και ατμοποιητή. Συνεπώς είναι το ίδιο με τη βασική ψυκτική διάταξη του σχήματος 8.4., εξαιρουμένου του συμπιεστή. Στον κύκλο απορρόφησης η συμπίεση του ψυκτικού μέσου επιτυγχάνεται διαλύοντάς το σε ένα υγρό απορροφητή, συμπιέζοντας στη συνέχεια το διάλυμα χρησιμοποιώντας μία αντλία υγρού με χαμηλή απαίτηση απορροφούμενης ισχύος και, τελικά, αποσπώντας το πτητικό ψυκτικό μέσο από το συμπιεσμένο και πλούσιο σε ψυκτικό μέσο διάλυμα, μέσω της πρόσδοσης θερμότητας στη γεννήτρια.

Πιο αναλυτικά, στον εξατμιστή της συσκευής απορροφάται θερμότητα από τον κλιματιζόμενο χώρο, παράγοντας ψύξη και ατμοποιώντας το ψυκτικό μέσο. Ο ατμός του ψυκτικού μέσου που παράγεται στον εξατμιστή απορροφάται σε ένα απορροφητικό υγρό μέσα στον απορροφητή. Η απορρόφηση αυτή συνοδεύεται με αποβολή θερμότητας. Το απορροφητικό που έχει απορροφήσει το ψυκτικό μέσο, το οποίο πλέον ονομάζεται «ασθενές απορροφητικό», διοχετεύεται με αντλίες στη γεννήτρια. Εκεί προσδίδεται θερμότητα από την εξωτερική πηγή προς το μίγμα απορροφητικού – ψυκτικού μέσου, με αποτέλεσμα το ψυκτικό μέσο, δεδομένης της πτητικότητάς του, να αποδεσμεύεται ως ατμός υψηλής πίεσης. Γίνεται, συνεπώς, κατανοητό, ότι ο συνδυασμός του απορροφητή, της αντλίας ασθενούς απορροφητικού και της γεννήτριας έχει ως αποτέλεσμα την παραγωγή ατμού ψυκτικού μέσου υψηλής πίεσης, όπως ακριβώς και ο μηχανικός συμπιεστής σε μία συμβατική συσκευή παραγωγής ψύξης. Ο ατμός του ψυκτικού μέσου διαχωρίζεται πλήρως από πιθανά υπολλείμματα απορροφητικού μέσου σε ένα διαχωριστή (σχήμα 8.16). Το αναγεννημένο ή «ισχυρό απορροφητικό» οδηγείται στη συνέχεια πίσω στον απορροφητή, για να συλλέξει εκ νέου ψυκτικό ατμό. Ο ατμός του ψυκτικού μέσου θα συμπυκνωθεί στο συμπυκνωτή για τη μείωση της θερμοκρασίας του και την πλήρη υγροποίησή του και θα εκτονωθεί σε εκτονωτική διάταξη για την πτώση της πίεσής του, πριν οδηγηθεί και πάλι στον ατμοποιητή για την εκ νέου ατμοποίησή του και την παραγωγή ψύξης.

Οι ροές θερμότητας στο βασικό κύκλο (σχήμα 8.16) είναι οι εξής:

- απορρόφηση (παροχή) θερμότητας  $\dot{Q}_\psi$  στον εξατμιστή (ή ατμοποιητή) από τον κλιματιζόμενο χώρο και παραγωγή ψύξης, σε χαμηλό θερμοκρασιακό επίπεδο,
- απόρριψη θερμότητας στο συμπυκνωτή  $\dot{Q}_\Sigma$  προς το περιβάλλον, σε ενδιάμεσο θερμοκρασιακό επίπεδο,
- απόρριψη θερμότητας από τον απορροφητή  $\dot{Q}_A$ , σε ενδιάμεσο θερμοκρασιακό επίπεδο,
- παροχή θερμότητας στη γεννήτρια  $\dot{Q}_{th}$ , σε υψηλό θερμοκρασιακό επίπεδο.



Σχήμα 8.16: Μηχανική διάταξη ψυκτικού συστήματος απορρόφησης μονού σταδίου [1].

Σε έναν κύκλο απορρόφησης, ψυκτικό μέσο και απορροφητικό συγκροτούν το «ζεύγος εργασίας». Διαχρονικά έχουν δοκιμαστεί πολλά ζεύγη εργασίας. Τα δύο ζεύγη εργασίας που έχουν καθιερωθεί είναι:

- διάλυμα βρωμιούχου λιθίου (LiBr) ως απορροφητικό, με ψυκτικό μέσο νερό,
- νερό ως απορροφητικό, με ψυκτικό μέσο αμμωνία (NH<sub>3</sub>).

Για συστήματα ψύξης βρωμιούχου λιθίου – νερού, η πηγή θερμότητας πρέπει να είναι σε ελάχιστη θερμοκρασία των 70-90°C για συστήματα μονού σταδίου. Σε συστήματα που χρησιμοποιούν αμμωνία, η θερμική ενέργεια παρέχεται σε θερμοκρασία 100-120°C (μονού σταδίου). Το ζεύγος νερού – διαλύματος βρωμιούχου λιθίου χρησιμοποιείται σε εφαρμογές ψύξης αέρα, όπου απαιτούνται θερμοκρασίες άνω των 0°C. Το ζεύγος αμμωνίας-νερού χρησιμοποιείται ως επί το πλείστον σε εφαρμογές κατάψυξης, με χαμηλές θερμοκρασίες εξάτμισης, μικρότερες των 0°C. Τα επίπεδα πίεσης της μηχανής αμμωνίας – νερού είναι συνήθως υψηλότερα της ατμοσφαιρικής πίεσης, ενώ οι μηχανές νερού - βρωμιούχου λιθίου λειτουργούν κατά κανόνα σε μερικό κενό.

Τα πλεονεκτήματα των ψυκτών απορρόφησης έναντι των συμβατικών ψυκτικών συγκροτημάτων που βασίζονται σε κύκλο συμπίεσης είναι:

- πολύ χαμηλή κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας,
- ελάχιστα κινούμενα τμήματα, με αποτέλεσμα το μεγάλο χρόνο ζωής, την αυξημένη αξιοπιστία και το χαμηλό κόστος συντήρησης,
- χαμηλά επίπεδα θορύβου και κραδασμών,
- φιλικά προς το περιβάλλον ψυκτικά μέσα με μηδενικές εκπομπές ρύπων και ουσιών καταστροφής του όζοντος.

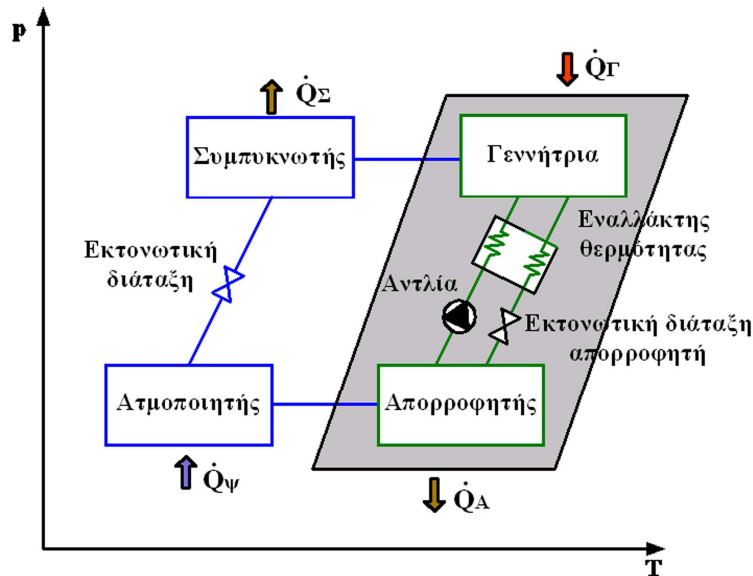
Τα μειονεκτήματα των ψυκτών απορρόφησης έναντι των συμβατικών είναι:

- μονάδες μεγάλης ισχύος με μεγάλο βάρος,
- σχετικά υψηλό αρχικό κόστος,
- κατανάλωση νερού σε πύργους ψύξης,



- χαμηλός συντελεστής συμπεριφοράς.

Στο σχήμα 8.17 απεικονίζεται διάγραμμα ροής του κύκλου απορρόφησης, όπως περιγράφηκε παραπάνω.



Σχήμα 8.17: Διάγραμμα ροής του κύκλου απορρόφησης.

Κατά αντιστοιχία με το συμβατικό κύκλο ψύξης, ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς  $COP_{th}$  σε ένα κύκλο απορρόφησης ορίζεται ως ο λόγος της θερμικής ισχύος που απορρίπτεται στον ατμοποιητή, δηλαδή της ωφέλιμης ψυκτικής ισχύος  $\dot{Q}_\psi$ , προς την απορροφούμενη θερμική ισχύ στη γεννήτρια  $\dot{Q}_g = \dot{Q}_{th}$  (αμελώντας την ισχύ της αντλίας διαλύματος):

$$COP = \frac{\dot{Q}_\psi}{\dot{Q}_{th}} \tag{8.13}$$

Ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς σε ένα κύκλο απορρόφησης παίρνει τιμές μεταξύ 0,60 και 0,80, σημαντικά μικρότερες από τις αντίστοιχες σε ένα συμβατικό κύκλο ψύξης. Ο ισολογισμός θερμικής ισχύος σε ένα κύκλο απορρόφησης έχει ως εξής:

$$\dot{Q}_\psi + \dot{Q}_{th} = \dot{Q}_S + \dot{Q}_A \tag{8.14}$$

### 8.9.1. Ψύξη με απορρόφηση με συστήματα νερού – διαλύματος βρωμιούχου λιθίου (LiBr)

Τα περισσότερα συστήματα απορρόφησης που βασίζονται στο διάλυμα νερού – βρωμιούχου λιθίου έχουν σχεδιαστεί για εφαρμογές ψύξης αέρα. Τα συστήματα αυτά εμφανίστηκαν περί το 1900, πολύ πριν από αυτά του κύκλου συμπίεσης. Για ιστορικούς λόγους, η μονάδα μέτρησης δίνεται σε RT (ψυκτικοί τόνοι – Refrigeration Tons) από τους κατασκευαστές. 1RT αντιστοιχεί σε 3,517kW ψύξης.

Στο απορροφητικό σύστημα νερού – βρωμιούχου λιθίου χρησιμοποιείται το νερό ως ψυκτικό μέσο και το βρωμιούχο λίθιο ως απορροφητικό υγρό (σχήμα 8.18). Καθώς το νερό, ως ψυκτικό μέσο, ρέει μέσα στις σωληνώσεις του εξατμιστή, ένα μέρος του γίνεται ατμός. Κατ’ αυτόν τον τρόπο όμως, το παραμένον νερό ψύχεται και, στη συνέχεια, χρησιμοποιείται, για να ψύξει το χώρο που κλιματίζεται, μέσω εναλλάκτη θερμότητας. Η θερμότητα, που απορροφά το ψυκτικό νερό με τον τρόπο αυτό, προκαλεί περισσότερο νερό να εξατμιστεί.

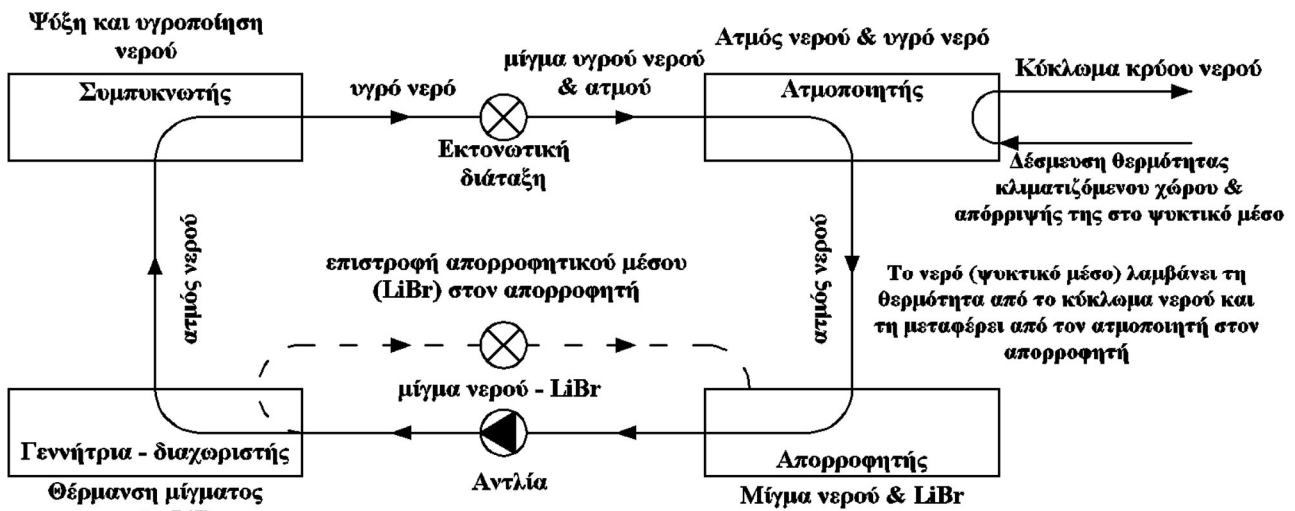
Όταν το ψυκτικό νερό, έχοντας απορροφήσει θερμότητα στον εξατμιστή, ατμοποιείται, ρέει προς τον απορροφητήρα ελκόμενο λόγω της απορρόφησής του από το μίγμα βρωμιούχου λιθίου, δηλαδή ως ψυκτικός ατμός συλλέγει τη θερμότητα στον εξατμιστή και την οδηγεί προς το απορροφητικό υγρό. Έτσι, κατά την

πρόοδο της διαδικασίας, ο ατμός μπορεί να απορροφηθεί και μετατρέπεται πάλι σε νερό, αποβάλλοντας θερμότητα. Το μίγμα στον απορροφητή γίνεται «ασθενές» μίγμα νερού και βρωμιούχου λιθίου (αφού έχει ήδη απορροφήσει ψυκτικό μέσο) και ρέει, με τη βοήθεια αντλίας, προς τη γεννήτρια – διαχωριστήρα.

Στη γεννήτρια το μίγμα θερμαίνεται, μέχρις ότου αρχίσει ο βρασμός του νερού και η μετατροπή του σε ατμό. Κατ’ αυτόν τον τρόπο το ψυκτικό νερό διαχωρίζεται από το απορροφητικό βρωμιούχο λίθιο. Το μίγμα έτσι «αναγεννάται», γίνεται «ισχυρό», έτοιμο να απορροφήσει εκ νέου υδρατμούς και οδηγείται υπό πίεση στον απορροφητή. Παρεμβάλλεται όμως μία εκτονωτική διάταξη, για να πέσει η πίεση του σε εκείνη που επικρατεί στον απορροφητή.

Στο συμπυκνωτή, καθώς η θερμότητα απάγεται από τον ατμό του νερού μέσω των τοιχωμάτων του συμπυκνωτή (εναλλάκτη θερμότητας), το νερό ψύχεται και επιστρέφει στην υγρή κατάστασή του. Το ψυκτικό νερό είναι ακόμα υπό υψηλή πίεση.

Στη συνέχεια, ο ατμός, διερχόμενος μέσω ενός εκτονωτικού ρυθμιστικού, οδηγείται στον εξατμιστή ψύξης νερού χαμηλής πίεσης. Ένα μέρος του ψυκτικού νερού εξατμίζεται εκεί και ο ψυκτικός κύκλος επαναλαμβάνεται.



Σχήμα 8.18: Κύκλος απορρόφησης με διάλυμα βρωμιούχου λιθίου - νερού.

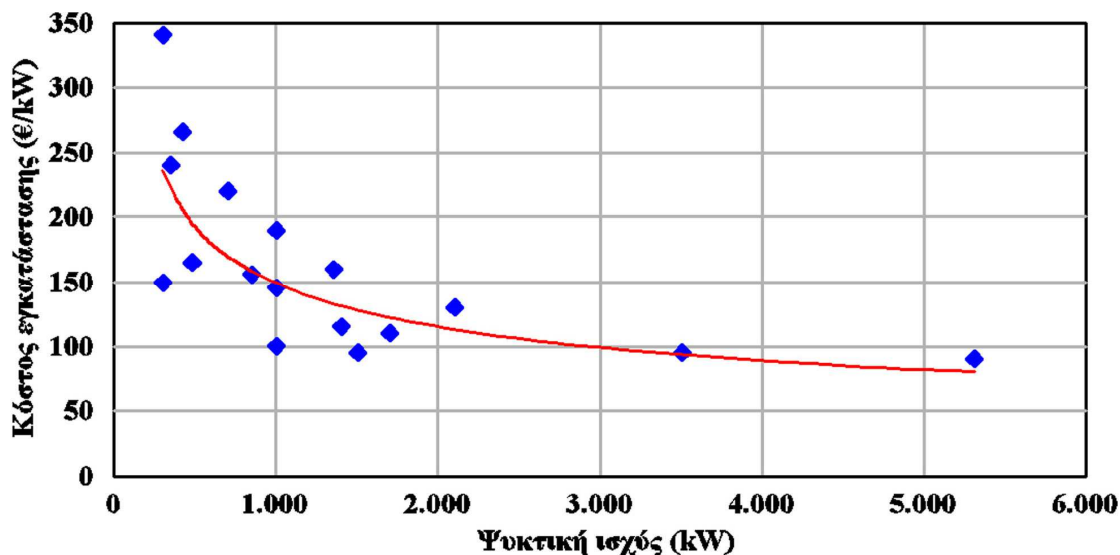
Οι περισσότεροι κατασκευαστές προσφέρουν συστήματα μονού σταδίου με ισχύ ψύξης 100 έως 1.500RT, δηλαδή 350kW – 5.200kW. Αυτά μπορούν να τροφοδοτηθούν απευθείας με καυσάερια ή με ατμό θερμοκρασίας από 110 έως 120°C. Εναλλακτικά, μπορούν να τροφοδοτηθούν με υπέρθερμο νερό στους 115 έως 150°C και με μέγιστη πίεση 9bar. Ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς είναι της τάξης του 0,7.

Τα συστήματα διπλού σταδίου είναι περίπου στο ίδιο φάσμα ψυκτικής ισχύος με αυτά του μονού σταδίου. Η ελάχιστη ικανότητα ψύξης που προσφέρεται στην αγορά είναι λίγο υψηλότερη από αυτή των συστημάτων μονού σταδίου (περί τα 500kW). Ο ατμός είναι το προτιμώμενο μέσο τροφοδοσίας για ένα τέτοιο σύστημα, σε πιέσεις από 9 – 10bar, που αντιστοιχεί σε περιοχή θερμοκρασιών 175 έως 185°C. Το σύστημα διπλού σταδίου λειτουργεί επίσης και με υπέρθερμο νερό, η θερμοκρασία του οποίου κυμαίνεται μεταξύ 155 - 205°C. Ο συντελεστής συμπεριφοράς σε κάθε περίπτωση είναι από 0,9 έως 1,2.

Η πολυπλοκότητα των ψυκτών διπλού σταδίου έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του κόστους τους, σε αντίθεση με αυτούς του μονού σταδίου. Όλες οι εμπορικά διαθέσιμες μηχανές συστημάτων κύκλου απορρόφησης απορρίπτουν τη θερμότητα που απάγεται στον απορροφητή και στο συμπυκνωτή σε ένα κύκλωμα πύργου ψύξης. Στις περισσότερες περιπτώσεις, οι θερμοκρασίες στο κύκλωμα πύργου ψύξης είναι 32 – 37°C. Οι μονάδες διπλού σταδίου γενικά προτιμούνται περισσότερο από αυτές του μονού σταδίου, λόγω της αυξημένης ενεργειακής αποδοτικότητας και της μειωμένης κατανάλωσης νερού.

Το κόστος μιας μονάδας απορρόφησης ανά kW ψυκτικής ικανότητας εξαρτάται από το μέγεθός της, αλλά γίνεται σχεδόν σταθερό πάνω από 2.000kW (σχήμα 8.19). Ένας εμπειρικός κανόνας είναι ότι το σύστημα διπλού σταδίου είναι τουλάχιστον 20% ακριβότερο (μπορεί να φθάσει και στο 30-40% ανάλογα με

τη χρήση του συστήματος) από το αντίστοιχο σύστημα μονού σταδίου με την ίδια ικανότητα. Ο λόγος για το υψηλότερο κόστος είναι η επιπλέον γεννήτρια και ο συμπυκνωτής κατά το σχεδιασμό. Δεύτερος εμπειρικός κανόνας είναι ότι μια μονάδα τροφοδοτούμενη με ζεστό νερό είναι περίπου 25% πιο ακριβή από ότι μία μονάδα ατμού με την ίδια ικανότητα. Η αιτία είναι ότι το μέγεθος των αγωγών, που απαιτούνται για μια δεδομένη παροχή θερμικής ενέργειας στο μηχάνημα απορρόφησης, είναι μεγαλύτερο με ζεστό νερό από ότι με ατμό.



Σχήμα 8.19: Κόστος συστημάτων απορρόφησης LiBr μονού σταδίου (τιμές 2008).

### 8.9.2. Ψύξη με απορρόφηση με συστήματα αμμωνίας – νερού ( $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ )

Τα συστήματα αμμωνίας – νερού έχουν σχεδιαστεί κυρίως για βιομηχανικές εφαρμογές ψύξης, π.χ. ψύξη τροφίμων ή διαδικασία κατάψυξης, με θερμοκρασίες εξάτμισης περίπου στους  $-60^\circ\text{C}$ . Αυτό το είδος των μηχανών είναι προτιμότερο να χρησιμοποιείται σε θερμοκρασίες κοντά ή χαμηλότερες των  $0^\circ\text{C}$ , δεδομένου ότι οι μονάδες νερού – βρωμιούχου λιθίου δεν μπορούν να λειτουργήσουν σε αυτό το εύρος θερμοκρασίας. Η θερμοκρασία στην οποία ο ατμός πρέπει να παρέχεται για την τροφοδοσία της μονάδος εξαρτάται από τη διαθέσιμη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου και τη θερμοκρασία ψύξης που πρέπει να επιτευχθεί. Τα συστήματα αυτά δεν ενδείκνυνται για εγκαταστάσεις σε κτήρια με μονάδες συμπαραγωγής.

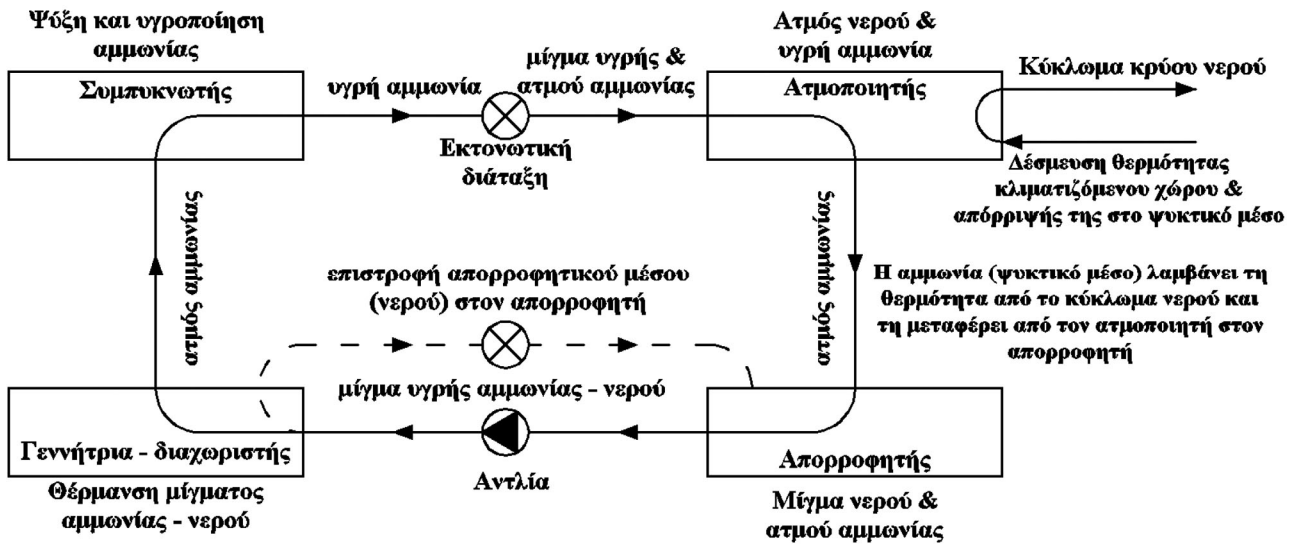
Σ' ένα απορροφητικό σύστημα αμμωνίας – νερού, το οποίο παρουσιάζεται στο σχήμα 8.20, το νερό είναι το απορροφητικό μέσο και η αμμωνία το ψυκτικό υγρό. Καθώς η υγρή αμμωνία ρέει μέσα στις σωληνώσεις του εξατμιστή ψύξης νερού χαμηλής πίεσης, ένα μέρος της ατμοποιείται, απάγοντας θερμότητα από το νερό που διέρχεται από τον εξατμιστή. Το παραγόμενο ψυχρό νερό χρησιμοποιείται για την ψύξη του κλιματιζόμενου χώρου. Η μεταφορά της θερμότητας από το νερό θερμαίνει την υγρή αμμωνία με αποτέλεσμα να ατμοποιείται μεγαλύτερη ποσότητά της και έτσι να προκαλείται περισσότερη ψύξη.

Η αμμωνία στον εξατμιστή, έχοντας παραλάβει θερμότητα από το νερό, μετατρέπεται σε ατμό. Ο ατμός της αμμωνίας έλκεται προς τον απορροφητήρα. Ο ατμός της αμμωνίας ενώνεται με το απορροφητικό νερό, για να παράγει ένα υγρό μίγμα. Αυτό το υγρό μίγμα αμμωνίας και νερού ρέει προς τη γεννήτρια – διαχωριστή.

Στη γεννήτρια το μίγμα θερμαίνεται, μέχρι να διαχωριστεί. Το ψυκτικό υγρό – αμμωνία θερμαινόμενο ατμοποιείται και έτσι διαχωρίζεται από το απορροφητικό νερό. Η αμμωνία δηλαδή διαχωρίζεται από το νερό με τη θερμότητα που προστίθεται στη γεννήτρια. Έτσι η αμμωνία είναι τώρα σε υψηλότερη πίεση απ' ό,τι ήταν, πριν θερμανθεί.

Το απορροφητικό νερό επιστρέφει στον απορροφητήρα. Ο ατμός αμμωνίας, έχοντας υψηλή πίεση, ρέει προς το συμπυκνωτή. Στο συμπυκνωτή η θερμότητα μεταδίδεται από τον ατμό μέσω των τοιχωμάτων του στο ρεύμα αέρα που περνά από το στοιχείο του συμπυκνωτή. Έτσι ο ατμός ψύχεται, υγροποιείται και ρέει

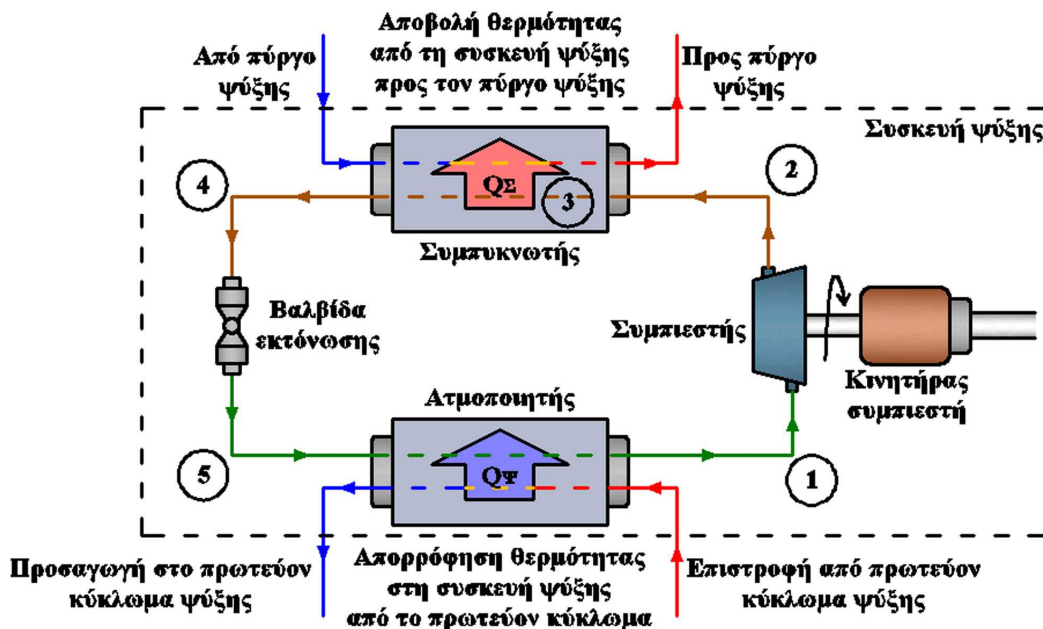
ως υγρή αμμωνία και με υψηλή πίεση προς τον εξατμιστή. Η υγρή αμμωνία, πριν εξατμιστεί, περνά από ένα εκτονωτικό ρυθμιστικό μηχανήμα που ρυθμίζει την ποσότητα και την πίεσή της και οδηγείται στον εξατμιστή ψύξης νερού χαμηλής πίεσης. Η αμμωνία ως ψυκτικό ατμοποιείται και έτσι ο κύκλος επαναλαμβάνεται.



Σχήμα 8.20: Κύκλος απορρόφησης με διάλυμα αμμωνίας - νερού.

### 8.10. Μηχανικές συσκευές ψύξης (chillers)

Οι μηχανικές συσκευές ψύξης (chillers) είναι συνδυασμός συγκεκριμένων συνιστωσών με σκοπό την παραγωγή κρύου νερού για την ψύξη κτηρίων. Λέγονται «ψυκτικά συγκροτήματα». Ο εξοπλισμός που απαρτίζει μία συσκευή ψύξης εξαρτάται από το αν υλοποιείται ο κύκλος ψύξης με συμπίεση ή ο κύκλος απορρόφησης. Στο σχήμα 8.21 παρουσιάζεται ένα απλό διάγραμμα των επιμέρους τμημάτων και της συνδεσμολογίας μιας συσκευής ψύξης κύκλου συμπίεσης.



Σχήμα 8.21: Βασικές συνιστώσες και συνδεσμολογία ψυκτικού συγκροτήματος (υδρόψυκτου με πύργο ψύξης).

Κατ' ελάχιστο, και στις δύο περιπτώσεις απαντάται ένας συμπυκνωτής, ένας ατμοποιητής και μία εκτονωτική διάταξη. Επιπλέον, για την περίπτωση κύκλου ψύξης συμπίεσης, θα πρέπει να είναι διαθέσιμος

έναν μηχανικό συμπιεστή, ενώ για την περίπτωση του κύκλου απορρόφησης θα πρέπει να είναι διαθέσιμο το σύνολο απορροφητή, γεννήτριας και αντλίας. Πέραν των ανωτέρω συνιστωσών, που σκοπό έχουν την παραγωγή ψύξης, στις συσκευές αυτές θα πρέπει να ενσωματώνονται όλα τα απαραίτητα εξαρτήματα του ψυκτικού κυκλώματος (κυκλοφορίας του ψυκτικού ρευστού) καθώς και διατάξεις αυτοματισμών λειτουργίας και ασφάλειας.

Στην ενότητα αυτή θα παρουσιαστούν τα βασικά τμήματα-συσκευές ενός ψυκτικού συγκροτήματος.

### 8.10.1. Συμπιεστές

Στις συσκευές παραγωγής ψύξης χρησιμοποιούνται διάφοροι τύποι συμπιεστών. Στην παρούσα ενότητα παρουσιάζονται οι τρεις πλέον συνήθεις τύποι συμπιεστών, ο φυγοκεντρικός (centrifugal), ο εμβολοφόρος (reciprocating) και ο ελικοειδής (screw) συμπιεστής. Πριν την παρουσίαση των τριών αυτών τύπων, θα παρουσιαστεί ο γενικός τύπος συμπιεστή από θερμοδυναμική σκοπιά. Η κατανάλωση έργου σε ένα ανοιχτό κύκλο πολυτροπικής συμπίεσης ( $p \cdot V^n = \text{σταθερό}$ ) παρουσιάζεται στο σχήμα 8.22, και δίνεται από τη σχέση:

$$w = \int_i^o v \cdot dp \Leftrightarrow w = \frac{n \cdot p_i \cdot u_i}{n-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_o}{p_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (8.15)$$

όπου:

$w$  : η ειδική κατανάλωση έργου (σε kJ/kg)

$n$  : ο εκθέτης της πολυτροπικής συμπίεσης

$p_i, p_o$  : η πίεση εισόδου και εξόδου του συμπιεστή αντίστοιχα (σε kPa)

$u_i$  : ο ειδικός όγκος του μέσου στην είσοδο του συμπιεστή (σε  $\text{m}^3/\text{kg}$ )

Η σχέση 8.15 για τον υπολογισμό του έργου πολυτροπικής μεταβολής είναι η πιο εύχρηστη, καθώς συνήθως οι πιέσεις εισόδου και εξόδου του μέσου στο συμπιεστή είναι γνωστές. Όπως αναφέρθηκε και στο Κεφάλαιο 3, οι νόμοι των τελείων αερίων δεν περιγράφουν πάντα με ικανοποιητική ακρίβεια τις ιδιότητες των ψυκτικών μέσων. Συνεπώς, για τον προσδιορισμό των θερμοδυναμικών καταστάσεών τους, θα πρέπει να χρησιμοποιούνται πίνακες ιδιοτήτων.

Επίσης ο εκθέτης της πολυτροπικής μεταβολής δεν είναι πάντα δεδομένο ότι θα ισούται με το λόγο των ειδικών θερμοτήτων, όπως ορίστηκε στο Κεφάλαιο 3.

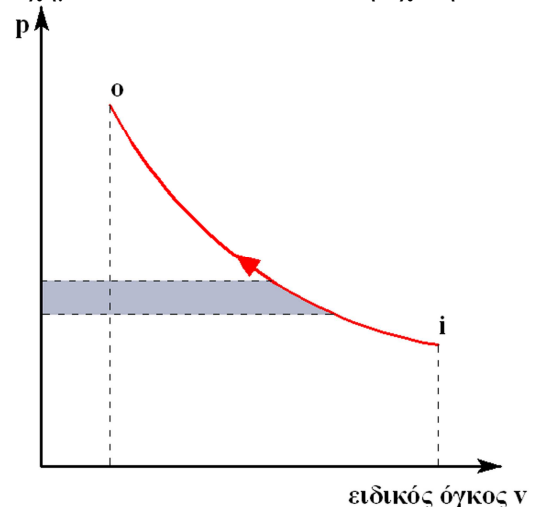
### Παράδειγμα 8.3

#### Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης (compression efficiency)

Σε ένα συμπιεστή χρησιμοποιείται ψυκτικό μέσο R-134a σε πίεση εισόδου 300kPa και πίεση εξόδου 1.400kPa. Το ψυκτικό μέσο εισέρχεται στο συμπιεστή σε θερμοκρασία 7°C. Ο εκθέτης της πολυτροπικής μεταβολής ισούται με 1,35, ενώ ο ειδικός όγκος του ψυκτικού μέσου για τη θερμοκρασία και την πίεση εισόδου βρίσκεται ίσος με 0,071 $\text{m}^3/\text{kg}$ . Να βρεθεί ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή ως προς την ισηντροπική συμπίεση.

#### Λύση:

Η πραγματική ειδική κατανάλωση έργου δίνεται από τη σχέση 8.15:



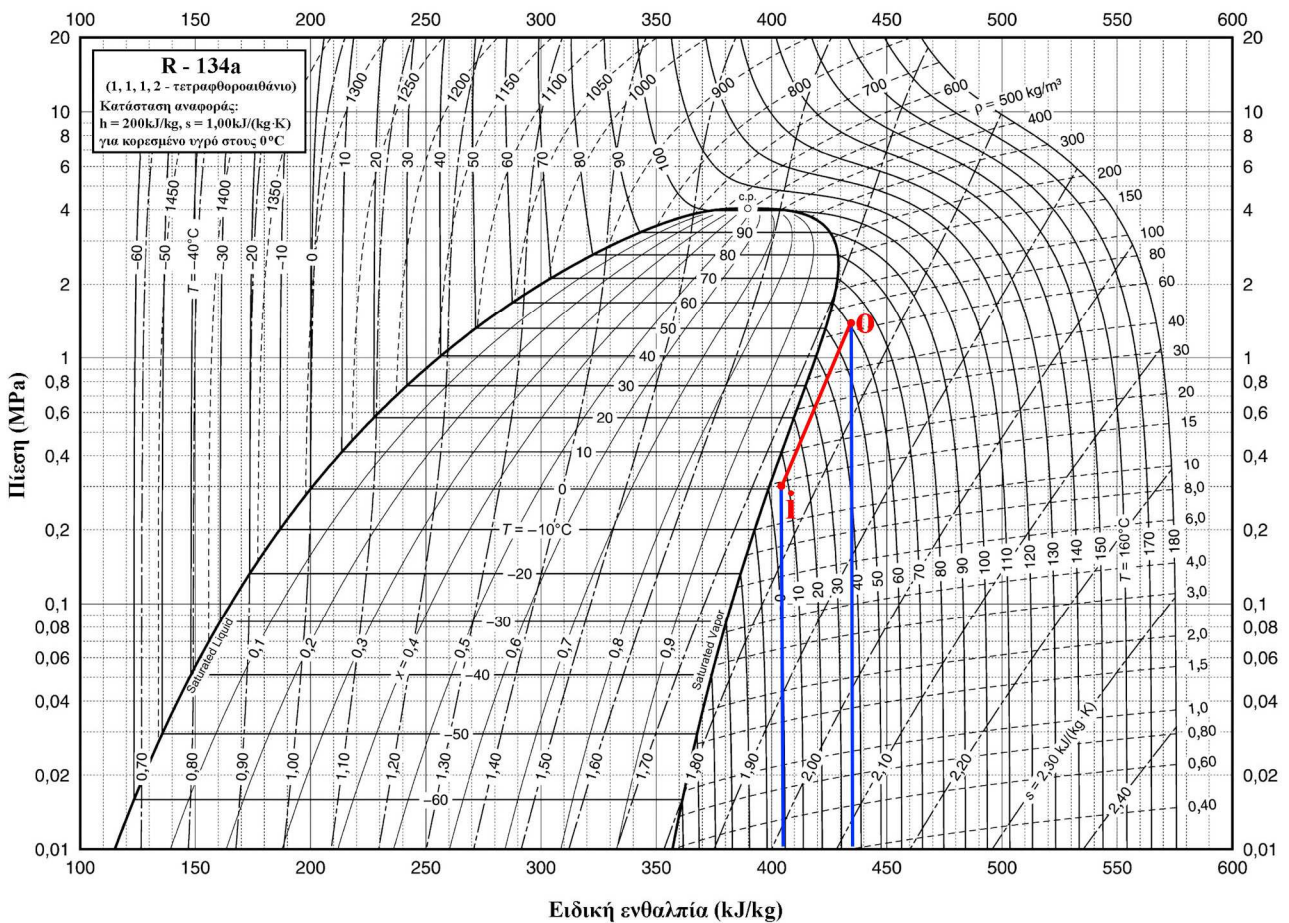
**Σχήμα 8.22:** Πολυτροπική συμπίεση σε διάγραμμα πίεσης – ειδικού όγκου για τον υπολογισμό της κατανάλωσης έργου σε συμπιεστή ψυκτικής συσκευής.



$$w = \frac{n \cdot p_i \cdot u_i}{n - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_o}{p_i} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \Rightarrow w = \frac{1,35 \cdot 300.000\text{Pa} \cdot 0,07\text{m}^3/\text{kg}}{1,35 - 1} \cdot \left[ \left( \frac{1.400\text{kPa}}{300\text{kPa}} \right)^{\frac{1,35-1}{1,35}} - 1 \right]$$

$$\Leftrightarrow w = 40,33\text{kJ/kg}$$

Ο υπολογισμός του μηχανικού έργου για την ισεντροπική συμπίεση προσεγγίζεται με χρήση του διαγράμματος πίεσης – ειδικής ενθαλπίας του ψυκτικού μέσου R-134a. Πράγματι, η κατάσταση του μέσου στην είσοδο του συμπιεστή (i) εντοπίζεται στο διάγραμμα από την τομή της ισοθερμοκρασιακής των 7°C και της ισοβαρούς των 300kPa = 0,3MPa (συνθήκες ψυκτικού μέσου στην είσοδο του συμπιεστή). Στη συνέχεια, η κατάσταση του μέσου στην έξοδο από το συμπιεστή (o) εντοπίζεται στο διάγραμμα από την τομή της ισεντροπικής που διέρχεται από το σημείο (i) και της ισοβαρούς των 1.400kPa = 1,40MPa, η οποία αποτελεί την πίεση εξόδου του ψυκτικού μέσου από το συμπιεστή (σχήμα 8.23).



**Σχήμα 8.23:** Ισεντροπική συμπίεση επί διαγράμματος πίεσης – ειδικής ενθαλπίας ψυκτικού μέσου R-134a για τα δεδομένα του παραδείγματος.

Με βάση την αποτύπωση των σημείων (i) και (o) στο διάγραμμα πίεσης – ειδικής ενθαλπίας του ψυκτικού μέσου R-134a, βρίσκουμε τις ειδικές ενθαλπίες του ψυκτικού μέσου για τις θερμοδυναμικές καταστάσεις πριν και μετά την ισεντροπική συμπίεση:

- ειδική ενθαλπία εισόδου στο συμπιεστή:  $h_i = 409\text{kJ/kg}$ ,
- ειδική ενθαλπία εξόδου από το συμπιεστή:  $h_o = 436\text{kJ/kg}$ .

Η ειδική κατανάλωση έργου στο συμπιεστή ανά μονάδα μάζας ψυκτικού μέσου κατά την ισεντροπική συμπίεση πλέον υπολογίζεται κατά τα γνωστά:

$$w_{th} = \frac{\dot{W}_{th}}{\dot{m}} = h_o - h_i \Leftrightarrow w = 27 \text{kJ/kg}$$

Ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης δίνεται από το λόγο των δύο έργων:

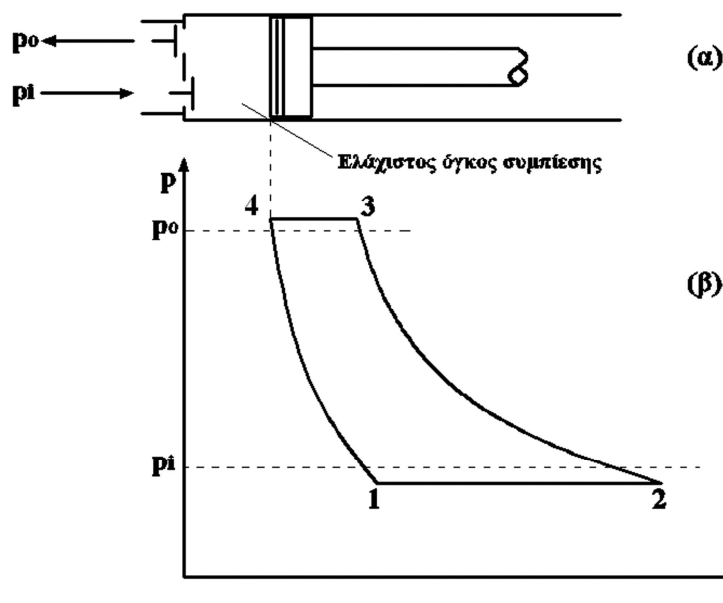
$$\eta_{comp} = \frac{w_{th}}{w} = \frac{27}{40,33} \Leftrightarrow \eta_{comp} = 66,95\%$$

### 8.10.1.a. Εμβολοφόροι συμπιεστές

Οι πιο συνήθεις συμπιεστές είναι οι εμβολοφόροι, με εφαρμογές σε συστήματα ψύξης για οικιακές κτηριακές εφαρμογές, με ονομαστική ισχύ της τάξης των μερικών δεκάδων kW, έως σε πολύ μεγαλύτερες εφαρμογές για εμπορικά κτήρια, νοσοκομεία κλπ, με ονομαστική ισχύ της τάξης των μερικών εκατοντάδων kW. Στο σχήμα 8.24α παρουσιάζεται γραφικά η διάταξη κάθε κυλίνδρου σε ένα εμβολοφόρο συμπιεστή. Κατά τη φάση αναρρόφησης, το ψυκτικό μέσο εισέρχεται εντός του κυλίνδρου από τη βαλβίδα εισόδου. Στο τέλος της φάσης αναρρόφησης η βαλβίδα εισόδου κλείνει και ξεκινά η φάση συμπίεσης. Κοντά στο νεκρό σημείο συμπίεσης, η βαλβίδα εξόδου ανοίγει, επιτρέποντας στο συμπιεσμένο ψυκτικό μέσο να εξέλθει του κυλίνδρου, εισερχόμενο στον αγωγό εξαγωγής.

Στο σχήμα 8.24β παρουσιάζεται σε διάγραμμα πίεσης – όγκου ο θεωρητικός θερμοδυναμικός κύκλος του ψυκτικού μέσου κατά τη συμπίεσή του στον κύλινδρο του εμβολοφόρου συμπιεστή. Οι οριζόντιες διακεκομμένες γραμμές του διαγράμματος απεικονίζουν μικρές πτώσεις πίεσης στις βαλβίδες εισόδου και εξόδου. Η κάθετη διακεκομμένη γραμμή αντιστοιχεί στον ελάχιστο όγκο συμπίεσης του μέσου εντός του κυλίνδρου. Κατά τη φάση αναρρόφησης (μεταβολή 1-2) το έμβολο κινείται από τα αριστερά προς τα δεξιά, με αποτέλεσμα ο όγκος του ψυκτικού εντός του κυλίνδρου να αυξάνει. Αντίστοιχα, κατά τη συμπίεση του μέσου (μεταβολή 2-3), το έμβολο κινείται αντίθετα (από τα δεξιά προς τα αριστερά) και ο όγκος του μέσου μειώνεται, με ταυτόχρονη αύξηση της πίεσης.

Ο θερμοδυναμικός κύκλος, που παρουσιάζεται στο σχήμα 8.24β, έχει εξιδανικευτεί, καθώς η αναρρόφηση 1-2 και η εκτόνωση του συμπιεσμένου ψυκτικού μέσου 3-4 που εκτελείται με το άνοιγμα της βαλβίδας εξόδου, μετά το τέλος της συμπίεσης 2-3, θεωρούνται ότι επιτελούνται υπό σταθερές πιέσεις  $p_i$  και  $p_o$  αντίστοιχα. Η μεταβολή 4-1 αντιστοιχεί στην εκτόνωση του ψυκτικού μέσου από τον ελάχιστο όγκο συμπίεσης  $V_4$  και τη μέγιστη πίεση  $p_o$  στη χαμηλή πίεση  $p_i$ , η οποία πρέπει να είναι τέτοια, ώστε να εξασφαλιστεί η φυσική αναρρόφηση του ψυκτικού μέσου εντός του κυλίνδρου.



Σχήμα 8.24: Σχηματική παρουσίαση εμβολοφόρου συμπιεστή και αντίστοιχος θερμοδυναμικός κύκλος ψυκτικού μέσου σε διάγραμμα πίεσης – όγκου.



Ένα κοινό μέτρο για την απόδοση του εμβολοφόρου συμπιεστή είναι ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, ο οποίος ορίζεται ως ο λόγος της πραγματικής μάζας συμπιεσμένου ατμού ψυκτικού μέσου προς τη μάζα που θα συμπιεζόταν, αν ο κύλινδρος ήταν πλήρως γεμάτος με ψυκτικό μέσο στη θέση έναρξης αναρρόφησης (πρακτικά δηλαδή προς τη μάζα του συνολικού όγκου του κυλίνδρου στη θέση αναρρόφησης):

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{\dot{m}_{\text{ref}}}{\dot{m}_{\text{swept}}} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \frac{u_i}{\dot{V}_{\text{swept}}} \quad (8.16)$$

όπου:

$\eta_{\text{vol}}$  : ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή

$\dot{m}_{\text{ref}}$  : η παροχή μάζας του ψυκτικού μέσου κατά την αναρρόφηση σε kg/s

$u_i$  : ο ειδικός όγκος του ψυκτικού μέσου τη στιγμή της αναρρόφησης σε m<sup>3</sup>/kg

$\dot{V}_{\text{swept}}$  : ο ρυθμός σάρωσης του όγκου του κυλίνδρου από το έμβολο σε m<sup>3</sup>/s

Μετά τον ανωτέρω ορισμό του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή, η πραγματική απορροφούμενη ισχύς συμπίεσης μπορεί να γραφεί ως εξής:

$$\dot{W} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \dot{w} \Leftrightarrow \dot{W} = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot \frac{\dot{W}_{\text{th}}}{\eta_c} \Leftrightarrow \dot{W} = \frac{\eta_{\text{vol}} \cdot \dot{V}_{\text{swept}}}{u_i} \cdot \frac{\Delta h_{\text{isentr}}}{\eta_c} \quad (8.17)$$

Ωστόσο, κάθε συμπιεστής έχει μηχανικές απώλειες, κυρίως λόγω τριβών, οπότε ορίζεται ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή  $\eta_m$ , ως ο λόγος της ισχύος που τελικά προσδίδεται στο ψυκτικό μέσο κατά τη συμπίεσή του, δηλαδή της  $\dot{W}$  προς την απορροφούμενη μηχανική ισχύ στον άξονα του συμπιεστή, την  $\dot{W}_m$ . Δηλαδή:

$$\eta_m = \frac{\dot{W}}{\dot{W}_m} \quad (8.18)$$

Έτσι, ο συνολικός βαθμός απόδοσης  $\eta_o$  ενός συμπιεστή, θα είναι:

$$\eta_o = \frac{\dot{W}_{\text{th}}}{\dot{W}_m} = \frac{\dot{W}_{\text{th}}}{\dot{W}} \cdot \frac{\dot{W}}{\dot{W}_m} = \eta_c \cdot \eta_m$$

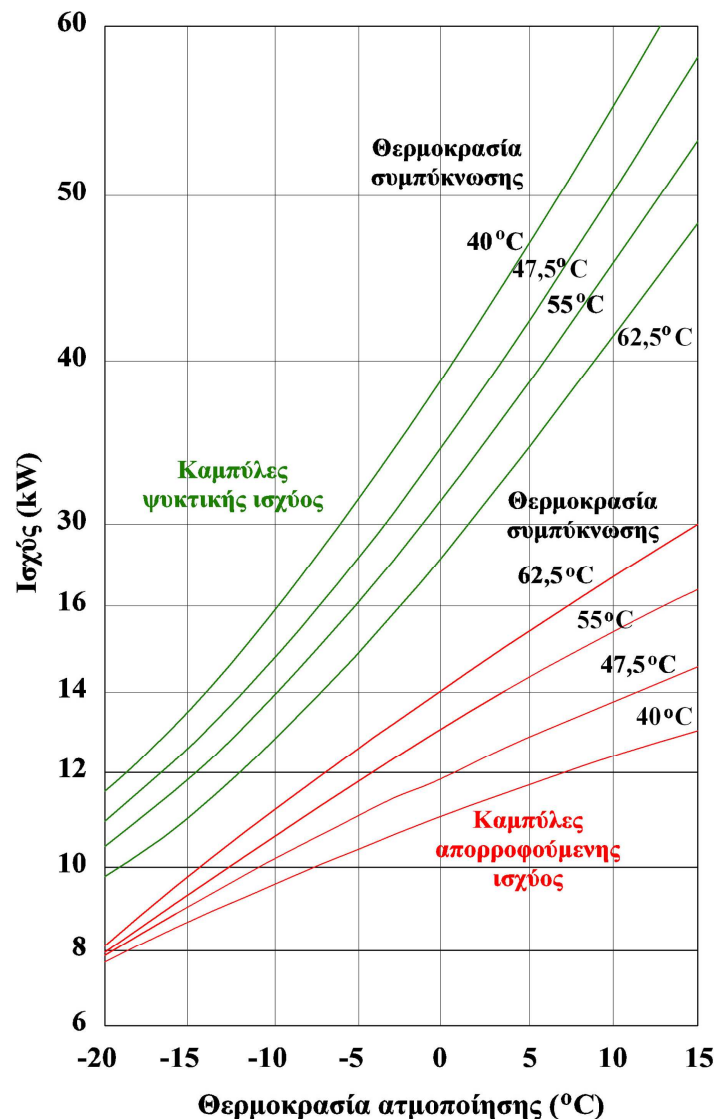
Με βάση τις τελευταίες σχέσεις και τη σχέση 8.16, ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς μιας συσκευής ψύξης μπορεί να γραφεί ως εξής:

$$\text{C.O.P.} = \frac{\dot{Q}_{\Psi}}{\dot{W}_m} \Leftrightarrow \text{C.O.P.} = \frac{\dot{Q}_{\Psi}}{\frac{\eta_{\text{vol}} \cdot \dot{V}_{\text{swept}}}{u_i} \cdot \frac{\Delta h_{\text{isentr}}}{\eta_o}} \quad (8.19)$$

Πραγματικά στοιχεία σχετικά με την ψυκτική ισχύ (ψυκτική ικανότητα) και την απορροφούμενη μηχανική ισχύ σε εμβολοφόρους συμπιεστές παρέχονται με τη μορφή διαγραμμάτων, όπως αυτό του σχήματος 8.25, το οποίο αναφέρεται στο ψυκτικό μέσο R-22. Το διάγραμμα του σχήματος αυτού ονομάζεται χάρτης συμπιεστή. Η ομάδα καμπύλων χαμηλά στο διάγραμμα αφορά στην απορρόφηση μηχανικής ισχύος στο συμπιεστή σε διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης, και συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης του μέσου. Η ομάδα καμπύλων ψηλά στο διάγραμμα παρουσιάζει την ψυκτική ισχύ για τις ίδιες συνθήκες με τις καμπύλες στο κάτω τμήμα του διαγράμματος. Ο λόγος των τιμών της ψυκτικής ισχύος προς την απορροφούμενη μηχανική ισχύ δίνει τον πραγματικό συντελεστή συμπεριφοράς COP του συμπιεστή. Όπως παρατηρείται στο διάγραμμα, η παραγόμενη ψυκτική ισχύς στο συμπιεστή αυξάνει για μεγαλύτερες

θερμοκρασίες ατμοποίησης και για μικρότερες θερμοκρασίες συμπύκνωσης, όπως άλλωστε είναι αναμενόμενο. Αντίστοιχα, η απορρόφηση μηχανικής ισχύος αυξάνει με αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης, αλλά αυξάνει πολύ περισσότερο η ψυκτική ικανότητα (υψηλότερο COP). Επίσης η απορροφούμενη μηχανική ισχύς αυξάνει αισθητά με αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης.

Θα πρέπει να σημειωθεί ότι η απορροφούμενη από τον ηλεκτροκινητήρα ενός συμπιεστή ηλεκτρική ισχύς είναι μεγαλύτερη από την μηχανική ισχύ τον άξονα του συμπιεστή, διότι υπεισέρχεται ο βαθμός απόδοσης του ηλεκτροκινητήρα, του συστήματος μετάδοσης κίνησης κλπ.



Σχήμα 8.25: Παράδειγμα χάρτη εμβολοφόρου συμπιεστή με ψυκτικό μέσο R-22 και ταχύτητα περιστροφής 180,6rad/s [2].

#### Παράδειγμα 8.4

##### Πραγματική λειτουργία εμβολοφόρου συμπιεστή

Να υπολογιστεί η ονομαστική μηχανική ισχύς και ο πραγματικός συντελεστής συμπεριφοράς COP σε ένα εμβολοφόρο συμπιεστή τεσσάρων κυλίνδρων με ψυκτικό μέσο R-22 και ταχύτητα περιστροφής 180,6rad/s. Η θερμοκρασία ατμοποίησης είναι 5°C και η θερμοκρασία συμπύκνωσης είναι 47,5°C.

Λύση:

Από το σχήμα 8.25, το οποίο περιλαμβάνει τις συνθήκες λειτουργίας για το συγκεκριμένο συμπιεστή του παραδείγματος, μπορούν να βρεθούν η απορροφούμενη μηχανική ισχύς και η ψυκτική ισχύς από τη συσκευή ψύξης, με δεδομένα τις θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης. Συγκεκριμένα, από τις καμπύλες στο ανώτερο τμήμα του διαγράμματος διαβάζουμε για τις θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης την ονομαστική ψυκτική ισχύ:

$$\dot{Q}_{\psi} = 43\text{kW}.$$

Επιπλέον, από τις καμπύλες στο χαμηλότερο τμήμα του διαγράμματος, και πάλι με βάση τις θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης, διαβάζουμε την κατανάλωση μηχανικής ισχύος στο συμπιεστή:

$$\dot{W}_{\text{in}} = 12,8\text{kW}.$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς συνεπώς υπολογίζεται ως:

$$\text{C.O.P.} = \frac{\dot{Q}_{\psi}}{\dot{W}_{\text{in}}} = 3,36$$

Για την επίλυση αντίστοιχων προβλημάτων με άλλους συμπιεστές και άλλα ψυκτικά μέσα απαιτείται η γνώση αντίστοιχων διαγραμμάτων. Εναλλακτικά, συνήθως παρέχεται πίνακας με την παραγόμενη ψυκτική ισχύ (ψυκτική ικανότητα) και την απορρόφηση ισχύος για διαφορετικές θερμοκρασίες ατμοποίησης και συμπύκνωσης από τον κατασκευαστή του συμπιεστή ή της ψυκτικής συσκευής.

**8.10.1.β. Φυγοκεντρικοί συμπιεστές**

Οι φυγοκεντρικοί συμπιεστές χρησιμοποιούνται, όταν προκύπτει απαίτηση για μεγαλύτερη ψυκτική ισχύ από εκείνη των εμβολοφόρων συμπιεστών. Με τους φυγοκεντρικούς συμπιεστές είναι δυνατή η παραγωγή ψυκτικής ισχύος από 500kW έως 16MW. Η σχεδιαστική φιλοσοφία προέκυψε πριν από περίπου 80 χρόνια και είναι η ίδια με αυτή που εφαρμόζεται στις φυγοκεντρικές αντλίες. Το ρευστό προς συμπίεση εισέρχεται στο κέντρο του ρότορα και ωθείται προς την περιφέρειά του μέσω της φυγόκεντρου δύναμης που ασκείται σε αυτό από την πτερύγωση. Συνήθως χρησιμοποιούνται πολυβάθμιοι συμπιεστές. Ο ολικός βαθμός απόδοσης σε ένα φυγοκεντρικό συμπιεστή είναι της τάξης του 70 – 80%. Στο σχήμα 8.26 παρουσιάζεται εικόνα ψυκτικού συγκροτήματος νερού με φυγοκεντρικό συμπιεστή.

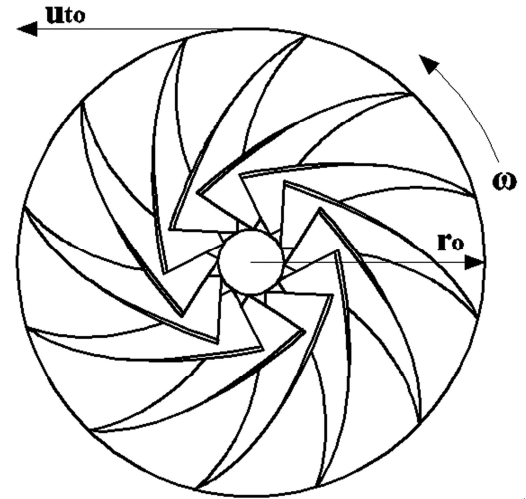


*Σχήμα 8.26: Συσκευή ψύξης με φυγοκεντρικό συμπιεστή.*

Στο σχήμα 8.27 παρουσιάζεται μία βαθμίδα ενός φυκεντρικού συμπιεστή με φορά περιστροφής αντίστροφη των δεικτών του ρολογιού.

Η μηχανική ισχύς στον άξονά του ισούται με το γινόμενο της γωνιακής ταχύτητας περιστροφής επί τη ροπή:

$$\dot{W}_i = T \cdot \omega \Leftrightarrow \dot{W}_i = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (u_{to} \cdot r_o) \cdot \omega \quad (8.20)$$



Σχήμα 8.27: Βαθμίδα φυγοκεντρικού συμπιεστή.

όπου:

- $\dot{W}_i$  : η απορρόφηση μηχανικής ισχύος στο συμπιεστή σε W
- T : η μηχανική ροπή που αναπτύσσεται στον άξονα του συμπιεστή σε N·m
- $\omega$  : η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του ρότορα του συμπιεστή σε rad/s
- $\dot{m}_{\text{ref}}$  : η παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου στο συμπιεστή σε kg/s
- $u_{to}$  : η εφαπτομενική ταχύτητα εξόδου του ψυκτικού μέσου από τη βαθμίδα του συμπιεστή σε m/s
- $r_o$  : η εξωτερική ακτίνα της βαθμίδας του συμπιεστή.

Με την κατάλληλη αεροδυναμική σχεδίαση, η εφαπτομενική ταχύτητα εξόδου του ψυκτικού είναι λίγο μικρότερη από την περιφερειακή ταχύτητα περιστροφής του ακροπτερυγίου του συμπιεστή, συνεπώς μπορεί να θεωρηθεί ότι:

$$u_{to} = \omega \cdot r_o \quad (8.21)$$

Χρησιμοποιώντας την τελευταία σχέση, η σχέση 8.20 γράφεται ως εξής:

$$\dot{W}_i = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (u_{to} \cdot r_o) \cdot \omega \Leftrightarrow \dot{W}_i = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot u_{to}^2 \quad (8.22)$$

Με βάση όμως τα γνωστά από τις προηγούμενες ενότητες, η απαίτηση μηχανικής ισχύος στο συμπιεστή μπορεί να γραφεί συναρτήσει των ειδικών ενθαλιπών εισόδου και εξόδου του ψυκτικού μέσου στη βαθμίδα του συμπιεστή, δηλαδή:

$$\dot{W}_i = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_o - h_i) \quad (8.23)$$

Εξισώνοντας τις σχέσεις 8.22 και 8.23, τελικά παίρνουμε:

$$\dot{m}_{\text{ref}} \cdot u_{to}^2 = \dot{m}_{\text{ref}} \cdot (h_o - h_i) \Leftrightarrow u_{to} = \sqrt{h_o - h_i} \quad (8.24)$$

Η τελευταία σχέση δίνει την απαιτούμενη ταχύτητα εξόδου του ψυκτικού μέσου από το φυγοκεντρικό συμπιεστή, ώστε να προκύψει η συγκεκριμένη αύξηση της ειδικής ενθαλπίας του  $h_o - h_i$  μέσω της συμπίεσής του.

**Παράδειγμα 8.5**

Ταχύτητα περιστροφής σε φυγοκεντρικό συμπιεστή

Ποια είναι η απαιτούμενη διάμετρος του ρότορα φυγοκεντρικού συμπιεστή, ώστε να εκτελείται συμπίεση ψυκτικού μέσου R-134a από κατάσταση κορεσμού θερμοκρασίας 5°C σε θερμοκρασία 50°C και πίεση 1,0MPa; Η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του συμπιεστή είναι 188rad/s.

Λύση:

Η θερμοδυναμική κατάσταση του ψυκτικού μέσου πριν και μετά τη συμπίεση εντοπίζονται στο διάγραμμα ψυκτικού μέσου R-134a. Με τη βοήθεια του διαγράμματος βρίσκουμε τελικά τις ειδικές ενθαλπίες του ψυκτικού μέσου πριν και μετά τη συμπίεση:

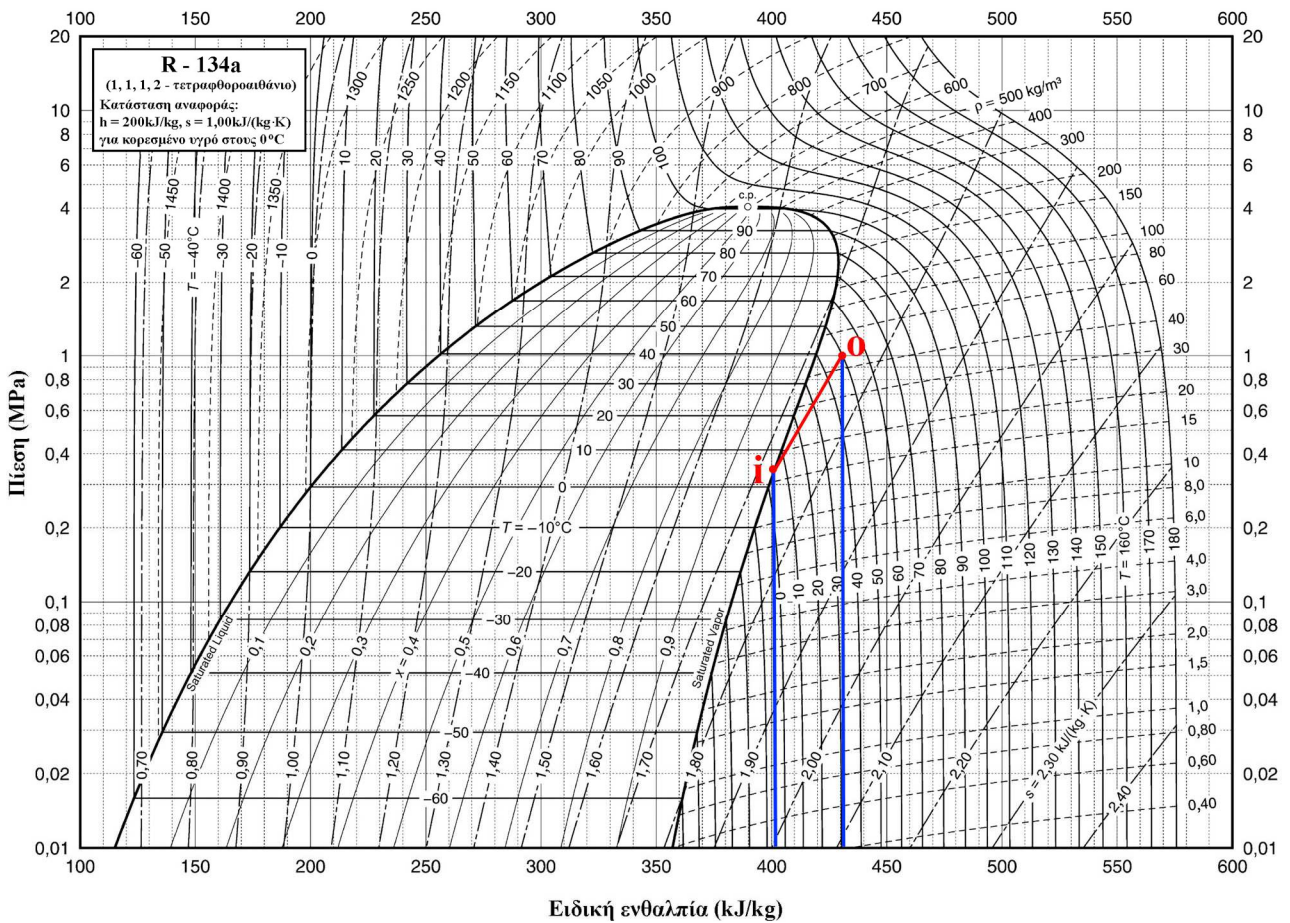
- ειδική ενθαλία εισόδου στο συμπιεστή:  $h_i = 402\text{kJ/kg}$
- ειδική ενθαλία εξόδου από το συμπιεστή:  $h_o = 431\text{kJ/kg}$ .

Προκειμένου να προκύψει η ανωτέρω διαφορά ειδικών ενθαλιών, η εφαπτομενική ταχύτητα εξόδου του ψυκτικού μέσου από τη βαθμίδα του φυγοκεντρικού συμπιεστή θα πρέπει να είναι:

$$u_{to} = \sqrt{h_o - h_i} \Leftrightarrow u_{to} = \sqrt{(431 - 402) \cdot 1.000\text{J/kg}} \Leftrightarrow u_{to} = 170,3\text{m/s}$$

Η απαιτούμενη ακτίνα της βαθμίδας του συμπιεστή θα πρέπει να είναι:

$$u_{to} = \omega \cdot r_o \Leftrightarrow r_o = \frac{u_{to}}{\omega} \Leftrightarrow r_o = \frac{170,3\text{m/s}}{188\text{rad/s}} \Leftrightarrow r_o \approx 0,90\text{m}$$



**Σχήμα 8.28:** Συμπίεση επί διαγράμματος πίεσης – ειδικής ενθαλπίας ψυκτικού μέσου R-134a για τα δεδομένα του παραδείγματος.



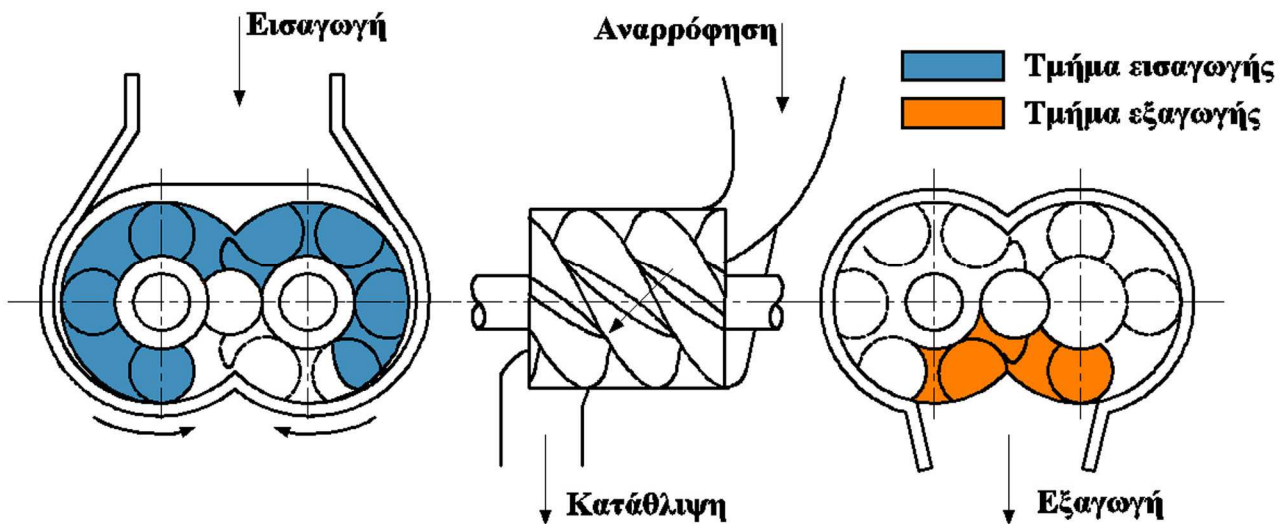
Το αποτέλεσμα του ανωτέρω παραδείγματος αφορά στο συγκεκριμένο ψυκτικό μέσο. Ωστόσο, για τα περισσότερα ψυκτικά μέσα οι διαφορές είναι μικρές. Παρόλα αυτά, αν για ψυκτικό μέσο χρησιμοποιηθεί η αμμωνία ανάμεσα στις ίδιες συνθήκες εισόδου και εξόδου, η μεταβολή της ειδικής ενθαλπίας θα προκύψει ίση με 52kJ/kg, αποτέλεσμα που θα έδινε απαιτούμενη διάμετρο ρότορα ίση με 1,20m. Η διάμετρος αυτή της βαθμίδας του συμπιεστή είναι αρκετά μεγάλη, ώστε να είναι σκόπιμη οικονομικά η εμπορική κατασκευή της. Βέβαια, η ανωτέρω διαφορά ειδικής ενθαλπίας θα μπορούσε να επιτευχθεί με αύξηση της ταχύτητας περιστροφής της βαθμίδας, καθώς η φυγόκεντρος δύναμη αυξάνεται με το τετράγωνο της γωνιακής ταχύτητας περιστροφής, ενώ αυξάνεται γραμμικά με τη ακτίνα της βαθμίδας.

### 8.10.1.γ. Ελικοειδείς συμπιεστές

Οι ελικοειδείς συμπιεστές κατασκευάζονται σε μεγέθη ενδιάμεσα των μεγεθών των μικρών εμβολοφόρων και των μεγάλων φυγόκεντρικών συμπιεστών. Τυπικά μεγέθη τους είναι περίπου από μερικές εκατοντάδες kW έως μερικά MW.

Στο σχήμα 8.29 παρουσιάζεται διάταξη ενός ελικοειδούς συμπιεστή με δύο αντίστροφα περιστρεφόμενους ρότορες και το κέλυφός τους. Η συμπίεση επιτυγχάνεται μέσω της περιστροφής με διαφορετικές γωνιακές ταχύτητες των δύο πτερωτών. Στο σχήμα που παρουσιάζεται ο «αρσενικός» ρότορας έχει τέσσερις λοβούς, ενώ ο «θυληκός» ρότορας έχει έξι λοβούς. Συνεπώς, η γωνιακή ταχύτητα του «θηλυκού» ρότορα ισούται με τα 2/3 της γωνιακής ταχύτητας του «αρσενικού» ρότορα. Το ψυκτικό μέσο εισέρχεται στην κορυφή του ενός ρότορα και εξέρχεται από τη βάση του άλλου.

Η συμπίεση επιτυγχάνεται ως εξής. Δύο λοβοί, που βρίσκονται απέναντι από τον αγωγό αναρρόφησης, απομακρύνονται μεταξύ τους, δημιουργώντας έτσι έναν όγκο με αυξανόμενο μέγεθος, εντός του οποίου αναρροφάται το ψυκτικό μέσο. Καθώς ο ρότορας συνεχίζει να περιστρέφεται, δύο όγκοι αερίου ψυκτικού μέσου εγκλωβίζονται ανάμεσα στο ρότορα και στο κέλυφός του. Όταν δύο λοβοί του ρότορα συγκλίνουν μεταξύ τους, το ψυκτικό μέσο συρρικνώνεται και συμπιέζεται. Τελικά το εγκλωβισμένο ψυκτικό μέσο μετακινείται προς την έξοδο κατάθλιψης του συμπιεστή, όπου συνθλίβεται ακτινικά και αξονικά. Μεταξύ των δύο πτερωτών διατηρείται μία διαχωριστική επιφάνεια από φιλμ λαδιού.



Σχήμα 8.29: Ελικοειδής συμπιεστής [2].

### 8.10.2. Εξοπλισμός απόρριψης θερμότητας

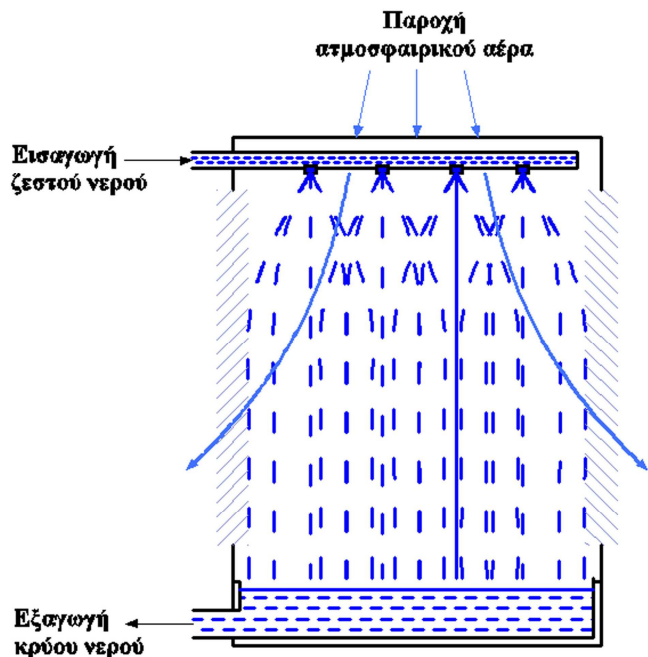
Όλες οι ψυκτικές συσκευές θα πρέπει να απορρίπτουν τη θερμότητα που παραλαμβάνουν από τους κλιματιζόμενους χώρους και το συμπιεστή (ή τη γεννήτρια σε συσκευές με κύκλο απορρόφησης) σε μία δεξαμενή θερμότητας. Υπάρχουν δύο βασικές μέθοδοι απόρριψης θερμότητας:

- Ο πύργος ψύξης, στον οποίο η θερμότητα του ψυκτικού μέσου αποβάλλεται σε νερό (υδρόψυκτος συμπυκνωτής), που στη συνέχεια ψύχεται μέσω άμεσης επαφής με αέρα περιβάλλοντος.
- Ο αερόψυκτος συμπυκνωτής, στον οποίο η εξωτερική επιφάνεια των σωληνώσεων στις οποίες ρέει το ψυκτικό μέσο (ατμοί) έρχεται σε άμεση επαφή με αέρα περιβάλλοντος.

Στην ενότητα αυτή θα παρουσιαστούν οι δύο ανωτέρω μέθοδοι απόρριψης αέρα, οι οποίες είναι οι πλέον διαδεδομένες.

### 8.10.2.α. Πύργοι ψύξης

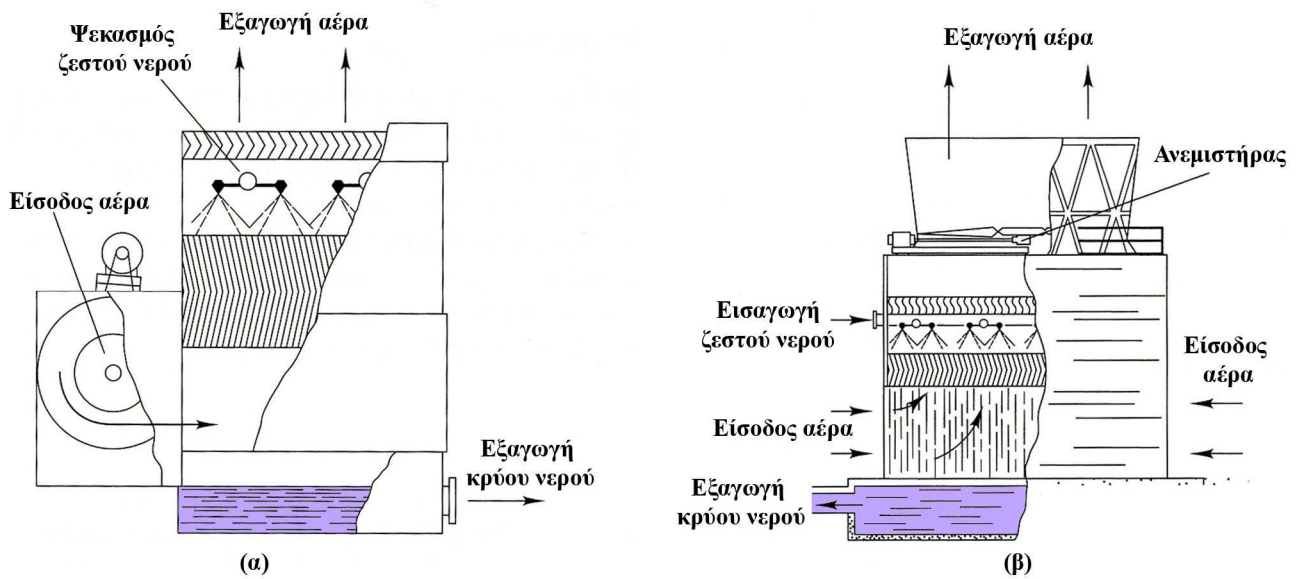
Η χρήση νερού για παραλαβή της θερμότητας του ψυκτικού μέσου σε υδρόψυκτο συμπυκνωτή οδηγεί σε υψηλότερο COP της ψυκτικής εγκατάστασης, λόγω του ότι επιτυγχάνεται χαμηλότερη θερμοκρασία συμπύκνωσης. Η πιο κοινή μέθοδος επανάψυξης του νερού του συμπυκνωτή είναι με τους πύργους ψύξης. Μία σχηματική απεικόνιση πύργου ψύξης στην πιο απλή και βασική μορφή του παρουσιάζεται στο σχήμα 8.30. Το νερό εξέρχεται ψεκαζόμενο από τον αγωγό εισαγωγής, πέφτει προς τα κάτω με την επίδραση της βαρύτητας και αναμειγνύεται με τον ατμοσφαιρικό αέρα. Καθώς έρχεται σε επαφή με τον ατμοσφαιρικό αέρα, μέρος από το νερό εξατμίζεται. Η θερμότητα εξάτμισης αφαιρείται από το νερό, το οποίο, έτσι, ψύχεται. Το κρύο νερό συλλέγεται στη βάση του πύργου ψύξης και οδηγείται ξανά στο συμπυκνωτή για εκ νέου παραλαβή θερμότητας από το ψυκτικό μέσο. Ο πύργος ψύξης που παρουσιάζεται στο σχήμα 8.30 ονομάζεται «ατμοσφαιρικός πύργος ψύξης», καθώς χρησιμοποιεί ατμοσφαιρικό αέρα (σε ατμοσφαιρική πίεση) για την ψύξη του νερού.



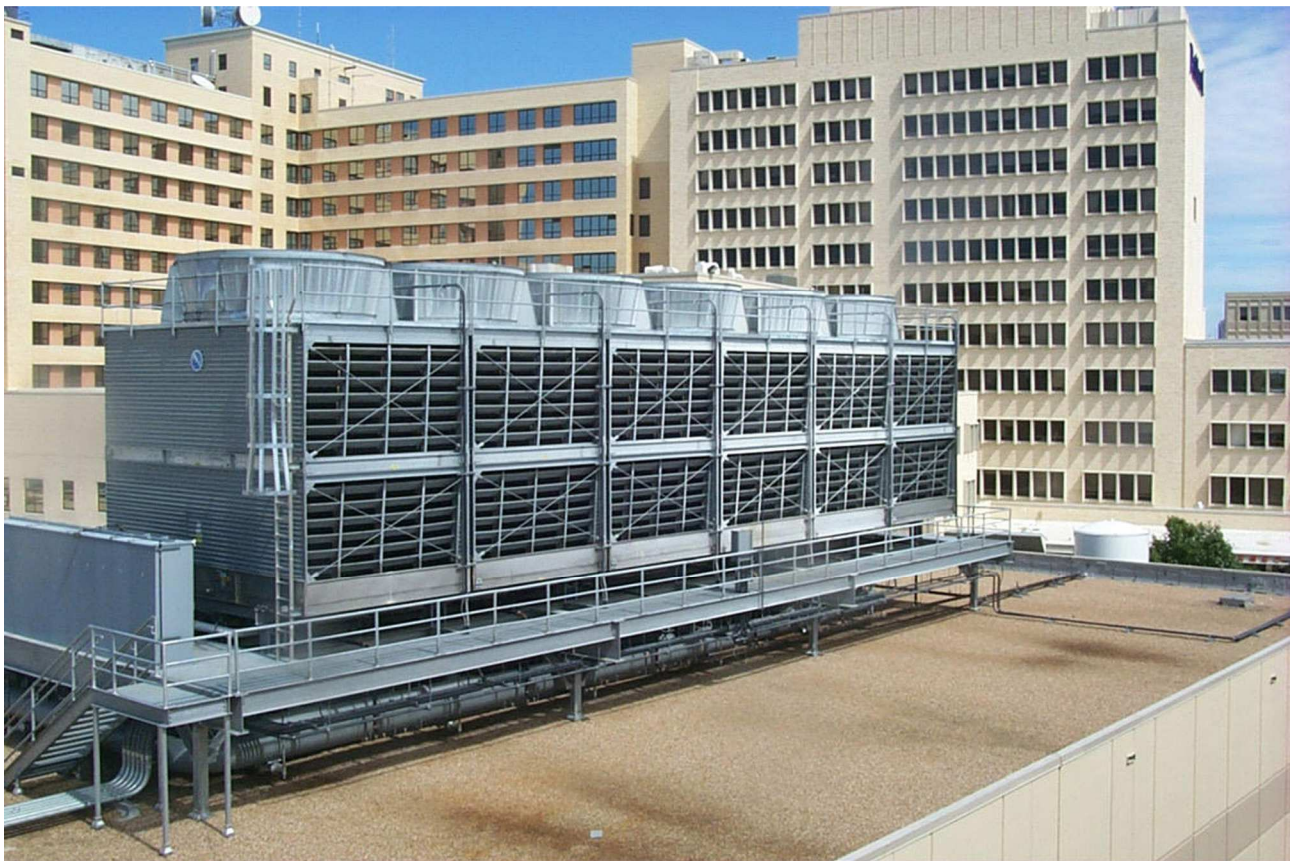
Σχήμα 8.30: Αρχή λειτουργίας πύργου ψύξης.

Η διάταξη αυτή δεν είναι ικανή να ανταποκριθεί σε απαίτηση για παραλαβή υψηλής απορριπτόμενης θερμικής ισχύος, ενώ επιπλέον απαιτεί σημαντική κατανάλωση ενέργειας για τη δημιουργία του νέφους νερού στην εισαγωγή του στον πύργο. Για τους λόγους αυτούς χρησιμοποιείται σπάνια.

Οι μηχανικοί πύργοι ψύξης (mechanical draft cooling towers) χρησιμοποιούν ανεμιστήρες, για να προκαλέσουν ανοδικό ρεύμα αέρα, αντίθετο με το καθοδικό ρεύμα νερού. Για τη διευκόλυνση της εξάτμισης πρέπει να υπάρχει καλή επαφή νερού – αέρα. Αυτό συνήθως επιτυγχάνεται με ψεκασμό του νερού πάνω σε επιφάνειες πτυχωτές, με επάλληλα πλαστικά φύλλα, που δημιουργούν μια μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής και επιβραδύνουν την κάθοδο του νερού. Μία τέτοια κατασκευή παρουσιάζεται στο σχήμα 8.31α. Ένα πρόβλημα με την κατασκευή αυτή είναι η εγγύτητα του υγρού αέρα που εξέρχεται από τον πύργο με τον ανεμιστήρα αναρρόφησης του αέρα εντός του πύργου, με αποτέλεσμα την πιθανότητα επανεισαγωγής του υγρού αέρα εντός του πύργου, κάτι που θα οδηγήσει σε μείωση της απόδοσης του πύργου. Το μειονέκτημα αυτό αντιμετωπίζεται με την κατασκευή των πύργων ψύξης επαγόμενης (υποβοηθούμενης) κυκλοφορίας (induced-draft cooling towers). Στην περίπτωση αυτή, η οποία παρουσιάζεται στο σχήμα 8.31β, ο ανεμιστήρας έχει τοποθετηθεί στην κορυφή του πύργου, επιτυγχάνοντας πολύ υψηλότερες ταχύτητας εξαγωγής του ρεύματος αέρα, σε σχέση με την προηγούμενη σχεδίαση, μειώνοντας έτσι την πιθανότητα ανάμιξης του εξερχόμενου ρεύματος αέρα με το αναρροφούμενο μίγμα από τη βάση του πύργου ψύξης. Στο σχήμα 8.32 παρουσιάζεται εικόνα ενός πύργου ψύξης επαγόμενης κυκλοφορίας.



Σχήματα 8.31: Μηχανικός πύργος ψύξης και πύργος ψύξης επαγόμενης κυκλοφορίας.



Σχήματα 8.32: Πύργος ψύξης επαγόμενης κυκλοφορίας μεγάλου μεγέθους για κλιματισμό συγκροτήματος κτηρίων.

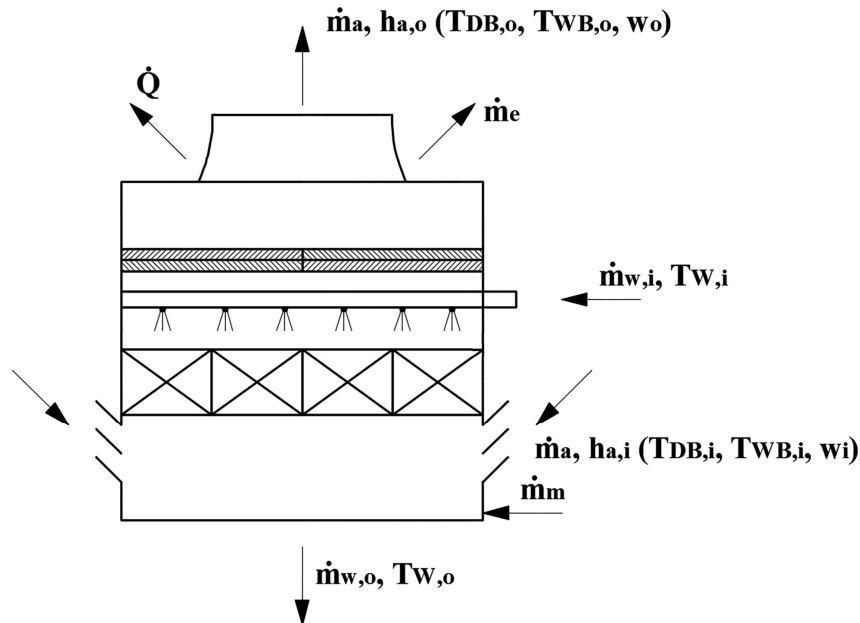
Για τον ισολογισμό ενέργειας σε ένα πύργο ψύξης θα πρέπει να ληφθούν υπόψη τα εξής:

- αύξηση της ειδικής ενθαλπίας του ρεύματος αέρα, λόγω της παραλαβής θερμότητας από το ρεύμα ζεστού νερού



- μείωση της ειδικής ενθαλπίας του νερού, λόγω αποβολής θερμότητας προς το ρεύμα αέρα
- μείωση της ειδικής ενθαλπίας του νερού λόγω εξάτμισής του, η οποία όμως είναι της τάξης του 1 – 4% σε σχέση με τη μείωση ειδικής ενθαλπίας λόγω μεταφοράς θερμότητας προς το ρεύμα αέρα.

Ο συνολικός ισολογισμός ενέργειας σε ένα πύργο ψύξης παρουσιάζεται στο σχήμα 8.33.



Σχήμα 8.33: Ισολογισμός ενέργειας σε πύργο ψύξης.

Με βάση τα ανωτέρω, θα πρέπει να ληφθεί υπόψη ότι η ισχύς του πύργου ψύξης είναι η απορριπτόμενη στο περιβάλλον θερμική ισχύς  $\dot{Q}$ , για την οποία προφανώς ισχύει:

$$\text{Θερμική ισχύς αποδιδόμενη από το νερό} = \text{Θερμική ισχύς απορροφούμενη από τον αέρα} = \dot{Q} \Rightarrow$$

$$\text{Θερμική ισχύς νερού στην είσοδο } \dot{Q}_{w,i} - \text{Θερμική ισχύς νερού στην έξοδο } \dot{Q}_{w,o} =$$

$$\text{Θερμική ισχύς αέρα στην έξοδο } \dot{Q}_{a,o} - \text{Θερμική ισχύς αέρα στην είσοδο } \dot{Q}_{a,i}$$

δηλαδή:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{w,i} - \dot{Q}_{w,o} &= \dot{Q}_{a,o} - \dot{Q}_{a,i} = \dot{Q} \Rightarrow \\ \dot{m}_{w,i} \cdot c_w \cdot T_{w,i} - \dot{m}_{w,o} \cdot c_w \cdot T_{w,o} &= \dot{m}_a \cdot h_{a,o} - \dot{m}_a \cdot h_{a,i} \end{aligned} \quad (8.25)$$

όπου:

$\dot{m}_{w,i}$  : παροχή εισόδου μάζας του νερού στον πύργο ψύξης, σε kg/s

$\dot{m}_{w,o}$  : παροχή εξόδου μάζας του νερού από τον πύργο ψύξης, σε kg/s

$c_w$  : ειδική θερμότητα του (υγρού) νερού, σε kJ/(kg·°C).

$T_{w,i}$  : θερμοκρασία του νερού στην είσοδό του στον πύργο ψύξης, σε °C

$T_{w,o}$  : θερμοκρασία του νερού στην έξοδό του από τον πύργο ψύξης, σε °C

$\dot{m}_a$  : παροχή μάζας (ξηρού) ατμοσφαιρικού αέρα στο ρεύμα εισερχόμενου αέρα, σε kg/s

$h_{a,i}$  : ειδική ενθαλπία του αέρα στην είσοδο στον πύργο ψύξης, σε kJ/kg

$h_{a,o}$  : ειδική ενθαλπία του αέρα στην έξοδο από τον πύργο ψύξης, σε kJ/kg.

Η διαφορά μεταξύ των παροχών μάζας του νερού  $\dot{m}_{w,i}$  και  $\dot{m}_{w,o}$  είναι η μικρή παροχή μάζας  $\dot{m}_e$  που εξατμίζεται κατά τη διαδικασία ψύξης του νερού. Η ποσότητα αυτή των υδρατμών ενσωματώνεται στον αέρα και έτσι αυξάνεται η ειδική υγρασία του στην έξοδο. Συνεπώς θα ισχύει η σχέση:

$$\dot{m}_{w,o} = \dot{m}_{w,i} - \dot{m}_a \cdot (w_o - w_i) \quad (8.26)$$

όπου:

$w_i$ : ειδική υγρασία του αέρα στην είσοδό του στον πύργο ψύξης, σε kg υδρατμών / kg<sub>ξα</sub>

$w_o$ : ειδική υγρασία του αέρα στην έξοδο του από τον πύργο ψύξης, σε kg υδρατμών / kg<sub>ξα</sub>.

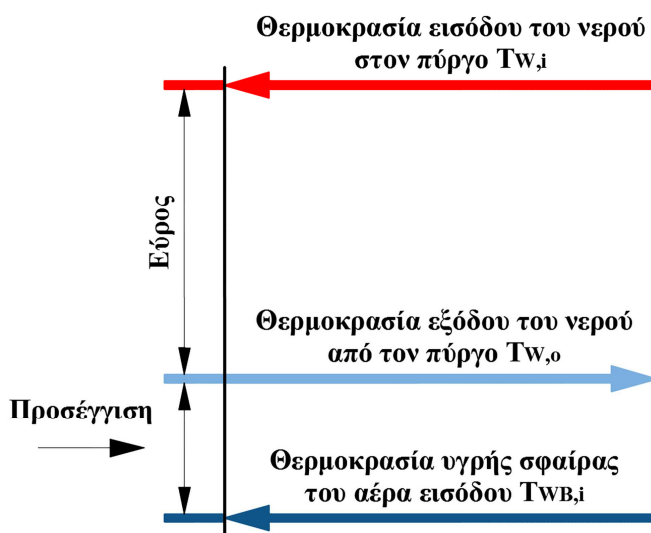
Αντικαθιστώντας τη σχέση 8.26 στη σχέση 8.25 και συμβολίζοντας  $\dot{m}_w = \dot{m}_{w,i}$ , καταλήγουμε στην:

$$\dot{m}_a \cdot (h_{a,o} - h_{a,i}) = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (T_{w,i} - T_{w,o}) + \dot{m}_a \cdot c_w \cdot (w_o - w_i) \cdot T_{w,o} \quad (8.27)$$

Επειδή όμως η εξαμιζόμενη ποσότητα νερού είναι πολύ μικρή σε σχέση με τη συνολική παροχή του νερού, ο όρος  $\dot{m}_a \cdot (w_o - w_i)$ , σε βασικούς υπολογισμούς πύργων ψύξης, μπορεί να παραλειφθεί. Έτσι η σχέση 8.27 απλοποιείται στην:

$$\dot{m}_a \cdot (h_{a,o} - h_{a,i}) = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (T_{w,i} - T_{w,o}) = \dot{Q} \quad (8.28)$$

Η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ εισόδου και εξόδου του νερού στον πύργο ψύξης ονομάζεται «εύρος διακύμανσης» ή απλά «εύρος» (range) (σχήμα 8.34), δηλαδή «εύρος»  $\Delta T_{Ra} = T_{w,i} - T_{w,o}$ . Τυπικό πεδίο τιμών είναι από 5 έως 11°C.



Σχήμα 8.34: Ισολογισμός ενέργειας σε πύργο ψύξης.

Η ελάχιστη θερμοκρασία στην οποία μπορεί να ψυχθεί το νερό θεωρητικά είναι η θερμοκρασία υγρού βολβού ( $T_{WB,i}$ ) του εισερχόμενου αέρα. Πρακτικά, όμως, μπορεί να ψυχθεί σε θερμοκρασία  $\Delta T_{Ap} = 3$  έως 5°C υψηλότερη από την  $T_{WB,i}$ . Αυτή η θερμοκρασιακή διαφορά ονομάζεται «προσέγγιση» (approach), δηλαδή «προσέγγιση»  $\Delta T_{Ap} = T_{w,o} - T_{WB,i}$ .

Ο πύργος ψύξης ουσιαστικά είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας άμεσης επαφής των ρευστών. Όπως και στους κλασικούς εναλλάκτες, η αποδοτικότητά του (αποτελεσματικότητα,  $\epsilon$ ) θα ισούται με το λόγο της πραγματικής μεταφερόμενης θερμικής ισχύος προς τη θεωρητικά μέγιστη που δύναται να μεταφερθεί (βλέπε Κεφάλαιο 2). Η μέγιστη αυτή μεταφορά θερμικής ισχύος, στην περίπτωση ενός πύργου ψύξης, καθορίζεται από τη διαφορά ειδικών ενθαλπιών του εισερχόμενου αέρα ( $h_{a,i}$ ) και του εξερχόμενου αέρα όταν αυτός είναι κορεσμένος στη θερμοκρασία του (ζεστού) νερού στην είσοδό του στον πύργο ψύξης, δηλαδή στην  $T_{w,i}$ , αφού η θερμοκρασία αυτή είναι η θεωρητικά μέγιστη στην οποία μπορεί να φθάσει η θερμοκρασία του εξερχόμενου αέρα στον πύργο ψύξης. Με βάση τα ανωτέρω, η αποδοτικότητα του πύργου ψύξης θα ισούται με:

$$\varepsilon_t = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a \cdot (h_{a,sat,i} - h_{a,i})} \quad (8.29)$$

όπου  $h_{a,sat,i}$  είναι η ειδική ενθαλπία του κορεσμένου αέρα στη θερμοκρασία εισόδου του (ζεστού) νερού στον πύργο ψύξης. Η θερμοκρασία αυτή ισούται πρακτικά με τη θερμοκρασία εξόδου του νερού από το συμπυκνωτή της συσκευής ψύξης.

Λαμβάνοντας υπόψη ότι ο πύργος ψύξης είναι ένας εναλλάκτης θερμότητας αντιρροής (σε ορισμένες περιπτώσεις μπορεί να θεωρηθεί και ως εναλλάκτης σταυρωτής ροής), η αποδοτικότητα του  $\varepsilon_t$  είναι συνάρτηση του αριθμού μονάδων μεταφοράς NTU (Number of Transfer Units) σύμφωνα με τη σχέση (βλέπε Κεφάλαιο 2):

$$\varepsilon_t = \frac{1 - e^{-NTU \cdot (1-R)}}{1 - R \cdot e^{-NTU \cdot (1-R)}} \quad (8.30)$$

Ο λόγος των θερμοχωρητικών παροχών  $R$  στην προκειμένη περίπτωση, θα είναι:

$$R = \frac{\dot{m}_a \cdot c_s}{\dot{m}_w \cdot c_w} \quad (8.31)$$

όπου έχει εισαχθεί η  $c_s$  ως μια πλασματική (ισοδύναμη) ειδική θερμότητα κορεσμένου αέρα στις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του νερού στον πύργο ψύξης, η οποία δίνεται από τη σχέση:

$$c_s = \frac{h_{a,sat,i} - h_{a,sat,o}}{T_{w,i} - T_{w,o}} \quad (8.32)$$

όπου:

$h_{a,sat,i}$ : η ειδική ενθαλπία αέρα κορεσμένου στη θερμοκρασία εισόδου  $T_{w,i}$  του (ζεστού) νερού στον πύργο ψύξης, σε kJ/kg

$h_{a,sat,o}$ : η ειδική ενθαλπία αέρα κορεσμένου στη θερμοκρασία εξόδου  $T_{w,o}$  του (κρύου) ρεύματος νερού από τον πύργο ψύξης, σε kJ/kg.

Η τιμή της  $c_s$  είναι συνήθως μεταξύ 4 και 8kJ/(kg·°C). Έτσι, η τιμή του λόγου  $R$  μπορεί να προκύπτει μικρότερη ή μεγαλύτερη του 1, αλλά η σχέση που συνδέει NTU και  $\varepsilon_t$  ισχύει σε κάθε περίπτωση.

Για τον υπολογισμό του αριθμού μονάδων μεταφοράς NTU προτείνεται η σχέση [3]:

$$NTU = \alpha \cdot \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^m \quad (8.33)$$

όπου οι παράμετροι  $\alpha$  και  $m$  είναι αδιάστατες σταθερές που εξαρτώνται από την κατασκευή και τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του πύργου ψύξης και βρίσκονται από πίνακες. Η τιμή του  $\alpha$  είναι μεταξύ 1 και 3 και η τιμή του  $m$  είναι μεταξύ 0,2 και 0,6.

Ωστόσο, οι συνθήκες εξόδου του αέρα δεν είναι γνωστές και έτσι οι συντελεστές  $c_s$ ,  $R$  κλπ δεν μπορούν να υπολογιστούν άμεσα, άρα ούτε και η αποδοτικότητα  $\varepsilon_t$ . Επομένως, ακολουθείται μια διαδικασία διαδοχικών προσεγγίσεων (δοκιμής-σφάλματος), π.χ. υποθέτοντας μια τιμή αποδοτικότητας για τον πύργο ψύξης.

Με γνωστή την αποδοτικότητα  $\varepsilon_t$  του πύργου ψύξης, είναι εφικτός ο υπολογισμός των συνθηκών του αέρα στην έξοδο ή άλλου ζητούμενου μεγέθους. Για παράδειγμα, η ειδική ενθαλπία του αέρα στην έξοδο ισούται με:

$$h_{a,o} = h_{a,i} + \varepsilon_t \cdot (h_{a,sat,i} - h_{a,i}) \quad (8.34)$$

Επίσης, η θερμοκρασία εξόδου του νερού από τον πύργο ψύξης υπολογίζεται από τη σχέση:

$$T_{w,o} = T_{w,i} - \frac{\dot{m}_a \cdot (h_{a,o} - h_{a,i})}{\dot{m}_w \cdot c_w} \quad (8.35)$$

Με αυτές τιμές υπολογίζονται οι απαραίτητοι συντελεστές και μεγέθη ώστε να μπορεί να υπολογιστεί μία νέα τιμή για την αποδοτικότητα  $\varepsilon_t$ . Προφανώς, η τελικά αποδεκτή τιμή είναι εκείνη για την οποία προκύπτει ισότητα (πρακτικά) των δύο τιμών.

Παρατήρηση: Λόγω της εξάτμισης μικρής ποσότητας του κυκλοφορούντος νερού και διασκορπισμού του στο περιβάλλον ( $\dot{m}_e$  στο σχήμα 8.33) αλλά και για απομάκρυνση μέρους του, ώστε να καθαρίζεται ανανεούμενο, είναι απαραίτητο να παρέχεται στον πύργο ψύξης συνεχώς ένα ποσοστό 3 έως 4% της παροχής του νερού του συμπυκνωτή ( $\dot{m}_m$  στο σχήμα 8.33).

### Σχεδιασμός πύργου ψύξης

Ο σχεδιασμός ενός πύργου ψύξης απαιτεί τη γνώση μιας σειράς μεγεθών που αφορούν στην ονομαστική λειτουργία του πύργου, όπως:

- Η μέγιστη απορριπτόμενη θερμική ισχύς στο συμπυκνωτή. Το μέγεθος του πύργου ψύξης αυξάνει γραμμικά με την απόρριψη θερμικής ισχύος στο συμπυκνωτή.
- Παροχή μάζας νερού, η οποία καθορίζεται από τις προδιαγραφές λειτουργίας του συμπυκνωτή της ψυκτικής συσκευής. Τυπικές παροχές νερού σε πύργους ψύξης είναι της τάξης του 0,07 έως 0,032lt/s & kW ψυκτικής ισχύος, εξαρτούμενη αντιστρόφως ανάλογα από τη θερμοκρασιακή διαφορά του νερού. Οι κατασκευαστές πύργων ψύξης συνιστούν η παροχή του νερού να μη μειώνεται στα ψυκτικά φορτία, καθώς υπάρχει κίνδυνος δημιουργίας πάγου, ειδικά σε ψυχρά κλίματα. Άλλωστε η κατανάλωση ενέργειας στην αντλία του κυκλώματος νερού είναι συνήθως χαμηλότερη σε σχέση με την κατανάλωση ενέργειας στον ανεμιστήρα παροχής αέρα.
- Η πτώση της θερμοκρασίας (εύρος διακύμανσης) του νερού κατά τη ροή μέσω του πύργου ψύξης, η οποία καθορίζεται συναρτήσει των δύο ανωτέρω μεγεθών. Τυπικό πεδίο τιμών είναι από 5 έως 11°C. Το απαιτούμενο μέγεθος του πύργου μειώνεται, όσο αυξάνεται το «εύρος» θερμοκρασίας του νερού ψύξης. Απαιτείται όμως προσοχή, διότι αυτό πρακτικά σημαίνει αυξημένη θερμοκρασία εισόδου του νερού στον πύργο, δηλαδή αυξημένη θερμοκρασία εξόδου από το συμπυκνωτή της ψυκτικής διάταξης, η οποία επομένως θα εργάζεται με μειωμένο COP.
- Η κατάσταση εισόδου του αέρα στον πύργο. Οι θερμοκρασίες ξηρού και υγρού βολβού του εισερχόμενου αέρα συνιστάται να καθορίζονται με βάση τη μέθοδο της ASHRAE του 1%. Σύμφωνα με τη μέθοδο αυτή, επιλέγεται ως θερμοκρασία ξηρού βολβού σχεδιασμού του αέρα εισόδου η θερμοκρασία εκείνη από την οποία η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι μεγαλύτερη για χρονικό διάστημα μεγαλύτερο του 1% ετησίως (87,6h). Αντίστοιχα ορίζεται και η θερμοκρασία υγρού βολβού του αέρα 1%, η οποία, όπως αναφέρθηκε, καθορίζει περίπου την ελάχιστη θερμοκρασία εξόδου του νερού.

### Παράδειγμα 8.6

#### Σχεδίαση πύργου ψύξης

Στην ονομαστική λειτουργία ένα υδρόψυκτο ψυκτικό συγκρότημα έχει ψυκτική ισχύ ίση με 1.845kW και πραγματικό συντελεστή συμπεριφοράς 5,25. Να βρεθεί η απαιτούμενη παροχή αέρα στην ονομαστική λειτουργία πύργου ψύξης με επαγόμενη κυκλοφορία, όταν είναι γνωστά τα εξής:

- θερμοκρασία εισόδου νερού:  $T_{w,i} = 40,5^\circ\text{C}$ ,
- θερμοκρασία εξόδου νερού:  $T_{w,o} = 29,4^\circ\text{C}$ ,

- $NTU = 2 \cdot \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{da}} \right)^{0,3}$
- ειδική θερμότητα νερού:  $c_w = 4,184 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$ ,
- θερμοκρασία υγρού βολβού ρεύματος εισόδου αέρα:  $T_{WB,i} = 25,6^\circ\text{C}$ ,
- θερμοκρασία ξηρού βολβού ρεύματος εισόδου αέρα:  $T_{DB,i} = 32,8^\circ\text{C}$ .

Λύση:

Στο συγκεκριμένο πύργο ψύξης είναι γνωστό το «εύρος»  $\Delta T_{Ra} = T_{w,i} - T_{w,o} = 40,5 - 29,4 = 11,1^\circ\text{C}$  και η «προσέγγιση»  $\Delta T_{Ap} = T_{w,o} - T_{WB,i} = 29,4 - 25,6 = 3,8^\circ\text{C}$ .

Από τον ψυχομετρικό χάρτη:

- για την κατάσταση του ρεύματος αέρα στην είσοδο στον πύργο ψύξης, με γνωστές τις θερμοκρασίες ξηρού και υγρού βολβού, βρίσκουμε την ειδική ενθαλπία:  $h_{a,i} = 78,5 \text{kJ}/\text{kg}$ ,
- για θερμοκρασία ξηρού βολβού ίση με τη θερμοκρασία του νερού εξόδου  $T_{w,o} = 29,4^\circ\text{C}$ , βρίσκουμε την ειδική ενθαλπία:  $h_{a,sat,o} = 96 \text{kJ}/\text{kg}$ .
- για θερμοκρασία ξηρού βολβού ίση με τη θερμοκρασία του νερού εισόδου  $T_{w,i} = 40,5^\circ\text{C}$ , βρίσκουμε (από τον ψυχομετρικό χάρτη Νο 3 της ASHRAE) την ειδική ενθαλπία:  $h_{a,sat,i} = 170 \text{kJ}/\text{kg}$ .

Αρχικά υπολογίζεται η απόρριψη θερμικής ισχύος στο συμπυκνωτή, η οποία ισούται με το άθροισμα της μηχανικής ισχύος στο συμπιεστή και της ωφέλιμης ψυκτικής ισχύος:

$$\dot{Q}_\Sigma = \dot{Q}_\Psi + \dot{W} \Leftrightarrow \dot{Q}_\Sigma = \dot{Q}_\Psi + \frac{\dot{Q}_\Psi}{COP} \Leftrightarrow \dot{Q}_\Sigma = 1.845 \text{kW} + \frac{1.845 \text{kW}}{5,25} \Leftrightarrow \dot{Q}_\Sigma = 2.196,4 \text{kW} = \dot{Q}$$

Πλέον μπορεί να υπολογιστεί η παροχή μάζας του νερού στον πύργο ψύξης:

$$\dot{Q} = \dot{m}_w \cdot c_w \cdot (T_{w,i} - T_{w,o}) \Leftrightarrow \dot{m}_w = \frac{\dot{Q}_\Sigma}{c_w \cdot (T_{w,i} - T_{w,o})} \Leftrightarrow \dot{m}_w = \frac{2.196,4 \text{kW}}{4,184 \text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \cdot (40,5 - 29,4) \text{K}}$$

$$\Leftrightarrow \dot{m}_w = 47,29 \text{kg}/\text{s}$$

Επίσης υπολογίζεται η πλασματική ειδική θερμότητα του κορεσμένου αέρα  $c_s$ :

$$c_s = \frac{h_{a,sat,i} - h_{a,sat,o}}{T_{w,i} - T_{w,o}} \Leftrightarrow c_s = \frac{(170 - 96) \text{kJ}/\text{kg}}{(40,5 - 29,4) \text{K}} \Leftrightarrow c_s = 6,667 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

Στη συνέχεια ακολουθείται η εξής επαναληπτική διαδικασία:

- Αρχικά υποθέτουμε μία τιμή για το βαθμό απόδοσης του πύργου ψύξης, έστω  $\varepsilon_t = 0,50$ .
- Στη συνέχεια είναι δυνατός ο υπολογισμός της παροχής μάζας του ρεύματος αέρα:

$$\varepsilon_t = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a \cdot (h_{a,sat,i} - h_{a,i})} \Leftrightarrow \dot{m}_a = \frac{\dot{Q}}{\varepsilon_t \cdot (h_{a,sat,i} - h_{a,i})} \Leftrightarrow \dot{m}_a = \frac{2.196,4 \text{kW}}{0,50 \cdot (170 - 78,5) \text{kJ}/\text{kg}}$$

$$\Leftrightarrow \dot{m}_a = 48,01 \text{kg}/\text{s}$$

- Κατόπιν υπολογίζεται ο λόγος των θερμοχωρητικών παροχών R από τη σχέση:

$$R = \frac{\dot{m}_a \cdot c_s}{\dot{m}_w \cdot c_w} \Leftrightarrow R = \frac{48,01 \cdot 6,667}{47,29 \cdot 4,184} \Leftrightarrow R = 1,617$$

- Υπολογίζεται επίσης ο αριθμός μονάδων μεταφοράς NTU από τη σχέση:

$$NTU = 2 \cdot \left( \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_a} \right)^{0,3} \Leftrightarrow NTU = 2 \cdot \left( \frac{47,29}{48,01} \right)^{0,3} \Leftrightarrow NTU = 1,99$$

- Τέλος επαληθεύεται η αρχική υπόθεση για το βαθμό απόδοσης του πύργου ψύξης από τη σχέση:

$$\varepsilon_t' = \frac{1 - e^{-NTU \cdot (1-R)}}{1 - R \cdot e^{-NTU \cdot (1-R)}} \Leftrightarrow \varepsilon_t' = \frac{1 - e^{-1,99 \cdot (1-1,617)}}{1 - 1,617 \cdot e^{-1,99 \cdot (1-1,617)}} \Leftrightarrow \varepsilon_t' = 0,534.$$

Ο τελικός υπολογισμός δεν είναι μακριά από την αρχική εκτίμηση, αλλά απαιτείται περισσότερη ακρίβεια, οπότε η υπολογιστική διαδικασία εκτελείται ξανά. Τα αποτελέσματα από μερικούς επαναληπτικούς υπολογισμούς παρουσιάζονται στον πίνακα 8.2. Η αποδοτικότητα τελικά υπολογίζεται με ακρίβεια τρίτου δεκαδικού ψηφίου.

<i>Πίνακας 8.2: Αποτελέσματα επαναληπτικής διαδικασίας παραδείγματος.</i>				
$\varepsilon_t$	$\dot{m}_a$	R	NTU	$\varepsilon_t'$
0,500	48,01	1,617	1,99	0,534
0,550	43,64	1,470	2,05	0,568
0,580	41,39	1,394	2,08	0,587
0,590	40,69	1,371	2,09	0,593
<b>0,597</b>	<b>40,21</b>	<b>1,355</b>	<b>2,10</b>	<b>0,597</b>

Αφού υπολογίστηκε η  $\varepsilon_t = 0,597$ , μπορούν να υπολογιστούν λοιπά λειτουργικά στοιχεία για τον συγκεκριμένο πύργο ψύξης, όπως Η ειδική ενθαλπία του αέρα στην έξοδο από τον πύργο ψύξης:

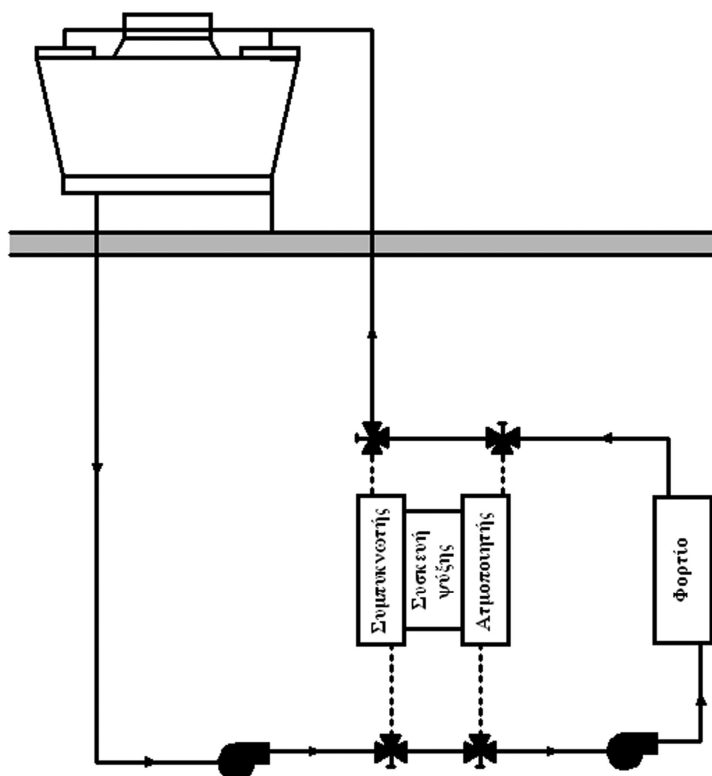
$$h_{a,o} = h_{a,i} + \varepsilon_t \cdot (h_{a,sat,i} - h_{a,i}) = 78,5 + 0,597 \cdot (170 - 78,5) = 133,1 \text{ kJ/kg.}$$

Η τιμή αυτή της ειδικής ενθαλπίας, όπως μπορεί να βρεθεί από τον ψυχομετρικό χάρτη, αντιστοιχεί σε θερμοκρασία υγρού βολβού για τον εξερχόμενο αέρα  $T_{WB,o} \approx 35,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Σημειώνεται ότι ο αέρας στην έξοδο των πύργων ψύξης είναι πολύ κοντά στην κατάσταση κορεσμού, οπότε η θερμοκρασία ξηρού βολβού του εξερχόμενου αέρα θα είναι λίγο μεγαλύτερη από  $35,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### Έμμεση ψύξη μέσω πύργου ψύξης

Οι πύργοι ψύξης μπορούν να χρησιμοποιηθούν χωρίς την απαίτηση για οποιαδήποτε μηχανική υποστήριξη για την ψύξη κτηρίων το χειμώνα και κατά τις μεταβατικές εποχές (άνοιξη, φθινόπωρο) [4]. Στο σχήμα 8.35 παρουσιάζεται η βασική φιλοσοφία της ψύξης χωρίς απορρόφηση μηχανικής ισχύος. Σε χρονικές περιόδους με κατάλληλες καιρικές συνθήκες, ο πύργος ψύξης μπορεί να υποστηρίξει τις ανάγκες ψύξης ενός κτηρίου χωρίς τη λειτουργία της βασικής μονάδας ψύξης, παρέχονται απευθείας κρύο νερό στο σύστημα διανομής ψύξης, παρακάμπτοντας την κυρίως συσκευή ψύξης, όπως αποτυπώνεται στο σχήμα 8.35 από τις συνεχείς γραμμές (οι διακεκομμένες γραμμές απεικονίζουν τη συνήθη διαδρομή του κυκλώματος του πύργου ψύξης κατά την περίοδο του θέρους). Ένα πρόβλημα που ανακύπτει με την εναλλακτική αυτή λειτουργία προέρχεται από τη μίξη του νερού του κυκλώματος του πύργου ψύξης με το νερό στο δίκτυο διανομής ψύξης. Για να αποφευχθούν τα όποια προβλήματα από τη χαμηλή ποιότητα του νερού του κυκλώματος του πύργου ψύξης, θα πρέπει να εκτελείται φιλτράρισμα. Εναλλακτικά, μπορεί να χρησιμοποιείται εναλλάκτης θερμότητας, διαχωρίζοντας έτσι τα δύο μέσα σε ισάριθμα ανεξάρτητα κλειστά υδραυλικά κυκλώματα. Με τη χρήση ενός πλακοειδούς εναλλάκτη, είναι δυνατή η μεταφορά της ψυκτικής ισχύος από το κύκλωμα του πύργου ψύξης στο κύκλωμα διανομής ψύξης με πολύ υψηλό βαθμό απόδοσης. Η εναλλακτική αυτή υλοποίηση ονομάζεται *έμμεση ψύξη μέσω πύργου* (indirect tower cooling design).



**Σχήματα 8.35:** Σχηματική απεικόνιση συστήματος πύργου ψύξης παράλληλα συνδεδεμένου με μηχανική συσκευή ψύξης.

### 8.10.2.β. Αερόψυκτοι συμπυκνωτές

Μικρού και μεσαίου μεγέθους συσκευές ψύξης, με ονομαστική ισχύ μικρότερη των 700kW, συχνά χρησιμοποιούν αερόψυκτους συμπυκνωτές, αντί υδρόψυκτων πύργων ψύξης. Οι αερόψυκτοι συμπυκνωτές είναι ουσιαστικά εναλλάκτες θερμότητας αντιρροής, με εργαζόμενα μέσα το ψυκτικό μέσο και τον αέρα, ο οποίος παρέχεται προς την εξωτερική επιφάνεια των σωληνώσεων του ψυκτικού μέσου με τη βοήθεια ανεμιστήρων. Οι αερόψυκτοι συμπυκνωτές έχουν χαμηλότερες απαιτήσεις συντήρησης, αλλά συνεπάγονται υψηλότερη κατανάλωση ενέργειας ανά μονάδα ψυκτικής ισχύος, ενώ συχνά προκαλούν και μείωση της διάρκειας ζωής του συμπιεστή, εξαιτίας του ότι οι θερμοκρασίες συμπύκνωσης είναι συνήθως υψηλές το καλοκαίρι, με αποτέλεσμα να μην επιτυγχάνεται η επιθυμητή αποβολή θερμότητας για τη συμπύκνωση του ψυκτικού μέσου. Έτσι είναι πιθανή η ανάπτυξη πολύ υψηλής πίεσης και το σταμάτημα της μονάδας, ώστε να προστατευθεί ο συμπιεστής.

Η διαστασιολόγηση ενός αερόψυκτου συμπυκνωτή μπορεί να εκτελεστεί με χρήση της μεθόδου ε-NTU, η οποία αφορά γενικά στον υπολογισμό και στη σχεδίαση εναλλακτών θερμότητας [5]. Στο σχήμα 8.36 παρουσιάζεται φωτογραφία ενός αερόψυκτου συμπυκνωτή.

Η σχεδίαση ενός αερόψυκτου συμπυκνωτή βασίζεται στα ακόλουθα δεδομένα:

- Απόρριψη θερμικής ισχύος, η οποία καθορίζεται από τις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας της ψυκτικής συσκευής, σε συνδυασμό με τη μέγιστη θερμοκρασία συμπύκνωσης.
- Θερμοκρασία ξηρού βολβού του αέρα περιβάλλοντος
- Παροχή μάζας αέρα. Τυπικές τιμές της κυμαίνονται από 60 έως 160lt/s ανά kW ψυκτικής ισχύος, εξαρτώμενη από την προβλεπόμενη θερμοκρασία συμπύκνωσης.
- Θερμοκρασιακή διαφορά ρεύματος αέρα (η οποία βέβαια σχετίζεται με την παροχή μάζας). Συνήθως είναι η διαφορά θερμοκρασίας συμπύκνωσης και θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Τυπικές τιμές είναι από 8 έως 22°C.

- Θόρυβος. Οι μεγάλοι μεγέθους συμπυκνωτές μπορεί να είναι ιδιαίτερα θορυβώδεις. Θα πρέπει να εγκαθίστανται σε σημεία που δεν ενοχλούν του ενοίκους των κτηρίων.
- Ανεμπόδιση παροχή αέρα. Για την αποδοτική λειτουργία ενός αερόψυκτου συμπυκνωτή απαιτείται η ανεμπόδιση παροχή νωπού αέρα. Η περίπτωση επανατροφοδοσίας του αερόψυκτου συμπυκνωτή με τον απορριπτόμενο από αυτόν αέρα («βραχυκύκλωμα του αέρα») οδηγεί σε μείωση της απόδοσής του και καταπόνηση του συμπιεστή, συνεπώς θα πρέπει να λαμβάνεται μέριμνα για την αποφυγή της. Επίσης η περιοχή κοντά στην περιοχή αναρρόφησης του συμπυκνωτή θα πρέπει να είναι καθαρή από εμπόδια και μικροαντικείμενα που μπορεί να αναρροφηθούν και να φράξουν ή να προκαλέσουν ζημιά στην κατασκευή.



*Σχήματα 8.36: Φωτογραφία αερόψυκτου συμπυκνωτή.*

Μέριμνα, επίσης, πρέπει να λαμβάνεται, ώστε να απαλείφεται η πιθανότητα παγώματος του νερού εντός του συμπυκνωτή κατά τη διάρκεια του χειμώνα, κάτι που μπορεί να προκαλέσει καταστροφή της κατασκευής. Επίσης η απόδοση των αερόψυκτων συμπυκνωτών μειώνεται με το απόλυτο υψόμετρο, λόγω της χαμηλότερης πυκνότητας του ατμοσφαιρικού αέρα. Σε απόλυτο υψόμετρο 1.500m η ονομαστική ισχύς ενός αερόψυκτου συμπυκνωτή μειώνεται περίπου κατά 10%, με την ίδια ογκομετρική παροχή αέρα.

Η απόδοση των αερόψυκτων συμπυκνωτών βελτιώνεται σημαντικά, αν η επιφάνεια με την οποία έρχεται σε επαφή το ρεύμα αέρα, διατηρείται υγρή με απιονισμένο νερό. Η εξάτμιση που συμβαίνει αυξάνει την απόδοση του συμπυκνωτή σημαντικά, καθώς η θερμοκρασία συμπύκνωσης στην περίπτωση αυτή ταυτίζεται με τη θερμοκρασία υγρού βολβού, και όχι με τη θερμοκρασία ξηρού βολβού του αέρα. Σ' αυτή την περίπτωση, αν το νερό δεν είναι απαλλαγμένο από την παρουσία μετάλλων και αλάτων, τα τελευταία θα συγκεντρωθούν με το χρόνο στην επιφάνεια συμπύκνωσης και θα οδηγήσουν σε μείωση των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας και άρα σε μείωση της απόδοσης του συμπυκνωτή. Το ίδιο μπορεί να συμβεί και με την ανάπτυξη μικροοργανισμών στις υγρές επιφάνειες. Άλλη μία παράμετρος που θα πρέπει να ληφθεί υπόψη είναι το κόστος και η διαθεσιμότητα του νερού, ειδικά στις ξηρές περιοχές του πλανήτη.

#### **8.10.2.γ. Υδρόψυκτοι συμπυκνωτές**

Υδρόψυκτοι καλούνται οι συμπυκνωτές οι οποίοι χρησιμοποιούν ως μέσο αποβολής της θερμότητας για τη συμπύκνωση του ψυκτικού αερίου το νερό. Ειδικές εφαρμογές, με αυξημένα ποσοστά εξοικονόμησης



ενέργειας, είναι η χρήση του νερού από γεωθερμικά πηγάδια, λίμνες, ποτάμια, θάλασσα, όπου η θερμοκρασία του νερού είναι σταθερή καθ' όλη τη διάρκεια του χρόνου. Η εξοικονόμηση ενέργειας αποτυπώνεται στη σημαντική αύξηση του COP.

Το χρησιμοποιούμενο νερό για τη συμπύκνωση του θερμού αερίου μέσα στο συμπυκνωτή μπορεί να χρησιμοποιείται είτε μια μόνο φορά, και στη συνέχεια να διατίθεται προς τη δεξαμενή απόρριψης, π.χ. γεωθερμικοί εναλλάκτες ανοικτού βρόγχου, είτε να χρησιμοποιείται και πάλι, αφού προηγουμένως ψυχθεί στον πύργο ψύξης.

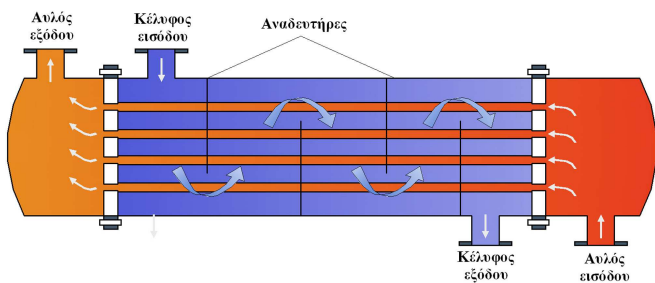
Η λειτουργία του υδρόψυκτου συμπυκνωτή είναι όμοια με εκείνη του αερόψυκτου, δηλαδή στις πρώτες σωληνώσεις αποβάλλεται η θερμότητα υπερθέρμανσης, στη συνέχεια αρχίζει η συμπύκνωση και τέλος το ψυκτικό υγρό γίνεται υπόψυκτο στις τελευταίες σωληνώσεις του.

Οι υδρόψυκτοι συμπυκνωτές από πλευράς κατασκευής διακρίνονται σε τρεις βασικές κατηγορίες:

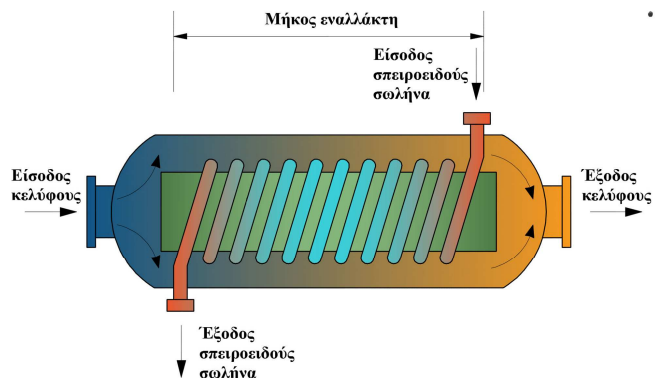
- συμπυκνωτές με κέλυφος και σωληνώσεις, οι οποίοι ονομάζονται συμπυκνωτές αυλού - κελύφους (shell & tube), όπου επιμήκεις σωλήνες έχουν τοποθετηθεί εντός κελύφους
- συμπυκνωτές με κέλυφος και στοιχείο (shell & coil), όπου ένας σπειροειδής σωλήνας βρίσκεται εντός κελύφους
- συμπυκνωτές με διπλές σωληνώσεις (double tube), στους οποίους ο ένας σωλήνας βρίσκεται εντός του άλλου σωλήνα.

Σε όλους τους τύπους υδρόψυκτων συμπυκνωτών το νερό κυκλοφορεί στο εξωτερικό τμήμα, δηλαδή στον εξωτερικό σωλήνα ή στο κέλυφος. Η κατασκευή αυτή διευκολύνει τη λειτουργία του συμπυκνωτή, καθώς ο αέρας που τον περιβάλλει συμβάλει στη μείωση της θερμοκρασίας του, αυξάνοντας την απόδοση του συμπυκνωτή.

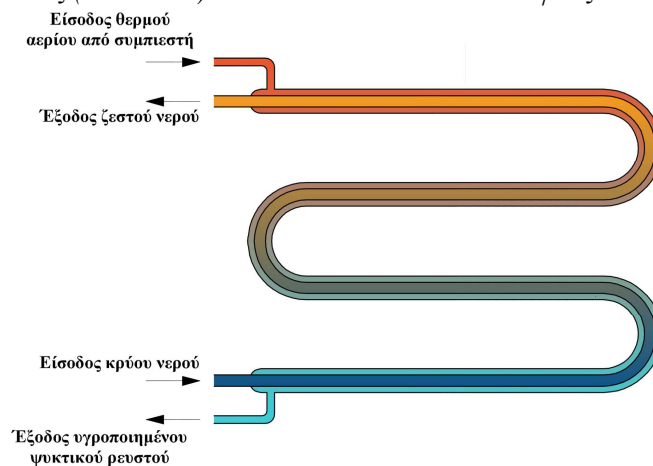
Η βασική σχεδιαστική φιλοσοφία για τους τρεις τύπους υδρόψυκτων συμπυκνωτών παρουσιάζεται στα σχήματα 8.37.



**Σχήμα 8.37α:** Απαγωγή θερμότητας σε συμπυκνωτή με κέλυφος και σωληνώσεις (shell tube).



**Σχήμα 8.37β:** Απαγωγή θερμότητας σε συμπυκνωτή κελύφους - στοιχείου (shell coil).



**Σχήμα 8.37γ: Απαγωγή θερμότητας σε συμπυκνωτή με διπλές σωληνώσεις (double tube).**

Με την κυκλοφορία θερμού νερού προκαλείται η επικάθιση αλάτων στα τοιχώματα του υδρόψυκτου συμπυκνωτή, οδηγώντας σταδιακά σε αύξηση της θερμικής αντίστασής τους και μείωση της ικανότητας απορρόφησης θερμότητας και ψύξης του ψυκτικού μέσου. Επιπλέον αυξάνεται η τραχύτητα της εσωτερικής επιφάνειας των σωληνώσεων και οι αντιστάσεις ροής. Η επικάθιση αλάτων σε υδρόψυκτους συμπυκνωτές δύναται να αντιμετωπιστεί ως ακολούθως:

- Τακτική συντήρηση και καθαρισμός των σωληνώσεων. Εν γένει, η κατασκευή των υδρόψυκτων συμπυκνωτών είναι τέτοια, ώστε να διευκολύνεται ο καθαρισμός τους.
- Σε περιπτώσεις χρήσης σκληρού νερού (υψηλή περιεκτικότητα σε άλατα ασβεστίου) προβλέπεται εγκατάσταση συσκευής αποσκλήρυνσης.

Τα βασικά πλεονεκτήματα των υδρόψυκτων συμπυκνωτών έναντι των αερόψυκτων είναι τα εξής:

- κατασκευάζονται σε οποιοδήποτε μέγεθος, χωρίς περιορισμό, κάτι που δεν είναι δυνατό για τους αερόψυκτους συμπυκνωτές
- η απόδοσή τους δεν επηρεάζεται από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος, υπό την προϋπόθεση, βέβαια, ότι η θερμοκρασία του νερού που χρησιμοποιείται δεν εξαρτάται από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος
- οι υδρόψυκτοι συμπυκνωτές λειτουργούν, γενικά, σε χαμηλότερη θερμοκρασία συμπύκνωσης (θερμοκρασία εισόδου ψυκτικού μέσου) από τους αερόψυκτους, συνεπώς, για την ίδια θερμοκρασία ατμοποίησης, απαιτούν συμπιεστή μικρότερης ονομαστικής ισχύος, οδηγώντας σε αύξηση του EER της εγκατάστασης και, κατ' επέκταση, σε μειωμένο λειτουργικό κόστος ανά μονάδα απαγόμενης θερμότητας από τον ψυχόμενο χώρο.

Τα βασικά μειονεκτήματα των υδρόψυκτων συμπυκνωτών σε σχέση με τους αερόψυκτους είναι τα εξής:

- για τη λειτουργία τους χρειάζεται νερό, το οποίο ενδεχομένως να μην είναι διαθέσιμο στη θέση εγκατάστασης της ψυκτικής συσκευής
- το κόστος εγκατάστασης και συντήρησής τους είναι μεγαλύτερο από το αντίστοιχο κόστος των αερόψυκτων συμπυκνωτών.

## 8.11. Συστήματα διανομής ψύξης με αέρα

**[Τι γίνεται με τα συστήματα διανομής με νερό; Καλύπτονται αλλού;]**

Τα συστήματα διανομής ψύξης αποσκοπούν στην παραλαβή της παραγόμενης ψύξης από τη συσκευή ψύξης και τη διανομή της προς τους κλιματιζόμενους χώρους. Το μέσο διανομής ψύξης στους κλιματιζόμενους χώρους είναι ο αέρας. Αποτελούνται από αεραγωγούς, στόμια προσαγωγής ψυχρού αέρα και επιστροφής κλιματισμένου αέρα, φίλτρα αέρα, ανεμιστήρες για την εξασφάλιση της ροής εντός των αεραγωγών, μηχανισμούς ρύθμισης των παροχών αέρα κλπ.. Για την κατάλληλη και σωστή σχεδίαση των συστημάτων διανομής ψύξης θα πρέπει να λαμβάνονται υπόψη οι ακόλουθες παράμετροι:

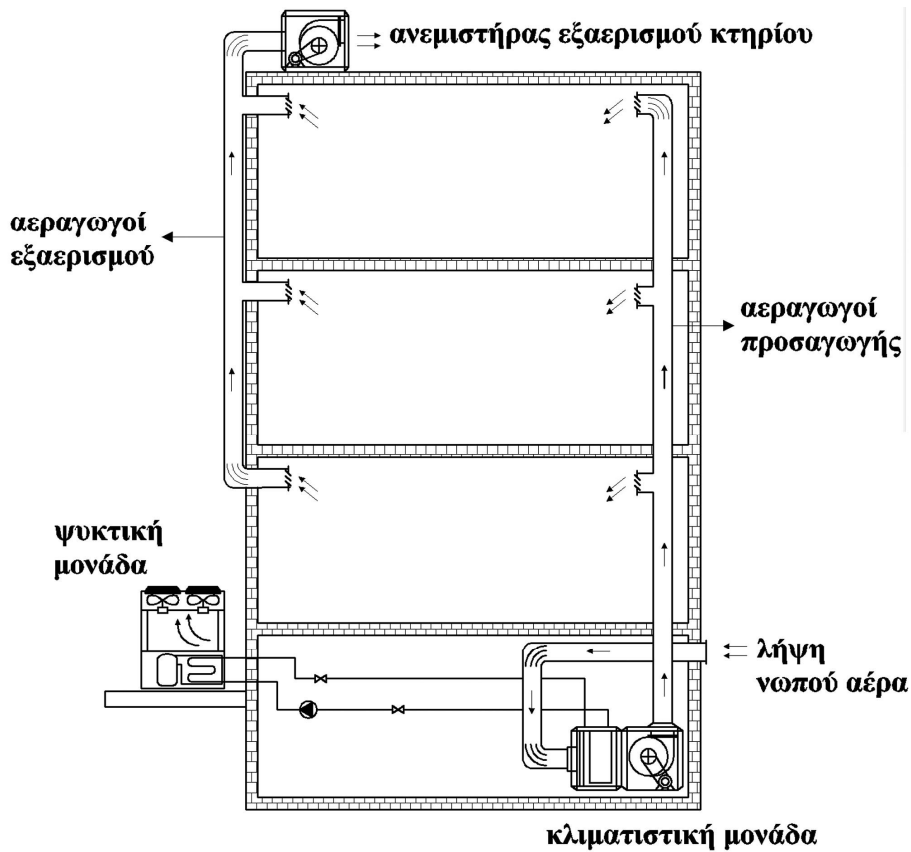
- οι ισχύοντες κανονισμοί για τις συνθήκες άνεσης, οι οποίες αναφέρονται στη θερμοκρασία και στην υγρασία του κλιματιζόμενου χώρου, τα χαρακτηριστικά της ροής αέρα προς και από αυτόν, τον προκαλούμενο θόρυβο από το σύστημα διανομής και την όποια προκαλούμενη ρύπανση του χώρου,
- η λειτουργικότητα, κυρίως ως την αποτελεσματική και αναγκαία και ομοιόμορφη διανομή του αέρα στους κλιματιζόμενους χώρους,
- οι ισχύοντες κανονισμοί σχετικά με την κατανάλωση ενέργειας από τα συστήματα διανομής,
- κανονισμοί ασφάλειας για τη λειτουργία των συστημάτων διανομής,
- η αισθητική της εγκατάστασης των συστημάτων στους κλιματιζόμενους χώρους.

Ο ψυχρός αέρας μπορεί είτε να παράγεται απευθείας στην κεντρική συσκευή ψύξης (άμεσης εκτόνωσης ψυκτικού ρευστού) είτε στα τερματικά κλιματιστικά σώματα με μέσο μεταφορά ψύξης νερό, το οποίο παράγεται σε ψυκτικό συγκρότημα (chiller). Η τελευταία διαδικασία εκτελείται συνήθως: είτε με μεγάλες κεντρικές κλιματιστικές μονάδες (KKM), στις οποίες γίνεται θερμική επεξεργασία του αέρα που, στη συνέχεια, διανέμεται με δίκτυο αεραγωγών, είτε με τοπικές κλιματιστικές συσκευές ανεμιστήρα – στοιχείου (fan coil units – FCU). Η προσαγωγή και επιστροφή του αέρα προς και από το σύστημα διανομής αποσκοπεί:

- στην παραλαβή της πλεονάζουσας θερμικής ισχύος (ψυκτικό φορτίο) από τον κλιματιζόμενο χώρο,
- στην παροχή φρέσκου (νωπού) αέρα στον εσωτερικό χώρο, σύμφωνα με τις απαιτήσεις ανανέωσης του αέρα για λόγους υγιεινής.

Στο σχήμα 8.38 παρουσιάζεται η βασική δομή συστήματος διανομής ψύξης. Στην πράξη τα συστήματα διανομής ψύξης αναπτύσσονται με διάφορες παραλλαγές και προσθήκες. Για τη λειτουργία σε ψύξη, ο ψυχρός αέρας εξέρχεται από την κεντρική συσκευή ψύξης με θερμοκρασία που συνήθως κυμαίνεται από 7 – 13°C και οδηγείται με τη βοήθεια ανεμιστήρα στο δίκτυο αεραγωγών διανομής ψύξης, για να εξέλθει τελικά στους κλιματιζόμενους χώρους μέσω των στομιών προσαγωγής. Την ίδια στιγμή, ένα δεύτερο, ανεξάρτητο δίκτυο αεραγωγών πάγει ισόποση με την προσαγόμενη ποσότητα αέρα από τους κλιματιζόμενους χώρους και την απορρίπτει στο περιβάλλον, με σκοπό την ανανέωση του αέρα και τη μεταφορά της θερμότητας του χώρου στο περιβάλλον.

Είναι προφανές ότι με την ανωτέρω λειτουργία, η ποσότητα του κλιματισμένου αέρα που απορρίπτεται στο περιβάλλον δεν καθορίζεται από τις ανάγκες ανανέωσης του αέρα εσωτερικών χώρων για λόγους υγείας, αλλά από την παροχή του ψυχρού αέρα από την κεντρική κλιματιστική συσκευή, η οποία καθορίζεται με βάση το ψυκτικό φορτίο. Επομένως, η συνεχής απόρριψη κλιματισμένου αέρα προς το περιβάλλον και, κατά συνέπεια, η αναρρόφηση από το περιβάλλον ισόποσης μάζας από την κεντρική κλιματιστική συσκευή με βάση το ψυκτικό φορτίο και όχι τις ανάγκες ανανέωσης του αέρα, συνεπάγεται αύξηση της κατανάλωσης ενέργειας για την ψύξη του συνεχώς ανανεούμενου αέρα. Ο τρόπος, για να αντιμετωπιστεί το μειονέκτημα της διάταξης που περιγράφηκε, είναι η εγκατάσταση συστήματος ανακυκλοφορίας του κλιματισμένου αέρα. Η εναλλακτική αυτή σχεδίαση παρουσιάζεται στο σχήμα 8.39. Όπως φαίνεται στο σχήμα αυτό, ο προσαγόμενος αέρας προς τους κλιματιζόμενους χώρους αποτελεί μίγμα φρέσκου αέρα και αέρα που έχει ήδη κλιματιστεί. Η παροχή τώρα του φρέσκου αέρα, που αναρροφάται από το περιβάλλον, δεν καθορίζεται από το ψυκτικό φορτίο των κλιματιζόμενων χώρων, αλλά αποκλειστικά από τις ανάγκες για ανανέωση του αέρα τους. Το υπόλοιπο της παροχής που απαιτείται για την κατάλληλη ψύξη των χώρων συμπληρώνεται με αέρα που αναρροφάται από τους κλιματιζόμενους χώρους. Η παροχή αυτή ονομάζεται «παροχή ή αέρας ανακυκλοφορίας». Είναι προφανές ότι με την εισαγωγή δικτύου ανακυκλοφορίας στο σύστημα διανομής ψύξης επιτυγχάνεται σημαντική εξοικονόμηση ενέργειας, αφού ο αέρας ανακυκλοφορίας είναι επιφορτισμένος μόνο με το ψυκτικό φορτίο του χώρου και όχι με το επιπλέον ψυκτικό φορτίο του νωπού αέρα, λόγω της κατάστασής του σε συνθήκες περιβάλλοντος.



Σχήματα 8.38: Βασικό σύστημα διανομής ψύξης σε κλιματιζόμενους χώρους.

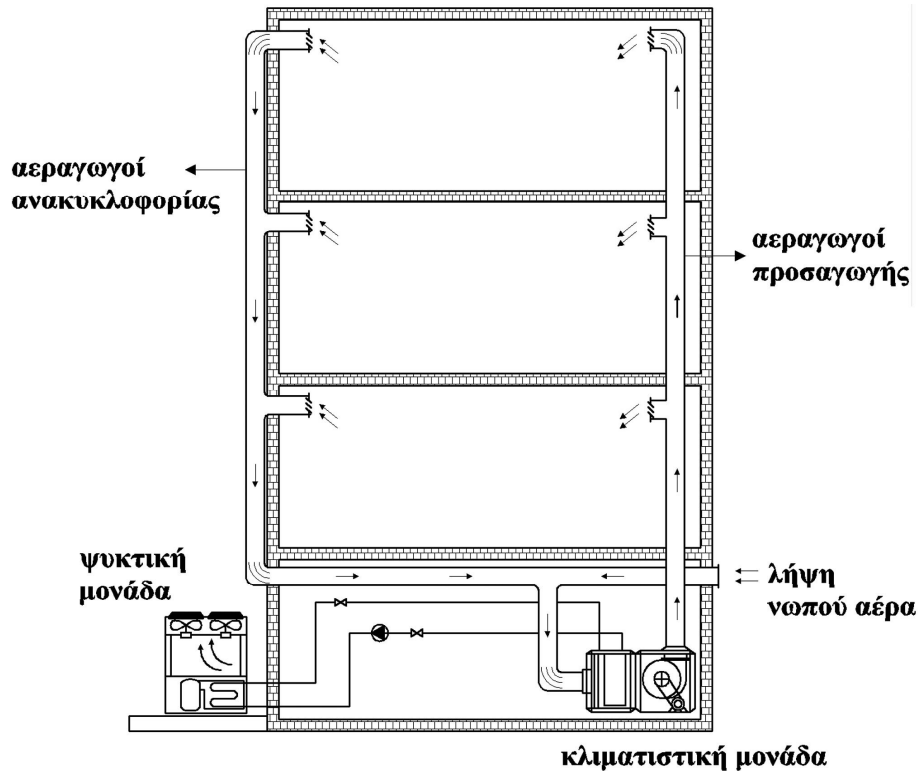
Στην παρούσα ενότητα θα παρουσιαστούν οι βασικές αρχές σχεδίασης και διαστασιολόγησης δικτύων διανομής ψύξης με αεραγωγούς. Η διανομή ψύξης μέσω ροής υγρού μέσου σε σωληνώσεις ακολουθεί τις ίδιες αρχές με τη σχεδίαση των αντίστοιχων συστημάτων για τη διανομή θερμότητας, οι οποίες έχουν παρουσιαστεί στο Κεφάλαιο 6. Συνεπώς δε θα επαναληφθούν στην παρούσα ενότητα.

Οι αεραγωγοί μεταφοράς κρύου αέρα για τον κλιματισμό εσωτερικών χώρων συνήθως κατασκευάζονται από γαλβανισμένη λαμαρίνα, τα κομμάτια της οποίας συνδέονται μεταξύ τους με αναδίπλωση. Σε ειδικές περιπτώσεις χρησιμοποιούνται αγωγοί από τσιμέντο ή πλαστικό ή αλουμίνιο (εύκαμπτοι) ή από ανοξείδωτο χάλυβα. Η διατομή των αεραγωγών είναι συνήθως ορθογωνική, λόγω καλύτερης προσαρμογής στη γεωμετρία του χώρου και χαμηλότερου κόστους κατασκευής. Για λόγους αισθητικής, ή/και σε περιπτώσεις που απαιτείται μεγάλη παροχή αέρα, χρησιμοποιούνται αεραγωγοί κυκλικής διατομής, καθώς παρουσιάζουν μικρότερες απώλειες τριβών (συνεκτικότητας). Όπως και στη ροή υγρού σε σωληνώσεις, για την παροχή μάζας  $\dot{m}$  και όγκου  $\dot{V}$  του αέρα και την ταχύτητα ροής  $u$  ισχύουν οι ακόλουθες γνωστές σχέσεις:

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V} \tag{8.36}$$

$$u = \frac{\dot{V}}{A} \tag{8.37}$$

όπου  $A$  η εγκάρσια διατομή του αεραγωγού και  $\rho$  η πυκνότητα του αέρα (περίπου  $1,2\text{kg/m}^3$  για πίεση 1bar).



Σχήματα 8.39: Σύστημα διανομής ψύξης σε κλιματιζόμενους χώρους με ανακυκλοφορία κλιματισμένου αέρα.

### 8.11.1. Πτώση πίεσης σε αεραγωγούς

Κατά τη ροή του αέρα εντός αεραγωγού αναπτύσσονται δύο πιέσεις:

- η στατική πίεση  $p_{στ.}$ , που οφείλεται στην πίεση που ασκεί η μάζα του αέρα στα τοιχώματα του αεραγωγού και είναι ανεξάρτητη από την κίνηση του αέρα,
- η δυναμική πίεση  $p_{δυν.}$ , που οφείλεται στη ροή του αέρα εντός του αεραγωγού.

Το άθροισμα των πιέσεων αυτών δίνει την ολική πίεση:

$$P_{ολ.} = P_{στ.} + P_{δυν.} \quad (8.38)$$

Η δυναμική πίεση του αέρα δίνεται από τη σχέση:

$$P_{δυν.} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2 \quad (8.39)$$

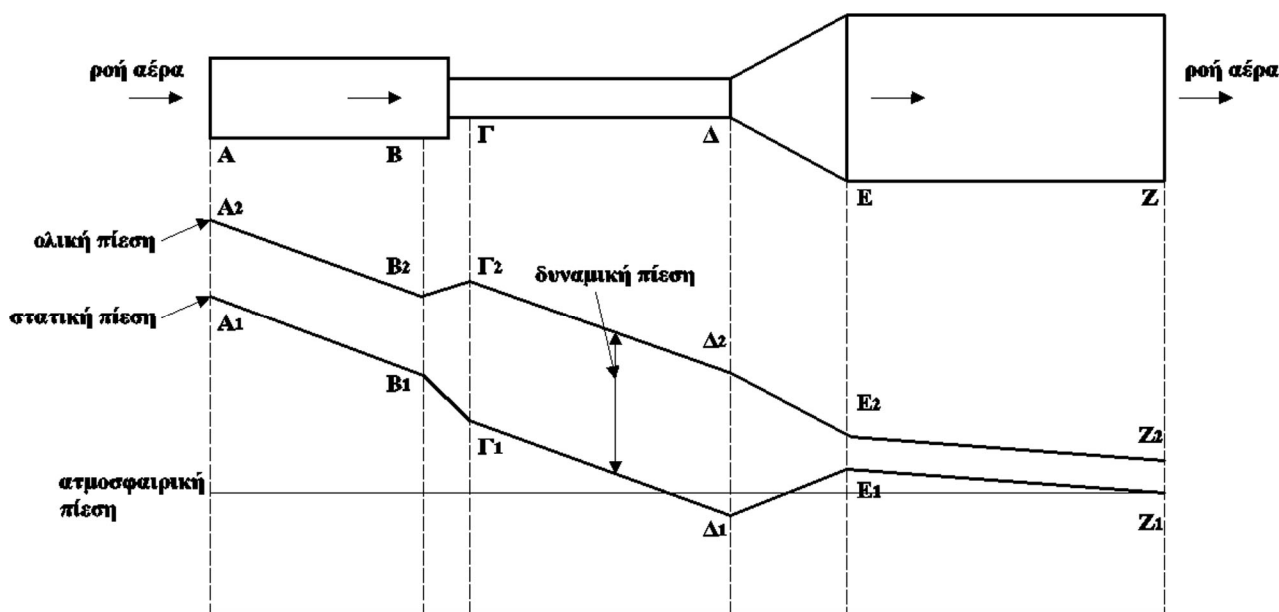
Αν δεν υπάρχουν απώλειες στη ροή και αν αγνοηθεί η επίδραση της διαφοράς υψομέτρου  $h_1-h_2$ , όπως πράγματι συμβαίνει στα συνήθη δίκτυα αεραγωγών, η συνολική ενέργεια του αέρα παραμένει σταθερή, ως απόρροια της αρχής Bernoulli:

$$\frac{P_1}{\gamma} + h_1 + \frac{u_1^2}{2 \cdot g} = \frac{P_2}{\gamma} + h_2 + \frac{u_2^2}{2 \cdot g} \Leftrightarrow \quad (8.40)$$

$$P_{στ.1} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_1^2 = P_{στ.2} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u_2^2 \Leftrightarrow P_{στ.1} + P_{δυν.1} = P_{στ.2} + P_{δυν.2}$$

Σε πραγματικές συνθήκες, οι απώλειες τριβής οδηγούν σε πτώση της στατικής, άρα και της ολικής πίεσης κατά τη ροή αέρα εντός αεραγωγών. Για παράδειγμα, στο σχήμα 8.40, παρουσιάζεται η μεταβολή της ολικής και της στατικής πίεσης του αέρα εντός αεραγωγού, κατά τη διαδρομή του αέρα από τη διατομή εισόδου Α έως τη διατομή εξόδου Ζ. Παρατηρούνται τα εξής:

- Η ολική πίεση του αέρα βαίνει φθίνουσα κατά τη διαδρομή του αέρα εντός του αεραγωγού
- Εμφανίζονται σημαντικές τοπικές απώλειες πίεσης στα σημεία αλλαγής της διατομής του αεραγωγού
- Η πτώση πίεσης στο σημείο Δ μπορεί να είναι τόσο μεγάλη, που να πέσει κάτω από την ατμοσφαιρική
- Η δυναμική πίεση αυξάνει στους αεραγωγούς μικρής διατομής.



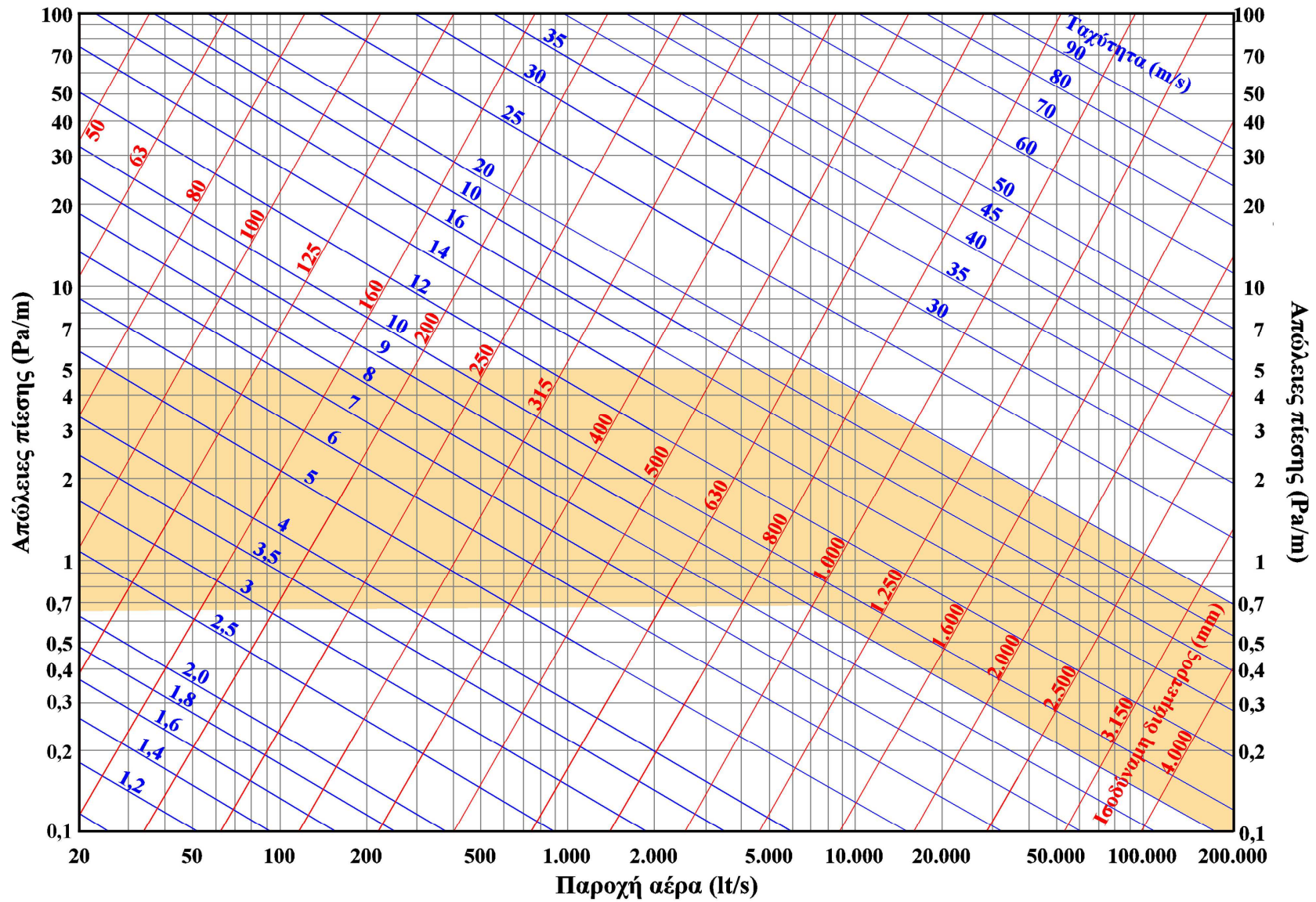
Σχήματα 8.40: Ενδεικτική διακύμανση στατικής και δυναμικής πίεσης αέρα εντός δικτύου αεραγωγών.

Η στατική πίεση του αέρα κατά τη ροή του σε αεραγωγό μειώνεται με την ταχύτητα της ροής του αέρα. Αντίθετα, η δυναμική πίεση του αέρα αυξάνεται με το τετράγωνο της ταχύτητας του αέρα (σχέση 8.39).

Η πτώση της στατικής πίεσης δίνεται από διαγράμματα, τα οποία ισχύουν για πρότυπο αέρα και για αεραγωγό κυκλικής διατομής από γαλβανισμένη λαμαρίνα με περίπου 40 συνδέσεις ανά 30m μήκος αγωγού. Ένα τέτοιο διάγραμμα παρουσιάζεται στο σχήμα 8.41.

Πρότυπος είναι ο αέρας που σε κανονική πίεση (1bar) έχει πυκνότητα  $1,2\text{kg/m}^3$  σε θερμοκρασία ξηρού βολβού  $21^\circ\text{C}$  ( $70^\circ\text{F}$ ), όταν είναι ξηρός, ή σε θερμοκρασία ξηρού βολβού  $18^\circ\text{C}$  ( $65^\circ\text{F}$ ) και σχετικής υγρασίας 30%, όταν είναι υγρός.

Στους άξονες του διαγράμματος του σχήματος 8.41 εμφανίζονται η (ειδική) πτώση πίεσης κατά τη ροή αέρα στον αγωγό λόγω συνεκτικότητας, σε Pa/m μήκους αγωγού και η παροχή του αέρα σε αυτόν, σε  $\text{lt/s}$ . Επίσης, με διαγώνιες γραμμές, σημειώνονται η διάμετρος του κυκλικού αεραγωγού και η ταχύτητα ροής του αέρα. Αν είναι γνωστά δύο από τα ανωτέρω μεγέθη, εντοπίζεται το σημείο λειτουργίας στο διάγραμμα και έπειτα υπολογίζονται τα άλλα δύο μεγέθη. Με τον τρόπο αυτό είναι δυνατή η εκτίμηση της ειδικής πτώσης πίεσης ανά τρέχον m μήκους αεραγωγού, σε αγωγό κυκλικής διατομής και για ροή πρότυπου αέρα.



Σχήμα 8.41: Διάγραμμα πτώσης πίεσης σε αγωγό κυκλικής διατομής και για ροή πρότυπου αέρα.

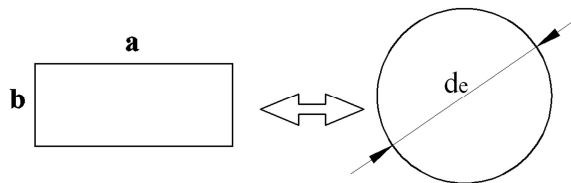


### 8.11.1.a. Πτώση πίεσης σε αγωγούς μη κυκλικής διατομής

Σε περίπτωση στην οποία ο αεραγωγός είναι ορθογωνικής διατομής, η χρήση των ανωτέρω διαγραμμάτων είναι δυνατή μέσω του υπολογισμού της ισοδύναμης διαμέτρου του αγωγού. Η ισοδύναμη διάμετρος αγωγού ορθογωνικής διατομής είναι η διάμετρος αγωγού κυκλικής διατομής που προκαλεί την ίδια πτώση πίεσης με τον αγωγό ορθογωνικής διατομής ανά τρέχον  $m$  μήκους αγωγού (εννοείται για την ίδια παροχή αέρα).

Ο υπολογισμός της ισοδύναμης διαμέτρου  $d_e$  ορθογωνικού αεραγωγού γίνεται μέσω σχετικών πινάκων ή από την ακόλουθη σχέση, συναρτήσει των μηκών  $a$  και  $b$  των κάθετων πλευρών της διατομής του. Οι διαστάσεις των μηκών στη σχέση 8.41, τα οποία αποτυπώνονται στο σχήμα 8.42, είναι σε mm ή σε in:

$$d_e = 1,30 \cdot \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}} \quad (8.41)$$



**Σχήμα 8.42:** Αντιστοίχιση αεραγωγού ορθογωνικής διατομής σε αεραγωγό κυκλικής διατομής, ισοδύναμης διαμέτρου  $d_e$ .

Αντίστοιχες σχέσεις αναπτύσσονται για τον υπολογισμό ισοδύναμης διαμέτρου αγωγού με ελλειψοειδή διατομή και διατομή σε σχήμα οβάλ. Συγκεκριμένα, για αεραγωγό ελλειψοειδούς διατομής, η ισοδύναμη διάμετρος δίνεται από τη σχέση

$$d_e = 1,55 \cdot \frac{A^{0,625}}{\Pi^{0,25}} \quad (8.42)$$

όπου  $A$  η εγκάρσια διατομή της έλλειψης και  $\Pi$  η περίμετρός της:

$$A = \frac{\pi \cdot a \cdot b}{4} \quad (8.43)$$

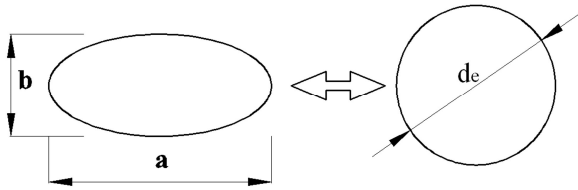
$$\Pi \approx 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{(a/2)^2 + (b/2)^2}{2}} \quad (8.44)$$

Για την περίπτωση αγωγού με διατομή σε σχήμα οβάλ, η ισοδύναμη διάμετρος δίνεται από τη σχέση:

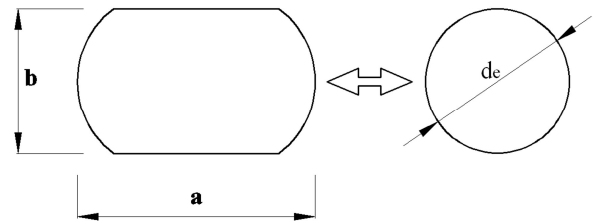
$$d_e = 1,55 \cdot \frac{\left(\frac{\pi b^2}{4} + a \cdot b - b^2\right)^{0,625}}{(\pi \cdot b + 2 \cdot a - 2 \cdot b)^{0,25}} \quad (8.45)$$

Η αντιστοίχιση των μηκών των ανωτέρω σχέσεων παρουσιάζεται στα σχήματα 8.43 και 8.44.





**Σχήμα 8.43:** Αντιστοίχιση αεραγωγού ελλειψοειδούς διατομής σε αεραγωγό κυκλικής διατομής, ισοδύναμης διαμέτρου  $d_e$ .



**Σχήμα 8.44:** Αντιστοίχιση αεραγωγού διατομής οβάλ σε αεραγωγό κυκλικής διατομής, ισοδύναμης διαμέτρου  $d_e$ .

Ειδικότερα για την περίπτωση αεραγωγών ορθογωνικής διατομής, λόγω της συχνής χρήσης τους, η ισοδύναμη διάμετρος εΐθισται να παρέχεται από πίνακες αντιστοίχισης των μηκών των πλευρών της ορθογωνικής διατομής με ισοδύναμη διάμετρο. Μία τέτοια αντιστοίχιση παρουσιάζεται στον πίνακα 8.3. Η γραμμική παρεμβολή επιτρέπεται, αλλά προκύπτουν μικρές αποκλίσεις από τις ακριβείς τιμές της σχέσης 8.41.

Με την εισαγωγή του μεγέθους της ισοδύναμης διαμέτρου αεραγωγού ορθογωνικής, ελλειψοειδούς κλπ διατομής είναι δυνατή η χρήση του διαγράμματος του σχήματος 8.41 για τον υπολογισμό της ειδικής πτώσης στον αεραγωγό.

**Πίνακας 8.3:** Επιλογή ισοδύναμης διαμέτρου τμημάτων αεραγωγών.

Ισοδύναμη διάμετρος ορθογωνικής διατομής (mm)

Πλευρά a (mm)	Πλευρά b (mm)																		
	100	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1.000	1.200	1.400	1.600	1.800	2.000
100	109																		
150	133	164																	
200	152	189	219																
250	169	210	244	273															
300	183	229	266	299	328														
350	195	245	286	322	354	383													
400	207	260	305	343	378	409	437												
450	217	274	321	363	400	433	464	492											
500	227	287	337	381	420	455	488	518	547										
600	245	310	365	414	457	496	533	567	598	656									
700	261	331	391	443	490	533	573	610	644	708	765								
800	275	350	414	470	520	567	609	649	687	755	818	875							
900		367	435	494	548	597	643	686	726	799	866	927	984						
1.000			454	517	574	626	674	719	762	840	911	976	1.037	1.093					
1.200				558	620	677	731	780	827	914	993	1.066	1.133	1.196	1.312				
1.400					662	724	781	835	886	980	1.066	1.146	1.220	1.289	1.416	1.530			
1.600						766	827	885	939	1.041	1.133	1.219	1.298	1.373	1.511	1.635	1.749		
1.800							869	930	988	1.096	1.195	1.286	1.371	1.451	1.598	1.732	1.854	1.968	
2.000								973	1.034	1.147	1.252	1.348	1.438	1.523	1.680	1.822	1.952	2.073	2.186

**8.11.1.β. Πτώση πίεσης σε μη πρότυπες συνθήκες λειτουργίας**

Τα προαναφερόμενα διαγράμματα πτώσης πίεσης ισχύουν για πρότυπο αέρα και για αγωγούς από γαλβανισμένη λαμαρίνα με συγκεκριμένο αριθμό ενώσεων ανά μέτρο μήκους. Στην περίπτωση στην οποία κάποια από τις ανωτέρω προϋποθέσεις δεν πληρείται, θα πρέπει οι τιμές των ανωτέρω διαγραμμάτων να διορθωθούν με επιπλέον διορθωτικούς συντελεστές.

Συγκεκριμένα, στην περίπτωση που η θερμοκρασία του αέρα δεν ταυτίζεται με αυτή του πρότυπου αέρα, τότε θα πρέπει να εισαχθεί ο σχετικός διορθωτικός συντελεστής λόγω θερμοκρασίας  $k_T$ , ο οποίος δίνεται από τη σχέση:

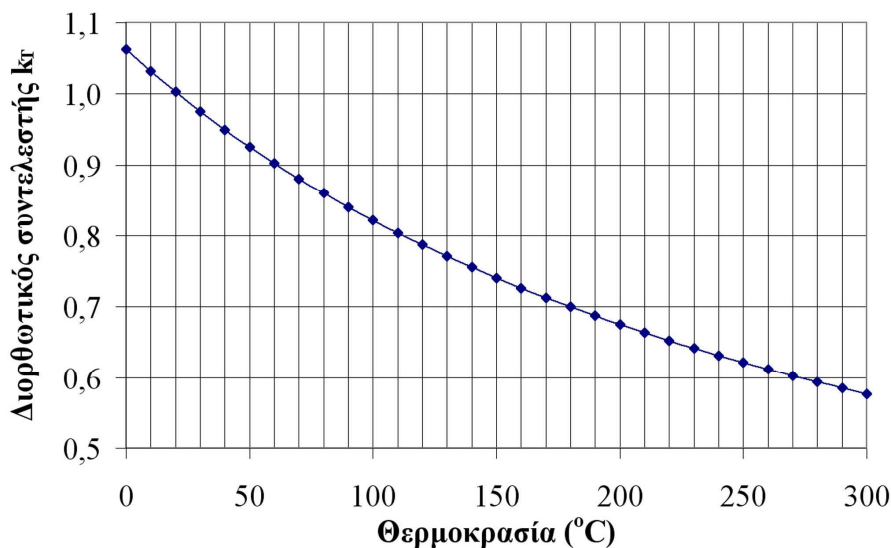
$$k_T = \left( \frac{294}{273 + T} \right)^{0,825}, \quad T \text{ η θερμοκρασία του αέρα σε } ^\circ\text{C} \quad (8.46)$$

$$k_T = \left( \frac{530}{460 + T} \right)^{0,825}, \quad T \text{ η θερμοκρασία του αέρα σε } ^\circ\text{F}$$

Η τελική ειδική πτώση πίεσης στον αεραγωγό θα δίνεται πλέον από τη σχέση:

$$\Delta p = k_T \cdot \Delta p_{NTP} \quad (8.47)$$

όπου  $\Delta p_{NTP}$  η πτώση πίεσης για πρότυπο αέρα. Γραφική παράσταση της μεταβολής του διορθωτικού συντελεστή λόγω θερμοκρασίας συναρτήσει της θερμοκρασίας του αέρα, βάσει της σχέσης 8.46, δίνεται στο σχήμα 8.45.



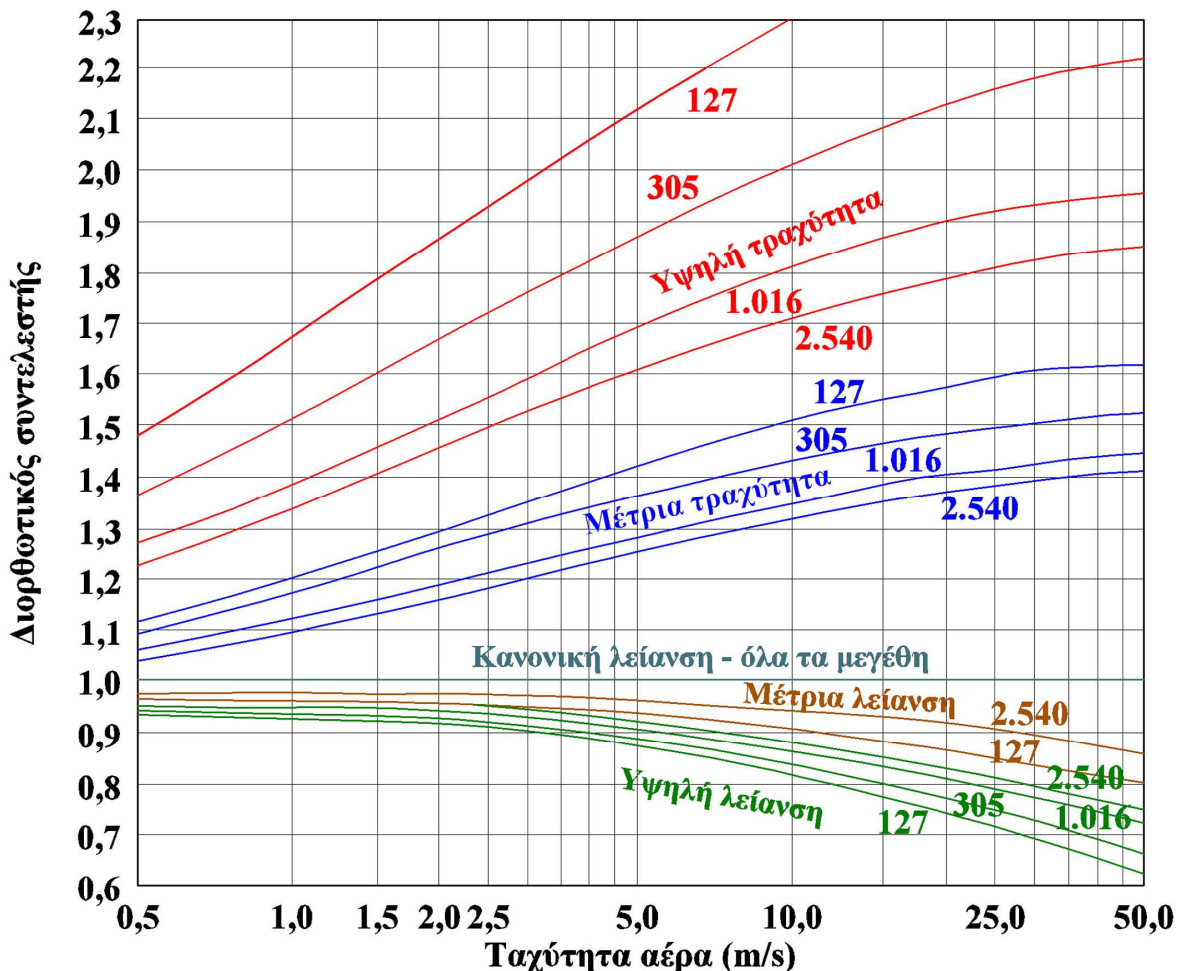
**Σχήμα 8.45:** Μεταβολή του διορθωτικού συντελεστή λόγω θερμοκρασίας συναρτήσει της θερμοκρασίας του αέρα.

Από το σχήμα 8.45 παρατηρείται ότι για υψηλές θερμοκρασίες του αέρα ο διορθωτικός συντελεστής λόγω θερμοκρασίας παίρνει τιμές χαμηλότερες της μονάδας, με αποτέλεσμα να οδηγεί σε υπολογισμό χαμηλότερης πτώσης πίεσης, με βάση τη σχέση 8.47. Τούτο είναι αναμενόμενο, λόγω της μείωσης της πυκνότητας και της συνεκτικότητας του αέρα σε υψηλές θερμοκρασίες, που οδηγεί σε μείωση των απωλειών συνεκτικότητας. Το αντίθετο συμβαίνει για χαμηλές θερμοκρασίες του αέρα, για τις οποίες ο διορθωτικός

συντελεστής λόγω θερμοκρασίας παίρνει τιμές υψηλότερες της μονάδας, οδηγώντας σε υπολογισμό αυξημένης ειδικής πτώσης πίεσης.

Επίσης, στην περίπτωση που η κατεργασία και η τραχύτητα του αεραγωγού δεν ταυτίζεται με αυτή για την οποία ισχύει το διάγραμμα πτώσης πίεσης του σχήματος 8.41, τότε θα πρέπει να εισαχθεί ένας ακόμα διορθωτικός συντελεστής, αυτή τη φορά ο διορθωτικός συντελεστής λόγω τραχύτητας  $k_R$ . Ο διορθωτικός συντελεστής λόγω τραχύτητας εξαρτάται από την τραχύτητα της εσωτερικής επιφάνειας του αεραγωγού, από την ισοδύναμη διάμετρο του αεραγωγού και από την ταχύτητα της ροής του αέρα εντός του αεραγωγού. Ο διορθωτικός συντελεστής λόγω τραχύτητας δίνεται από το διάγραμμα του σχήματος 8.46, συναρτήσει των ακόλουθων κατηγοριών τραχύτητας:

- υψηλή λείανση (very smooth),
- μέτρια λείανση (medium smooth),
- κανονική λείανση γαλβανισμένης λαμαρίνας (average pipe),
- μέτρια τραχύτητα (medium rough),
- μεγάλη τραχύτητα, αεραγωγοί από τσιμέντο (very rough pipes)



**Σχήμα 8.46:** Μεταβολή του διορθωτικού συντελεστή λόγω τραχύτητας συναρτήσει της ταχύτητας της ροής, της ισοδύναμης διαμέτρου και της κατεργασίας. Οι διαστάσεις της ισοδύναμης διαμέτρου είναι σε mm.

Με την εισαγωγή και του διορθωτικού συντελεστή λόγω τραχύτητας, η συνολική πτώση πίεσης στον αεραγωγό ισούται με:

$$\Delta p = k_T \cdot k_R \cdot \Delta p_{NTP} \quad (8.48)$$

### **Παράδειγμα 8.7**

#### Υπολογισμός πτώσης πίεσης σε αεραγωγό

Να υπολογιστούν:

1. Η πτώση πίεσης σε αεραγωγό από γαλβανισμένη λαμαρίνα, ορθογωνικής διατομής, διαστάσεων 900 x 300mm και μήκους 45m για παροχή πρότυπου αέρα 1,50m<sup>3</sup>/sec.
2. Όπως στην προηγούμενη περίπτωση, αλλά για αγωγό με μέτρια τραχύτητα.
3. Όπως στη δεύτερη περίπτωση αλλά για θερμοκρασία αέρα 90°C.

Λύση:

#### **1<sup>ο</sup> ερώτημα:**

Βρίσκουμε την ισοδύναμη διάμετρο για τις διαστάσεις του συγκεκριμένου αεραγωγού είτε από τον πίνακα 8.3 αντιστοίχισης της ισοδύναμης διαμέτρου αεραγωγού ορθογωνικής διατομής (προσεγγιστικά, αν δεν έχουμε ακριβώς τις διαστάσεις που περιέχει), είτε με ακρίβεια χρησιμοποιώντας τη σχέση 8.41.

$$d_e = 1,30 \cdot \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}} \Leftrightarrow d_e = 1,30 \cdot \frac{(900 \cdot 300)^{0,625}}{(900 + 300)^{0,25}} \Leftrightarrow d_e = 548\text{mm}$$

Με την ισοδύναμη διάμετρο αγωγού και την παροχή όγκου αέρα που δίνεται (1,50m<sup>3</sup>/s = 1.500lt/s), από το διάγραμμα πτώσης πίεσης διαβάζουμε την ειδική πτώση πίεσης στον αεραγωγό ίση με (σχήμα 8.47):

$$\Delta p_{NTC} \approx 0,73 \text{ Pa/m μήκους αγωγού.}$$

Άρα για 45m μήκους αγωγού η συνολική πτώση πίεσης θα είναι:

$$\Delta p_{NTC} = 32,85\text{Pa.}$$

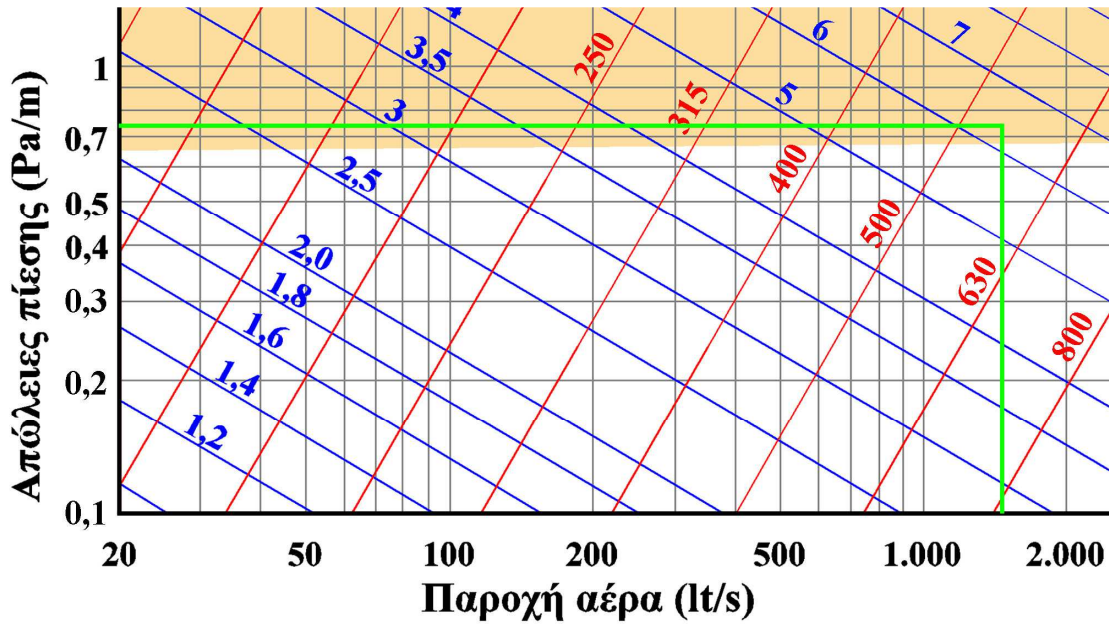
#### **2<sup>ο</sup> ερώτημα:**

Από το σχήμα 8.47, επίσης, διαβάζουμε την ταχύτητα ροής του αέρα 6,3m/sec. Για αυτή την ταχύτητα, ισοδύναμη διάμετρο 548mm και μέτρια τραχύτητα αγωγού, από το σχήμα 8.46 προκύπτει διορθωτικός συντελεστής λόγω τραχύτητας ίσος με:

$$k_R = 1,35.$$

Συνεπώς η νέα ειδική πτώση πίεσης υπολογίζεται:

$$\Delta p_R = k_R \cdot \Delta p_{NTP} \Leftrightarrow \Delta p_R = 1,35 \cdot 32,85\text{Pa} \Leftrightarrow \Delta p_R = 44,35\text{Pa}$$



Σχήμα 8.47: Εντοπισμός ειδικής πτώσης πίεσης για κανονικές συνθήκες λειτουργίας.

### 3<sup>ο</sup> ερώτημα:

Από το διάγραμμα του συντελεστή διόρθωσης λόγω θερμοκρασίας ή από τη σχέση 8.46, για θερμοκρασία αέρα  $T = 90^{\circ}\text{C}$ , ο διορθωτικός συντελεστής λόγω θερμοκρασίας υπολογίζεται ως:

$$k_T = \left( \frac{294}{273 + T} \right)^{0,825} \Leftrightarrow k_T = \left( \frac{294}{273 + 90} \right)^{0,825} \Leftrightarrow k_T = 0,84$$

Συνεπώς, η τελική πτώση πίεσης υπολογίζεται:

$$\Delta p_T = k_T \cdot \Delta p_R \Leftrightarrow \Delta p_T = 0,84 \cdot 44,35 \text{ Pa} \Leftrightarrow \Delta p_R = 37,25 \text{ Pa}$$

#### 8.11.1.γ. Απώλειες δυναμικής πίεσης σε εξαρτήματα αεραγωγών

Οι απώλειες δυναμικής πίεσης προκύπτουν από αλλαγές στη ροή του αέρα που προκαλούνται από διάφορα εξαρτήματα του δικτύου αεραγωγών, όπως εξαρτήματα σύνδεσης των αγωγών στις συσκευές και στα στόμια, καμπύλα τμήματα, αλλαγές στη διατομή και διακλαδώσεις. Οι απώλειες δυναμικής πίεσης σε εξαρτήματα, οι λεγόμενες «τοπικές απώλειες πίεσης», υπολογίζονται μέσω αδιάστατων συντελεστών. Ο συντελεστής απωλειών ροής εκφράζει το λόγο της απώλειας δυναμικής πίεσης σε ένα εξάρτημα αεραγωγού, προς την αρχικά διαθέσιμη δυναμική πίεση στην είσοδο της ροής αέρα στο εξάρτημα:

$$C = \frac{\Delta p_j}{\rho \cdot \frac{u^2}{2}} = \frac{\Delta p_j}{P_u} \quad (8.49)$$

όπου:

C : ο αδιάστατος συντελεστής τοπικών (δυναμικών) απωλειών πίεσης

- $\rho$  : η πυκνότητα του αέρα σε  $\text{kg/m}^3$   
 $\Delta p_j$  : οι τοπικές απώλειες δυναμικής πίεσης, σε Pa  
 $u$  : η ταχύτητα της εισερχόμενης στο εξάρτημα ροής του αέρα, σε m/s  
 $p_u$  : η αρχικά διαθέσιμη δυναμική πίεση στην είσοδο του εξαρτήματος, σε Pa.

Για όλα τα εξαρτήματα, εκτός από τις διασταυρώσεις, η δυναμική πτώση πίεσης δύναται να υπολογιστεί από τη σχέση:

$$\Delta p_j = C_o \cdot p_{u,o} \quad (8.50)$$

όπου ο δείκτης «ο» υποδηλώνει το σημείο αναφοράς στο δίκτυο αεραγωγών στο οποίο αναπτύσσεται η δυναμική πίεσης αναφοράς  $p_{u,o}$  (ως προς την οποία ορίζεται ο συντελεστής  $C_o$ ).

Οι απώλειες δυναμικής πίεσης ορίζονται με βάση την πραγματική ταχύτητα ροής του αέρα, και όχι ως προς την ταχύτητα της ροής σε αγωγό ισοδύναμης κυκλικής διαμέτρου. Αν  $C_o$  είναι ο συντελεστής απωλειών δυναμικής πίεσης για ταχύτητα  $u_o$ , τότε ο συντελεστής  $C_i$  για διαφορετική ταχύτητα αέρα  $u_i$  ορίζεται ως:

$$C_i = C_o \cdot \left( \frac{u_o}{u_i} \right)^2 \quad (8.51)$$

Στην περίπτωση διακλαδώσεων εισάγονται δύο συντελεστές απωλειών δυναμικής πίεσης, ένας συντελεστής  $C_{c,s}$  που αφορά στο βασικό κλάδο του δικτύου (straight section) και ένας ακόμα συντελεστής  $C_{c,b}$  που αφορά στον κλάδο που εισάγεται με τη διακλάδωση (branch section). Η πτώση δυναμικής πίεσης στα δύο τμήματα του δικτύου υπολογίζεται από τις σχέσεις:

$$\Delta p_s = C_{c,s} \cdot p_{u,c} \quad (8.52)$$

$$\Delta p_b = C_{c,b} \cdot p_{u,c} \quad (8.53)$$

όπου  $p_{u,c}$  είναι η διαθέσιμη δυναμική πίεση στην είσοδο της διασταύρωσης, ως προς την οποία ορίζονται και οι δύο συντελεστές δυναμικών απωλειών πίεσης.

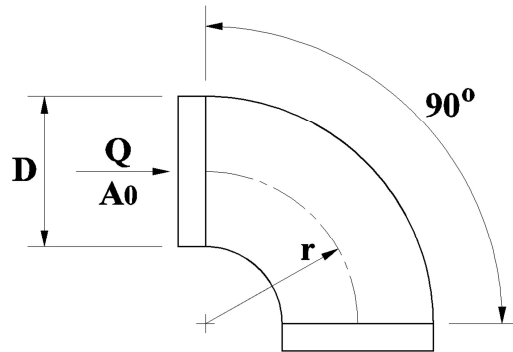
Για τη μετατροπή των συντελεστών απωλειών δυναμικής πίεσης σε διασταυρώσεις σε περίπτωση διαφορετικής ταχύτητας ροής μπορεί να χρησιμοποιηθεί η σχέση 8.51.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι συντελεστές απωλειών δυναμικής πίεσης για χαρακτηριστικά εξαρτήματα, τα οποία απαντώνται συχνά σε δίκτυα αεραγωγών [6].



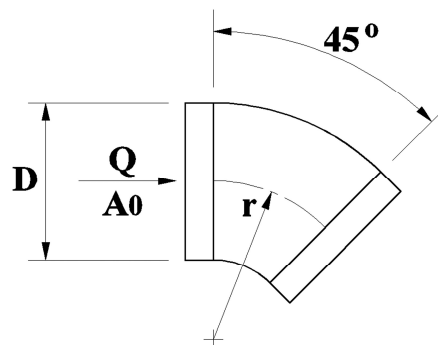
**α. Αγωγοί κυκλικής διατομής**

α.1. Καμπύλη αεραγωγού γωνίας 90°,  $r/D = 1,5$  (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: CD3-1)



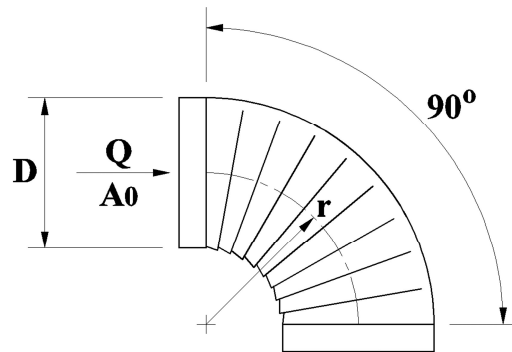
D (mm)	75	100	125	150	180	200	230	250
$C_o$	0,30	0,21	0,16	0,14	0,12	0,11	0,11	0,11

α.2. Καμπύλη αεραγωγού γωνίας 45°,  $r/D = 1,5$  (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: CD3-3)



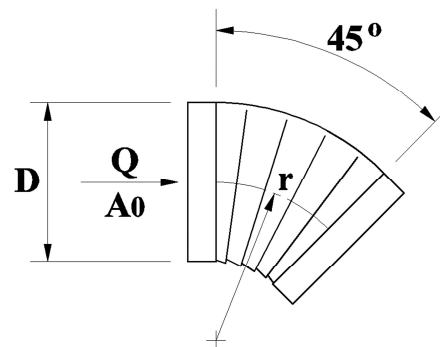
D (mm)	75	100	125	150	180	200	230	250
$C_o$	0,18	0,13	0,10	0,08	0,07	0,07	0,07	0,07

α.3. Καμπύλη αεραγωγού πτυχωτή, γωνίας 90°,  $r/D = 1,5$  (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: CD3-5)



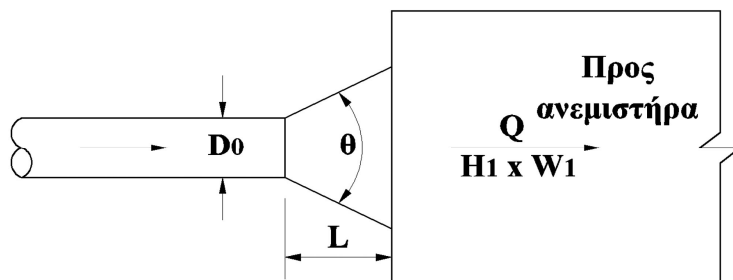
D (mm)	100	150	200	250	300	350	400
$C_o$	0,57	0,43	0,34	0,28	0,26	0,25	0,25

α.4. Καμπύλη αεραγωγού πτυχωτή, γωνίας 45°,  $r/D = 1,5$  (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: CD3-7)



D (mm)	100	150	200	250	300	350	400
$C_o$	0,34	0,26	0,21	0,17	0,16	0,15	0,15

## α.5. Διαστολή κωνικού σχήματος, κυκλική σε ορθογωνική διατομή (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: ED2-1)



Τιμές $C_o$											
$L / D_0$											
$A_1/A_0$	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0
1,0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,5	0,03	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,11	0,13
2,0	0,08	0,06	0,04	0,04	0,04	0,05	0,05	0,06	0,08	0,09	0,10
2,5	0,13	0,09	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,07	0,08	0,09
3,0	0,17	0,12	0,09	0,07	0,07	0,06	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08
4,0	0,23	0,17	0,12	0,10	0,09	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08	0,08
6,0	0,30	0,22	0,16	0,13	0,12	0,10	0,10	0,09	0,09	0,09	0,08
8,0	0,34	0,26	0,18	0,15	0,13	0,12	0,11	0,10	0,09	0,09	0,09
Βέλτιστη γωνία $\theta$ (°)											
$A_1/A_0$	0,5	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0
1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
1,5	17,0	10,0	6,5	4,5	3,5	2,8	2,2	1,7	1,2	1,0	0,8
2,0	21,0	14,0	8,5	6,2	5,0	4,3	3,8	3,0	2,3	2,0	1,6
2,5	25,0	16,0	10,0	7,4	6,0	5,4	4,8	4,0	3,5	3,0	2,5
3,0	27,0	17,0	11,0	8,5	7,0	6,1	5,6	4,8	4,2	3,8	3,2
4,0	29,0	20,0	13,0	9,8	8,0	7,2	6,6	5,8	5,2	4,8	4,4
6,0	31,0	21,0	14,0	11,0	9,4	8,2	7,4	6,2	5,6	5,2	4,7
8,0	32,0	22,0	15,0	12,0	10,0	8,8	8,0	6,6	5,8	5,4	5,0



		Τιμές $C_b$ για $D_c \leq 250\text{mm}$									
		$Q_b/Q_c$									
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
0,1	0,1	-13,39	-1,73	0,13	0,68	0,89	0,98	1,02	1,05	1,08	
	0,2	-56,68	-9,99	-2,53	-0,32	0,52	0,88	1,04	1,12	1,18	
	0,3	-128,89	-23,79	-6,99	-2,02	-0,12	0,68	1,04	1,20	1,29	
	0,4	-230,03	-43,12	-13,26	-4,40	-1,04	0,40	1,03	1,30	1,42	
	0,5	-360,10	-68,01	-21,33	-7,49	-2,23	0,02	1,00	1,40	1,53	
	0,6	-519,10	-98,44	-31,20	-11,27	-3,69	-0,46	0,95	1,52	1,66	
	0,7	-706,92	-134,35	-42,83	-15,70	-5,38	-0,99	0,93	1,70	1,88	
	0,8	-923,64	-175,79	-56,25	-20,82	-7,34	-1,60	0,90	1,91	2,15	
	0,9	-1.169,00	-222,75	-71,47	-26,62	-9,56	-2,30	0,87	2,14	2,44	
	1,0	-1.444,00	-275,24	-88,47	-33,10	-12,04	-3,08	0,84	2,40	2,76	
0,2	0,1	-5,33	-0,12	0,69	0,92	1,01	1,04	1,06	1,08	1,13	
	0,2	-24,56	-3,63	-0,36	0,59	0,93	1,08	1,14	1,19	1,27	
	0,3	-56,72	-9,54	-2,15	-0,01	0,78	1,10	1,23	1,30	1,39	
	0,4	-101,83	-17,86	-4,68	-0,87	0,52	1,09	1,32	1,41	1,48	
	0,5	-159,91	-28,59	-7,98	-2,02	0,17	1,05	1,40	1,51	1,51	
	0,6	-230,83	-41,68	-11,98	-3,39	-0,24	1,03	1,53	1,66	1,61	
	0,7	-314,56	-57,10	-16,68	-4,98	-0,69	1,04	1,71	1,90	1,82	
	0,8	-411,18	-74,90	-22,10	-6,82	-1,21	1,04	1,92	2,16	2,05	
	0,9	-520,69	-95,08	-28,25	-8,90	-1,81	1,04	2,15	2,45	2,31	
	1,0	-643,09	-117,63	-35,12	-11,24	-2,47	1,04	2,41	2,78	2,58	
0,3	0,1	-2,67	0,42	0,88	1,01	1,05	1,07	1,09	1,11	1,18	
	0,2	-14,05	-1,55	0,36	0,89	1,08	1,16	1,19	1,23	1,34	
	0,3	-33,18	-4,91	-0,58	0,64	1,07	1,23	1,30	1,34	1,44	
	0,4	-60,09	-9,68	-1,94	0,24	1,00	1,29	1,39	1,42	1,47	
	0,5	-94,80	-15,89	-3,74	-0,33	0,87	1,32	1,46	1,46	1,38	
	0,6	-136,97	-23,33	-5,84	-0,92	0,81	1,45	1,65	1,66	1,53	
	0,7	-186,81	-32,14	-8,32	-1,62	0,74	1,61	1,88	1,88	1,70	
	0,8	-244,33	-42,30	-11,19	-2,43	0,65	1,78	2,14	2,13	1,88	
	0,9	-309,54	-53,82	-14,44	-3,35	0,54	1,98	2,42	2,41	2,08	
	1,0	-382,43	-66,70	-18,08	-4,39	0,42	2,19	2,74	2,72	2,29	
0,4	0,1	-1,36	0,69	0,98	1,06	1,08	1,10	1,11	1,14	1,23	
	0,2	-8,95	-0,54	0,71	1,04	1,15	1,20	1,22	1,26	1,40	
	0,3	-21,82	-2,70	0,16	0,94	1,19	1,29	1,32	1,35	1,47	
	0,4	-39,99	-5,81	-0,67	0,73	1,19	1,35	1,39	1,39	1,41	
	0,5	-63,37	-9,82	-1,75	0,45	1,18	1,42	1,47	1,43	1,32	
	0,6	-91,72	-14,59	-2,97	0,20	1,26	1,60	1,67	1,60	1,43	
	0,7	-125,23	-20,24	-4,41	-0,10	1,34	1,81	1,90	1,81	1,56	
	0,8	-163,91	-26,77	-6,09	-0,45	1,43	2,04	2,16	2,03	1,69	

		Τιμές $C_b$ για $D_c \leq 250\text{mm}$								
		$Q_b/Q_c$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	0,9	-207,76	-34,17	-7,99	-0,85	1,53	2,30	2,44	2,28	1,82
	1,0	-256,79	-42,45	-10,12	-1,30	1,63	2,58	2,75	2,54	1,95
0,5	0,1	-0,60	0,85	1,04	1,09	1,11	1,12	1,13	1,16	1,27
	0,2	-6,03	0,04	0,91	1,13	1,20	1,22	1,24	1,29	1,44
	0,3	-15,35	-1,46	0,56	1,09	1,25	1,30	1,32	1,35	1,46
	0,4	-28,59	-3,67	-0,01	0,96	1,26	1,34	1,35	1,32	1,29
	0,5	-45,45	-6,42	-0,66	0,85	1,33	1,45	1,45	1,38	1,24
	0,6	-65,92	-9,70	-1,41	0,78	1,46	1,64	1,63	1,53	1,32
	0,7	-90,12	-13,58	-2,29	0,69	1,61	1,86	1,85	1,70	1,39
	0,8	-118,07	-18,07	-3,32	0,57	1,78	2,11	2,09	1,89	1,46
	0,9	-149,75	-23,18	-4,49	0,43	1,96	2,38	2,35	2,09	1,53
	1,0	-185,19	-28,89	-5,81	0,27	2,16	2,67	2,63	2,31	1,57
0,6	0,1	-0,11	0,96	1,09	1,12	1,12	1,13	1,15	1,18	1,31
	0,2	-4,20	0,39	1,03	1,18	1,22	1,24	1,26	1,30	1,47
	0,3	-11,33	-0,72	0,79	1,16	1,27	1,30	1,31	1,33	1,43
	0,4	-21,57	-2,42	0,35	1,05	1,25	1,29	1,27	1,22	1,12
	0,5	-34,29	-4,35	-0,03	1,07	1,38	1,44	1,41	1,32	1,16
	0,6	-49,85	-6,73	-0,50	1,08	1,54	1,63	1,57	1,45	1,19
	0,7	-68,26	-9,55	-1,06	1,09	1,71	1,83	1,76	1,58	1,21
	0,8	-89,52	-12,81	-1,72	1,10	1,91	2,07	1,97	1,73	1,22
	0,9	-113,64	-16,52	-2,47	1,10	2,12	2,32	2,20	1,88	1,21
	1,0	-140,62	-20,68	-3,33	1,09	2,35	2,60	2,44	2,03	1,16
0,7	0,1	0,22	1,03	1,12	1,14	1,14	1,14	1,16	1,20	1,35
	0,2	-3,00	0,62	1,10	1,21	1,23	1,24	1,26	1,31	1,49
	0,3	-8,74	-0,27	0,91	1,19	1,26	1,27	1,27	1,28	1,36
	0,4	-16,90	-1,59	0,58	1,11	1,25	1,27	1,24	1,18	1,06
	0,5	-26,99	-3,06	0,33	1,17	1,38	1,41	1,36	1,26	1,06
	0,6	-39,35	-4,86	0,02	1,22	1,54	1,57	1,50	1,35	1,05
	0,7	-53,97	-7,01	-0,35	1,29	1,72	1,76	1,65	1,45	1,02
	0,8	-70,87	-9,50	-0,79	1,35	1,91	1,97	1,82	1,54	0,96
	0,9	-90,04	-12,34	-1,31	1,41	2,12	2,19	2,00	1,64	0,86
		1,0	-111,50	-15,53	-1,89	1,46	2,34	2,43	2,19	1,73
0,8	0,1	0,46	1,08	1,14	1,15	1,15	1,16	1,17	1,22	1,38
	0,2	-2,20	0,76	1,14	1,22	1,24	1,24	1,26	1,31	1,49
	0,3	-7,04	-0,01	0,95	1,18	1,23	1,23	1,23	1,22	1,27
	0,4	-13,77	-1,06	0,71	1,13	1,24	1,24	1,20	1,13	1,00
	0,5	-22,11	-2,24	0,54	1,20	1,36	1,36	1,30	1,19	0,97
	0,6	-32,33	-3,69	0,31	1,27	1,50	1,50	1,41	1,25	0,90
	0,7	-44,42	-5,41	0,04	1,34	1,66	1,65	1,53	1,30	0,81

		Τιμές $C_b$ για $D_c \leq 250\text{mm}$								
		$Q_b/Q_c$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	0,8	-58,40	-7,42	-0,29	1,42	1,83	1,83	1,65	1,35	0,67
	0,9	-74,28	-9,72	-0,67	1,49	2,01	2,01	1,78	1,38	0,49
	1,0	-92,06	-12,30	-1,12	1,56	2,21	2,20	1,92	1,40	0,24
0,9	0,1	0,62	1,12	1,16	1,16	1,16	1,17	1,19	1,24	1,41
	0,2	-1,67	0,85	1,16	1,22	1,23	1,24	1,25	1,30	1,48
	0,3	-5,95	0,12	0,95	1,14	1,18	1,18	1,16	1,15	1,14
	0,4	-11,68	-0,74	0,77	1,12	1,20	1,20	1,16	1,08	0,93
	0,5	-18,85	-1,74	0,63	1,18	1,31	1,30	1,23	1,11	0,86
	0,6	-27,63	-2,98	0,44	1,24	1,42	1,41	1,31	1,13	0,75
	0,7	-38,04	-4,45	0,21	1,30	1,55	1,53	1,39	1,14	0,58
	0,8	-50,07	-6,17	-0,07	1,36	1,69	1,66	1,47	1,13	0,37
	0,9	-63,75	-8,14	-0,40	1,42	1,83	1,79	1,54	1,11	0,09
	1,0	-79,08	-10,36	-0,79	1,46	1,98	1,92	1,61	1,06	-0,26
1,0	0,1	0,74	1,15	1,18	1,17	1,17	1,18	1,20	1,25	1,43
	0,2	-1,33	0,89	1,16	1,21	1,22	1,22	1,24	1,29	1,46
	0,3	-5,30	0,15	0,90	1,08	1,11	1,11	1,09	1,06	0,99
	0,4	-10,31	-0,57	0,78	1,09	1,16	1,15	1,11	1,03	0,86
	0,5	-16,71	-1,47	0,64	1,13	1,24	1,22	1,15	1,03	0,74
	0,6	-24,56	-2,59	0,46	1,17	1,32	1,30	1,20	1,01	0,57
	0,7	-33,87	-3,93	0,23	1,20	1,41	1,38	1,24	0,97	0,34
	0,8	-44,64	-5,49	-0,05	1,22	1,51	1,46	1,27	0,91	0,05
	0,9	-56,89	-7,29	-0,38	1,24	1,59	1,54	1,28	0,82	-0,33
	1,0	-70,62	-9,32	-0,77	1,24	1,68	1,61	1,28	0,69	-0,80



		Τιμές $C_s$ για $D_c \leq 250\text{mm}$								
		$Q_s/Q_c$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,1	0,10	6,57	1,67	1,10	0,95	0,88	0,85	0,84	0,83	0,82
	0,20	4,13	1,39	1,03	0,92	0,87	0,85	0,83	0,83	0,82
	0,30	3,30	1,30	1,00	0,91	0,87	0,85	0,83	0,82	0,82
	0,40	2,89	1,24	0,99	0,90	0,86	0,84	0,83	0,82	0,82
	0,50	2,63	1,21	0,97	0,90	0,86	0,84	0,83	0,82	0,82
	0,60	2,45	1,18	0,97	0,89	0,86	0,84	0,83	0,82	0,82
	0,70	2,32	1,16	0,96	0,89	0,86	0,84	0,83	0,82	0,82
	0,80	2,22	1,15	0,95	0,89	0,85	0,84	0,83	0,82	0,82
	0,90	2,14	1,13	0,95	0,88	0,85	0,84	0,83	0,82	0,82
	1,00	2,07	1,12	0,94	0,88	0,85	0,84	0,83	0,82	0,82
0,2	0,10	34,53	5,26	2,11	1,29	0,98	0,84	0,76	0,71	0,68
	0,20	18,11	3,42	1,62	1,11	0,90	0,80	0,74	0,70	0,68
	0,30	12,67	2,79	1,45	1,04	0,87	0,78	0,73	0,70	0,68
	0,40	9,98	2,47	1,36	1,01	0,85	0,77	0,72	0,69	0,67
	0,50	8,39	2,27	1,30	0,98	0,84	0,76	0,72	0,69	0,67
	0,60	7,34	2,13	1,26	0,96	0,83	0,76	0,72	0,69	0,67
	0,70	6,61	2,02	1,22	0,95	0,82	0,75	0,71	0,69	0,67
	0,80	6,08	1,94	1,19	0,93	0,81	0,75	0,71	0,68	0,67
	0,90	5,68	1,87	1,17	0,92	0,80	0,74	0,70	0,68	0,66
	1,00	4,55	1,61	1,05	0,86	0,76	0,71	0,68	0,66	0,65
0,3	0,10	90,35	12,35	4,15	2,07	1,30	0,95	0,76	0,65	0,59
	0,20	44,33	7,19	2,80	1,57	1,08	0,84	0,71	0,63	0,57
	0,30	29,24	5,46	2,33	1,40	1,00	0,80	0,69	0,62	0,57
	0,40	21,88	4,59	2,09	1,30	0,96	0,78	0,67	0,61	0,56
	0,50	17,62	4,06	1,93	1,24	0,92	0,76	0,66	0,60	0,56
	0,60	14,90	3,71	1,82	1,19	0,90	0,74	0,65	0,59	0,55
	0,70	13,06	3,45	1,74	1,15	0,88	0,73	0,64	0,59	0,55
	0,80	11,78	3,26	1,67	1,12	0,86	0,72	0,63	0,58	0,54
	0,90	9,02	2,64	1,41	0,97	0,77	0,66	0,59	0,54	0,51
	1,00	8,36	2,52	1,36	0,95	0,75	0,65	0,58	0,54	0,51
0,4	0,10	167,76	22,21	7,04	3,22	1,81	1,17	0,84	0,64	0,52
	0,20	78,99	12,25	4,42	2,26	1,39	0,97	0,74	0,60	0,50
	0,30	50,14	8,96	3,54	1,92	1,24	0,90	0,70	0,57	0,49
	0,40	36,26	7,32	3,08	1,74	1,16	0,85	0,67	0,56	0,48
	0,50	28,38	6,35	2,80	1,63	1,10	0,82	0,65	0,54	0,47
	0,60	23,50	5,72	2,61	1,54	1,05	0,79	0,63	0,53	0,46
	0,70	20,32	5,27	2,46	1,47	1,02	0,77	0,62	0,52	0,45
	0,80	14,94	4,13	1,98	1,21	0,85	0,65	0,53	0,46	0,40

		Τιμές $C_s$ για $D_c \leq 250\text{mm}$								
		$Q_s/Q_c$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	0,90	13,55	3,88	1,89	1,16	0,82	0,63	0,52	0,45	0,39
	1,00	12,66	3,69	1,80	1,12	0,79	0,62	0,51	0,44	0,39
0,5	0,10	252,09	33,17	10,32	4,56	2,44	1,47	0,97	0,67	0,49
	0,20	114,73	17,76	6,27	3,07	1,79	1,16	0,81	0,60	0,46
	0,30	70,56	12,71	4,92	2,56	1,56	1,05	0,75	0,56	0,44
	0,40	49,68	10,24	4,23	2,29	1,43	0,98	0,71	0,54	0,42
	0,50	38,12	8,81	3,81	2,11	1,34	0,93	0,68	0,52	0,41
	0,60	31,23	7,90	3,53	1,99	1,27	0,88	0,65	0,50	0,39
	0,70	21,87	6,00	2,75	1,57	1,01	0,71	0,52	0,40	0,32
	0,80	19,30	5,57	2,59	1,49	0,96	0,67	0,50	0,38	0,30
	0,90	17,84	5,27	2,46	1,42	0,92	0,65	0,48	0,37	0,29
	1,00	17,16	5,05	2,36	1,36	0,88	0,62	0,46	0,35	0,28
0,6	0,10	323,56	42,99	13,40	5,88	3,09	1,80	1,12	0,73	0,48
	0,20	142,32	22,64	8,06	3,91	2,23	1,39	0,92	0,63	0,44
	0,30	84,89	16,05	6,28	3,24	1,92	1,23	0,83	0,58	0,41
	0,40	58,43	12,90	5,39	2,88	1,75	1,14	0,78	0,55	0,39
	0,50	44,34	11,13	4,86	2,66	1,63	1,07	0,74	0,52	0,37
	0,60	29,06	8,20	3,69	2,04	1,25	0,81	0,55	0,38	0,26
	0,70	24,71	7,51	3,44	1,91	1,18	0,77	0,52	0,35	0,24
	0,80	22,56	7,06	3,26	1,81	1,11	0,72	0,48	0,33	0,22
	0,90	21,89	6,78	3,12	1,73	1,06	0,68	0,45	0,30	0,20
	1,00	22,24	6,61	3,00	1,65	1,00	0,65	0,43	0,28	0,18
0,7	0,10	360,67	49,26	15,65	6,94	3,65	2,11	1,29	0,80	0,49
	0,20	152,32	25,82	9,48	4,66	2,65	1,63	1,04	0,68	0,44
	0,30	87,85	18,38	7,46	3,88	2,29	1,44	0,94	0,62	0,40
	0,40	59,34	14,92	6,47	3,48	2,09	1,33	0,87	0,58	0,37
	0,50	35,18	10,56	4,78	2,60	1,55	0,97	0,62	0,38	0,22
	0,60	28,26	9,51	4,41	2,42	1,45	0,90	0,57	0,35	0,19
	0,70	25,45	8,91	4,16	2,28	1,36	0,85	0,53	0,32	0,17
	0,80	25,21	8,60	3,99	2,18	1,29	0,79	0,49	0,28	0,14
	0,90	26,68	8,48	3,86	2,08	1,22	0,74	0,45	0,25	0,12
	1,00	29,34	8,49	3,77	2,01	1,16	0,70	0,41	0,22	0,10
0,8	0,10	343,46	49,71	16,47	7,52	4,02	2,35	1,43	0,87	0,51
	0,20	136,74	26,38	10,30	5,22	3,01	1,85	1,17	0,74	0,45
	0,30	75,52	19,20	8,32	4,45	2,64	1,66	1,06	0,67	0,41
	0,40	37,55	12,79	5,92	3,23	1,91	1,17	0,72	0,42	0,21
	0,50	27,25	11,28	5,41	2,98	1,77	1,08	0,66	0,37	0,18
	0,60	24,23	10,57	5,10	2,81	1,66	1,01	0,60	0,33	0,14
	0,70	25,36	10,32	4,91	2,69	1,57	0,94	0,55	0,29	0,11

Τιμές $C_s$ για $D_c \leq 250\text{mm}$										
$Q_s/Q_c$										
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	0,80	29,09	10,37	4,80	2,59	1,50	0,88	0,50	0,25	0,08
	0,90	34,55	10,60	4,74	2,50	1,42	0,82	0,46	0,21	0,05
	1,00	41,23	10,98	4,71	2,43	1,36	0,77	0,41	0,18	0,01
0,9	0,10	256,86	42,66	15,41	7,44	4,14	2,48	1,53	0,93	0,54
	0,20	90,70	23,73	10,34	5,54	3,28	2,05	1,30	0,81	0,47
	0,30	29,93	14,20	6,95	3,86	2,30	1,41	0,85	0,48	0,22
	0,40	16,27	12,21	6,28	3,55	2,12	1,29	0,77	0,42	0,18
	0,50	14,80	11,58	5,96	3,35	1,99	1,20	0,70	0,37	0,14
	0,60	19,43	11,62	5,81	3,23	1,89	1,13	0,64	0,32	0,10
	0,70	27,55	12,06	5,77	3,14	1,81	1,06	0,59	0,27	0,06
	0,80	37,84	12,73	5,79	3,07	1,74	0,99	0,53	0,23	0,02
	0,90	49,59	13,57	5,85	3,01	1,67	0,93	0,48	0,18	-0,02
1,00	62,35	14,52	5,94	2,97	1,61	0,87	0,42	0,14	-0,06	
1,0	0,10	94,95	27,29	12,24	6,64	3,96	2,48	1,57	0,98	0,57
	0,20	-6,40	12,70	7,32	4,31	2,64	1,64	1,00	0,56	0,25
	0,30	-17,35	10,90	6,66	3,97	2,44	1,51	0,90	0,49	0,20
	0,40	-11,05	11,02	6,50	3,82	2,32	1,41	0,83	0,43	0,15
	0,50	2,15	11,91	6,54	3,74	2,23	1,33	0,76	0,38	0,10
	0,60	18,80	13,18	6,67	3,70	2,16	1,26	0,70	0,32	0,06
	0,70	37,42	14,67	6,86	3,68	2,09	1,19	0,63	0,26	0,01
	0,80	57,27	16,30	7,09	3,67	2,03	1,12	0,57	0,21	-0,04
	0,90	77,95	18,02	7,35	3,66	1,97	1,06	0,51	0,15	-0,09
	1,00	99,20	19,80	7,61	3,67	1,92	1,00	0,45	0,10	-0,14

		Τιμές $C_b$ για $D_c > 250\text{mm}$								
		$Q_b/Q_c$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,1	0,1	-13,86	-1,90	0,03	0,61	0,83	0,92	0,96	0,98	0,98
	0,2	-58,25	-10,48	-2,80	-0,51	0,36	0,74	0,90	0,96	0,96
	0,3	-132,23	-24,75	-7,50	-2,36	-0,39	0,45	0,82	0,96	0,96
	0,4	-235,84	-44,74	-14,07	-4,93	-1,43	0,07	0,73	0,98	0,99
	0,5	-369,15	-70,45	-22,51	-8,23	-2,76	-0,42	0,61	1,01	1,05
	0,6	-532,21	-101,89	-32,83	-12,26	-4,38	-1,00	0,48	1,06	1,13
	0,7	-725,06	-139,08	-45,04	-17,02	-6,30	-1,70	0,33	1,13	1,24
	0,8	-947,77	-182,03	-59,15	-22,53	-8,52	-2,50	0,16	1,22	1,38
	0,9	-1,20	-230,76	-75,15	-28,78	-11,03	-3,40	-0,03	1,32	1,55
	1,0	-1,48	-285,27	-93,06	-35,78	-13,84	-4,41	-0,25	1,43	1,75
0,2	0,1	-5,86	-0,35	0,54	0,81	0,91	0,95	0,97	0,97	0,96
	0,2	-26,08	-4,19	-0,70	0,33	0,71	0,87	0,93	0,95	0,93
	0,3	-59,71	-10,53	-2,72	-0,43	0,43	0,78	0,91	0,95	0,91
	0,4	-106,78	-19,39	-5,53	-1,46	0,05	0,67	0,91	0,97	0,91
	0,5	-167,36	-30,77	-9,12	-2,78	-0,42	0,55	0,93	1,02	0,93
	0,6	-241,50	-44,68	-13,50	-4,37	-0,97	0,42	0,96	1,10	0,98
	0,7	-329,25	-61,15	-18,68	-6,25	-1,62	0,27	1,02	1,21	1,06
	0,8	-430,67	-80,18	-24,67	-8,42	-2,37	0,10	1,09	1,35	1,17
	0,9	-545,81	-101,78	-31,47	-10,89	-3,22	-0,08	1,17	1,52	1,31
	1,0	-674,72	-125,98	-39,08	-13,64	-4,17	-0,28	1,28	1,72	1,48
0,3	0,1	-3,26	0,15	0,70	0,86	0,93	0,96	0,97	0,97	0,95
	0,2	-15,50	-2,16	-0,04	0,58	0,81	0,90	0,93	0,94	0,91
	0,3	-35,76	-5,90	-1,20	0,16	0,66	0,85	0,92	0,92	0,88
	0,4	-64,09	-11,09	-2,78	-0,38	0,48	0,82	0,93	0,94	0,86
	0,5	-100,54	-17,73	-4,78	-1,06	0,29	0,80	0,97	0,98	0,87
	0,6	-145,16	-25,85	-7,21	-1,86	0,06	0,80	1,05	1,05	0,90
	0,7	-198,01	-35,46	-10,08	-2,81	-0,19	0,82	1,15	1,16	0,96
	0,8	-259,13	-46,56	-13,39	-3,89	-0,47	0,85	1,28	1,30	1,05
	0,9	-328,59	-59,18	-17,15	-5,11	-0,78	0,89	1,44	1,47	1,17
	1,0	-406,44	-73,33	-21,37	-6,48	-1,12	0,94	1,63	1,68	1,32
0,4	0,1	-1,99	0,38	0,77	0,89	0,94	0,96	0,97	0,97	0,95
	0,2	-10,31	-1,18	0,26	0,69	0,84	0,91	0,93	0,93	0,90
	0,3	-23,96	-3,65	-0,48	0,43	0,75	0,88	0,91	0,91	0,86
	0,4	-42,98	-7,03	-1,46	0,11	0,67	0,87	0,93	0,91	0,84
	0,5	-67,44	-11,35	-2,69	-0,26	0,59	0,90	0,97	0,94	0,84
	0,6	-97,39	-16,60	-4,17	-0,69	0,52	0,95	1,06	1,01	0,87
	0,7	-132,88	-22,81	-5,91	-1,17	0,46	1,03	1,17	1,11	0,92
	0,8	-173,96	-29,99	-7,90	-1,73	0,40	1,15	1,33	1,24	1,00

		Τιμές $C_b$ για $D_c > 250\text{mm}$								
		$Q_b/Q_c$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	0,9	-220,69	-38,15	-10,16	-2,35	0,35	1,29	1,51	1,40	1,11
	1,0	-273,12	-47,31	-12,70	-3,04	0,29	1,45	1,74	1,61	1,26
0,5	0,1	-1,26	0,51	0,81	0,90	0,94	0,96	0,97	0,96	0,95
	0,2	-7,26	-0,62	0,43	0,75	0,86	0,91	0,93	0,93	0,90
	0,3	-16,99	-2,35	-0,07	0,57	0,80	0,89	0,91	0,90	0,87
	0,4	-30,49	-4,67	-0,72	0,38	0,76	0,89	0,92	0,90	0,85
	0,5	-47,82	-7,61	-1,50	0,19	0,75	0,93	0,97	0,93	0,85
	0,6	-69,03	-11,17	-2,42	-0,03	0,76	1,01	1,05	0,98	0,88
	0,7	-94,17	-15,37	-3,49	-0,26	0,80	1,13	1,17	1,07	0,93
	0,8	-123,30	-20,22	-4,71	-0,50	0,87	1,29	1,33	1,20	1,02
	0,9	-156,48	-25,73	-6,09	-0,77	0,96	1,48	1,53	1,36	1,13
	1,0	-193,74	-31,92	-7,63	-1,07	1,06	1,71	1,77	1,56	1,28
0,6	0,1	-0,79	0,59	0,83	0,91	0,95	0,96	0,97	0,97	0,95
	0,2	-5,28	-0,27	0,54	0,78	0,88	0,91	0,93	0,93	0,91
	0,3	-12,43	-1,51	0,18	0,66	0,83	0,89	0,91	0,91	0,89
	0,4	-22,29	-3,15	-0,25	0,55	0,82	0,90	0,92	0,91	0,88
	0,5	-34,92	-5,19	-0,74	0,46	0,84	0,95	0,96	0,93	0,89
	0,6	-50,35	-7,64	-1,30	0,38	0,91	1,05	1,04	0,98	0,93
	0,7	-68,66	-10,52	-1,94	0,32	1,01	1,18	1,16	1,07	0,99
	0,8	-89,89	-13,83	-2,65	0,26	1,15	1,36	1,33	1,19	1,08
	0,9	-114,09	-17,61	-3,46	0,22	1,32	1,59	1,53	1,35	1,21
	1,0	-141,33	-21,84	-4,35	0,18	1,54	1,85	1,77	1,54	1,37
0,7	0,1	-0,47	0,65	0,85	0,92	0,95	0,96	0,97	0,97	0,96
	0,2	-3,90	-0,03	0,61	0,81	0,89	0,92	0,94	0,94	0,93
	0,3	-9,25	-0,94	0,35	0,72	0,85	0,90	0,92	0,92	0,92
	0,4	-16,54	-2,10	0,07	0,66	0,85	0,91	0,93	0,92	0,92
	0,5	-25,85	-3,51	-0,22	0,64	0,90	0,97	0,97	0,94	0,95
	0,6	-37,21	-5,18	-0,54	0,65	1,00	1,07	1,05	1,00	1,00
	0,7	-50,68	-7,13	-0,87	0,70	1,14	1,22	1,17	1,08	1,08
	0,8	-66,31	-9,37	-1,24	0,78	1,33	1,41	1,33	1,21	1,20
	0,9	-84,17	-11,92	-1,64	0,89	1,56	1,65	1,53	1,36	1,34
	1,0	-104,29	-14,78	-2,09	1,03	1,84	1,94	1,78	1,56	1,52
0,8	0,1	-0,23	0,69	0,87	0,93	0,95	0,97	0,97	0,98	0,97
	0,2	-2,90	0,15	0,67	0,83	0,90	0,93	0,94	0,95	0,96
	0,3	-6,91	-0,53	0,47	0,76	0,87	0,91	0,93	0,94	0,96
	0,4	-12,31	-1,34	0,30	0,74	0,88	0,93	0,94	0,95	0,98
	0,5	-19,16	-2,29	0,15	0,77	0,94	0,99	0,98	0,98	1,03
	0,6	-27,50	-3,39	0,01	0,84	1,06	1,09	1,06	1,03	1,11
	0,7	-37,38	-4,66	-0,11	0,97	1,23	1,24	1,18	1,12	1,21

Τιμές $C_b$ για $D_c > 250\text{mm}$										
$Q_b/Q_c$										
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	0,8	-48,87	-6,11	-0,22	1,15	1,46	1,45	1,35	1,25	1,35
	0,9	-62,01	-7,75	-0,33	1,37	1,73	1,70	1,55	1,41	1,52
	1,0	-76,85	-9,59	-0,44	1,63	2,06	2,00	1,80	1,61	1,73
0,9	0,1	-0,05	0,72	0,88	0,93	0,96	0,97	0,98	0,99	0,99
	0,2	-2,14	0,28	0,71	0,85	0,91	0,94	0,96	0,97	0,99
	0,3	-5,14	-0,21	0,57	0,80	0,88	0,92	0,95	0,97	1,02
	0,4	-9,09	-0,76	0,47	0,80	0,91	0,94	0,96	0,98	1,06
	0,5	-14,06	-1,36	0,42	0,86	0,98	1,01	1,01	1,02	1,14
	0,6	-20,08	-2,04	0,42	0,99	1,11	1,12	1,09	1,09	1,24
	0,7	-27,21	-2,79	0,47	1,17	1,30	1,27	1,21	1,19	1,38
	0,8	-35,50	-3,63	0,55	1,42	1,55	1,49	1,38	1,32	1,55
	0,9	-45,01	-4,57	0,66	1,72	1,86	1,75	1,59	1,49	1,75
	1,0	-55,79	-5,64	0,80	2,08	2,22	2,06	1,84	1,69	1,99
1,0	0,1	0,09	0,75	0,89	0,94	0,97	0,98	0,99	1,00	1,01
	0,2	-1,54	0,39	0,74	0,87	0,92	0,95	0,97	0,99	1,03
	0,3	-3,75	0,03	0,64	0,83	0,90	0,94	0,97	1,00	1,08
	0,4	-6,57	-0,32	0,61	0,85	0,93	0,97	0,99	1,03	1,16
	0,5	-10,05	-0,65	0,64	0,94	1,02	1,03	1,04	1,08	1,26
	0,6	-14,24	-0,98	0,74	1,10	1,16	1,15	1,13	1,16	1,40
	0,7	-19,20	-1,32	0,91	1,33	1,37	1,31	1,26	1,27	1,57
	0,8	-24,98	-1,69	1,14	1,63	1,63	1,53	1,43	1,41	1,78
	0,9	-31,62	-2,10	1,42	2,00	1,96	1,80	1,64	1,59	2,02
	1,0	-39,19	-2,55	1,76	2,43	2,35	2,12	1,90	1,81	2,30

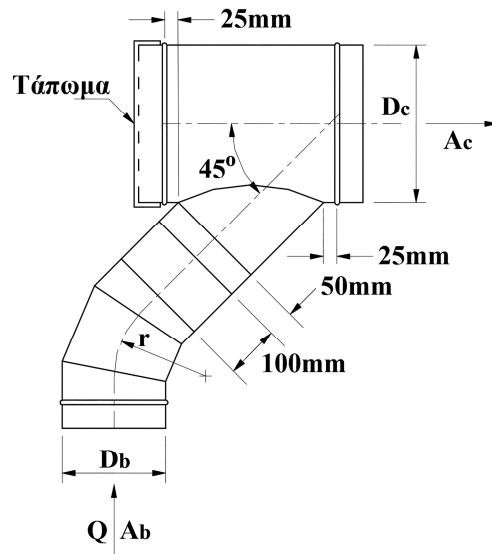
		Τιμές $C_s$ για $D_c > 250\text{mm}$								
		$Q_s/Q_c$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,1	0,1	7,87	1,70	1,07	0,92	0,86	0,84	0,82	0,82	0,81
	0,2	4,21	1,30	0,97	0,88	0,85	0,83	0,82	0,81	0,81
	0,3	3,02	1,16	0,93	0,87	0,84	0,83	0,82	0,81	0,81
	0,4	2,45	1,10	0,92	0,86	0,84	0,83	0,82	0,81	0,81
	0,5	2,13	1,07	0,91	0,86	0,84	0,82	0,82	0,81	0,81
	0,6	1,93	1,04	0,90	0,86	0,84	0,82	0,82	0,81	0,81
	0,7	1,80	1,03	0,90	0,85	0,83	0,82	0,82	0,81	0,81
	0,8	1,72	1,02	0,90	0,85	0,83	0,82	0,82	0,81	0,81
	0,9	1,67	1,01	0,89	0,85	0,83	0,82	0,82	0,81	0,81
	1,0	1,63	1,01	0,89	0,85	0,83	0,82	0,82	0,81	0,81
0,2	0,1	44,93	6,00	2,16	1,24	0,92	0,78	0,71	0,67	0,65
	0,2	20,43	3,28	1,45	0,98	0,81	0,73	0,69	0,66	0,64
	0,3	12,53	2,40	1,22	0,90	0,77	0,71	0,68	0,66	0,64
	0,4	8,78	1,98	1,12	0,86	0,76	0,70	0,67	0,66	0,64
	0,5	6,69	1,75	1,06	0,84	0,75	0,70	0,67	0,65	0,64
	0,6	5,43	1,61	1,02	0,83	0,74	0,70	0,67	0,65	0,64
	0,7	4,64	1,52	1,00	0,82	0,74	0,70	0,67	0,65	0,64
	0,8	4,15	1,47	0,98	0,81	0,74	0,69	0,67	0,65	0,64
	0,9	3,86	1,43	0,97	0,81	0,74	0,69	0,67	0,65	0,64
	1,0	3,71	1,42	0,97	0,81	0,73	0,69	0,67	0,65	0,64
0,3	0,1	118,96	14,64	4,45	2,03	1,20	0,84	0,66	0,57	0,51
	0,2	51,24	7,11	2,49	1,33	0,90	0,70	0,60	0,54	0,50
	0,3	29,57	4,70	1,87	1,10	0,80	0,66	0,58	0,53	0,50
	0,4	19,40	3,57	1,58	1,00	0,76	0,64	0,57	0,52	0,50
	0,5	13,84	2,96	1,42	0,94	0,73	0,62	0,56	0,52	0,50
	0,6	10,58	2,59	1,32	0,90	0,72	0,62	0,56	0,52	0,49
	0,7	8,64	2,38	1,27	0,88	0,71	0,61	0,56	0,52	0,49
	0,8	7,52	2,25	1,23	0,87	0,70	0,61	0,56	0,52	0,49
	0,9	6,95	2,19	1,22	0,87	0,70	0,61	0,56	0,52	0,49
	1,0	6,76	2,17	1,21	0,86	0,70	0,61	0,55	0,52	0,49
0,4	0,1	218,57	26,35	7,61	3,18	1,65	1,00	0,68	0,50	0,40
	0,2	90,30	12,10	3,91	1,85	1,08	0,74	0,55	0,45	0,38
	0,3	49,68	7,59	2,74	1,42	0,90	0,65	0,51	0,43	0,37
	0,4	30,96	5,51	2,21	1,23	0,82	0,61	0,49	0,42	0,37
	0,5	21,00	4,40	1,92	1,13	0,78	0,59	0,48	0,42	0,37
	0,6	15,43	3,78	1,76	1,07	0,75	0,58	0,48	0,41	0,37
	0,7	12,36	3,44	1,67	1,04	0,74	0,57	0,48	0,41	0,37
	0,8	10,86	3,27	1,63	1,02	0,73	0,57	0,47	0,41	0,37



		Τιμές $C_s$ για $D_c > 250\text{mm}$								
		$Q_s/Q_c$								
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	0,9	10,40	3,22	1,61	1,01	0,73	0,57	0,47	0,41	0,37
	1,0	10,67	3,25	1,62	1,02	0,73	0,57	0,47	0,41	0,37
0,5	0,1	320,10	38,52	10,97	4,44	2,18	1,21	0,72	0,46	0,31
	0,2	126,36	16,99	5,39	2,42	1,32	0,81	0,54	0,38	0,28
	0,3	65,94	10,28	3,65	1,79	1,05	0,68	0,48	0,35	0,27
	0,4	38,84	7,27	2,87	1,51	0,93	0,63	0,45	0,34	0,27
	0,5	25,07	5,74	2,47	1,37	0,87	0,60	0,44	0,33	0,26
	0,6	17,98	4,95	2,27	1,29	0,84	0,58	0,43	0,33	0,26
	0,7	14,69	4,58	2,17	1,26	0,82	0,58	0,43	0,33	0,26
	0,8	13,78	4,48	2,15	1,25	0,82	0,57	0,43	0,33	0,26
	0,9	14,45	4,56	2,17	1,26	0,82	0,58	0,43	0,33	0,26
	1,0	16,24	4,76	2,22	1,28	0,83	0,58	0,43	0,33	0,26
0,6	0,1	393,66	47,81	13,66	5,50	2,64	1,40	0,78	0,44	0,23
	0,2	146,22	20,32	6,54	2,92	1,54	0,89	0,54	0,33	0,20
	0,3	70,93	11,95	4,37	2,13	1,20	0,73	0,46	0,30	0,18
	0,4	38,66	8,37	3,44	1,80	1,06	0,67	0,43	0,28	0,18
	0,5	23,61	6,70	3,00	1,64	0,99	0,64	0,42	0,28	0,18
	0,6	17,17	5,98	2,82	1,57	0,97	0,62	0,41	0,27	0,18
	0,7	15,64	5,81	2,77	1,56	0,96	0,62	0,41	0,27	0,18
	0,8	17,19	5,98	2,82	1,57	0,97	0,62	0,41	0,27	0,18
	0,9	20,79	6,38	2,92	1,61	0,98	0,63	0,42	0,27	0,18
	1,0	25,82	6,94	3,07	1,66	1,00	0,64	0,42	0,28	0,18
0,7	0,1	409,10	50,88	14,82	6,03	2,90	1,51	0,81	0,41	0,17
	0,2	137,78	20,74	7,01	3,21	1,70	0,96	0,54	0,29	0,13
	0,3	58,74	11,96	4,73	2,39	1,34	0,79	0,47	0,26	0,12
	0,4	27,78	8,52	3,84	2,06	1,21	0,73	0,44	0,24	0,11
	0,5	16,04	7,21	3,50	1,94	1,15	0,71	0,43	0,24	0,11
	0,6	13,91	6,97	3,44	1,92	1,14	0,70	0,42	0,24	0,11
	0,7	17,28	7,35	3,54	1,95	1,16	0,71	0,43	0,24	0,11
	0,8	24,08	8,10	3,73	2,02	1,19	0,72	0,43	0,24	0,11
	0,9	33,17	9,11	3,99	2,12	1,23	0,74	0,44	0,25	0,11
	1,0	43,86	10,30	4,30	2,23	1,28	0,76	0,45	0,25	0,11
0,8	0,1	341,98	45,02	13,75	5,80	2,86	1,50	0,79	0,38	0,12
	0,2	92,97	17,35	6,57	3,21	1,75	0,99	0,55	0,27	0,08
	0,3	26,98	10,02	4,67	2,52	1,46	0,86	0,48	0,24	0,07
	0,4	6,75	7,77	4,09	2,31	1,37	0,81	0,46	0,23	0,06
	0,5	4,83	7,56	4,03	2,29	1,36	0,81	0,46	0,23	0,06
	0,6	12,05	8,36	4,24	2,37	1,39	0,83	0,47	0,23	0,07
	0,7	24,51	9,75	4,60	2,49	1,45	0,85	0,48	0,24	0,07

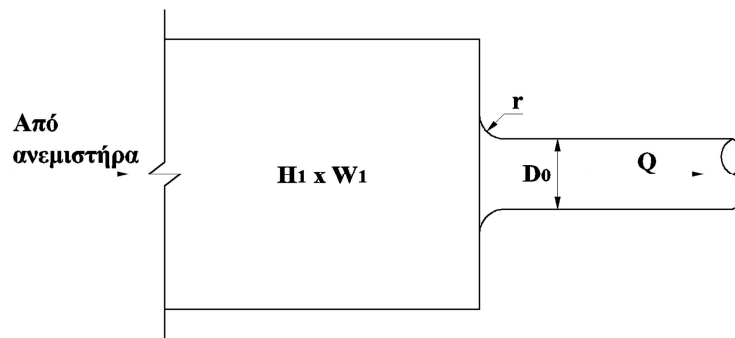
Τιμές $C_s$ για $D_c > 250\text{mm}$										
$Q_s/Q_c$										
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
	0,8	40,23	11,49	5,05	2,66	1,52	0,88	0,50	0,24	0,07
	0,9	58,13	13,48	5,57	2,85	1,60	0,92	0,51	0,25	0,07
	1,0	77,56	15,64	6,13	3,05	1,68	0,96	0,53	0,26	0,08
0,9	0,1	179,59	28,81	10,06	4,66	2,45	1,34	0,71	0,32	0,07
	0,2	10,77	10,05	5,20	2,91	1,70	0,99	0,55	0,25	0,04
	0,3	-21,27	6,49	4,28	2,57	1,56	0,93	0,52	0,24	0,04
	0,4	-19,11	6,73	4,34	2,60	1,57	0,93	0,52	0,24	0,04
	0,5	-3,28	8,49	4,80	2,76	1,64	0,97	0,54	0,24	0,04
	0,6	19,39	11,01	5,45	3,00	1,74	1,01	0,56	0,25	0,04
	0,7	45,97	13,96	6,21	3,27	1,86	1,07	0,58	0,27	0,05
	0,8	74,99	17,18	7,05	3,58	1,98	1,13	0,61	0,28	0,05
	0,9	105,64	20,59	7,93	3,89	2,12	1,19	0,64	0,29	0,06
	1,0	137,43	24,12	8,85	4,23	2,26	1,26	0,67	0,31	0,06
1,0	0,1	-73,14	2,79	3,92	2,68	1,70	1,04	0,58	0,26	0,03
	0,2	-99,78	-0,17	3,15	2,40	1,58	0,98	0,56	0,25	0,02
	0,3	-75,42	2,54	3,85	2,65	1,69	1,03	0,58	0,26	0,03
	0,4	-38,31	6,66	4,92	3,04	1,86	1,11	0,62	0,28	0,03
	0,5	3,90	11,35	6,14	3,48	2,04	1,20	0,66	0,29	0,04
	0,6	48,66	16,32	7,43	3,94	2,24	1,29	0,70	0,31	0,04
	0,7	94,88	21,46	8,76	4,43	2,45	1,38	0,75	0,33	0,05
	0,8	142,01	26,70	10,12	4,92	2,66	1,48	0,79	0,35	0,06
	0,9	189,74	32,00	11,49	5,41	2,87	1,58	0,84	0,37	0,07
	1,0	237,90	37,35	12,88	5,92	3,08	1,68	0,88	0,39	0,07

α.8. Διασταύρωση 90°, με αρχικό κλάδο 45° (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: ED5-6)



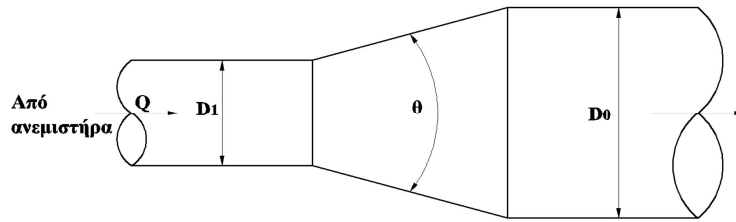
$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$C_b$	1,02	0,97	0,93	0,88	0,84	0,79	0,75	0,70	0,66	0,61

α.9. Σύνδεση αγωγού κυκλικής διατομής – Προσαγωγή αέρα μέσω ορθογωνικού αγωγού πολύ μεγαλύτερης διατομής – plenum (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: SD1-1)



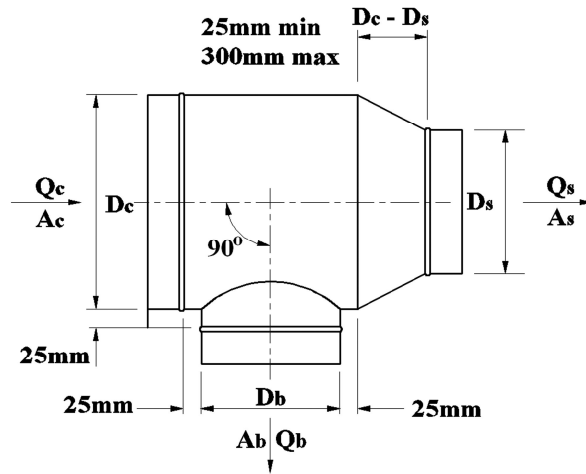
$r/D_0$	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	1,00
$C_o$	0,50	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22	0,20	0,15	0,12	0,09	0,06	0,03	0,03

α.10. Διαστολή ή συστολή από κυκλική σε κυκλική διατομή (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: SD4-1)



		Τιμές $C_0$					
		Γωνία $\theta$ (°)					
$A_0/A_1$		10	15	20	30	45	60
0,10		0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,08
0,167		0,05	0,04	0,04	0,04	0,06	0,07
0,25		0,05	0,04	0,04	0,04	0,06	0,07
0,39		0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,06
0,50		0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,07
0,64		0,05	0,04	0,04	0,04	0,05	0,06
1,0		0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,0		0,43	0,52	0,76	1,26	1,32	1,30
4,0		2,51	3,38	4,77	7,38	9,70	10,88
6,0		6,44	9,14	11,92	17,35	23,58	27,58
10,0		20,00	27,30	38,00	58,50	76,00	80,00

α.11. Διακλάδωση κάθετου κλάδου (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: SD5-9)



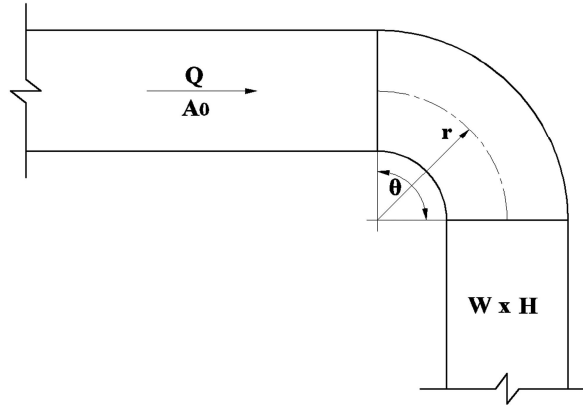
Τιμές C <sub>b</sub>									
Q <sub>b</sub> /Q <sub>c</sub>									
A <sub>b</sub> /A <sub>c</sub>	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,1	1,20	0,62	0,80	1,28	1,99	2,92	4,07	5,44	7,02
0,2	4,10	1,20	0,72	0,62	0,66	0,80	1,01	1,28	1,60
0,3	8,99	2,40	1,20	0,81	0,66	0,62	0,64	0,70	0,80
0,4	15,89	4,10	1,94	1,20	0,88	0,72	0,64	0,62	0,63
0,5	24,80	6,29	2,91	1,74	1,20	0,92	0,77	0,68	0,63
0,6	35,73	8,99	4,10	2,40	1,62	1,20	0,96	0,81	0,72
0,7	48,67	12,19	5,51	3,19	2,12	1,55	1,20	0,99	0,85
0,8	63,63	15,89	7,14	4,10	2,70	1,94	1,49	1,20	1,01
0,9	80,60	20,10	8,99	5,13	3,36	2,40	1,83	1,46	1,20
1,0	99,60	24,80	11,07	6,29	4,10	2,91	2,20	1,74	1,43

Τιμές C <sub>s</sub>									
Q <sub>s</sub> /Q <sub>c</sub>									
A <sub>s</sub> /A <sub>c</sub>	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,1	0,13	0,24	0,57	0,74	0,74	0,70	0,65	0,60	0,56
0,2	0,20	0,13	0,15	0,16	0,28	0,57	0,69	0,74	0,75
0,3	0,90	0,14	0,13	0,14	0,15	0,16	0,20	0,42	0,57
0,4	2,88	0,20	0,14	0,13	0,14	0,15	0,15	0,16	0,34
0,5	6,25	0,38	0,17	0,14	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15
0,6	11,88	0,90	0,20	0,14	0,14	0,13	0,14	0,14	0,15
0,7	18,62	1,72	0,33	0,18	0,16	0,14	0,13	0,15	0,14
0,8	26,88	2,88	0,50	0,20	0,15	0,14	0,13	0,13	0,14
0,9	36,45	4,46	0,90	0,30	0,19	0,16	0,15	0,14	0,13
1,0	45,00	6,25	1,44	0,38	0,20	0,17	0,12	0,13	0,14

**β. Αγωγοί ορθογωνικής διατομής**

β.1. Καμπύλη, ομαλή ακτίνα καμπυλότητας, χωρίς οδηγητικά πτερύγια (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: CR3-1)

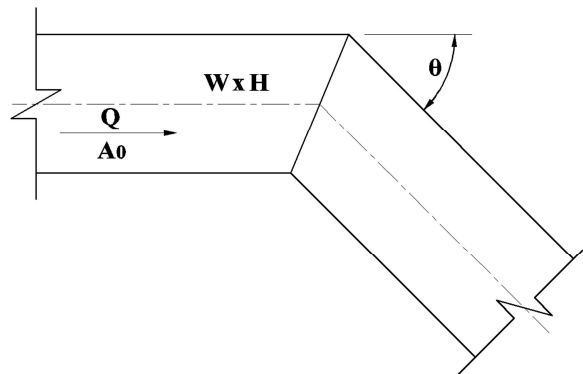


Τιμές $C_p$											
H/W											
r/W	0,25	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	8,00
0,50	1,53	1,38	1,29	1,18	1,06	1,00	1,00	1,06	1,12	1,16	1,18
0,75	0,57	0,52	0,48	0,44	0,40	0,39	0,39	0,40	0,42	0,43	0,44
1,00	0,27	0,25	0,23	0,21	0,19	0,18	0,18	0,19	0,20	0,21	0,21
1,50	0,22	0,20	0,19	0,17	0,15	0,14	0,14	0,15	0,16	0,17	0,17
2,00	0,20	0,18	0,16	0,15	0,14	0,13	0,13	0,14	0,14	0,15	0,15
Συντελεστής γωνίας K											
$\theta$	0	20	30	45	60	75	90	110	130	150	180
K	0,00	0,31	0,45	0,60	0,78	0,90	1,00	1,13	1,20	1,28	1,40

$$C_o = K \cdot C_p \quad (8.54)$$

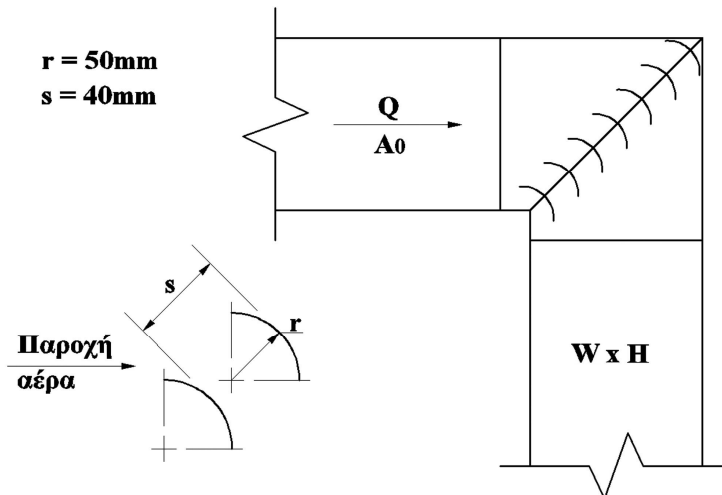
**Παρατήρηση:** Αν με την καμπύλη αλλάζει το πλάτος W, μπορούν να υιοθετηθούν οι τιμές αυτές, αλλά αν αυξάνεται το πλάτος η ταχύτητα αναφοράς είναι αυτή της διατομής εισόδου ( $A_0$ ), ενώ αν μειώνεται το πλάτος η ταχύτητα αναφοράς είναι αυτή της διατομής εξόδου.

β.2. Απότομη αλλαγή διεύθυνσης (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: CR3-6)



Τιμές C <sub>o</sub>											
H/W											
θ	0,25	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	3,00	4,00	5,00	6,00	8,00
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	1,30	1,27	1,23	1,18	1,13	1,07	0,98	0,92	0,89	0,85	0,83

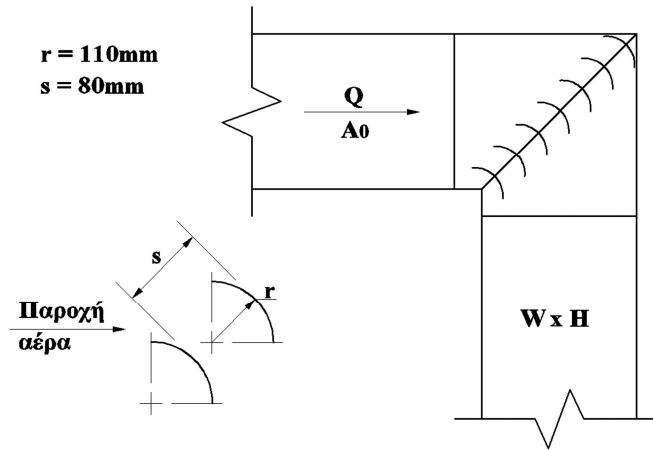
β.3. Γωνία 90°, απότομη αλλαγή διεύθυνσης, με απλά (μονά) οδηγητικά πτερύγια, απόστασης 40mm (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: CR3-9)



$C_o = 0,11$

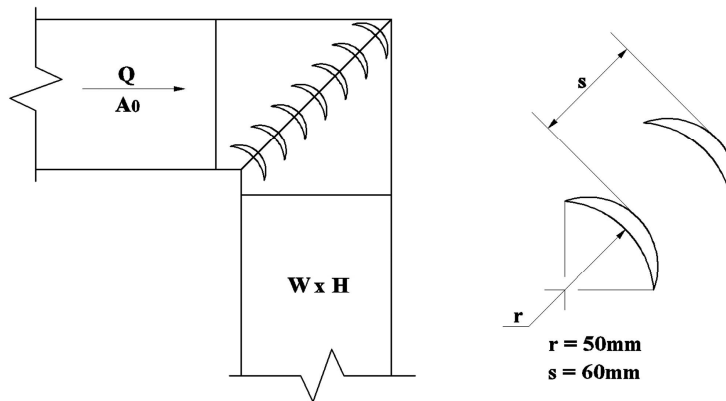


β.4. Γωνία 90°, απότομη αλλαγή διεύθυνσης, με απλά-μονά οδηγητικά πτερύγια, απόστασης 80mm (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: CR3-12)



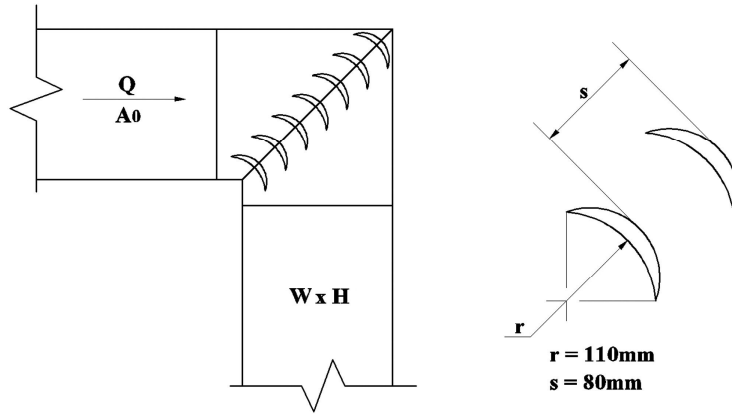
$C_o = 0,33$

β.5. Γωνία 90°, απότομη αλλαγή διεύθυνσης, με οδηγητικά πτερύγια διπλού πάχους, απόστασης 60mm (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: CR3-15)



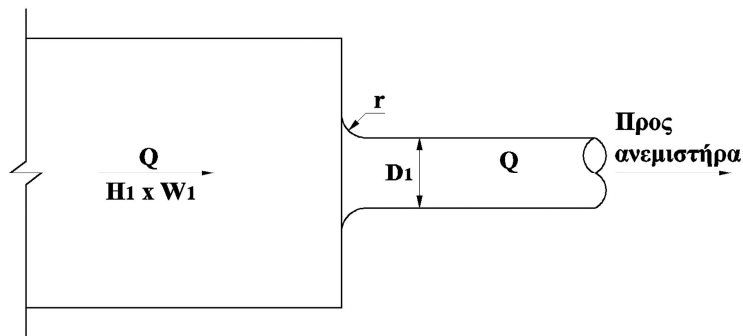
$C_o = 0,25$

β.6. Γωνία 90°, απότομη αλλαγή διεύθυνσης, με οδηγητικά πτερύγια διπλού πάχους, απόστασης 80mm (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: CR3-16)



$$C_o = 0,41$$

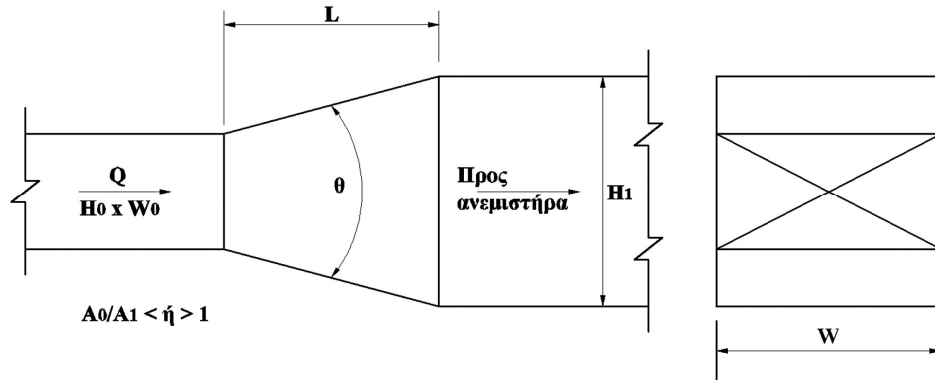
β.7. Σύνδεση αγωγού κυκλικής διατομής – Απαγωγή αέρα μέσω ορθογωνικού αγωγού πολύ μεγαλύτερης διατομής-plenum (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: ER2-1)



$r/D_1$	0,00	0,01	0,02	0,03	0,04	0,0	0,06	0,08	0,10	0,12	0,16	0,20	1,00
$C_1$	0,50	0,44	0,37	0,31	0,26	0,22	0,20	0,15	0,12	0,09	0,06	0,03	0,03

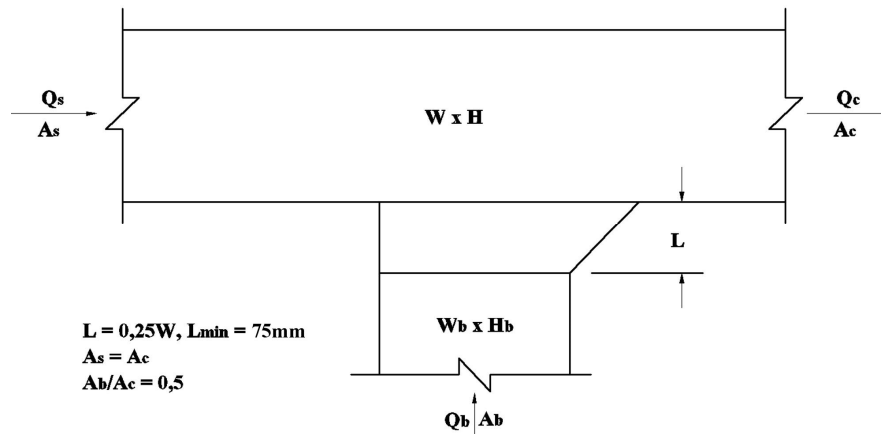
$$C_o = C_1 \cdot \left( \frac{A_o}{A_1} \right)^2 \tag{8.55}$$

β.8. Συμμετρική διαστολή ή συστολή από ορθογωνική σε ορθογωνική διατομή (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: ER4-1)



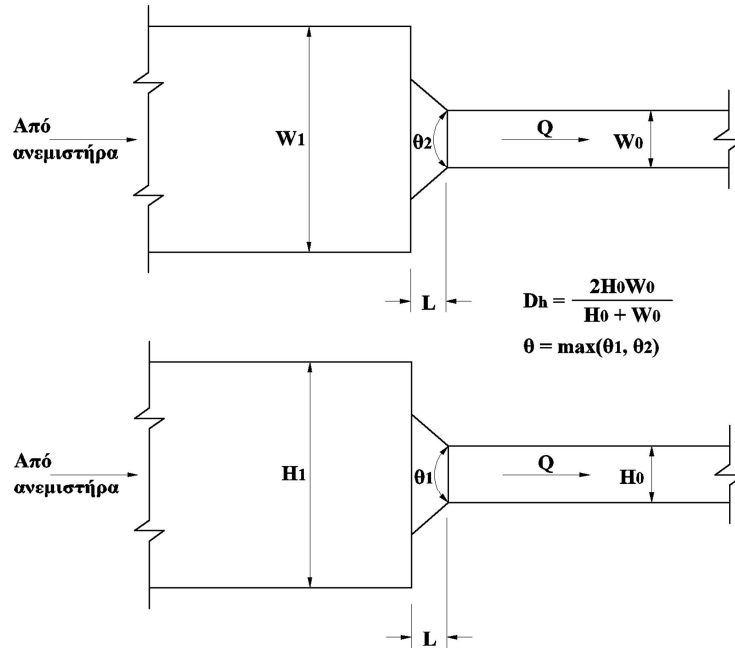
Τιμές C <sub>o</sub>												
θ												
A <sub>0</sub> /A <sub>1</sub>	3	5	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180
0,06	0,44	0,27	0,25	0,27	0,36	0,56	0,71	0,86	0,99	0,99	0,98	0,98
0,10	0,31	0,27	0,23	0,25	0,34	0,53	0,69	0,83	0,94	0,94	0,92	0,91
0,17	0,34	0,28	0,21	0,23	0,30	0,48	0,65	0,76	0,83	0,83	0,82	0,80
0,25	0,26	0,29	0,17	0,19	0,25	0,42	0,60	0,68	0,70	0,70	0,68	0,66
0,50	0,16	0,24	0,14	0,13	0,15	0,24	0,35	0,37	0,38	0,37	0,36	0,35
1,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
2,00	0,30	0,38	0,25	0,17	0,17	0,17	0,23	0,29	0,49	0,66	0,81	0,88
4,00	1,66	1,25	0,77	0,70	0,70	0,70	0,90	1,09	2,84	4,36	5,69	6,57
6,00	4,05	3,14	1,76	1,58	1,58	1,58	2,12	2,66	6,71	10,11	13,13	15,20
10,00	12,01	9,39	5,33	5,00	5,00	5,00	6,45	7,93	19,10	28,60	36,79	42,79

β.9. Ανάμιξη ροών 90°, με «παπουτσάκι» εισόδου μισής διατομής, κλίσης 45° (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: ER5-3)



$Q_b/Q_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$C_b$	-19,38	-3,75	-0,74	0,48	0,66	0,75	0,85	0,77	0,83	0,83
$Q_s/Q_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$C_s$	22,15	11,91	6,54	3,74	2,23	1,33	0,76	0,38	0,10	0,00

β.10. Κωνική συστολή σύνδεσης αγωγού ορθογωνικής διατομής προσαγωγής, με ορθογωνικό αγωγό πολύ μεγαλύτερης διατομής – plenum (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: SR1-1)



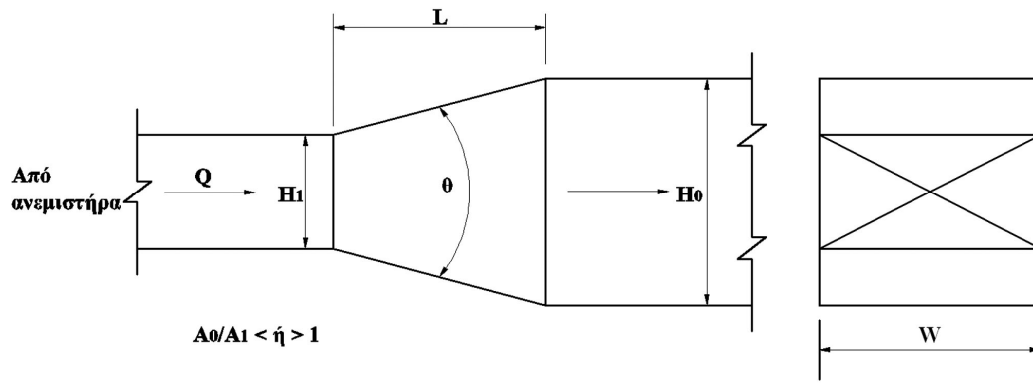
L/D <sub>h</sub>	Τιμές C <sub>o</sub>								
	θ								
0,000	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50	0,50
0,025	0,50	0,47	0,45	0,43	0,41	0,40	0,42	0,45	0,50
0,050	0,50	0,45	0,41	0,36	0,33	0,30	0,35	0,42	0,50
0,075	0,50	0,42	0,35	0,30	0,26	0,23	0,30	0,40	0,50
0,100	0,50	0,39	0,32	0,25	0,22	0,18	0,27	0,38	0,50
0,150	0,50	0,37	0,27	0,20	0,16	0,15	0,25	0,37	0,50
0,600	0,50	0,27	0,18	0,13	0,11	0,12	0,23	0,36	0,50

όπου D<sub>h</sub> η υδραυλική διάμετρος της διατομής ορθογωνικής διατομής, η οποία δίνεται από τη σχέση:

$$D_h = \frac{2 \cdot H_o \cdot W_o}{H_o + W_o} \tag{8.56}$$

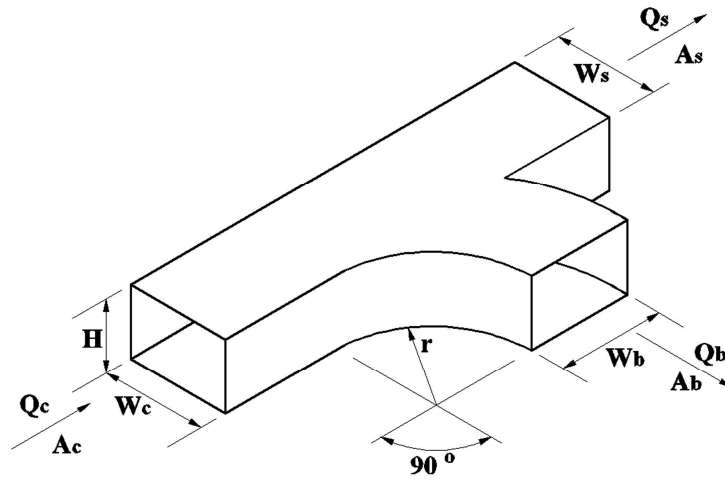
Στον ανωτέρω πίνακα η γωνία θ είναι η μεγαλύτερη εκ των θ<sub>1</sub>, θ<sub>2</sub>.

β.11. Συμμετρική διαστολή ή συστολή σε τμήματα προσαγωγής, από ορθογωνική σε ορθογωνική διατομή (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: SR4-1)



Τιμές $C_o$												
$\theta$												
$A_0/A_1$	3	5	10	15	20	30	45	60	90	120	150	180
0,10	0,12	0,09	0,05	0,05	0,05	0,05	0,06	0,08	0,19	0,29	0,37	0,43
0,167	0,11	0,09	0,05	0,04	0,04	0,04	0,06	0,07	0,19	0,28	0,36	0,42
0,25	0,10	0,08	0,05	0,04	0,04	0,04	0,06	0,07	0,18	0,27	0,36	0,41
0,50	0,08	0,09	0,06	0,04	0,04	0,04	0,06	0,07	0,12	0,17	0,20	0,27
1,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	1,00
2,00	0,64	0,96	0,54	0,52	0,62	0,94	1,40	1,48	1,52	1,48	1,44	1,40
4,00	4,16	4,64	2,72	3,09	4,00	6,72	9,60	10,88	11,20	11,20	10,88	10,56
6,00	12,24	10,08	7,38	8,10	10,80	17,28	23,40	27,36	29,88	29,88	29,34	28,80
10,00	40,50	27,20	23,30	25,10	34,00	52,84	69,00	82,50	93,50	93,50	92,40	91,30

β.12. Ομαλή διακλάδωση 90°, με  $A_s + A_b \geq A_c$  (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: SR5-1)

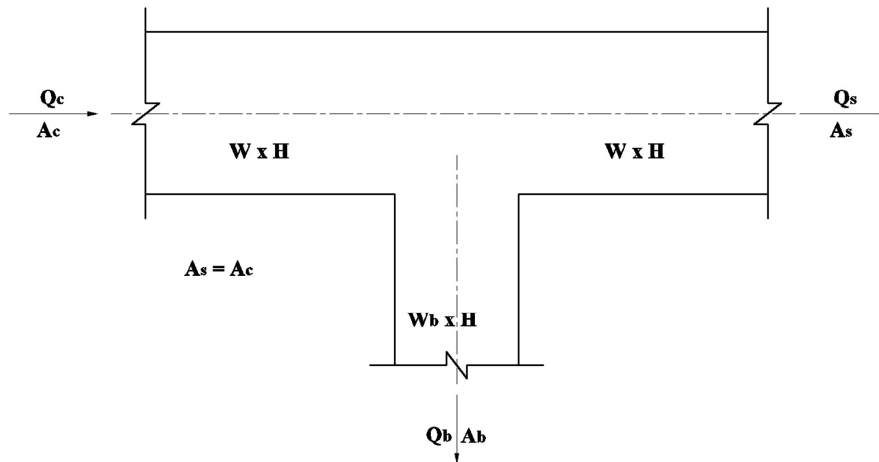


$A_s + A_b \geq A_c$   
 $r / W_b = 1,0$

		Τιμές $C_b$									
		$Q_b/Q_c$									
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
0,50	0,25	2,25	0,48	0,25	0,18	0,17	0,16	0,17	0,17	0,17	
	0,50	11,00	2,38	1,06	0,64	0,52	0,47	0,47	0,47	0,48	
	1,00	60,00	13,00	4,78	2,06	0,96	0,47	0,31	0,27	0,26	
0,75	0,25	2,19	0,55	0,35	0,31	0,33	0,35	0,36	0,37	0,39	
	0,50	13,00	2,50	0,89	0,47	0,34	0,31	0,32	0,36	0,43	
	1,00	70,00	15,00	5,67	2,63	1,36	0,78	0,53	0,41	0,36	
1,00	0,25	3,44	0,78	0,42	0,33	0,30	0,31	0,40	0,42	0,46	
	0,50	15,50	3,00	1,11	0,63	0,48	0,42	0,40	0,42	0,46	
	1,00	67,00	13,75	5,11	2,31	1,28	0,81	0,59	0,47	0,46	
		Τιμές $C_s$									
		$Q_s/Q_c$									
$A_s/A_c$	$A_b/A_c$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	
0,50	0,25	8,65	1,12	0,21	0,05	0,06	0,10	0,15	0,19	0,24	
	0,50	7,50	0,98	0,19	0,06	0,06	0,10	0,14	0,18	0,22	
	1,00	5,21	0,68	0,15	0,06	0,07	0,10	0,13	0,16	0,19	
0,75	0,25	19,62	3,25	0,86	0,23	0,05	0,02	0,00	0,00	0,05	
	0,50	20,62	3,24	0,76	0,14	-0,03	-0,07	-0,05	-0,01	0,03	
	1,00	17,01	2,55	0,55	0,07	-0,05	-0,05	-0,02	0,02	0,06	
1,00	0,25	46,00	9,50	3,22	1,31	0,52	0,14	-0,02	-0,05	-0,01	
	0,50	35,34	6,49	1,98	0,69	0,22	0,00	-0,04	-0,05	-0,05	
	1,00	38,95	7,10	2,15	0,74	0,23	0,03	-0,04	-0,05	-0,04	

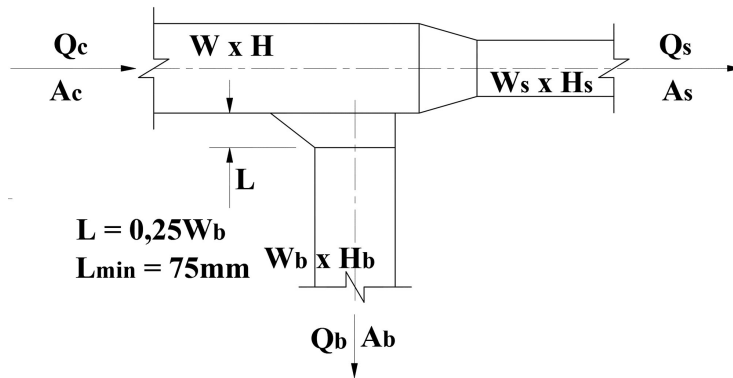


β.13. Διακλάδωση 90°, με  $A_s + A_b > A_c$ , χωρίς αλλαγή διατομής (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: SR5-5)



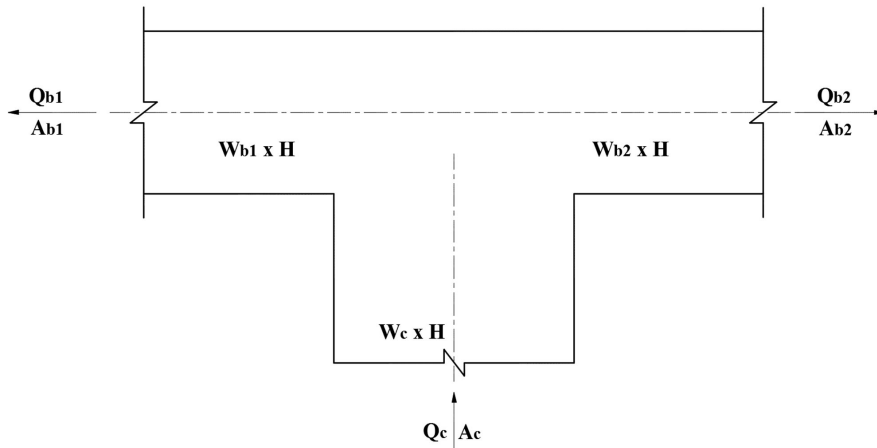
		Τιμές $C_b$								
		$Q_b/Q_c$								
$A_b/A_c$		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,1		2,06	1,20	0,99	0,87	0,88	0,87	0,87	0,89	0,86
0,2		5,15	1,92	1,29	1,03	0,99	0,94	0,92	0,90	0,89
0,3		10,30	3,12	1,78	1,28	1,16	1,06	1,01	0,97	0,94
0,4		15,90	4,35	2,24	1,48	1,11	0,88	0,80	0,75	0,72
0,5		24,31	6,31	3,04	1,90	1,35	1,03	0,91	0,83	0,78
0,6		34,60	8,70	4,03	2,41	1,65	1,22	1,04	0,94	0,87
0,7		46,75	11,53	5,19	3,01	2,00	1,44	1,20	1,06	0,96
0,8		60,78	14,79	6,53	3,70	2,40	1,69	1,38	1,20	1,07
0,9		76,67	18,49	8,05	4,49	2,86	1,98	1,59	1,36	1,20
		Τιμές $C_s$								
$Q_s/Q_c$		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
$C_s$		32,40	6,40	2,18	0,90	0,40	0,18	0,07	0,03	0,00

β.14. Διακλάδωση 90°, με «παπουτσάκι» εξόδου κλίσης 45° (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: SR5-13)



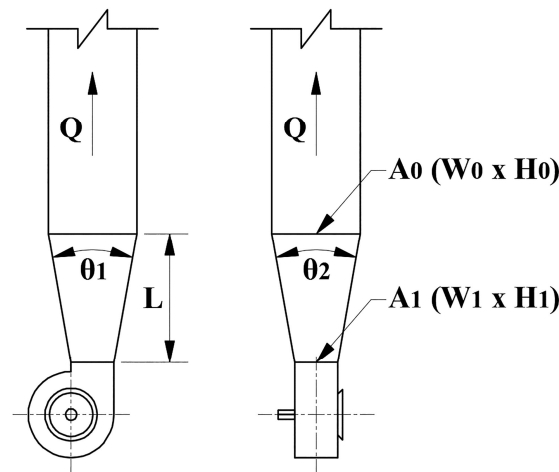
		Τιμές C <sub>b</sub>								
		Q <sub>b</sub> /Q <sub>c</sub>								
A <sub>b</sub> /A <sub>c</sub>		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,1		0,32	0,33	0,32	0,34	0,32	0,37	0,38	0,39	0,40
0,2		0,31	0,32	0,41	0,34	0,32	0,32	0,33	0,34	0,35
0,3		1,86	1,65	0,73	0,47	0,37	0,34	0,32	0,32	0,32
0,4		3,56	3,10	1,28	0,73	0,51	0,41	0,36	0,34	0,32
0,5		5,74	4,93	2,07	1,12	0,73	0,54	0,44	0,38	0,35
0,6		8,48	7,24	3,10	1,65	1,03	0,73	0,56	0,47	0,41
0,7		11,75	10,00	4,32	3,31	1,42	0,98	0,73	0,58	0,49
0,8		15,57	13,22	5,74	3,10	1,90	1,28	0,94	0,73	0,60
0,9		19,92	16,90	7,38	4,02	2,46	1,65	1,19	0,91	0,73
		Τιμές C <sub>s</sub>								
		Q <sub>s</sub> /Q <sub>c</sub>								
A <sub>s</sub> /A <sub>c</sub>		0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
0,1		0,04	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,2		0,98	0,04	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,3		3,48	0,31	0,04	0,01	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
0,4		7,55	0,98	0,18	0,04	0,02	0,00	0,00	0,00	0,00
0,5		13,18	2,03	0,49	0,13	0,04	0,00	0,01	0,00	0,00
0,6		20,38	3,48	0,98	0,31	0,10	0,04	0,02	0,01	0,00
0,7		29,15	5,32	1,64	0,60	0,23	0,09	0,04	0,02	0,01
0,8		39,48	7,55	2,47	0,98	0,42	0,18	0,08	0,04	0,02
0,9		51,37	10,17	3,48	1,46	0,67	0,31	0,15	0,07	0,04

β.15. Διακλάδωση 90° προς δύο κατευθύνσεις (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: SR5-15)



Τιμές $C_{b1}$									
$Q_{b1}/Q_c$									
$A_{b1}/A_c$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
0.1	1.34	0.53	0.37	0.30	0.29	0.28	0.27	0.27	0.27
0.2	4.43	1.25	0.66	0.45	0.39	0.35	0.32	0.31	0.30
0.3	9.58	2.45	1.16	0.71	0.56	0.47	0.41	0.37	0.35
0.4	16.87	4.17	1.88	1.09	0.73	0.53	0.38	0.33	0.30
0.5	26.19	6.35	2.79	1.56	1.01	0.71	0.49	0.41	0.37
0.6	37.57	9.02	3.89	2.14	1.35	0.92	0.62	0.52	0.45
0.7	51.03	12.17	5.20	2.82	1.75	1.18	0.78	0.64	0.54
0.8	66.55	15.81	6.71	3.61	2.22	1.48	0.96	0.78	0.65
0.9	84.15	19.93	8.42	4.50	2.74	1.81	1.17	0.94	0.78

## β.16. Διαστολή διατομής σε μορφή πυραμίδας στην έξοδο ανεμιστήρα (κωδικός εξαρτήματος ASHRAE: SR7-17)



		Τιμές $C_1$					
		$A_0/A_1$					
$\theta$	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
0	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
10	0,00	0,10	0,18	0,21	0,23	0,24	0,25
15	0,00	0,23	0,33	0,38	0,40	0,42	0,44
20	0,00	0,31	0,43	0,48	0,53	0,56	0,58
25	0,00	0,36	0,49	0,55	0,58	0,62	0,64
30	0,00	0,42	0,53	0,59	0,64	0,67	0,69

όπου η γωνία  $\theta$  είναι η μεγαλύτερη εκ των  $\theta_1$  και  $\theta_2$ .

### 8.11.2. Υπολογισμός – διαστασιολόγηση αεραγωγών

Ο υπολογισμός και η μελέτη αεραγωγών αποσκοπούν:

- στην αρχική επιλογή της κατάλληλης διατομής των κεντρικών αεραγωγών, κυκλικής ή ορθογωνικής, ανάλογα με την παροχή του αέρα, το μέγεθος της εγκατάστασης και τον τύπο του κλιματιζόμενου χώρου,
- στη σχεδίαση της εγκατάστασης του δικτύου προσαγωγής, ανακυκλοφορίας κλιματισμένου αέρα ή/και λήψης ναπού αέρα ή/και απαγωγής αέρα, λαμβάνοντας υπόψη περιορισμούς κατασκευαστικούς, χωροτακτικούς και αισθητικούς,
- στον υπολογισμό των κατάλληλων διαστάσεων της διατομής των αεραγωγών, ώστε να επιτυγχάνεται ομαλή ροή με αποδεκτή-λογική αύξηση των απωλειών πίεσης,
- στον υπολογισμό της συνολικής πτώσης πίεσης για τη δυσμενέστερη διαδρομή της ροής του αέρα από τον ανεμιστήρα έως το σημείο του δικτύου που συνεπάγεται τη μεγαλύτερη πτώση πίεσης, με σκοπό την επιλογή ανεμιστήρα επαρκούς ισχύος και κατάλληλων χαρακτηριστικών παροχής – στατικής πίεσης (μανομετρικού).

Κατά τον υπολογισμό και τη μελέτη αεραγωγών θα πρέπει να λαμβάνονται υπόψη τα εξής:

- Οι αεραγωγοί ορθογωνικής διατομής είναι απλούστεροι στην εγκατάσταση και προσαρμόζονται καλύτερα στο διατιθέμενο χώρο.
- Οι αεραγωγοί κυκλικής διατομής χρησιμοποιούνται κυρίως σε δίκτυα μεγάλων πιέσεων και ταχυτήτων, γιατί παρουσιάζουν μικρότερες απώλειες τριβής και μεγαλύτερη στεγανότητα λόγω ευκολίας στην κατασκευή.
- Οι αεραγωγοί θα πρέπει, κατά το δυνατόν, να είναι ευθύγραμμοι και να αποφεύγονται οι απότομες αλλαγές στη διεύθυνσή τους, καθώς και οι στενώσεις και διευρύνσεις, ιδιαίτερα οι πρώτες οι οποίες δημιουργούν αύξηση της ταχύτητας της ροής και πρόκληση θορύβου.
- Οι αεραγωγοί ορθογωνικής διατομής δεν πρέπει να έχουν μεγάλη διαφορά στις διαστάσεις των πλευρών της διατομής τους. Λόγοι πλευρών της τάξης 8/1 είναι απαράδεκτοι, ενώ, αντίθετα, λόγοι από 1/1 μέχρι 3/1 είναι αποδεκτοί.
- Σε καμπύλες αγωγών καλό είναι να ισχύει  $R/W = 1,5$ , όπου R η ακτίνα καμπυλότητας των αγωγών και W το πλάτος της διατομής, δηλαδή η διάσταση του αεραγωγού που «σηματίζει» το τόξο 90°.
- Σε καμπύλες αεραγωγών, για την ίδια τιμή του R/W, όσο ο λόγος H/W αυξάνεται (H το ύψος της διατομής), τόσο μειώνονται και οι απώλειες τριβής.
- Για τον περιορισμό των θερμικών απωλειών και τη μείωση του λειτουργικού κόστους κλιματισμού, οι αγωγοί θα πρέπει να μονώνονται. Με τη μόνωση αεραγωγών οι απώλειες θερμότητας μπορούν να περιοριστούν ως και 90%. Θα πρέπει, σαφώς, να βρεθεί η βέλτιστη λύση, λαμβάνοντας υπόψη το κόστος μόνωσης και τη συνεπαγόμενη μείωση των θερμικών απωλειών.
- Η εσωτερική επιφάνεια αεραγωγών θα πρέπει να είναι λεία για τον περιορισμό της πτώσης πίεσης.
- Όσο αυξάνει η ταχύτητα ροής εντός των αεραγωγών, τόσο αυξάνεται και ο προκαλούμενος θόρυβος. Τούτο αντιμετωπίζεται με αύξηση της διατομής των αεραγωγών ή/και με επιλογή μικρότερης ταχύτητας ροής.

Για τον υπολογισμό δικτύων αεραγωγών, δηλαδή για τον καθορισμό των διατομών σε κάθε τμήμα του δικτύου και της συνολικής πτώσης πίεσης για τη δυσμενέστερη διαδρομή του αέρα, χρησιμοποιούνται οι ακόλουθες μέθοδοι:

- μέθοδος σταθερής ταχύτητας του αέρα,
- μέθοδος σταθερών απωλειών ροής ανά μονάδα μήκους αεραγωγού,
- μέθοδος ανάκτησης της στατικής πίεσης,
- μέθοδος μείωσης της ταχύτητας.

Πρακτικά σήμερα χρησιμοποιείται κυρίως η μέθοδος σταθερών απωλειών πίεσης ανά μονάδα μήκους αεραγωγού. Στις ακόλουθες ενότητες θα παρουσιαστούν οι μέθοδοι σταθερής ταχύτητας αέρα και σταθερών απωλειών πίεσης.

#### **8.11.2.a. Μέθοδος σταθερής ταχύτητας αέρα**

Κατά τη μέθοδο αυτή επιλέγεται μία σταθερή ταχύτητα ροής αέρα εντός των αεραγωγών, ίδια για όλους τους κλάδους του δικτύου αεραγωγών. Με βάση την ταχύτητα αυτή και την παροχή όγκου του αέρα που διέρχεται σε κάθε τμήμα του αεραγωγού, από το διάγραμμα υπολογισμού πτώσης πίεσης υπολογίζεται η πτώση πίεσης σε κάθε τμήμα του αεραγωγού και η ισοδύναμη διάμετρος. Από την ισοδύναμη διάμετρο υπολογίζονται τελικά οι διαστάσεις της διατομής τους αεραγωγού, με βάση τον πίνακα 8.3.

Γνωρίζοντας την παροχή όγκου  $\dot{V}$  σε κάθε τμήμα του αγωγού και την ταχύτητα της ροής  $u$ , η ισοδύναμη διάμετρος  $D_{ισ.}$  για κάθε τμήμα του δικτύου μπορεί εναλλακτικά να υπολογιστεί από την ακόλουθη γνωστή σχέση, αποφεύγοντας μάλιστα το γραφικό σφάλμα ανάγνωσης από το διάγραμμα του σχήματος 8.41:

$$\dot{V} = u \cdot \frac{\pi \cdot D_{ισ.}^2}{4} \Leftrightarrow D_{ισ.} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot u}} \quad (8.57)$$

Εξαίρεση στην σταθερή ταχύτητα του δικτύου μπορεί να γίνει μόνο για τον κεντρικό αγωγό ή τους κεντρικούς αγωγούς του δικτύου, όπου η ταχύτητα ροής μπορεί να είναι μεγαλύτερη από την ενιαία ταχύτητα που ισχύει για το υπόλοιπο δίκτυο. Για την κατάλληλη επιλογή των ταχυτήτων μπορεί να χρησιμοποιηθούν πίνακες στους οποίους περιέχονται προτεινόμενες και μέγιστες ταχύτητες σε συνηθισμένα δίκτυα αεραγωγών, όπως ο πίνακας 8.4 [7].

<b>Πίνακας 8.4: Μέγιστες επιτρεπόμενες ταχύτητες για μεταλλικούς αεραγωγούς χαμηλής ταχύτητας.</b>						
Εφαρμογή	Κύριοι κλάδοι			Δευτερεύοντες κλάδοι		
	Έξοδος ανεμιστήρα	Προσαγωγή	Επιστροφή	Προσαγωγή	Επιστροφή	Εισαγωγή νωπού αέρα
Κατοικίες	8,5	5	4	3	3	3
Δωμάτια ξενοδοχείων – νοσοκομείων	11	7,5	6,5	6	5,5	4,5
Ιδιωτικά γραφεία – βιβλιοθήκες	11	8	7	7	6	6
Θέατρα – αμφιθέατρα	11	7,5	5,5	5	4	4
Κτήρια γραφείων – τράπεζες – εστιατόρια – καταστήματα	13	9	9	8	7	6
Βιομηχανικός αερισμός	15	12	9	10	7,5	8

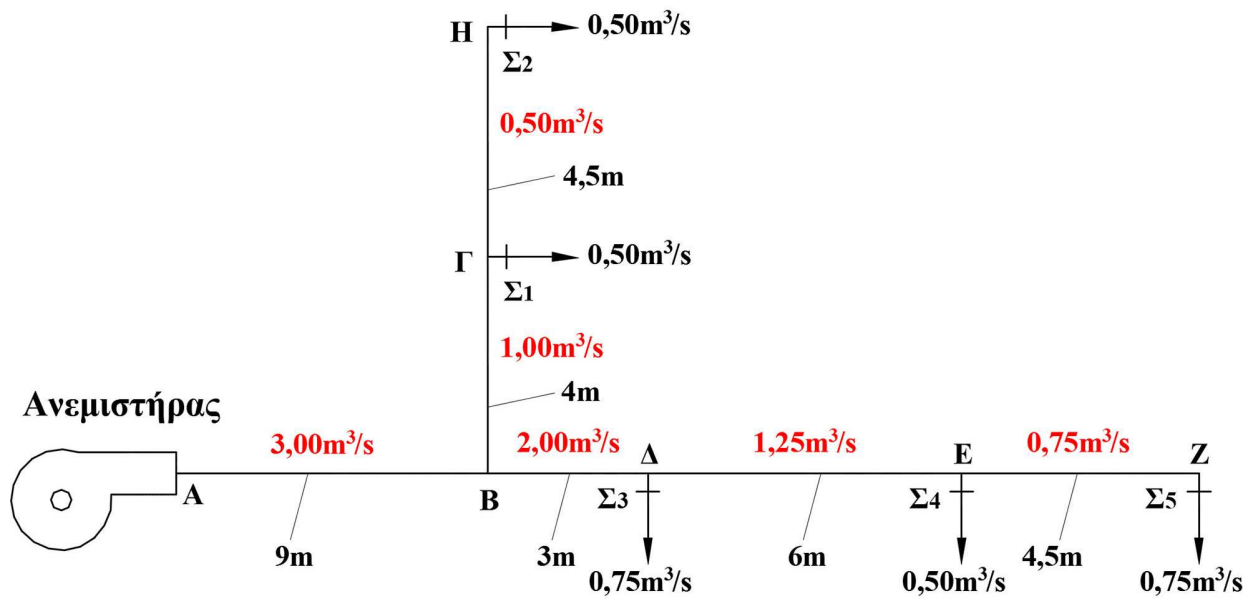
Οι παροχές του αέρα σε κάθε κλάδο του δικτύου αεραγωγών είναι γνωστές με βάση το ψυκτικό φορτίο του εκάστοτε χώρου και τις θερμοκρασίες προσαγωγής και επιστροφής του αέρα σε και από αυτόν. Το σύνολο των παροχών στους επιμέρους κλάδους διανομής δίνει τη συνολική παροχή του αέρα στον κεντρικό κλάδο προσαγωγής. Η παροχή του αέρα στο δίκτυο αναρρόφησης νωπού αέρα από το περιβάλλον καθορίζεται από τις ανάγκες ανανέωσης του αέρα στους κλιματιζόμενους χώρους. Η παροχή στο δίκτυο ανακυκλοφορίας του αέρα προκύπτει από τη διαφορά της συνολικής παροχής προσαγωγής μείον την παροχή νωπού αέρα.

Τα ανωτέρω θα γίνουν κατανοητά με τη βοήθεια του ακόλουθου παραδείγματος.

### **Παράδειγμα 8.8**

Διαστασιολόγηση και υπολογισμός δικτύου αεραγωγών με τη μέθοδο της σταθερής ταχύτητας

Να υπολογιστούν οι διατομές των αεραγωγών και η συνολική πτώση πίεσης στους κλάδους του δικτύου αεραγωγών της βιομηχανικής εγκατάστασης του σχήματος 8.48 με τη μέθοδο της σταθερής ταχύτητας ροής αέρα.



Σχήμα 8.48: Δίκτυο αεραγωγών παραδείγματος.

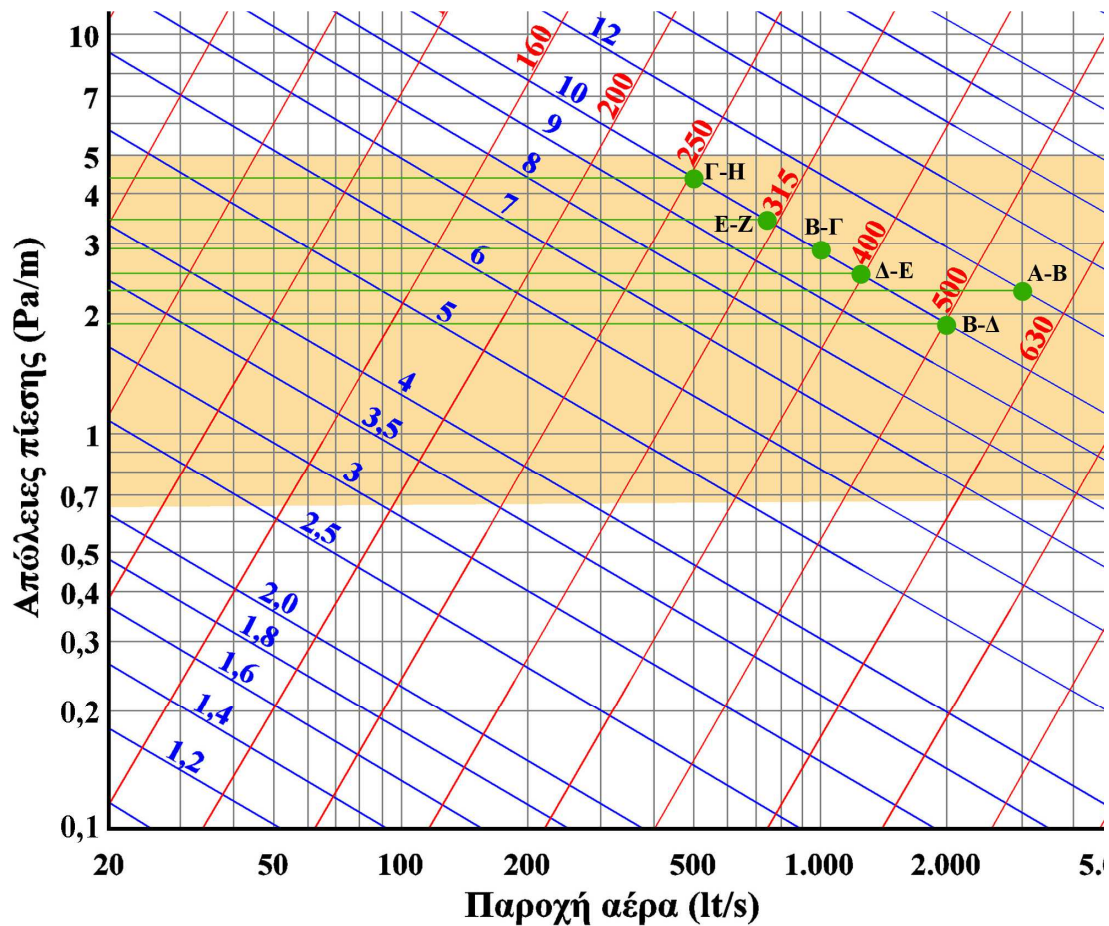
Δίδονται από φυλλάδια κατασκευαστών (οι διαστάσεις σε mm):

- διαστάσεις στομίου εξόδου από ανεμιστήρα
- διαστάσεις στομίων  $\Sigma_1, \Sigma_2, \Sigma_4$ : 500 x 350, με πτώση πίεσης 20Pa
- διαστάσεις στομίων  $\Sigma_3, \Sigma_5$ : 750 x 350, με πτώση πίεσης 25Pa.

#### Λύση:

Σύμφωνα με τη μέθοδο σταθερής ταχύτητας ροής, θα πρέπει να επιλεγούν σταθερές ταχύτητες ροής για τους κλαδικούς αεραγωγούς και τον κεντρικό αεραγωγό. Συνεπώς, από τον πίνακα 8.4, για βιομηχανικό δίκτυο αεραγωγών, επιλέγεται ταχύτητα σε κλαδικό αγωγό 10m/s και για τον κεντρικό αγωγό 12m/s. Μετά την επιλογή της ταχύτητας ροής στα επιμέρους τμήματα του δικτύου, τα επόμενα βήματα έχουν ως εξής:

- Ξεκινώντας από τα ακραία τμήματα του δικτύου αεραγωγών, υπολογίζονται οι παροχές σε κάθε τμήμα του δικτύου. Για παράδειγμα, η παροχή του αέρα στο τμήμα ΕΖ ισούται με την παροχή εξόδου από το στόμιο προσαγωγής Ζ, δηλαδή είναι 0,75m<sup>3</sup>/s. Η παροχή του αέρα στο τμήμα ΔΕ θα πρέπει να καλύπτει τις παροχές εξόδου στα στόμια προσαγωγής Ε και Ζ, δηλαδή είναι ίση με 0,50 + 0,75 = 1,25m<sup>3</sup>/s. Με την ίδια λογική υπολογίζονται οι παροχές εξόδου στα επιμέρους τμήματα του δικτύου αεραγωγών. Θα πρέπει να διευκρινιστεί ότι τα επιμέρους τμήματα του δικτύου αεραγωγών καθορίζονται από τα σημεία που αλλάζει η παροχή. Τέτοια σημεία μπορεί να είναι διακλαδώσεις ροής ή στόμια προσαγωγής.
- Πλέον σε κάθε τμήμα του δικτύου είναι γνωστά η παροχή του αέρα και η ταχύτητα ροής. Συνεπώς, με τα δύο αυτά μεγέθη γνωστά, μπορεί, με χρήση του διαγράμματος ειδικής πτώσης πίεσης του σχήματος 8.41, να διαβάσουμε τα υπόλοιπα μεγέθη, δηλαδή την ειδική πτώση πίεσης και την ισοδύναμη διάμετρο σε κάθε επιμέρους τμήμα του δικτύου. Η γραφική αυτή εργασία παρουσιάζεται στο σχήμα 8.49.



Σχήμα 8.49: Γραφικός υπολογισμός ισοδύναμης διαμέτρου και ειδικής πτώσης πίεσης για σταθερή ταχύτητα ροής αέρα.

- Γνωρίζοντας την παροχή όγκου  $\dot{V}$  σε κάθε τμήμα του αγωγού και την ταχύτητα της ροής  $u$ , η ισοδύναμη διάμετρος  $D_{ισ.}$  για κάθε τμήμα του δικτύου μπορεί εναλλακτικά να υπολογιστεί από τη σχέση:

$$\dot{V} = u \cdot \frac{\pi \cdot D_{ισ.}^2}{4} \Leftrightarrow D_{ισ.} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot u}}$$

Τα αποτελέσματα έως το σημείο αυτό της διαδικασίας διαστασιολόγησης παρουσιάζονται στον πίνακα 8.5. Παρατηρείται η απόκλιση στον υπολογισμό της ισοδύναμης διαμέτρου με χρήση του διαγράμματος και της αναλυτικής σχέσης, η οποία μάλλον είναι αναμενόμενη, λόγω του αναπόφευκτου σφάλματος ανάγνωσης του διαγράμματος.



**Πίνακας 8.5:** Υπολογισμός παροχής, ειδικής πτώσης πίεσης και ισοδύναμης διαμέτρου στα επιμέρους τμήματα του δικτύου αεραγωγών του παραδείγματος.

Τμήμα αεραγωγού	Ταχύτητα (m/sec)	Παροχή (m <sup>3</sup> /sec)	Πτώση πίεσης (Pa/m αγωγού)	Ισοδύναμη διάμετρος μέσω διαγράμματος (mm)	Ισοδύναμη διάμετρος μέσω αναλυτικής σχέσης (mm)
A-B	12	3	2,3	565	564
B-Γ	10	1	2,85	360	357
Γ-H	10	0,5	4,4	252	252
B-Δ	10	2	1,9	505	505
Δ-E	10	1,25	2,55	400	399
E-Z	10	0,75	3,4	310	309

- Με βάση την ισοδύναμη διάμετρο σε κάθε τμήμα του δικτύου, στη συνέχεια από τον πίνακα 8.3, επιλέγουμε τις διαστάσεις της ορθογωνικής διατομής των τμημάτων. Σε περιπτώσεις στις οποίες αλλάζει η διατομή μεταξύ δύο διαδοχικών τμημάτων, καλό είναι να επιδιώκεται, για κατασκευαστικούς λόγους, η μία από τις δύο διαστάσεις να παραμένει κοινή ανάμεσα στα διαδοχικά τμήματα. Στον πίνακα 8.6 παρουσιάζεται η επιλογή των διαστάσεων ορθογωνικών διατομών με βάση τις ισοδύναμες διαμέτρους που παρουσιάστηκαν στον πίνακα 8.5. Η φιλοσοφία επιλογής είναι απλή: ξεκινώντας από τον κεντρικό αγωγό, με τη μεγαλύτερη παροχή, επιλέγεται η πρώτη ορθογωνική διατομή με λόγο πλευρών W/H όσο δυνατόν κοντύτερα στη μονάδα, η οποία αντιστοιχεί σε ισοδύναμη διάμετρο διατομής μεγαλύτερη ή ίση από την ισοδύναμη διάμετρο που έχει επιλεγεί (ή υπολογιστεί) στον πίνακα 8.5. Στη συνέχεια για τα υπόλοιπα τμήματα του δικτύου διατηρείται η μία από τις δύο διαστάσεις σταθερή και επιλέγεται η άλλη διάσταση, πάντα με στόχο η ισοδύναμη διάμετρος να είναι μεγαλύτερη ή ίση από την ισοδύναμη διάμετρο του αντίστοιχου τμήματος, όπως παρουσιάζεται στον πίνακα 8.5. Στο συγκεκριμένο παράδειγμα έχει διατηρηθεί σταθερό το ύψος H των διατομών και ίσο με 600mm. Επειδή όμως στα δύο ακραία τμήματα, αν παραμείνει το ύψος 600, η αναλογία πλευρών της διατομής υπερβαίνει κατά πολύ την αποδεκτή 3/1, διατηρούμε ίδιο το πλάτος (όσο και της προηγούμενης διατομής) και αλλάζουμε ανάλογα το ύψος.

Είναι αυτονόητο ότι η επιλογή των διαστάσεων των ορθογωνικών διατομών που παρουσιάζεται στον πίνακα 8.6 δεν είναι η μοναδική που θα μπορούσε να επιλεγεί. Σαφέστατα υπάρχουν και άλλοι συνδυασμοί που θα ικανοποιήσουν τη βασική απαίτηση να αντιστοιχούν σε ισοδύναμη διάμετρο διατομής μεγαλύτερη ή ίση από την επιθυμητή. Σε κάθε περίπτωση, για κατασκευαστικούς λόγους, επιδιώκεται η επιλογή διαστάσεων ορθογωνικών διατομών με λόγο πλευρών H/W όσο το δυνατόν πλησιέστερα στη μονάδα.

Επίσης καθοριστικό ρόλο παίζουν και το είδος και οι διαστάσεις των στομίων προσαγωγής ή αναρρόφησης αέρα, αφού οι αεραγωγοί θα πρέπει να είναι έτσι διαστασιολογημένοι ώστε να είναι δυνατή η προσαρμογή των στομίων, κατά τρόπο τεχνικά σωστό και αισθητικά αποδεκτό.

**Πίνακας 8.6:** Επιλογή διαστάσεων ορθογωνικών διατομών τμημάτων αεραγωγών.

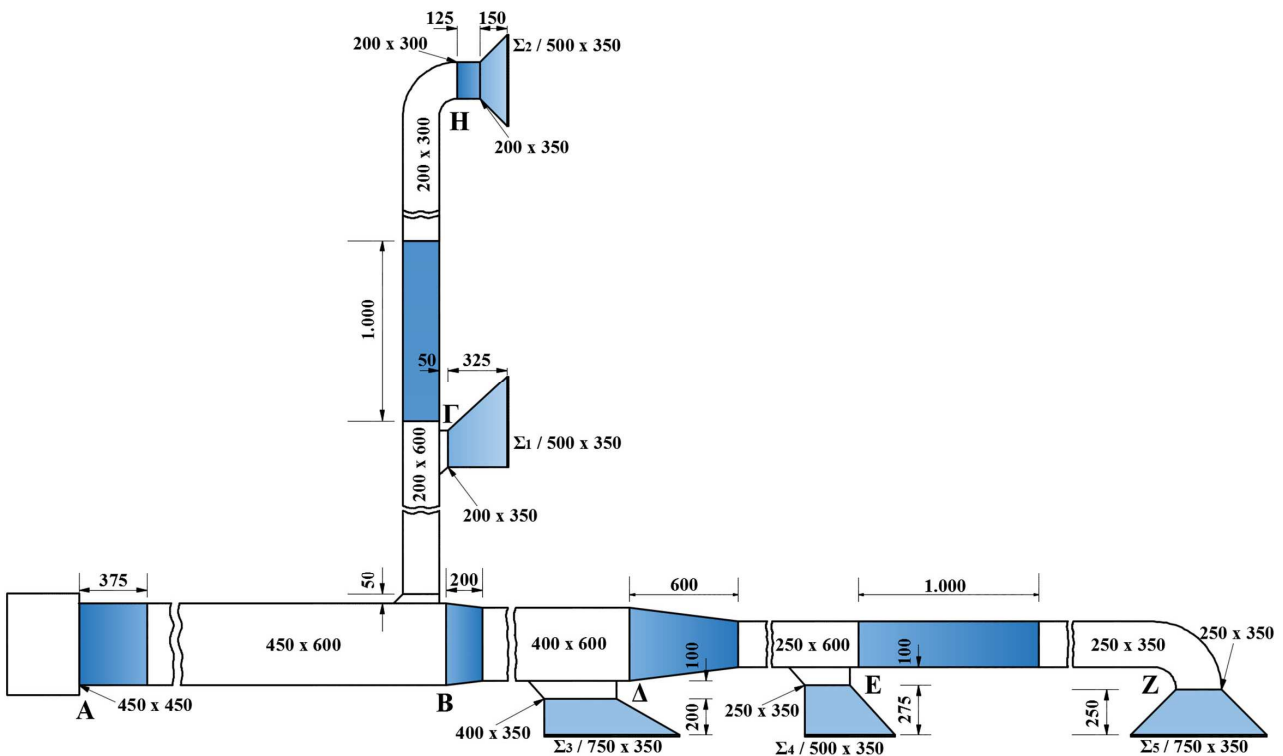
Ισοδύναμη διάμετρος ορθογωνικής διατομής (mm)

Πλευρά a (mm)	Πλευρά b (mm)																		
	100	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1.000	1.200	1.400	1.600	1.800	2.000
100	109																		
150	133	164																	
200	152	189	219																
250	169	210	244	273															
300	183	229	266	299	328														
350	195	245	286	322	354	383													
400	207	260	305	343	378	409	437												
450	217	274	321	363	400	433	464	492											
500	227	287	337	381	420	455	488	518	547										
600	245	310	365	414	457	496	533	567	598	656									
700	261	331	391	443	490	533	573	610	644	708	765								
800	275	350	414	470	520	567	609	649	687	755	818	875							
900		367	435	494	548	597	643	686	726	799	866	927	984						
1.000			454	517	574	626	674	719	762	840	911	976	1.037	1.093					
1.200				558	620	677	731	780	827	914	993	1.066	1.133	1.196	1.312				
1.400					662	724	781	835	886	980	1.066	1.146	1.220	1.289	1.416	1.530			
1.600						766	827	885	939	1.041	1.133	1.219	1.298	1.373	1.511	1.635	1.749		
1.800							869	930	988	1.096	1.195	1.286	1.371	1.451	1.598	1.732	1.854	1.968	
2.000								973	1.034	1.147	1.252	1.348	1.438	1.523	1.680	1.822	1.952	2.073	2.186
		A-B			600 x 450														
		B-Γ			600 x 200														
		Γ-Η			300 x 200														
		B-Δ			600 x 400														
		Δ-E			600 x 250														
		E-Z			350 x 250														

Με τον υπολογισμό των διαστάσεων των διατομών των τμημάτων του δικτύου αεραγωγών ολοκληρώνεται η διαστασιολόγησή τους. Το επόμενο βήμα είναι ο υπολογισμός της συνολικής πτώσης πίεσης στις εναλλακτικές διαδρομές της ροής αέρα και ο εντοπισμός της δυσμενέστερης από αυτές, αναφορικά με τις απώλειες πίεσης. Στον υπολογισμό αυτόν, οι πραγματικά επιλεγμένες διατομές είναι ίσες ή μεγαλύτερες από τις αρχικά απαιτούμενες ισοδύναμες κυκλικές και επομένως θα έπρεπε να υπάρξει διόρθωση ως προς την ταχύτητα και την ειδική πτώση πίεσης, οι οποίες θα είναι μειωμένες. Ωστόσο, αυτό συνήθως δεν το κάνουμε, αφήνοντας την μεγαλύτερη πτώση πίεσης που θα προκύψει ως περιθώριο ασφαλείας.

Θα πρέπει να είναι γνωστές και οι πτώσεις πίεσης στα στόμια ή άλλα ειδικά εξαρτήματα του δικτύου, από σχετικά τεχνικά φυλλάδια των κατασκευαστών.

Με την ολοκλήρωση της διαστασιολόγησης του δικτύου αεραγωγών είναι πλέον εφικτή και σκόπιμη, προς πληρέστερη κατανόηση του παραδείγματος, η σχεδίαση της κάτοψης του δικτύου, όπως δίνεται στο σχήμα 8.50. Με διαθέσιμη πλέον την κάτοψη του δικτύου αεραγωγών είναι περισσότερο εύκολος ο εντοπισμός των εξαρτημάτων και ο υπολογισμός της πτώσης πίεσης σε αυτά.



Σχήμα 8.50: Κάτοψη δικτύου αεραγωγών παραδείγματος.

- Για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης στα επιμέρους τμήματα των αεραγωγών απαιτούνται το μήκος κάθε ευθύγραμμου τμήματος και το πλήθος και το είδος των εξαρτημάτων που περιλαμβάνονται στο δίκτυο. Τα μήκη των ευθυγράμμων τμημάτων είναι γνωστά από το σχήμα 8.48, ενώ από το σχήμα 8.50 είναι δυνατός ο εντοπισμός των εξαρτημάτων του δικτύου. Με βάση το σχήμα αυτό, τα εξαρτήματα που περιλαμβάνονται στο συγκεκριμένο δίκτυο είναι τα εξής, με βάση την τυποποίηση της ASHRAE:
  1. διαστολή διατομής από  $H_1 = 450\text{mm}$  σε  $H_2 = 600\text{mm}$ , μήκους  $375\text{mm}$ , στο σημείο Α, τύπου SR4-1
  2. διακλάδωση με συστολή, τύπου SR5-13, στο σημείο Β
  3. διακλάδωση με συστολή, τύπου SR5-13, στο σημείο Γ

4. διαστολή διατομής από  $W_1 = 200\text{mm}$  σε  $W_2 = 500\text{mm}$ , μήκους  $325\text{mm}$ , στο σημείο Γ, τύπου SR4-1 (\*)
5. καμπύλη  $90^\circ$  χωρίς αλλαγή διατομής στο σημείο Η, με ομαλή ακτίνα καμπυλότητας, τύπου CR3-1
6. συμμετρική διαστολή διατομής από  $H_1 = 300\text{mm}$  σε  $H_2 = 350\text{mm}$ , μήκους  $125\text{mm}$ , στο σημείο Η, τύπου SR4-1
7. διαστολή διατομής από  $W_1 = 200\text{mm}$  σε  $W_2 = 500\text{mm}$ , μήκους  $150\text{mm}$ , στο σημείο Η, τύπου SR4-1
8. διακλάδωση με συστολή, τύπου SR5-13, στο σημείο Δ
9. διαστολή διατομής από  $W_1 = 400\text{mm}$  σε  $W_2 = 750\text{mm}$ , μήκους  $200\text{mm}$ , στο σημείο Δ, τύπου SR4-1 (\*)
10. διακλάδωση με συστολή, τύπου SR5-13. στο σημείο Ε
11. διαστολή διατομής από  $W_1 = 250\text{mm}$  σε  $W_2 = 500\text{mm}$ , μήκους  $275\text{mm}$ , στο σημείο Ε, τύπου SR4-1 (\*)
12. καμπύλη  $90^\circ$  χωρίς αλλαγή διατομής στο σημείο Ζ, με ομαλή ακτίνα καμπυλότητας, τύπου CR3-1
13. διαστολή διατομής από  $W_1 = 250\text{mm}$  σε  $W_2 = 750\text{mm}$ , μήκους  $250\text{mm}$ , στο σημείο Ζ, τύπου SR4-1
14. τα στόμια  $\Sigma_1, \Sigma_2, \Sigma_3, \Sigma_4, \Sigma_5$  προσαγωγής αέρα στο κλιματιζόμενο χώρο.

(\*) Παρατήρηση: Συνήθως, οι διακλαδώσεις προς στόμια που τοποθετούνται πολύ κοντά στον αεραγωγό δεν ανήκουν (δεν περιλαμβάνονται) στη δυσμενέστερη διαδρομή του δικτύου, και έτσι δεν υπάρχει λόγος να υπολογιστούν.

Τα μήκη  $L$  για τις συστολές – διαστολές του δικτύου αεραγωγών υπολογίζονται από τις εξής σχέσεις:

- για διαστολή από  $W_1$  (ή  $H_1$ ) σε  $W_2$  (ή  $H_2$ ):

$$L = (W_2 - W_1) \cdot 2,5 \quad (\text{αντίστοιχα } L = (H_2 - H_1) \cdot 2,5) \quad (8.58)$$

- για συστολή από  $W_1$  (ή  $H_1$ ) σε  $W_2$  (ή  $H_2$ ):

$$L = (W_1 - W_2) \cdot 4, \quad (\text{αντίστοιχα } L = (H_1 - H_2) \cdot 4) \quad (8.59)$$

Οι ανωτέρω σχέσεις ισχύουν γενικά με τους εξής περιορισμούς:

- αν σε διαστολές ή συστολές προκύπτουν μήκη μεγαλύτερα των  $1.000\text{mm}$ , τότε, για κατασκευαστικούς λόγους, το μήκος των εξαρτημάτων αυτών περιορίζεται στα  $1.000\text{mm}$
- οι ανωτέρω σχέσεις πιθανόν να μην εφαρμόζονται στις διαστολές για τοποθέτηση στομίων, στις οποίες το μήκος καθορίζεται από το διαθέσιμο χώρο για την εγκατάσταση του στομίου.

Η διαδικασία υπολογισμού της πτώσης πίεσης στο δίκτυο αεραγωγών έχει ως εξής:

1. Σε κάθε τμήμα δικτύου καταγράφεται το συνολικό μήκος του ευθύγραμμου μέρους του τμήματος δικτύου.
2. Υπολογίζεται η ισοδύναμη διάμετρος των στομίων του δικτύου, με βάση τη σχέση

$$d_e = 1,30 \cdot \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}, \quad \text{όπου } a \text{ και } b \text{ οι διαστάσεις του εκάστοτε στομίου.}$$

3. Υπολογίζεται η ταχύτητα της ροής του αέρα στα στόμια του δικτύου με βάση τη σχέση:  $u = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot d_e^2}$ .
4. Υπολογίζεται η διαθέσιμη δυναμική πίεση σε κάθε τμήμα του δικτύου, από τη σχέση  $P_{\text{δυν.}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2$ , όπου  $u$  η ταχύτητα ροή του αέρα, η οποία έχει επιλεγεί στον πίνακα 8.5 για τα ευθύγραμμο τμήματα του δικτύου και έχει υπολογιστεί ανωτέρω για τα στόμια.
5. Η πτώση πίεσης σε κάθε ευθύγραμμο τμήμα του δικτύου υπολογίζεται από το γινόμενο της ειδικής πτώσης πίεσης, η οποία έχει παρουσιαστεί στον πίνακα 8.5, και του συνολικού μήκους του κάθε ευθύγραμμου τμήματος.
6. Υπολογίζονται οι συντελεστές πτώσης πίεσης για όλα τα εξαρτήματα του δικτύου (διακλαδώσεις, συστολές – διαστολές, καμπύλες), με βάση τους πίνακες της ASHRAE. Στους πίνακες 8.7 παρουσιάζονται οι παράμετροι υπολογισμού και οι τελικές τιμές των συντελεστών αυτών για κάθε εξάρτημα.
7. Για κάθε τμήμα του δικτύου αθροίζονται οι συντελεστές πτώσης πίεσης από όλα τα εξαρτήματα που περιέχονται σε αυτό. Στον πίνακα 8.8 περιγράφονται τα εξαρτήματα που περιέχονται σε κάθε τμήμα του δικτύου και υπολογίζονται οι συνολικοί συντελεστές τοπικών απωλειών.
8. Για όλα τα τμήματα του δικτύου υπολογίζεται η συνολική πτώση πίεσης στα εξαρτήματα, από τη σχέση  $\Delta p_j = C_{\text{tot}} \cdot p_{u,o}$ , όπου  $p_{u,o}$  η αρχικά διαθέσιμη δυναμική πίεση και  $C_{\text{tot}}$  ο συνολικός αθροιστικός συντελεστής απωλειών πίεσης όλων των εξαρτημάτων του τμήματος.
9. Υπολογίζεται η συνολική πτώση πίεσης σε κάθε τμήμα του δικτύου, ως το άθροισμα:
  - της πτώσης πίεσης στο ευθύγραμμο μέρος του τμήματος
  - της πτώσης πίεσης στα εξαρτήματα που περιέχονται σε αυτό
  - της πτώσης πίεσης στο στόμιο στο οποίο ενδεχομένως καταλήγει το τμήμα.
10. Αθροίζοντας τις πτώσεις πίεσης για όλα τα τμήματα δικτύου που απαρτίζουν την κάθε ολοκληρωμένη εναλλακτική διαδρομή της ροής του αέρα από τον ανεμιστήρα έως τα πλέον απομακρυσμένα στόμια προσαγωγής, υπολογίζεται η συνολική πτώση πίεσης στις εναλλακτικές διαδρομές. Στο συγκεκριμένο δίκτυο υπάρχουν δύο τέτοιες, η Α-Β-Γ-Η-Σ<sub>2</sub> και η Α-Β-Δ-Ε-Ζ-Σ<sub>5</sub>. Για τον υπολογισμό της συνολικής πτώσης πίεσης σε κάθε μία από αυτές θα πρέπει να προστεθούν οι επιμέρους πτώσεις πίεσης στα τμήματα Α-Β, Β-Γ και Γ-Η για την πρώτη διαδρομή και στα τμήματα Α-Β, Β-Δ, Δ-Ε και Ε-Ζ για τη δεύτερη διαδρομή. Η δυσμενέστερη διαδρομή είναι αυτή που θα εμφανίσει τη μεγαλύτερη συνολική πτώση πίεσης.

Τα αποτελέσματα από την εκτέλεση των ανωτέρω βημάτων συνοψίζονται στον πίνακα 8.9.

**Πίνακας 8.7α:** Συντελεστές απώλειας πίεσης στις διακλάδωσεις του δικτύου (τύπος εξαρτήματος SR5-13).

Διακλάδωση στο Β		Διακλάδωση στο Γ		Διακλάδωση στο Δ		Διακλάδωση στο Ε	
$W_c \times H_c$	450 x 600	$W_c \times H_c$	200 x 600	$W_c \times H_c$	400 x 600	$W_c \times H_c$	250 x 600
$W_s \times H_s$	400 x 600	$W_s \times H_s$	200 x 300	$W_s \times H_s$	250 x 600	$W_s \times H_s$	250 x 350
$W_b \times H_b$	200 x 600	$W_b \times H_b$	200 x 350	$W_b \times H_b$	400 x 350	$W_b \times H_b$	250 x 350
$A_c$ (m <sup>2</sup> )	0,27	$A_c$ (m <sup>2</sup> )	0,12	$A_c$ (m <sup>2</sup> )	0,24	$A_c$ (m <sup>2</sup> )	0,15
$A_s$ (m <sup>2</sup> )	0,24	$A_s$ (m <sup>2</sup> )	0,06	$A_s$ (m <sup>2</sup> )	0,15	$A_s$ (m <sup>2</sup> )	0,09
$A_b$ (m <sup>2</sup> )	0,12	$A_b$ (m <sup>2</sup> )	0,07	$A_b$ (m <sup>2</sup> )	0,14	$A_b$ (m <sup>2</sup> )	0,09
$A_b / A_c$	0,44	$A_b / A_c$	0,58	$A_b / A_c$	0,58	$A_b / A_c$	0,58
$A_s / A_c$	0,89	$A_s / A_c$	0,50	$A_s / A_c$	0,63	$A_s / A_c$	0,58
$Q_c$ (lt/s)	3.000	$Q_c$ (lt/s)	1.000	$Q_c$ (lt/s)	2.000	$Q_c$ (lt/s)	1.250
$Q_s$ (lt/s)	2.000	$Q_s$ (lt/s)	500	$Q_s$ (lt/s)	1.250	$Q_s$ (lt/s)	750
$Q_b$ (lt/s)	1.000	$Q_b$ (lt/s)	500	$Q_b$ (lt/s)	750	$Q_b$ (lt/s)	500
$Q_b / Q_c$	0,33	$Q_b / Q_c$	0,50	$Q_b / Q_c$	0,38	$Q_b / Q_c$	0,40
$Q_s / Q_c$	0,67	$Q_s / Q_c$	0,50	$Q_s / Q_c$	0,63	$Q_s / Q_c$	0,60
$C_b$	<b>1,38</b>	$C_b$	<b>0,97</b>	$C_b$	<b>1,81</b>	$C_b$	<b>1,54</b>
$C_s$	<b>0,19</b>	$C_s$	<b>0,04</b>	$C_s$	<b>0,05</b>	$C_s$	<b>0,03</b>

**Πίνακας 8.7β:** Συντελεστές απώλειας πίεσης στις διαστολές του δικτύου (τύπος εξαρτήματος SR4-1).

Διαστολή στο Α		Διαστολή στο Γ		Διαστολή στο Η		Διαστολή στο Η	
$W_1 \times H_1$	450 x 450	$W_1 \times H_1$	200 x 350	$W_1 \times H_1$	200 x 300	$W_1 \times H_1$	200 x 350
$W_0 \times H_0$	450 x 600	$W_0 \times H_0$	500 x 350	$W_0 \times H_0$	200 x 350	$W_0 \times H_0$	500 x 350
$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,27	$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,18	$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,07	$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,18
$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,20	$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,07	$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,06	$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,07
$A_0 / A_1$	1,33	$A_0 / A_1$	2,50	$A_0 / A_1$	1,17	$A_0 / A_1$	2,50
Μήκος (mm)	375	Μήκος (mm)	325	Μήκος (mm)	125	Μήκος (mm)	150
$\tan(\theta/2)$	0,20	$\tan(\theta/2)$	0,46	$\tan(\theta/2)$	0,20	$\tan(\theta/2)$	1,00
$\theta$ (°)	22,62	$\theta$ (°)	49,55	$\theta$ (°)	22,62	$\theta$ (°)	90,00
$C_o$	0,23	$C_o$	3,57	$C_o$	0,12	$C_o$	3,94

**Πίνακας 8.7β:** Συντελεστές απώλειας πίεσης στις διαστολές του δικτύου (τύπος εξαρτήματος SR4-1).

Διαστολή στο Δ		Διαστολή στο Ε		Διαστολή στο Ζ	
$W_1 \times H_1$	400 x 350	$W_1 \times H_1$	250 x 350	$W_1 \times H_1$	250 x 350
$W_0 \times H_0$	750 x 350	$W_0 \times H_0$	500 x 350	$W_0 \times H_0$	750 x 350
$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,26	$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,18	$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,26
$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,14	$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,09	$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,09
$A_0/A_1$	1,88	$A_0/A_1$	2,00	$A_0/A_1$	3,00
Μήκος (mm)	200	Μήκος (mm)	275	Μήκος (mm)	250
$\tan(\theta/2)$	0,88	$\tan(\theta/2)$	0,45	$\tan(\theta/2)$	1,00
$\theta$ (°)	82,37	$\theta$ (°)	48,89	$\theta$ (°)	90,00
$C_o$	1,33	$C_o$	1,42	$C_o$	6,36

**Πίνακας 8.7γ:** Συντελεστές απώλειας πίεσης στις καμπύλες του δικτύου (τύπος εξαρτήματος CR3-1).

Καμπύλη στο Η		Καμπύλη στο Ζ	
$W \times H$	200 x 300	$W \times H$	250 x 350
H/W	1,5	H/W	1,4
$\theta$ (°)	90,00	$\theta$ (°)	90,00
r/W	1,50	r/W	1,50
$C_o$	0,15	$C_o$	0,15

**Πίνακας 8.8:** Πίνακας εξαρτημάτων ανά τμήμα δικτύου αεραγωγών.

Τμήμα αγωγού	Εξαρτήματα	Συντελεστής απωλειών εξαρτήματος	Άθροισμα συντελεστών απωλειών τμήματος
ΑΒ	• Διαστολή στο Α	$C_o = 0,23$	0,23
ΒΓ	• Κλαδικός αγωγός διακλάδωσης στο Β	$C_b = 1,38$	1,38
ΓΣ <sub>1</sub>	• Κλαδικός αγωγός διακλάδωσης στο Γ • Διαστολή στο Γ	$C_b = 0,97$ $C_o = 3,57$	4,54
ΓΗ	• Κεντρικός αγωγός διακλάδωσης στο Γ • Διαστολή στο Η • Καμπύλη στο Η	$C_s = 0,04$ $C_o = 0,12$ $C_o = 0,15$	0,31
ΗΣ <sub>2</sub>	• Διαστολή στο Η	$C_o = 3,94$	3,94
ΒΔ	• Κεντρικός αγωγός διακλάδωσης στο Β	$C_s = 0,19$	0,19
ΔΣ <sub>3</sub>	• Κλαδικός αγωγός διακλάδωσης στο Δ • Διαστολή στο Δ	$C_b = 1,81$ $C_o = 1,33$	3,14
ΔΕ	• Κεντρικός αγωγός διακλάδωσης στο Δ	$C_s = 0,05$	0,05
ΕΣ <sub>4</sub>	• Κλαδικός αγωγός διακλάδωσης στο Ε • Διαστολή στο Ε	$C_b = 1,54$ $C_o = 1,42$	2,96
ΕΖ	• Κεντρικός αγωγός διακλάδωσης στο Ε • Καμπύλη στο Ζ	$C_s = 0,03$ $C_o = 0,15$	0,18
ΖΣ <sub>5</sub>	• Διαστολή στο Ζ	$C_o = 6,36$	6,36

**Πίνακας 8.9:** Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων υπολογισμού πτώσης πίεσης δικτύου αεραγωγών.

Τμήμα αγωγού	Παροχή όγκου (lt/s)	Ισοδύναμη διάμετρος αγωγού (mm)	Ταχύτητα ροής (m/s)	Δυναμική πίεση στο τμήμα (Pa)	Μήκος ευθύγραμμου τμήματος αγωγού (m)	Μοναδιαία απώλεια πίεσης ευθύγραμμου τμήματος (Pa/m)	Απώλειες πίεσης ευθύγραμμου τμήματος αγωγού (Pa)	Αθροισμα συντελεστών τοπικών απωλειών εξαρτημάτων	Απώλειες πίεσης εξαρτημάτων (Pa)	Πτώση πίεσης στομίων (Pa)	Συνολικές Απώλειες πίεσης τμήματος Pa
ΑΒ	3.000	564	12,0	86,4	9,0	2,30	20,7	0,23	19,9	0	40,6
ΒΓ	1.000	357	10,0	60,0	4,0	2,85	11,4	1,38	82,8	0	94,2
ΓΣ <sub>1</sub>	500	455	3,1	5,6				4,54	25,4	20	45,4
ΓΗ	500	252	10,0	60,0	4,5	4,40	19,8	0,31	18,6	0	38,4
ΗΣ <sub>2</sub>	500	455	3,1	5,6	0,5	0,00	0,0	3,94	22,1	20	42,1
ΒΔ	2.000	505	10,0	60,0	3,0	1,90	5,7	0,19	11,4	0	17,1
ΔΣ <sub>3</sub>	750	550	3,2	6,0				3,14	18,8	25	43,8
ΔΕ	1.250	399	10,0	60,0	6,0	2,55	15,3	0,05	3,0	0	18,3
ΕΣ <sub>4</sub>	500	455	3,1	5,6				2,96	16,6	20	36,6
ΕΖ	750	309	10,0	60,0	4,5	3,40	15,3	0,18	10,8	0	26,1
ΖΣ <sub>5</sub>	750	550	3,2	6,0	0,3	0,00	0,0	6,36	38,2	25	63,2
Διαδρομή ΑΒΓΗΣ <sub>2</sub>											215,3
Διαδρομή ΑΒΔΕΖΣ <sub>5</sub>											163,5



Από τον πίνακα 8.8 παρατηρείται ότι η πρώτη διαδρομή παρουσιάζει υψηλότερες απώλειες πίεσης, συνεπώς είναι η δυσμενέστερη διαδρομή. Η πτώση πίεσης σε αυτή τη διαδρομή θα καθορίσει το απαιτούμενο μανομετρικό του ανεμιστήρα του δικτύου.

### 8.11.2.β. Μέθοδος σταθερής πτώσης πίεσης

Κατά τη μέθοδο αυτή υπολογίζεται η ειδική πτώση πίεσης στον κεντρικό αγωγό, με βάση τη συνολική παροχή προσαγωγής του αέρα και την επιλεγόμενη ταχύτητα ροής. Στη συνέχεια, διατηρώντας αυτή την ειδική πτώση πίεσης σταθερή σε όλα τα τμήματα του δικτύου προσαγωγής (ή επιστροφής) και γνωρίζοντας τις παροχές προσαγωγής (ή επιστροφής) σε καθένα από αυτά, από το διάγραμμα πτώσης πίεσης υπολογίζεται η ισοδύναμη διάμετρος και η ταχύτητα ροής. Από την ισοδύναμη διάμετρο υπολογίζονται τελικά οι διαστάσεις της διατομής τους αεραγωγού, με βάση τον πίνακα 8.3. Ο υπολογισμός της συνολικής πτώσης πίεσης σε κάθε τμήμα του δικτύου και στις εναλλακτικές διαδρομές του αέρα από τον ανεμιστήρα έως τα πλέον απομακρυσμένα στόμια προσαγωγής ακολουθεί την ίδια διαδικασία με αυτή που παρουσιάστηκε στην προηγούμενη ενότητα.

Τα ανωτέρω εφαρμόζονται στο παράδειγμα που ακολουθεί.

### **Παράδειγμα 8.9**

Διαστασιολόγηση και υπολογισμός δικτύου αεραγωγών με τη μέθοδο της σταθερής πτώσης πίεσης

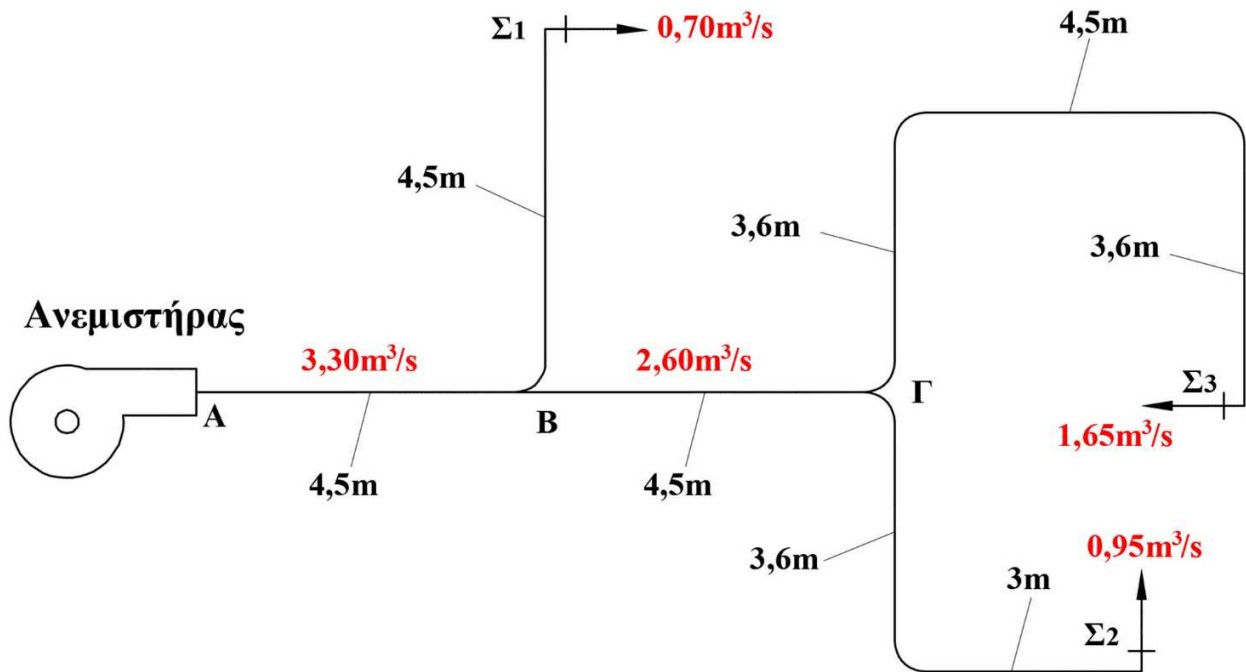
Να υπολογιστούν οι αεραγωγοί και ο ανεμιστήρας στην εγκατάσταση αεραγωγών του σχήματος 8.51, με τη μέθοδο σταθερών απωλειών πίεσης. Δίνονται:

- ταχύτητα αέρα στην έξοδο του ανεμιστήρα: 16m/s,
- ταχύτητα αέρα στον κεντρικό αγωγό AB: 10m/s
- απώλεια πίεσης στα στόμια εξόδου: 30Pa,
- στα καμπύλα τμήματα του δικτύου ο λόγος  $R/W=1,5$ ,
- οι διαστάσεις των στομιών προσαγωγής:  $\Sigma_1$ : 400 x 600,  $\Sigma_2$ : 700 x 500,  $\Sigma_3$ : 800 x 700,
- το ύψος των αεραγωγών να μην υπερβαίνει τα 600 mm.

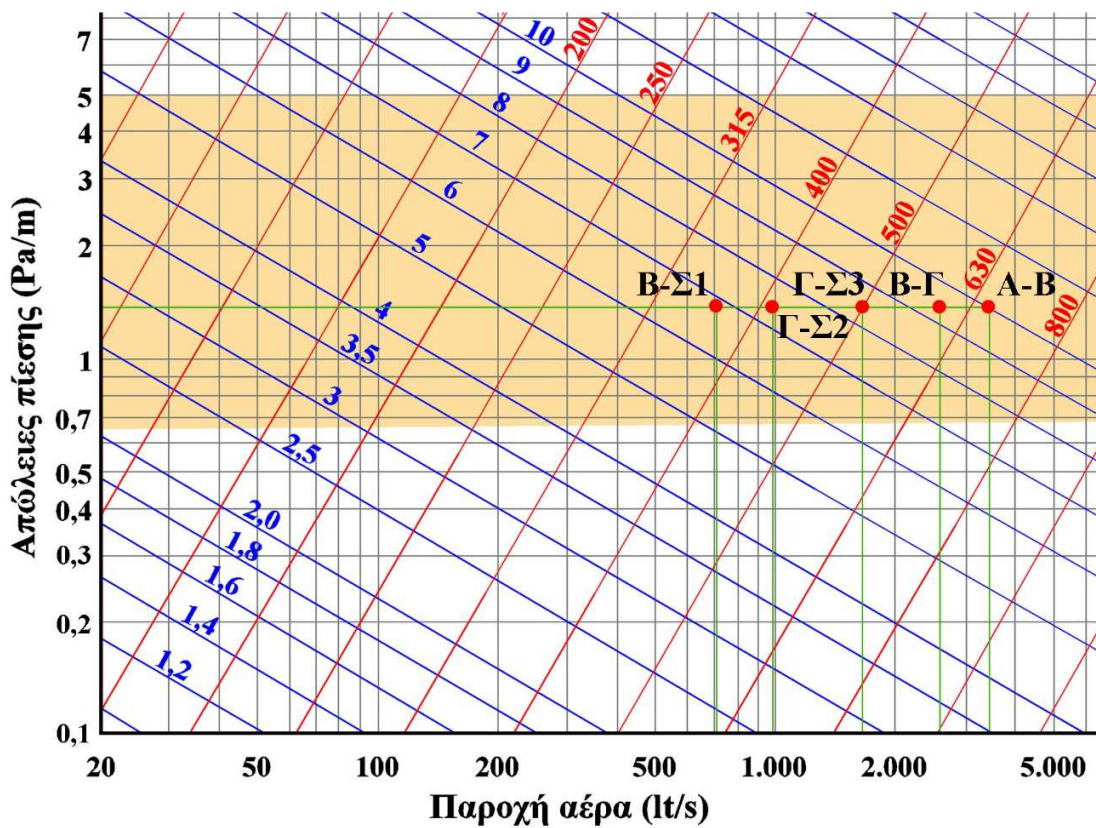
Λύση:

Με βάση της παροχές στα στόμια εξόδου που δίνονται στο διάγραμμα του δικτύου αεραγωγών υπολογίζεται η συνολική παροχή στην έξοδο του ανεμιστήρα  $3,30\text{m}^3/\text{s}$ , καθώς και η παροχή στο τμήμα B-Γ  $2,6\text{m}^3/\text{s}$ .

Από το διάγραμμα υπολογισμού ειδικής πτώσης πίεσης του σχήματος 8.41, για την παροχή που υπολογίστηκε στην έξοδο του ανεμιστήρα και για ταχύτητα αέρα στο ίδιο σημείο του δικτύου 10m/s, υπολογίζεται η ειδική πτώση πίεσης στο τμήμα AB του δικτύου: 1,40Pa/m αγωγού. Η ειδική πτώση πίεσης, που υπολογίστηκε παραπάνω, διατηρείται σταθερή σε όλα τα τμήματα του δικτύου των αεραγωγών. Συνεπώς, γνωρίζοντας για κάθε τμήμα του δικτύου την παροχή αέρα και την ειδική πτώση πίεσης, είναι δυνατός ο υπολογισμός της ταχύτητας της ροής του αέρα για κάθε τμήμα του δικτύου από το διάγραμμα του σχήματος 8.41 και της ισοδύναμης διαμέτρου από το ίδιο διάγραμμα ή από τη σχέση 8.54. Η γραφική επίλυση του προβλήματος παρουσιάζεται στο σχήμα 8.52.



Σχήμα 8.41: Δίκτυο αεραγωγών παραδείγματος.



Σχήμα 8.52: Υπολογισμός ισοδύναμης διαμέτρου και ταχύτητας ροής για σταθερή ειδική πτώση πίεσης.

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών παρουσιάζονται στον πίνακα 8.10. Παρατηρείται και πάλι η απόκλιση στον υπολογισμό της ισοδύναμης διαμέτρου με τη γραφική μέθοδο και την αναλυτική σχέση.

**Πίνακας 8.10:** Υπολογισμός παροχής, ταχύτητας ροής και ισοδύναμης διαμέτρου στα επιμέρους τμήματα του δικτύου αεραγωγών του παραδείγματος.

Τμήμα αεραγωγού	Ταχύτητα (m/sec)	Παροχή (m <sup>3</sup> /sec)	Πτώση πίεσης (Pa/m αγωγού)	Ισοδύναμη διάμετρος μέσω διαγράμματος (mm)	Ισοδύναμη διάμετρος μέσω αναλυτικής σχέσης (mm)
A-B	10,00	3,30	1,4	660	648
B-Σ <sub>1</sub>	6,85	0,70	1,4	360	360
B-Γ	9,45	2,60	1,4	600	592
Γ-Σ <sub>2</sub>	7,50	0,95	1,4	410	404
Γ-Σ <sub>3</sub>	8,20	1,65	1,4	500	498

Στη συνέχεια, με βάση την ισοδύναμη διάμετρο σε κάθε τμήμα του δικτύου, από τον πίνακα 8.3 επιλέγουμε τις διαστάσεις της ορθογωνικής διατομής των τμημάτων. Έχοντας υπόψη τον περιορισμό της εκφόνησης, διατηρούμε το ύψος σταθερό και ίσο με 600mm. Στον πίνακα 8.11 παρουσιάζεται η επιλογή των διαστάσεων ορθογωνικών διατομών με βάση τις ισοδύναμες διαμέτρους, που παρουσιάστηκαν στον πίνακα 8.10. Ακολουθείται η ίδια διαδικασία που παρουσιάστηκε στο προηγούμενο Παράδειγμα.

**Παρατήρηση:** Στο τμήμα ΓΣ<sub>3</sub> θα μπορούσε να επιλεγεί πλάτος 350mm, αφού η διατομή 350 x 600 αντιστοιχεί σε ισοδύναμη διάμετρο 496mm, δηλαδή μόλις 2mm μικρότερη από την απαιτούμενη 498mm. Στην προκειμένη περίπτωση όμως είναι προτιμότερο να αφήσουμε το περιθώριο του πλάτους των 400mm, διότι το τμήμα αυτό είναι απομακρυσμένο από τον ανεμιστήρα και, συνεπώς, θα είναι σε δυσμενή διαδρομή του αέρα από την άποψη της συνολικής πτώσης πίεσης.

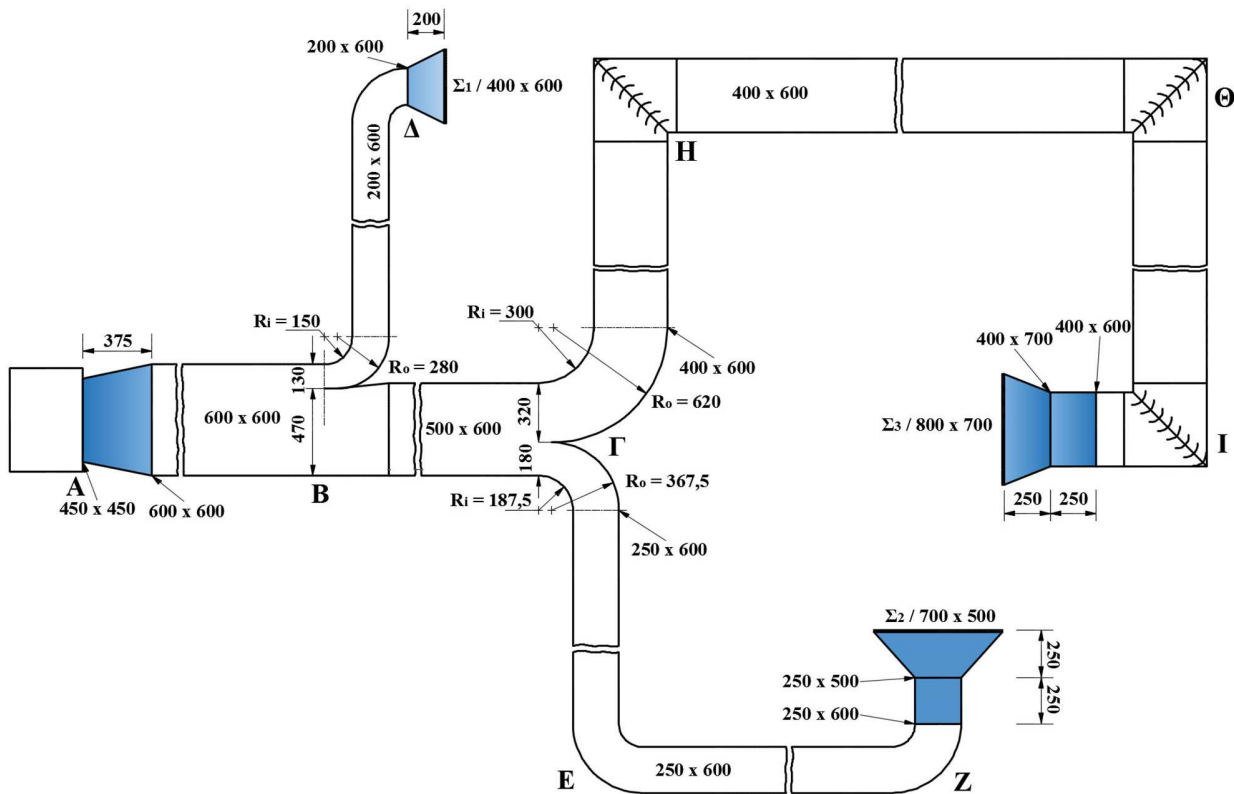
Με τον υπολογισμό των διαστάσεων των διατομών των τμημάτων του δικτύου αεραγωγών ολοκληρώνεται η διαστασιολόγησή τους. Το επόμενο βήμα είναι ο υπολογισμός της συνολικής πτώσης πίεσης στις εναλλακτικές διαδρομές της ροής αέρα και ο εντοπισμός της δυσμενέστερης από αυτές, αναφορικά με τις απώλειες πίεσης.

**Πίνακας 8.11:** Επιλογή διαστάσεων ορθογωνικών διατομών  $W \times H$  τμημάτων αεραγωγών.

Ισοδύναμη διάμετρος ορθογωνικής διατομής (mm)

Πλευρά a (mm)	Πλευρά b (mm)																		
	100	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1.000	1.200	1.400	1.600	1.800	2.000
100	109																		
150	133	164																	
200	152	189	219																
250	169	210	244	273															
300	183	229	266	299	328														
350	195	245	286	322	354	383													
400	207	260	305	343	378	409	437												
450	217	274	321	363	400	433	464	492											
500	227	287	337	381	420	455	488	518	547										
600	245	310	365	414	457	496	533	567	598	656									
700	261	331	391	443	490	533	573	610	644	708	765								
800	275	350	414	470	520	567	609	649	687	755	818	875							
900		367	435	494	548	597	643	686	726	799	866	927	984						
1.000			454	517	574	626	674	719	762	840	911	976	1.037	1.093					
1.200				558	620	677	731	780	827	914	993	1.066	1.133	1.196	1.312				
1.400					662	724	781	835	886	980	1.066	1.146	1.220	1.289	1.416	1.530			
1.600						766	827	885	939	1.041	1.133	1.219	1.298	1.373	1.511	1.635	1.749		
1.800							869	930	988	1.096	1.195	1.286	1.371	1.451	1.598	1.732	1.854	1.968	
2.000								973	1.034	1.147	1.252	1.348	1.438	1.523	1.680	1.822	1.952	2.073	2.186
		A-B			600 x 600														
		B-Σ <sub>1</sub>			200 x 600														
		B-Γ			500 x 600														
		Γ-Σ <sub>2</sub>			250 x 600														
		Γ-Σ <sub>3</sub>			400 x 600														

Προς πληρέστερη κατανόηση του παραδείγματος στο σχήμα 8.53 παρουσιάζεται η κάτοψη του δικτύου. Με διαθέσιμη πλέον την κάτοψη του δικτύου αεραγωγών είναι περισσότερο εύκολος ο εντοπισμός των εξαρτημάτων και ο υπολογισμός της πτώσης πίεσης σε αυτά.



Σχήμα 8.53: Κάτοψη δικτύου αεραγωγών παραδείγματος.

Για τον υπολογισμό της πτώσης πίεσης στα επιμέρους τμήματα των αεραγωγών απαιτούνται το μήκος κάθε ευθύγραμμου τμήματος και το πλήθος και το είδος των εξαρτημάτων που περιλαμβάνονται στο δίκτυο. Τα μήκη των ευθυγράμμων τμημάτων είναι γνωστά από το σχήμα 8.51, ενώ από το σχήμα 8.53 είναι δυνατός ο εντοπισμός των εξαρτημάτων του δικτύου.

Με γνωστή την ταχύτητα εξόδου από τον ανεμιστήρα, προσδιορίζουμε προσεγγιστικά τις διαστάσεις του στομίου εξόδου, θεωρώντας το τετραγωνικής διατομής (όπως περίπου συμβαίνει σε συνήθεις φυγοκεντρικούς ανεμιστήρες). Οπότε έχουμε:

$$\dot{V} = S \cdot u \Rightarrow S = \frac{\dot{V}}{u} \Rightarrow a^2 = \frac{3,3 \text{ m}^3/\text{s}}{16 \text{ m/s}} = 0,206 \text{ m}^2 \Rightarrow a^2 \approx 450 \text{ mm} \times 450 \text{ mm}$$

Έτσι, με βάση το σχήμα, τα εξαρτήματα που περιλαμβάνονται στο συγκεκριμένο δίκτυο είναι τα εξής, με βάση την τυποποίηση της ASHRAE:

15. διπλή διαστολή διατομής από  $H_1 = 450 \text{ mm}$  σε  $H_2 = 600 \text{ mm}$  και από  $W_1 = 450 \text{ mm}$  σε  $W_2 = 600 \text{ mm}$ , μήκους  $375 \text{ mm}$ , στο σημείο Α, τύπου SR7-17
16. ομαλή διακλάδωση  $90^\circ$ , τύπου SR5-1, στο σημείο Β
17. καμπύλη  $90^\circ$  χωρίς αλλαγή διατομής στο σημείο Δ, με ομαλή ακτίνα καμπυλότητας, τύπου CR3-1

18. διαστολή διατομής από  $W_1 = 200\text{mm}$  σε  $W_2 = 400\text{mm}$ , μήκους  $200\text{mm}$ , στο σημείο Δ, τύπου SR4-1
19. ομαλή διακλάδωση  $90^\circ$ , τύπου SR5-1, στο σημείο Γ
20. καμπύλες  $90^\circ$  χωρίς αλλαγή διατομής στα σημεία Ε και Ζ, με ομαλή ακτίνα καμπυλότητας, τύπου CR3-1
21. συστολή διατομής από  $H_1 = 600\text{mm}$  σε  $H_2 = 500\text{mm}$ , μήκους  $250\text{mm}$ , στο σημείο Ζ, τύπου SR4-1
22. διαστολή διατομής από  $W_1 = 250\text{mm}$  σε  $W_2 = 700\text{mm}$ , μήκους  $250\text{mm}$ , στο σημείο Ζ, τύπου SR4-1
23. γωνία  $90^\circ$ , απότομη αλλαγή διεύθυνσης, με απλά-μονά οδηγητικά πτερύγια, απόστασης  $80\text{mm}$  στα σημεία Θ, Ι και Κ, τύπου CR3-12
24. διαστολή διατομής από  $H_1 = 600\text{mm}$  σε  $H_2 = 700\text{mm}$ , μήκους  $250\text{mm}$ , στο σημείο Ι, τύπου SR4-1
25. διαστολή διατομής από  $W_1 = 400\text{mm}$  σε  $W_2 = 800\text{mm}$ , μήκους  $250\text{mm}$ , στο σημείο Ι, τύπου SR4-1
26. τα στόμια  $\Sigma_1, \Sigma_2, \Sigma_3$  προσαγωγής αέρα στο κλιματιζόμενο χώρο.

Στις διακλαδώσεις στα σημεία Β και Γ η αρχική διάσταση  $W$  διαμοιράζεται αρχικά αναλογικά σε διαστάσεις  $W_a$  και  $W_b$  με βάση το λόγο των παροχών που μοιράζονται στα δύο τμήματα του δικτύου που προκύπτουν μετά τη διακλάδωση. Στη συνέχεια τα μήκη  $W_a$  και  $W_b$  προσαρμόζονται είτε μέσω διασταλμένης καμπύλης, είτε μέσω διαστολής σε ευθύγραμμο τμήμα, ώστε τελικά να προκύψουν οι απαιτούμενες διαστάσεις στα δύο νέα τμήματα του δικτύου μετά τη διακλάδωση. Για παράδειγμα, στη διακλάδωση Γ, η αρχική παροχή των  $2,60\text{m}^3/\text{s}$  διαμοιράζεται σε παροχή των  $1,65\text{m}^3/\text{s}$ , που αντιστοιχεί σε ποσοστό 63% ως προς την αρχική παροχή, και σε παροχή  $0,95\text{m}^3/\text{s}$ , που αντιστοιχεί σε ποσοστό 27% ως προς την αρχική παροχή. Συνεπώς, η αρχική διατομή των  $500\text{mm}$  στη διακλάδωση Γ θα μοιραστεί σε  $0,63 \times 500\text{mm} \approx 320\text{mm}$  και  $0,27 \times 500 \approx 180\text{mm}$ .

Η εσωτερική και εξωτερική ακτίνα καμπυλότητας  $R_i$  και  $R_o$  αντίστοιχα στις ομαλές διακλαδώσεις στα σημεία Β και Γ υπολογίζονται από τις σχέσεις:

$$R_i = 0,75 \cdot W_2$$

$$R_o = W_a + 0,75 \cdot W_2$$

όπου:

$W_2$ : το τελικό πλάτος του τμήματος του δικτύου στο οποίο οδηγεί το μέρος της διακλάδωσης μετά την καμπύλη

$W_a$ : το μήκος από την αρχική διατομή το οποίο επιμερίζεται στη διακλάδωση με την καμπύλη.

Για παράδειγμα, στην καμπύλη της διακλάδωσης Β, είναι  $W_2 = 200\text{mm}$  και  $W_a = 130\text{mm}$ . Με βάση τις τιμές αυτές και τις ανωτέρω σχέσεις υπολογίζονται  $R_i = 150\text{mm}$  και  $R_o = 280\text{mm}$ .

Η διαδικασία υπολογισμού της πτώσης πίεσης στο δίκτυο αεραγωγών είναι η ίδια που εφαρμόστηκε και στο προηγούμενο παράδειγμα. Αναλυτικά:

11. Σε κάθε τμήμα δικτύου καταγράφεται το συνολικό μήκος του ευθύγραμμου μέρους του τμήματος δικτύου.

12. Υπολογίζεται η ισοδύναμη διάμετρος των στομιών του δικτύου, με βάση τη σχέση  $d_e = 1,30 \cdot \frac{(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}$ ,

όπου  $a$  και  $b$  οι διαστάσεις του εκάστοτε στομίου.

13. Υπολογίζεται η ταχύτητα της ροής του αέρα στα στόμια του δικτύου με βάση τη σχέση:  $u = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot d_e^2}$ .
14. Υπολογίζεται η διαθέσιμη δυναμική πίεση σε κάθε τμήμα του δικτύου, από τη σχέση  $P_{\text{δυν.}} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2$ , όπου  $u$  η ταχύτητα ροή του αέρα, η οποία έχει επιλεγεί στον πίνακα 8.10 για τα ευθύγραμμο τμήματα του δικτύου και έχει υπολογιστεί ανωτέρω για τα στόμια.
15. Η πτώση πίεσης σε κάθε ευθύγραμμο τμήμα του δικτύου υπολογίζεται από το γινόμενο της ειδικής πτώσης πίεσης, η οποία έχει παρουσιαστεί στον πίνακα 8.10, και του συνολικού μήκους του κάθε ευθύγραμμου τμήματος.
16. Υπολογίζονται οι συντελεστές πτώσης πίεσης για όλα τα εξαρτήματα του δικτύου (διακλαδώσεις, συστολές – διαστολές, καμπύλες), με βάση τους πίνακες της ASHRAE. Στους πίνακες 8.12 παρουσιάζονται οι παράμετροι υπολογισμού και οι τελικές τιμές των συντελεστών αυτών για κάθε εξάρτημα.
17. Για κάθε τμήμα του δικτύου αθροίζονται οι συντελεστές πτώσης πίεσης από όλα τα εξαρτήματα που περιέχονται σε αυτό. Στον πίνακα 8.13 περιγράφονται τα εξαρτήματα που περιέχονται σε κάθε τμήμα του δικτύου και υπολογίζονται οι συνολικοί συντελεστές τοπικών απωλειών.
18. Για όλα τα τμήματα του δικτύου υπολογίζεται η συνολική πτώση πίεσης στα εξαρτήματα, από τη σχέση  $\Delta p_j = C_{\text{tot}} \cdot p_{u,o}$ , όπου  $p_{u,o}$  η αρχικά διαθέσιμη δυναμική πίεση και  $C_{\text{tot}}$  ο συνολικός αθροιστικός συντελεστής απωλειών πίεσης όλων των εξαρτημάτων του τμήματος.
19. Υπολογίζεται η συνολική πτώση πίεσης σε κάθε τμήμα του δικτύου, ως το άθροισμα:
- της πτώσης πίεσης στο ευθύγραμμο μέρος του τμήματος
  - της πτώσης πίεσης στα εξαρτήματα που περιέχονται σε αυτό
  - της πτώσης πίεσης στο στόμιο στο οποίο ενδεχομένως καταλήγει το τμήμα.
20. Αθροίζοντας τις πτώσεις πίεσης για όλα τα τμήματα δικτύου που απαρτίζουν την κάθε ολοκληρωμένη εναλλακτική διαδρομή της ροής του αέρα από τον ανεμιστήρα έως τα πλέον απομακρυσμένα στόμια προσαγωγής, υπολογίζεται η συνολική πτώση πίεσης στις εναλλακτικές διαδρομές. Στο συγκεκριμένο δίκτυο υπάρχουν τρεις τέτοιες, η A-B-Δ-Σ<sub>1</sub>, η A-B-Γ-Z-Σ<sub>2</sub> και η A-B-Γ-I-Σ<sub>3</sub>. Για τον υπολογισμό της συνολικής πτώσης πίεσης σε κάθε μία από αυτές θα πρέπει να προστεθούν οι επιμέρους πτώσεις πίεσης στα τμήματα από τα οποία απαρτίζεται η κάθε διαδρομή. Η δυσμενέστερη διαδρομή είναι αυτή που θα εμφανίσει τη μεγαλύτερη συνολική πτώση πίεσης.

Τα αποτελέσματα από την εκτέλεση των ανωτέρω βημάτων συνοψίζονται στον πίνακα 8.14. Από τον πίνακα 8.14 παρατηρείται ότι η διαδρομή A-B-Γ-I-Σ<sub>3</sub> παρουσιάζει υψηλότερες απώλειες πίεσης, συνεπώς είναι η δυσμενέστερη διαδρομή. Η πτώση πίεσης σε αυτή τη διαδρομή θα καθορίσει το απαιτούμενο μανομετρικό του ανεμιστήρα του δικτύου.

**Πίνακας 8.12α:** Συντελεστές απώλειας πίεσης στις διακλάδωσεις του δικτύου (τύπος εξαρτήματος SR5-1).

Διακλάδωση στο Β		Διακλάδωση στο Γ	
$W_c \times H_c$	600 x 600	$W_c \times H_c$	500 x 600
$W_s \times H_s$	500 x 600	$W_s \times H_s$	400 x 600
$W_b \times H_b$	200 x 600	$W_b \times H_b$	250 x 600
$A_c$ (m <sup>2</sup> )	0,36	$A_c$ (m <sup>2</sup> )	0,30
$A_s$ (m <sup>2</sup> )	0,30	$A_s$ (m <sup>2</sup> )	0,24
$A_b$ (m <sup>2</sup> )	0,12	$A_b$ (m <sup>2</sup> )	0,15
$A_b/A_c$	0,33	$A_b/A_c$	0,50
$A_s/A_c$	0,83	$A_s/A_c$	0,80
$Q_c$ (lt/s)	3.300	$Q_c$ (lt/s)	2.600
$Q_s$ (lt/s)	2.600	$Q_s$ (lt/s)	1.650
$Q_b$ (lt/s)	700	$Q_b$ (lt/s)	950
$Q_b/Q_c$	0,21	$Q_b/Q_c$	0,37
$Q_s/Q_c$	0,79	$Q_s/Q_c$	0,63
<b><math>C_b</math></b>	<b>0,47</b>	<b><math>C_b</math></b>	<b>0,63</b>
<b><math>C_s</math></b>	<b>5,57</b>	<b><math>C_s</math></b>	<b>0,46</b>

**Πίνακας 8.12β:** Συντελεστές απώλειας πίεσης στις διαστολές – συστολές του δικτύου.

Διαστολή στο Δ (τύπος SR4-1)		Συστολή στο Ζ (τύπος SR4-1)		Διαστολή στο Ζ (τύπος SR4-1)	
$W_1 \times H_1$	200 x 600	$W_1 \times H_1$	250 x 600	$W_1 \times H_1$	250 x 500
$W_0 \times H_0$	400 x 600	$W_0 \times H_0$	250 x 500	$W_0 \times H_0$	700 x 500
$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,24	$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,13	$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,35
$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,12	$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,15	$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,13
$A_0/A_1$	2,00	$A_0/A_1$	0,83	$A_0/A_1$	2,80
Μήκος (mm)	200	Μήκος (mm)	250	Μήκος (mm)	250
$\tan(\theta/2)$	0,50	$\tan(\theta/2)$	0,20	$\tan(\theta/2)$	0,90
$\theta$	53,13	$\theta$	22,62	$\theta$	83,97
<b><math>C_o</math></b>	<b>1,44</b>	<b><math>C_o</math></b>	<b>0,01</b>	<b><math>C_o</math></b>	<b>5,36</b>



**Πίνακας 8.12β:** Συντελεστές απώλειας πίεσης στις διαστολές – συστολές του δικτύου.

Διαστολή στο I (τύπος SR4-1)		Διαστολή στο I (τύπος SR4-1)		Διαστολή στο A (τύπος SR7-17)	
$W_1 \times H_1$	400 x 600	$W_1 \times H_1$	400 x 700	$W_1 \times H_1$	450 x 450
$W_0 \times H_0$	400 x 700	$W_0 \times H_0$	800 x 700	$W_0 \times H_0$	600 x 600
$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,28	$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,56	$A_0$ (m <sup>2</sup> )	0,36
$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,24	$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,28	$A_1$ (m <sup>2</sup> )	0,20
$A_0/A_1$	1,17	$A_0/A_1$	2,00	$A_0/A_1$	1,78
Μήκος (mm)	250	Μήκος (mm)	250	Μήκος (mm)	375
$\tan(\theta/2)$	0,20	$\tan(\theta/2)$	0,80	$\tan(\theta/2)$	0,20
$\theta$	22,62	$\theta$	77,32	$\theta$	22,62
$C_o$	<b>0,12</b>	$C_o$	<b>1,50</b>	$C_o$	<b>1,30</b>

**Πίνακας 8.12γ:** Συντελεστές απώλειας πίεσης στις καμπύλες του δικτύου.

Καμπύλη στο Δ (τύπος CR3-1)		Καμπύλη στο Ε (τύπος CR3-1)		Καμπύλη στο Ζ (τύπος CR3-1)	
$W \times H$	200 x 600	$W \times H$	250 x 600	$W \times H$	250 x 600
H/W	3	H/W	2,4	H/W	2,4
$\theta$ (°)	90,00	$\theta$ (°)	90,00	$\theta$ (°)	90,00
r/W	1,50	r/W	1,50	r/W	1,50
$C_o$	<b>0,14</b>	$C_o$	<b>0,14</b>	$C_o$	<b>0,14</b>
Καμπύλες στα σημεία Η, Θ, Ι (τύπος εξαρτήματος CR3-11)					
$C_o = 0,33$					

**Πίνακας 8.13:** Πίνακας εξαρτημάτων ανά τμήμα δικτύου αεραγωγών.

Τμήμα αγωγού	Εξαρτήματα	Συντελεστής απωλειών εξαρτήματος	Άθροισμα συντελεστών απωλειών τμήματος
ΑΒ	• Διπλή διαστολή στο Α	$C_o = 1,30$	1,30
ΒΔ	• Κλαδικός αγωγός διακλάδωσης στο Β • Καμπύλη στο Δ	$C_b = 0,47$ $C_o = 0,14$	0,61
ΔΣ <sub>1</sub>	• Διαστολή στο Δ	$C_o = 1,44$	1,44
ΒΓ	• Κεντρικός αγωγός διακλάδωσης στο Β	$C_s = 5,57$	5,57
ΓΖ	• Κλαδικός αγωγός διακλάδωσης στο Γ • Καμπύλη στο Ε • Καμπύλη στο Ζ	$C_b = 0,63$ $C_o = 0,14$ $C_o = 0,14$	0,91
ΖΣ <sub>2</sub>	• Συστολή στο Ζ • Διαστολή στο Ζ	$C_o = 0,01$ $C_o = 5,36$	5,37
ΓΙ	• Κλαδικός αγωγός διακλάδωσης στο Γ • Γωνίες στα σημεία Η, Θ, Ι	$C_b = 0,46$ $3 \times C_o = 0,33$	1,45
ΙΣ <sub>3</sub>	• Διαστολή στο Ι • Διαστολή στο Ι	$C_o = 0,12$ $C_o = 1,50$	1,62

**Πίνακας 8.14:** Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων υπολογισμού πτώσης πίεσης δικτύου αεραγωγών.

Τμήμα αγωγού	Παροχή όγκου (lt/s)	Ισοδύναμη διάμετρος αγωγού (mm)	Ταχύτητα ροής (m/s)	Δυναμική πίεση στο τμήμα (Pa)	Μήκος ευθύγραμμου τμήματος αγωγού (m)	Μοναδιαία απώλεια πίεσης ευθύγραμμου τμήματος (Pa/m)	Απώλειες πίεσης ευθύγραμμου τμήματος αγωγού (Pa)	Άθροισμα συντελεστών τοπικών απωλειών εξαρτημάτων	Απώλειες πίεσης εξαρτημάτων (Pa)	Πτώση πίεσης στομίων (Pa)	Συνολικές Απώλειες πίεσης τμήματος Pa
ΑΒ	3.300	648	10,00	60,0	4,5	1,40	6,3	1,30	24,6	0	84,3
ΒΔ	700	360	6,85	28,2	4,5	1,40	6,3	0,61	17,2	0	23,5
ΔΣ <sub>1</sub>	700	533	3,14	5,9				1,44	8,5	30	38,5
ΒΓ	2.600	592	9,45	53,6	4,5	1,40	6,3	5,57	298,6	0	304,9
ΓΖ	950	404	7,50	33,8	6,5	1,40	9,1	0,91	30,8	0	39,9
ΖΣ <sub>2</sub>	950	644	2,90	5,0				5,37	26,9	30	56,9
ΓΙ	1.650	498	8,20	40,3	11,7	1,40	16,4	1,45	58,4	0	74,8
ΙΣ <sub>3</sub>	1.650	818	3,10	5,8				1,62	9,4	30	39,4
Διαδρομή ΑΒΔΣ1											146,3
Διαδρομή ΑΒΓΖΣ <sub>2</sub>											486,0
Διαδρομή ΑΒΓΙΣ <sub>3</sub>											503,4

