

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

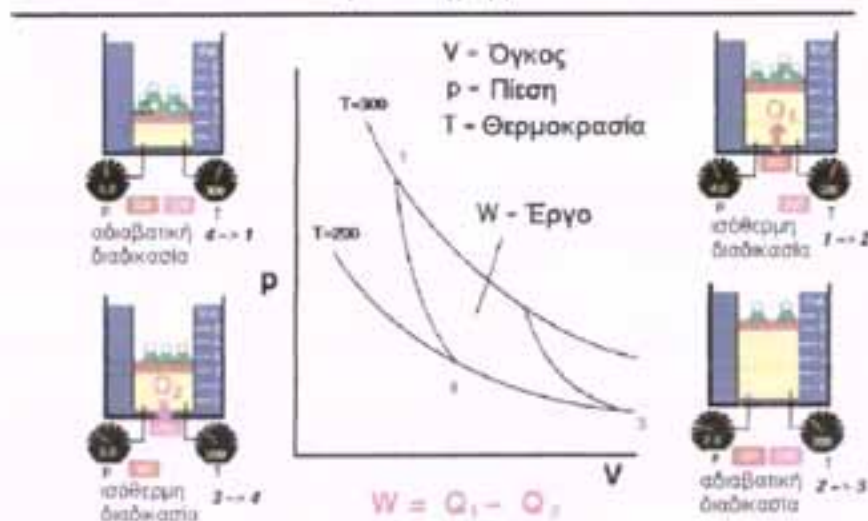
ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Θεμελιώδεις Αρχές Ψυκτικών Κύκλων



Κύκλο Carnot

p - v διάγραμμα



Εισηγητής: Καλογήρου Ιωάννης
 Σπουδαστές: Καπιτάκης Βασίλειος
 Ταμβακολόγος Μενέλαος

ΑΡΙΘΜΟΣ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ	7112
----------------------	------

1

Εισαγωγή

1.1 ΣΥΝΟΠΤΙΚΗ ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ

Οι μέθοδοι παραγωγής κρύου αέρα από μηχανικά συστήματα είναι αρκετά πρόσφατες. Η πρώτη μηχανή κατασκευάστηκε από τον Perkins το 1843 όταν έφτιαξε έναν χειροκίνητο μηχανικό συμπιεστή ο οποίος λειτουργούσε με αιθέρα. Κατόπιν, το 1851 εμφανίστηκε η ψυκτική μηχανή αέρα Gorrrie και το 1856 ο Linde ανέπτυξε μια μηχανή που λειτουργούσε με αμμωνία.

Ο ρυθμός ανάπτυξης ήταν αργός στην αρχή, όταν οι ατμομηχανές ήταν τα μοναδικά μηχανοκίνητα μέσα που εκμεταλλευόντουσαν την συμπίεση. Με την εμφάνιση των ηλεκτρικών μηχανών και τις επακόλουθες υψηλότερες ταχύτητες των συμπιεστών, το πεδίο των εφαρμογών στην ψύξη διευρύνθηκε. Ο ρυθμός της ανάπτυξης επιταχύνθηκε αρκετά την δεκαετία του '40 όταν ο Pont εισήγαγε στην αγορά μια νέα ουσία με βασικά συστατικά, το φθόριο-χλώριο, παράγωγα του μεθανίου, του αιθανίου, κ.λ.π., με το όνομα Φρέον. Μια ακόμη αξιοσημείωτη εφεύρεση ήταν αυτή της μηχανής απορρόφησης ατμού, αμμωνίας-νερού, από την Carte. Η εξέλιξη των παραπάνω συσκευών θεωρούνται ως οι σημαντικότερες εμπορικές και βιομηχανικές εφαρμογές στον τομέα της ψύξης.

Ένα φαινόμενο αποκαλούμενο επίδραση Peltier ανακαλύφθηκε το 1834 και ακόμα δεν έχει εμπορευματοποιηθεί. Η πρόοδος στην κρυογονική, έναν τομέα ψύξης πολύ χαμηλών θερμοκρασιών, εφαρμόστηκε με τη υγροποίηση του οξυγόνου από τον Pictet το 1877. Η Dewar κατασκεύασε το διάσημο Dewar flask (θερμός) για να αποθηκεύει υγρά σε κρυογονικές θερμοκρασίες. Στην συνέχεια ακολούθησε η υγροποίηση άλλων αερίων συμπεριλαμβανομένου και του ηλίου το 1908 από τον Onnes που στην συνέχεια οδήγησε στην ανακάλυψη του φαινομένου της υπεραγωγμότητας. Τέλος το 1926, ο Giaque και Debye πρότειναν τον αδιαβατικό απομαγνητισμό του παραμαγνητισμένου αλατιού ώστε να φτάσουν σε θερμοκρασία κοντά στο απόλυτο μηδέν.

1.2 ΔΙΕΘΝΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑ ΜΟΝΑΔΩΝ (SI)

SI ή διεθνές σύστημα μονάδων, είναι η πιο πλήρης μορφή και μια διεύρυνση του παραδοσιακού μετρικού συστήματος. Στο SI, ο κύριος διάχωρισμός από το παραδοσιακό μετρικό σύστημα είναι στην χρησιμοποίηση του Newton σαν μονάδα της δύναμης.

Υπάρχουν έξι βασικές μονάδες που δίνονται στον πίνακα 1.1. Δυνάμεις ορισμένων θερμοδυναμικών ποσοτήτων μπορούν να αποκομιστούν από τα ακόλουθα.

Πίνακας 1.1 Βασικές μονάδες στο SI

Ποσότητες	Μονάδες	Σύμβολο
Μήκος	μέτρο	m
Μάζα	χιλιόγραμμα	kg
Χρόνος	δευτερόλεπτο	s
Θερμοκρασία	Κέλβιν	K
Ηλεκτρικό ρεύμα	αμπέρ	A
Ένταση φωτεινής πηγής	καντελά	cd

Η μονάδα θερμοκρασίας είναι το kelvin η οποία μετρά την απόλυτη θερμοκρασία από τον τύπο

$$T = t + 273.15$$

όπου t είναι η θερμοκρασία σε $^{\circ}\text{C}$.

1.2.1 Μονάδες της Δύναμης

Η δύναμη F είναι ανάλογη της μάζας m και της επιτάχυνσης a , έτσι έχουμε

$$F = C (m)(a) \quad (1.1)$$

όπου C είναι μια αναλογική σταθερά. Στο SI η μονάδα της δύναμης, δηλαδή το Newton, που συμβολίζεται με το γράμμα N , προέρχεται από μονάδες που παίρνουν την αναλογική σταθερά ως μονάδα. Συνεπώς, ένα Newton είναι

$$1N = (1kg) \left(1 \frac{m}{s^2} \right) = 1 \frac{kg \cdot m}{s^2}$$

Η MKS μονάδα της δύναμης, kgf , ορίζεται από την σχέση (1.1) και είναι

$$1\text{kgf} = \frac{1}{9.80665} (1kg) \left(9.80665 \frac{m}{s^2} \right) = 1 \text{kgf}$$

το οποίο εκφράζει τη μονάδα βάρους της δύναμη της βαρύτητας σε ένα χιλιόγραμμα μάζας. Πιο συγκεκριμένα με βάση τα παραπάνω, η τιμή της σταθεράς C λαμβάνεται ίση με την επιτάχυνση της βαρύτητας έτσι ώστε η μάζα ενός χιλιόγραμμου να έχει βάρος ενός χιλιόγραμμου.

Έτσι έχουμε ότι,

$$1 \text{kgf} = (1kg) \left(9.80665 \frac{m}{s^2} \right) = 9.80665 \text{ N}$$

Επίσης, γνωρίζουμε ότι

$$1 \text{lbf} = 0.453592 \text{ kgf}$$

Η cgs μονάδα της δύναμης είναι η δύνη (dyne), η οποία είναι η δύναμη που ασκείται σε 1 g μάζας και επιφέρει 1 cm/s² επιτάχυνση = 1 g cm/s². Έχει την ακόλουθη σχέση με το Newton

$$1 \text{ N} = 1 \text{ kgm/s}^2 = 10^5 \text{ gcm/s}^2 = 10^5 \text{ dyne}$$

1.2.2 Μονάδα της Πίεσης

Η μονάδα της πίεσης p στο SI προέρχεται από τον ορισμό της ως το πηλίκο της δύναμης προς την επιφάνεια. Συνεπώς

$$[p] = \frac{[F]}{[A]} = \text{N/m}^2$$

Η μονάδα ονομάζεται pascal και συμβολίζεται Pa.

Μια ακόμη συνηθισμένη μονάδα μέτρησης της πίεσης είναι το bar το οποίο ισοδυναμεί με πίεση 10⁵ N/m² ή 0,1 MN/m² ή 100 kN/m². Για μετατροπή σε MKS και fps μονάδες ισχύουν τα ακόλουθα

$$\begin{aligned} 1 \text{ bar} &= \frac{10^5 / 9.80665 \text{ kgf}}{10^4 \text{ cm}^2} = 1.02 \text{ kgf/cm}^2 \text{ ή ata} \\ &= \frac{1.02(2.54)^2}{0.453592} = 14.5 \text{ lbf/in}^2. \end{aligned}$$

Η πρότυπη ατμόσφαιρα είναι

$$\begin{aligned} 1 \text{ atm} &= 1.033 \text{ kgf/cm}^2 = 14.696 \text{ lbf/in}^2 \\ &= \frac{1.033}{1.02} = 1.01325 \text{ bar} \\ &= 760 \text{ mm Hg ή 760 torr} \end{aligned}$$

Επομένως,

$$1 \text{ torr} = 1 \text{ mm Hg} = \frac{1}{760} \text{ atm} = 133 \text{ N/m}^2$$

Η μετατροπή της τεχνικής ατμόσφαιρας, ata, γίνεται:

$$\begin{aligned} 1 \text{ ata} &= 1 \text{ kgf/cm}^2 = (9.00665) (10^4) = 9.00665 \text{ N/m}^2 \\ &= 9.00665 \text{ bar} \\ &= (9.00665) (14.5) = 14.22 \text{ lbf/in}^2 \\ &= \frac{98066.5}{133} = 736 \text{ torr ή mm Hg} \end{aligned}$$

Οι μετατροπές σε άλλες μονάδες της πίεσης είναι

$$1 \text{ cm H}_2\text{O} = \frac{10^4 \times 1}{1000} \text{ kg} \left(9.80665 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) = 98.1 \text{ N/m}^2$$

$$1 \text{ in Hg} = (25.4) (133) = 3390 \text{ N/m}^2$$

1.2.3 Μονάδες της Ενέργειας και του Έργου

Οι μονάδες του έργου και της ενέργειας προέρχονται από το γινόμενο της δύναμης και της απόστασης που διανύθηκε. Οι μονάδες του έργου στο SI είναι το Nm ή Joule.

$$1 \text{ Nm} = 1 \text{ J} = (1 \text{ kg m/s}^2) (1 \text{ m}) = 1 \text{ Kg m}^2/\text{s}^2$$

Η μετατροπή των cgs μονάδων του έργου σε Joule εκφράζεται ως εξής

$$1 \text{ erg} = 1 \text{ dyne cm} = (10^{-5} \text{ N}) (10^{-2} \text{ m}) = 10^{-7} \text{ Nm} = 10^{-7} \text{ J}$$

Η μετατροπή της MKS μονάδα της θερμότητας, (kcal) προέρχεται από το μηχανικό ισοδύναμο της θερμότητας

$$\begin{aligned} 1 \text{ kcal} &= 427 \text{ kgf m} = (427) (9.80665 \text{ N}) \text{ m} \\ &= 4186.8 \text{ Nm ή J} \\ &= 4.1868 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Επίσης

$$\begin{aligned} 1 \text{ kcal} &= (1 \text{ kg νερού}) (1 \text{ }^\circ\text{C}) \\ &= \frac{1}{0.453} \times \frac{9}{5} \text{ lb}^\circ\text{F} = 3.968 \text{ Btu} \end{aligned}$$

Οπότε

$$\begin{aligned} 1 \text{ kcal} &= 4.1868 \text{ kJ} = 3.968 \text{ Btu} \\ 1 \text{ kJ} &= 0.948 \text{ Btu} = 0.239 \text{ kcal} \\ 1 \text{ Btu} &= 0.252 \text{ kcal} = 1.055 \text{ kJ} \end{aligned}$$

1.2.4 Μονάδες της Ισχύος

Η μονάδα της ισχύος στο SI είναι το watt και συμβολίζεται με το W. Ορίζεται σαν ο ρυθμός παραγωγής 1 Nm έργου ανά δευτερόλεπτο. Λόγω αυτού έχουμε,

$$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} = 1 \text{ Nm/s}$$

Επίσης πρέπει να σημειωθεί ότι το watt εκφράζει την ηλεκτρική μονάδα του έργου και ορίζεται σαν,

$$1 \text{ W} = 1 \text{ (volt)} \times 1 \text{ (ampere)} = 1 \text{ J/s}$$

Η μετατροπή της μονάδας της υποδύναμης είναι

$$1 \text{ hp} = 550 \frac{\text{ft lbf}}{\text{s}} = \frac{(550 \times 0.3048 \text{ m})(0.453592 \times 9.80665 \text{ N})}{\text{s}}$$

(imperial)

$$= 746 \text{ Nm/s ή J/s ή W}$$

$$1 \text{ hp} = 75 \frac{\text{kgf m}}{\text{s}} = (75 \times 9.80665 \text{ N}) \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

(metric)

$$= 736 \text{ Nm/s ή J/s ή W}$$

Επίσης, μονάδες ενέργειας μπορούν να προέρθουν από αυτές της ισχύος. Έτσι έχουμε,

$$1 \text{ J} = 1 \text{ Ws}$$

και

$$1 \text{ kWh} = 3600000 \text{ J} = 3600 \text{ kJ} = 860 \text{ kcal} = 3410 \text{ Btu}$$

$$1 \text{ hp-hr} = 746 \times 3600 \text{ J} = 2680 \text{ kJ} = 641 \text{ kcal} = 2540 \text{ Btu}$$

(imperial)

$$1 \text{ hp-hr} = 736 \times 3600 \text{ J} = 2650 \text{ kJ} = 632 \text{ kcal} = 2510 \text{ Btu}$$

(metric)

1.2.5 Μονάδες της Ενθαλπίας

Η μετατροπή των μονάδων της ενθαλπίας είναι οι ακόλουθες

$$1 \text{ kJ/kg} = 0.239 \text{ kcal/kg} = 0.42 \text{ Btu/lb}$$

$$1 \text{ kcal/kg} = 4.19 \text{ kJ/kg} = 1.8 \text{ Btu/lb}$$

$$1 \text{ Btu/lb} = 0.556 \text{ kcal/kg} = 2.33 \text{ kJ/kg}$$

1.2.6 Μονάδες της Εντροπίας και της Ειδικής Θερμότητας

Οι μονάδες αυτές εκφράζονται σαν

$$1 \text{ kJ/kg K} = 0.239 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} \text{ ή } \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

$$1 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} = 1 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F} = 4.19 \text{ kJ/kg K}$$

1.2.7 Μονάδες της Ψυκτικής Απόδοσης

Η πιο γνωστή μονάδα της ψύξης είναι ο ψυκτικός τόνος ή πιο απλά τόνος και συμβολίζεται με TR. Ισοδυναμεί με την παραγωγή ψύξης ίσης με τη θερμότητα που πρέπει να αφαιρεθεί από έναν αμερικάνικο τόνο (US tonne) νερού στους 32°F για να γίνει πάγος 32°F μέσα σε μια ημέρα ή 24 ώρες. Έτσι

$$\begin{aligned} 1 \text{ TR} &= \frac{1 \times 2.000 \text{ lb} \times 144 \text{ Btu/lb}}{24 \text{ hr}} \\ &= 12,000 \text{ Btu/hr} = 200 \text{ Btu/min} \end{aligned}$$

όπου η λανθάνουσα θερμότητα της τήξης του πάγου έχει ληφθεί 144 Btu/lb.

Γενικά το 1 TR αντιστοιχεί πάντα με 12,000 Btu θερμότητας που αφαιρείται ανά ώρα, ανεξάρτητα από τη χρησιμοποιούμενη ουσία και τη θερμοκρασία της. Αυτή η μονάδα της ψύξης χρησιμοποιείται στις Η.Π.Α., στην Μεγάλη Βρετανία και στην Ινδία. Σε πολλές χώρες, χρησιμοποιούνται οι τυποποιημένες μονάδες του MKS, kcal/hr.

Μπορούμε να δούμε ότι

$$\begin{aligned} 1 \text{ TR} &= 12000 \text{ Btu/hr} \\ &= \frac{12000}{3.968} = 3024.2 \text{ kcal/hr} \\ &= 50.4 \text{ kcal/min} \approx 50 \text{ kcal/min} \end{aligned}$$

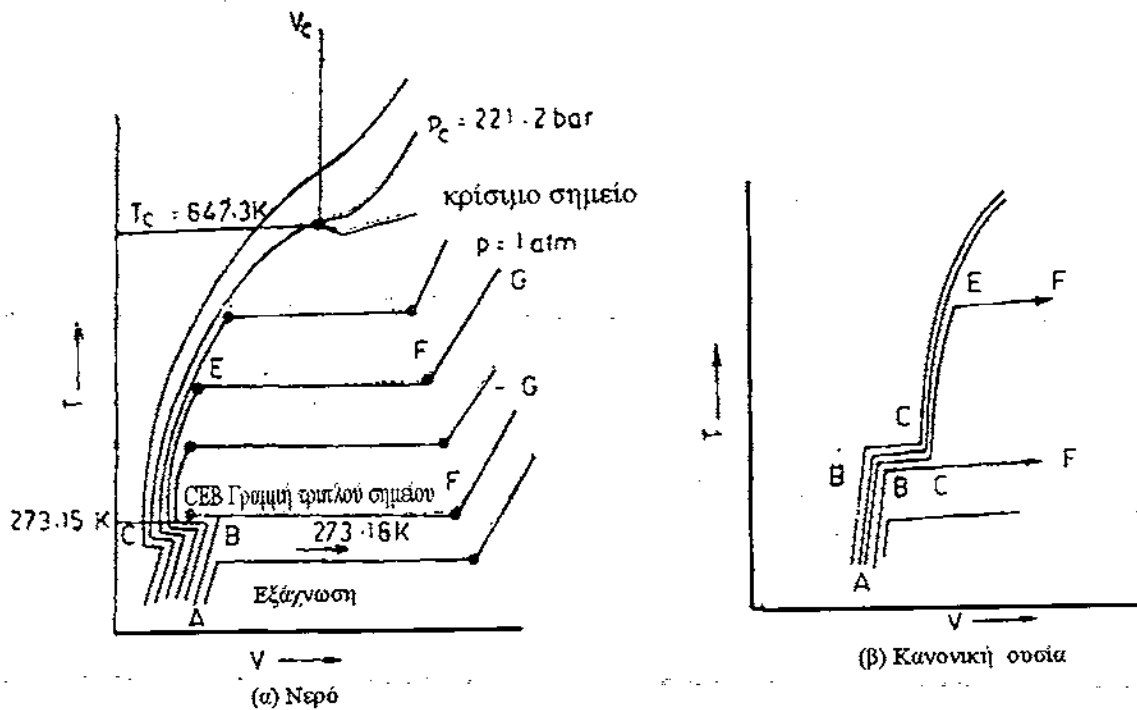
Επίσης, εφόσον $1 \text{ Btu} = 1.055 \text{ kJ}$, η μετατροπή από ton σε μονάδες του SI είναι

$$\begin{aligned} 1 \text{ TR} &= 12000 \times 1.055 \\ &= 12660 \text{ kJ/h} = 211 \text{ kJ/min} = 3.5167 \text{ kW} \end{aligned}$$

1.3 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΚΑΘΑΡΗΣ ΟΥΣΙΑΣ

Η γνώση δύο διαφορετικών ποσοτήτων είναι αρκετή για να καθορίσουμε τη θερμοδυναμική κατάσταση μιας καθαρής ουσίας. Η πίεση p , ο ειδικός όγκος v και η θερμοκρασία T θεωρούνται πρωταρχικές ιδιότητες. Η εξίσωση που εκφράζει τη σχέση τους ονομάζεται καταστατική εξίσωση. Δεδομένου ότι έχουμε τρεις μεταβλητές να εξετάσουμε, η προφανής διαδικασία είναι να μελετηθεί η μεταβολή της μιας σε σχέση με την άλλη, κρατώντας την τρίτη ποσότητα σταθερή. Σαν παράδειγμα, παίρνουμε την περίπτωση του νερού.

Εξετάζουμε μια μονάδα μάζας στερεού νερού ή πάγου κάτω από το σημείο πήξης, μέσα σε κύλινδρο με έμβολο κάτω από σταθερό φορτίο έτσι ώστε η πίεση να είναι 1 atm ή 1.01325 bar . Μεταφέρουμε θερμότητα στον κύλινδρο με σταθερή πίεση και έπειτα παρακολουθούμε τα αποτελέσματα που εμφανίζονται όπως φαίνεται στο σχ. 1.1 (a)



Σχ.1.1 Διάγραμμα φάσης θερμοκρασίας-ειδικού όγκου για νερό και άλλες ουσίες

- (i) Η θερμοκρασία αυξάνει και ο πάγος διαστέλλεται έως ότου επιτευχθεί θερμοκρασία 273.15 K καθώς υποδεικνύεται από την γραμμή AB που αντιστοιχεί σε πίεση 1 atm . Η θερμότητα που μεταφέρεται στην ουσία ενώ η θερμοκρασία μεταβάλλεται λέγεται αισθητή θερμότητα.

- (ii) Περαιτέρω πρόσδοση θερμότητας δεν συνεχίζει να αυξάνει τη θερμοκρασία του πάγου, αλλά προκαλεί το λιώσιμο του πάγου στην υγρή φάση κατά μήκος της BC. Η αλλαγή φάσης συμβαίνει σε σταθερή θερμοκρασία και συνοδεύεται από μια μείωση του ειδικού όγκου. Η θερμότητα που απαιτείται για αυτήν την διαδικασία καλείται λανθάνουσα θερμότητα τήξης.
- (iii) Περαιτέρω θέρμανση αυτού που είναι τώρα υγρό, καταλήγει πάλι σε μια άνοδο της θερμοκρασίας, δηλαδή, αισθητή θέρμανση, συστολή στον όγκο μέχρι τη θερμοκρασία περίπου $4\text{ }^{\circ}\text{C}$ και επακόλουθη διαστολή μέχρι την θερμοκρασία των 373.15 K ($100\text{ }^{\circ}\text{C}$) που επιτυγχάνεται στο E.
- (iv) Η θέρμανση μετά το E προκαλεί μια δεύτερη αλλαγή φάσης σε σταθερή θερμοκρασία με μεγάλη αύξηση στον όγκο από την υγρή στην αέρια φάση. Η θερμότητα που απαιτείται σε αυτήν την περίπτωση καλείται λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης.
- (v) Όταν ολοκληρωθεί η ατμοποίηση, επιπλέον θέρμανση προκαλεί αύξηση της θερμοκρασίας ακόμα μια φορά, καταλήγοντας ξανά σε αισθητή θέρμανση.

Ας εξετάσουμε τι συμβαίνει στο νερό, όταν η ίδια θέρμανση πραγματοποιείται σε χαμηλότερες πιέσεις. Κατ' αρχάς, υπάρχει ελαφρά άνοδος του σημείου τήξης όπως προβλέπεται από την εξίσωση του Clapeyron. Αφετέρου, υπάρχει μια αξιοσημείωτη πτώση του σημείου βρασμού και αύξηση στον όγκο και στην ενθαλπία που σχετίζεται με την ατμοποίηση.

Όταν η πίεση μειωθεί σε 0.006112 bar , οι θερμοκρασίες τήξης και βρασμού εξισώνονται και η αλλαγή φάσης, πάγος - νερό - ατμός, απεικονίζεται σαν μια ενιαία οριζόντια γραμμή BCF. Η θερμοκρασία στην οποία αυτό συμβαίνει καλείται τριπλό σημείο (triple point) και BCF καλείται γραμμή τριπλού σημείου.

Για το νερό αυτή είναι στους 273.16 K . Αυτή η θερμοκρασία έχει γίνει αποδεκτή διεθνώς, ως σταθερό σημείο για την κλίμακα της απόλυτης θερμοκρασίας. Εάν η πίεση μειωθεί παραπέρα, ο πάγος αντί της τήξης, εξαχνώνεται κατευθείαν σε ατμό.

Εξετάζουμε τώρα τη θέρμανση σε πιέσεις πάνω από την ατμοσφαιρική. Η μορφή των καμπύλων είναι παρόμοια με αυτή της ατμοσφαιρικής ισοβαρούς. Γενικά, το σημείο τήξης μειώνεται, το σημείο βρασμού αυξάνεται και υπάρχει έντονη μείωση στην αλλαγή του όγκου και της ενθαλπίας που σχετίζονται με την ατμοποίηση. Σε κάποια συγκεκριμένη υψηλή πίεση, η αλλαγή του όγκου πέφτει στο μηδέν και το οριζόντιο τμήμα της καμπύλης μειώνεται, σε ένα σημείο κάμψης. Το σημείο αυτό ονομάζεται κρίσιμο σημείο. Οι ιδιότητες αυτού του σημείου είναι γνωστές ως κρίσιμη πίεση P_c , κρίσιμη θερμοκρασία T_c και κρίσιμος όγκο u_c . Οι αριθμητικές τιμές του για το νερό είναι

$$p_c = 221.2\text{ bar}, T_c = 647.3\text{ K}, u_c = 0.00317\text{ m}^3/\text{kg}$$

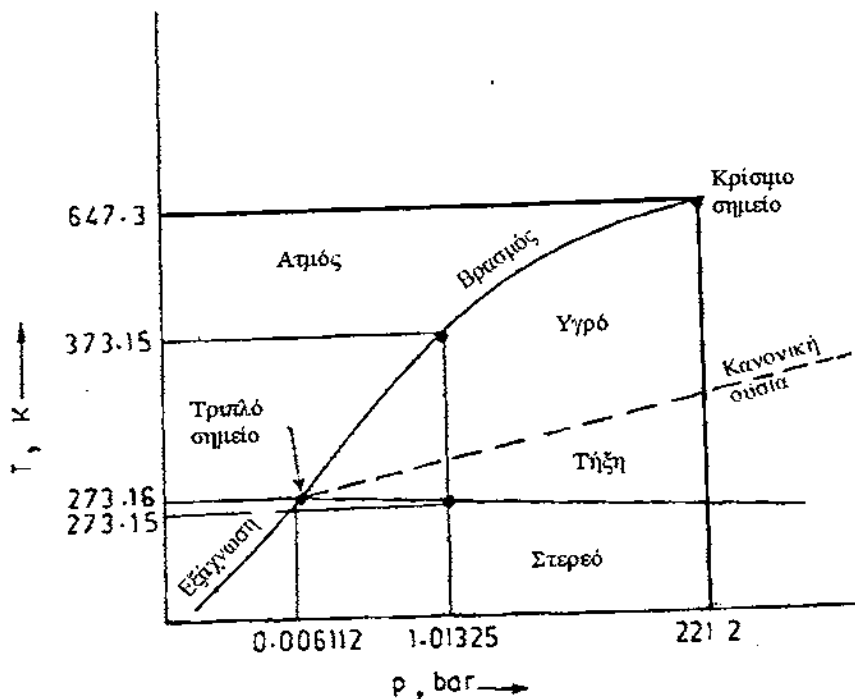
Σε πίεση πάνω από την κρίσιμη, δεν υπάρχει καθορισμένη μετάβαση από την υγρή φάση στη φάση ατμού και οι δύο φάσεις δεν μπορούν να διακριθούν οπτικά. Γενικά, σε πιέσεις μεγαλύτερες από τη κρίσιμη, η ουσία θεωρείται ότι είναι στην υγρή κατάσταση εάν η θερμοκρασία της είναι μικρότερη της κρίσιμης, και στην κατάσταση ατμού, εάν η θερμοκρασία της είναι υψηλότερη της κρίσιμης.

Η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης πέφτει στο μηδέν στο κρίσιμο σημείο και σε υψηλότερες πιέσεις, ο όρος δεν έχει καμία έννοια.

Το σχ.1.1(β) δείχνει την αντίστοιχη συμπεριφορά μιας κανονικής ουσίας. Παρατηρούμε ότι κανονικά οι θερμοκρασίες των σημείων τήξης και βρασμού αυξάνουν με την πίεση. Πρέπει να σημειωθεί ότι το νερό συμπεριφέρεται με ανώμαλο τρόπο συγκρινόμενο με άλλες ουσίες καθώς συστέλλεται κατά την τήξη και επίσης συστέλλεται πριν να αρχίσει η διαστολή όταν οι θερμοκρασία αυξηθεί πάνω από το σημείο τήξης μέχρι περίπου τους $4\text{ }^{\circ}\text{C}$.

1.3.1 Διάγραμμα Πίεσης -Θερμοκρασίας

Το σχήμα 1.2 δείχνει πως οι θερμοκρασίες εξάχνωσης τήξης και βρασμού μεταβάλλονται με την πίεση για το νερό. Στο σχήμα απεικονίζεται η πίεση κορεσμού που αντιστοιχεί σε κάθε θερμοκρασία κορεσμού. Οι δύο φάσεις σε ισοροπία σχηματίζουν τις καταστάσεις κορεσμού σημεία E και F ή B και C στο σχήμα όπως για παράδειγμα το 1.1. Περιοχές στερεής, υγρής και αέριας φάσεως είναι εμφανείς στο σχήμα 1.2. Επίσης φαίνεται ότι η καμπύλη κορεσμού υγρού-ατμού ολοκληρώνεται στο κρίσιμο σημείο. Διαγράμματα σαν αυτά των σχημάτων 1.1 και 1.2 ονομάζονται διαγράμματα φάσης.



Σχ. 1.2 Διάγραμμα φάσης θερμοκρασία-πίεσης για το νερό

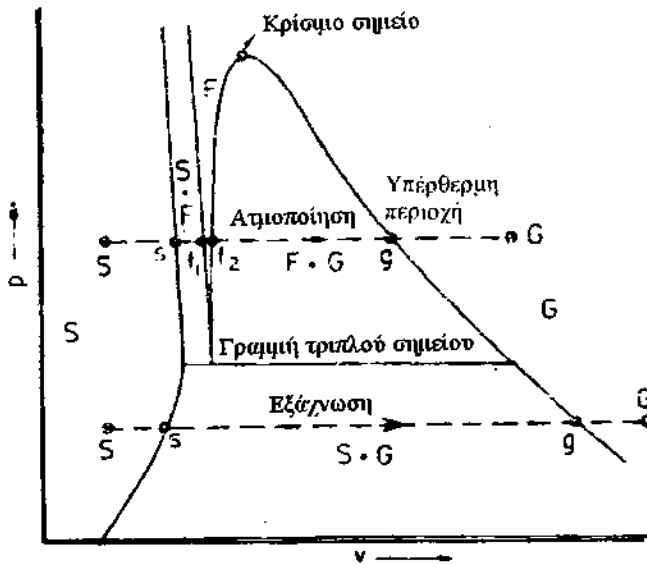
1.3.2 Άλλα Διαγράμματα Φάσης

Τα υπόλοιπα διαγράμματα φάσης που έχουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον στην θερμοδυναμική, είναι αυτά της πίεσης-όγκου και της θερμοκρασίας-εντροπίας όπως

βλέπουμε στα σχήματα 1.3 και 1.4. Η εντροπία είναι μία ιδιότητα που προέρχεται από το 2^ο νόμο της θερμοδυναμικής και εκφράζεται από την σχέση

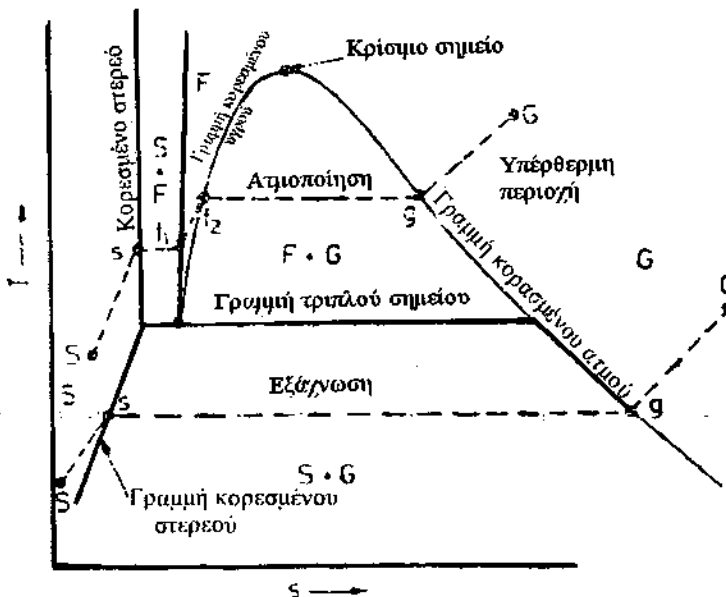
$$dS = \left(\frac{dQ}{T} \right)_{rev}$$

όπου dQ είναι η θερμότητα που προσδίδεται αντιστρεπτά σε θερμοκρασία T . Τα σχήματα δείχνουν επίσης



Σχ.1.3 διάγραμμα φάσης p-v κάποιας ουσίας

τις περιοχές για κάθε φάση, σημειωμένες με S, F και G για στερεό, υγρό και αέριο αντίστοιχα. Καταστάσεις που αντιστοιχούν σε πλήρη στερεά, υγρή ή αέρια φάση δηλώνονται με s, f και g αντίστοιχα και είναι σε κατάσταση κορεσμού.



Σχ. 1.4 Διάγραμμα φάσης T-s για κάποια ουσία

Οι γραμμές του κορεσμένου υγρού και του κορεσμένου ατμού ενώνονται στο κρίσιμο σημείο. Επίσης έχουμε την γραμμή του κορεσμένου στερεού η οποία διαχωρίζει την στερεά φάση από την περιοχή των δύο φάσεων (S+G).

Τα διαγράμματα ακόμα δείχνουν αλλαγές στην κατάσταση που συνοδεύουν τις διεργασίες σταθερής πίεσης, S-s-f₁-f₂-g-G εάν η πίεση βρίσκεται πάνω από το τριπλό σημείο και S-s-g-G εάν η πίεση είναι κάτω από το τριπλό σημείο.

Ακόμα ένα σημαντικό διάγραμμα είναι του Mollier ή το διάγραμμα ενθαλπίας-εντροπίας που χρησιμοποιείται για υπολογισμούς θερμοδυναμικών κύκλων, ακροφυσίων και διαχύτων, συμπιεστών και στροβίλων, κ.τ.λ. Υπάρχουν και άλλα διαγράμματα που χρησιμοποιούνται για υπολογισμούς ψυκτικών κύκλων που αναφέρονται σε αντίστοιχα κεφάλαια.

1.4 ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑΣ ΑΝΤΑΛΛΑΓΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Η θερμότητα κανονικά απορροφάται ή αποβάλλεται από μια εργαζόμενη ουσία σε σταθερή πίεση. Έχει παρατηρηθεί ότι όταν μια εργαζόμενη ουσία ανταλλάσει θερμότητα τότε είτε

- (i) η θερμοκρασία της ουσίας αλλάζει και η ουσία παραμένει στην ίδια φάση, ή
- (ii) η θερμοκρασία της ουσίας παραμένει σταθερή αλλά συμβαίνει αλλαγή φάσης,

εξαρτώμενη από την κατάσταση της ουσίας και από την κατεύθυνση της ροής της θερμότητας. Για παράδειγμα, στην διαδικασία που βλέπουμε στο σχήμα 1.3 και 1.4, η θερμοκρασία αλλάζει ανάμεσα στις διαδικασίες S-s, f₁-f₂ και g-G που βρίσκονται στην στερεά, υγρή και αέρια φάση αντιστοίχως, ενώ η θερμοκρασία παραμένει σταθερή κατά τις διαδικασίες s-f, f-g και s-g που βρίσκονται σε διφασικές περιοχές.

Η θερμότητα που μεταφέρεται χωρίς αλλαγή φάσης έχει σαν αποτέλεσμα αύξηση της θερμοκρασίας και ονομάζεται αισθητή θερμότητα. Αυτή που μεταφέρεται προκαλώντας αλλαγή φάσης σε σταθερή θερμοκρασία ονομάζεται λανθάνουσα θερμότητα.

Η αισθητή θερμότητα δίνεται από την εξίσωση

$$Q_s = m c_p \Delta T \quad (1.4a)$$

οπού m είναι η μάζα, c_p είναι η ειδική θερμότητα και ΔT η θερμοκρασιακή μεταβολή της εργαζόμενης ουσίας. Γενικά, ψυχρό νερό ή αλατούχα διαλύματα, που καλούνται άλμες χρησιμοποιούνται σαν φορείς στις ψυκτικές εφαρμογές για την απορρόφηση θερμότητας. Ψυχρό νερό χρησιμοποιείται για επεξεργασία του αέρα σε κεντρικές εγκαταστάσεις κλιματισμού. Οι άλμες έχουν σημείο ψύξης κάτω των 0 °C και χρησιμοποιούνται σαν ψυκτικά μέσα σε εφαρμογές, κάτω των 0 °C, όπως σε κρύες αποθηκεύσεις, μηχανές πάγου, αίθουσες παγοδρομίας, πατινάζ, κ.λπ.

Διαδικασίες ανταλλαγής λανθάνουσας θερμότητας αντιστοιχούν σε εκείνες της τήξης, της εξάτμισης και της εξάχνωσης και αντίστροφα, δηλαδή, της πήξης, της συμπύκνωσης και τις απεξάχνωσης. Η θερμότητα που μεταφέρεται δίνεται από την

$$Q_L = m \Delta h \quad (1.4\beta)$$

όπου Δh είναι η λανθάνουσα θερμότητα για την αντίστοιχη διαδικασία, π.χ., h_{fg} για την λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης, h_{sg} για εξάχνωση και h_{sf} για την τήξη.

Η εξάτμιση είναι η πιο κοινή μέθοδος στην ψύξη για την απορρόφηση της θερμότητας. Η εξάχνωση χρησιμοποιείται σε μία διαδικασία που καλείται κατάψυξη. Σ' αυτήν την περίπτωση, το προϊόν πρώτα παγώνει και ψύχεται μέχρι να φτάσει κάτω από το τριπλό του σημείο. Στην συνέχεια τοποθετείται σε ένα θάλαμο ο οποίος βρίσκεται σε πίεση αρκετά κάτω από την πίεση του τριπλού σημείου. Θερμότητα παρέχεται έπειτα στο προϊόν και οι εξαχνωμένοι ατμοί συμπυκνώνονται σε θερμοκρασία περίπου $-40\text{ }^\circ\text{C}$. Τα τρόφιμα κατ' αυτόν τον τρόπο ξηραίνονται, διατηρώντας την αρχική γεύση και την διατροφική αξία τους και μπορούν να επανέλθουν στην αρχική τους κατάσταση με την προσθήκη νερού. Η κατάψυξη (*freeze drying*) χρησιμοποιείται στην βιομηχανία τροφών υψηλής θρεπτικής αξίας και φαρμάκων.

Ευρεία χρήση γίνεται στο λιώσιμο του πάγου σε σπία, μαγαζιά, μεταφορές, κ.τ.λ., για την συντήρηση προϊόντων σε θερμοκρασίες ψύξης. Τα κύρια μειονεκτήματα του πάγου είναι ο περιορισμός της θερμοκρασίας στους $0\text{ }^\circ\text{C}$ και οι απώλειες λιωμένου νερού. Αυτά τα μειονεκτήματα μπορούν να αποφευχθούν χρησιμοποιώντας στερεό διοξείδιο του άνθρακα, που ονομάζεται και ξηρός πάγος (*dry ice*), οποίος εξανχνώνεται σε ατμοσφαιρική πίεση. Ο ξηρός πάγος χρησιμοποιείται ευρέως στις αερομεταφορές κατεψυγμένων. Πρόσφατα, το υγρό άζωτο έχει επίσης γίνει δημοφιλές στις μεταφορές κατεψυγμένων.

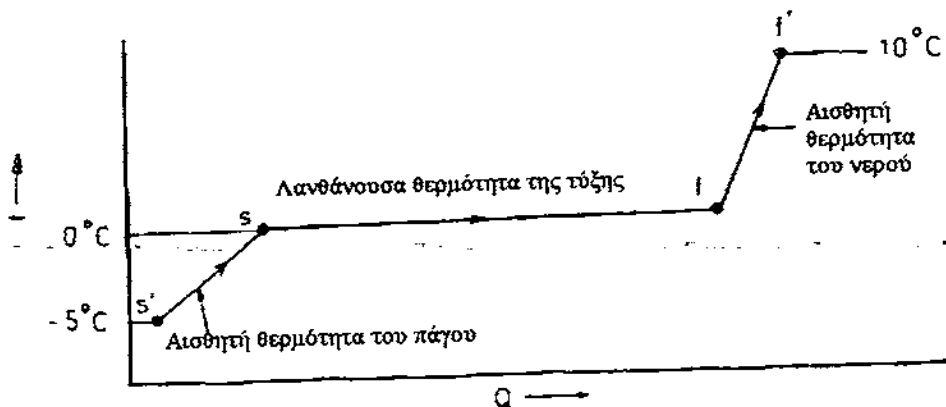
Παράδειγμα 1.1

100 kg πάγου στους $-5\text{ }^\circ\text{C}$ τοποθετείται σε δεξαμενή για κατάψυξη λαχανικών. 24 ώρες αργότερα, ο πάγος έχει λιώσει σε νερό $10\text{ }^\circ\text{C}$. Ποια είναι η μέση τιμή του ρυθμού ψύξης σε kJ/h και TR προερχόμενη από τον πάγο; Δίνονται:

Ειδική θερμότητα πάγου = 1.94 kJ/kg K

Ειδική θερμότητα νερού = 4.1868 kJ/kg K

Λανθάνουσα θερμοκρασία τήξης του πάγου στους $0\text{ }^\circ\text{C}$ = 335 kJ/kg



Σχ. 1.5

ΛΥΣΗ:

Η μεταβολή της θερμοκρασίας με προσθήκη θερμότητας φαίνεται στο σχήμα 1.5.

$$Q = m [c_{ps} (t_s - t_s') + h_{sf} + c_{pf} (t_f' - t_f)]$$

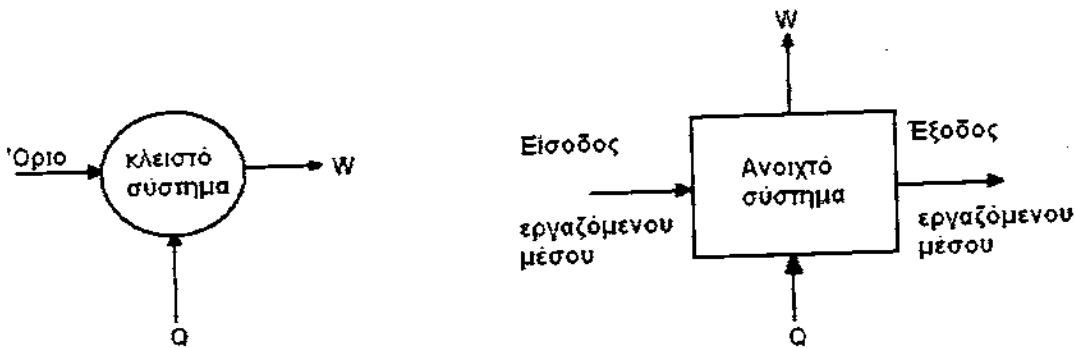
$$= 100 [1.94 (0 + 5) + 355 + 4.1868 (10 - 0)] = 38.660 \text{ kJ}$$

$$\text{Απόδοση} = \frac{38660}{24} = 1611 \text{ kJ/h}$$

$$= \frac{1611}{12660} = 0.127 \text{ TR}$$

1.5 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΔΙΑΤΗΡΗΣΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ.

Τα θερμοδυναμικά συστήματα είναι δύο τύπων. Αυτά είναι είτε κλειστά ή ανοιχτά όπως φαίνεται στο σχήμα 1.6. Κλειστό σύστημα είναι αυτό δια των ορίων του οποίου μόνο θερμότητα και έργο ρέουν. Στα ανοιχτά συστήματα το εργαζόμενο ρευστό διαρρέει επίσης τα όρια του συστήματος.



Σχ.1.6. Κλειστό και ανοιχτό σύστημα

Η αλλαγή της κατάστασης της λειτουργούσα θερμοδυναμικής ουσίας παριστάνει μία θερμοδυναμική διαδικασία. Θερμοδυναμικές διαδικασίες που λαμβάνουν χώρα σε κλειστά συστήματα καλούνται μη-ρευστές διαδικασίες και ο προσδιορισμός της εξίσωσης ενεργείας είναι ο 1^{ος} νόμος της θερμοδυναμικής. Παρομοίως, θερμοδυναμικές διαδικασίες λαμβάνουν χώρα σε ανοιχτά συστήματα και καλούνται ρευστές διαδικασίες και προσδιορίζονται από την εξίσωση της σταθερής ροής ενεργείας. Επί πλέον, οι διαδικασίες που μπορούμε να αντιστρέψουμε, τέτοιες όπου το σύστημα και το περιβάλλον μπορούν να αποκαταστήσουν έως την αρχική κατάσταση, καλούνται αναστρέψιμες διαδικασίες. Η διαδικασία όπου, όταν αναστρέφεται, δεν αποκαθιστά το σύστημα και το περιβάλλον στην αρχική κατάσταση, καλείται μη αναστρέψιμη διαδικασία.

Η θερμοδυναμική κατάσταση του συστήματος κάθε στιγμή δίνεται από κάποιες ιδιότητες. Οι ιδιότητες είναι είτε εντατικές είτε εκτεταμένες. Οι εντατικές ιδιότητες δεν εξαρτώνται από το μέγεθος του συστήματος, όπως η πίεση p και η θερμοκρασία T . Οι εκτενείς ιδιότητες εξαρτώνται από το μέγεθος του συστήματος, όπως ο όγκος V , η εσωτερική ενέργεια U , η ενθαλπία H , η εντροπία S , κ.λ.π. Η αριθμητική αξία ανά μονάδα μάζας της λειτουργούσα θερμοδυναμικής ουσίας καλούνται ειδικές

ποσότητες. Θα δηλώνονται από μικρά σύμβολα, v, u, h, s , κ.τ.λ.

Η θερμότητα που έχει προστεθεί στο σύστημα θεωρείται θετική και συμβολίζεται με το Q . Ομοίως, το έργο που παράγεται από το σύστημα επίσης θεωρείται θετικό και συμβολίζεται με W . Οι ειδικές ποσότητες ανά μονάδα μάζας της λειτουργούσα θερμοδυναμικής ουσίας συμβολίζονται με το q και w αντιστοίχως.

1.5.1 Πρώτος Θερμοδυναμικός Νόμος

Όταν ένα κλειστό σύστημα διεξάγει ένα κύκλο, το έργο που δίνεται στο περιβάλλον είναι ανάλογο προς την θερμότητα την οποία δέχεται το περιβάλλον του, δηλαδή,

$$\oint \delta Q \propto \oint \delta W \quad (1.5)$$

Αν η σταθερά της αναλογίας δηλώνεται με J , η εξίσωση (1.3) μπορεί να γραφεί σαν

$$J \oint \delta Q - \oint \delta W = 0 \quad (1.6)$$

όπου J καλείται το μηχανικό ισοδύναμο της θερμότητας. Εάν έχουμε kJ και kcal επιλεγούν σαν μονάδες ενέργειας και θερμότητας αντίστοιχα, τότε η τιμή του J βρίσκεται $4,1868 \text{ kJ/kcal}$. Εάν χρησιμοποιηθούν αλλά συστήματα μονάδων, έχουμε

$$J = 4.1868 \frac{\text{kJ}}{\text{kcal}} = 427 \frac{\text{kg}_f}{\text{kcal}} = 778 \frac{\text{ft lb}_f}{\text{Btu}}$$

Εάν Q και W εκφράζονται με τις ίδιες μονάδες, π.χ. kJ , τότε

$$\oint \delta Q - \oint \delta W = 0 \quad (1.7)$$

Σαν επακόλουθο του 1^{ου} νόμου, υπάρχει μια ιδιότητα ενός κλειστού συστήματος τέτοια όπου μία αλλαγή στη τιμή να είναι ίση με την διαφορά ανάμεσα στην θερμότητα που προστίθεται και το έργο που επιτελέστηκε σε κάποια αλλαγή κατάστασης. Η ιδιότητα αυτή ονομάζεται εσωτερική ενέργεια και συμβολίζεται με U και συνεπακόλουθα για μία διαδικασία σε ένα κλειστό σύστημα

$$\delta Q = dU + \delta W \quad (1.8\alpha)$$

η οποία ύστερα από ολοκλήρωση γίνεται

$$Q - W = U_2 - U_1 \quad (1.8\beta)$$

Οι εξ. (1.8α) και (1.8β) δίνουν το έργο που έχει παραχθεί σε ένα κλειστό σύστημα χωρίς ροϊκές διαδικασίες. Το έργο που εκτελείτε δίνεται επίσης από την

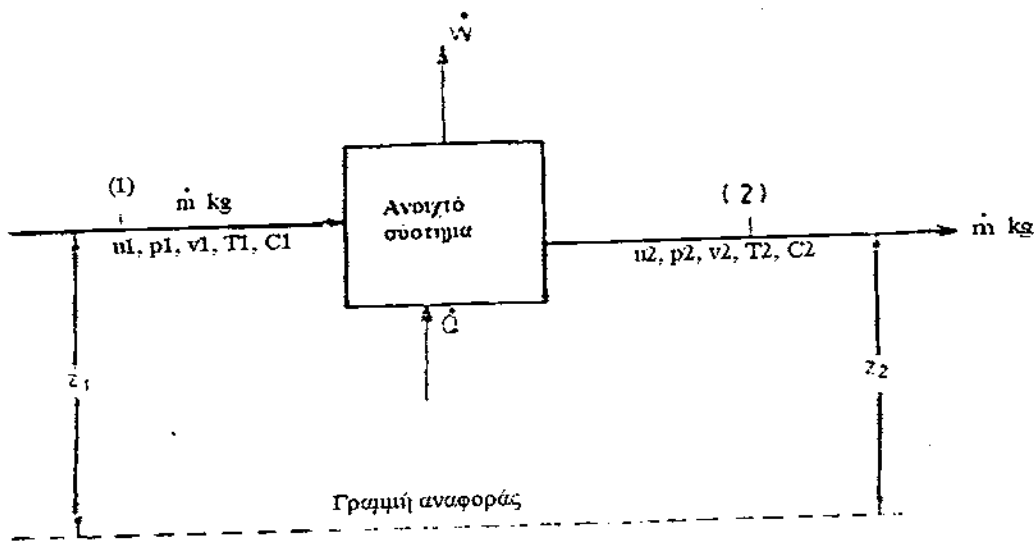
$$W = \int p dV \quad (1.9)$$

όπου p είναι η πίεση και V είναι ο όγκος της εργαζόμενης ουσίας σε κάθε χρονική στιγμή.

1.5.2 Εξίσωση Ενέργειας Μόνιμης Ροής

Οι ροϊκές διεργασίες μπορούν να ταξινομηθούν σε μόνιμες ροές και σε μη μόνιμες ροές. Στις περισσότερες διαδικασίες υπάρχει μια φάση μη μόνιμης κατάστασης όταν η διεργασία αρχίζει, αλλά μετά από μια χρονική περίοδο φτάνουμε τις συνθήκες της μόνιμης κατάστασης.

Το σχ.1.7 παριστάνει ένα ανοιχτό σύστημα όπου συμβαίνει μια διεργασία μόνιμης ροής. Η εξίσωση ενέργειας μόνιμης ροής η οποία εκφράζει την αρχή της διατήρησης της ενέργειας μπορεί να γραφεί. Οι ενέργειες που λαμβάνονται υπόψη είναι η εσωτερική ενέργεια u , η κινητική ενέργεια $C^2/2$ και η δυναμική ενέργεια gz (όπου z είναι το ύψος επάνω από μια στάθμη αναφοράς), καθώς και ο ρυθμός θερμότητας που παράγεται \dot{Q} και το εξωτερικό έργο \dot{W} που εκτελείται. Επίσης, ένα επιπρόσθετο έργο απαιτείται για την πραγματοποίηση της ροής, ίσο με $(p_2 u_2 - p_1 u_1)$,



Σχ.1.7. Αναπαράσταση της διαδικασίας μόνιμης ροής

που ονομάζεται έργο ροής πρέπει να ληφθεί υπόψη σε μια ροϊκή διαδικασία. Έτσι, εάν το \dot{m} είναι η σταθερή παροχή μάζας, από το ισοζύγιο ενεργείας έχουμε,

$$\begin{aligned} \dot{Q} - \dot{W} &= \dot{m} [(u_2 - u_1) + (p_2 u_2 - p_1 u_1) + \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1)] \\ &= \dot{m} [(h_2 - h_1) + \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) + g(z_2 - z_1)] \end{aligned} \quad (1.10)$$

όπου μια νέα ιδιότητα αποκαλούμενη ενθαλπία και συμβολίζεται με h , έχει εισαχθεί για τη ροϊκή διεργασία και δίνεται από την σχέση

$$h = u + pu$$

Η εξ.1.10 είναι γνωστή σαν εξίσωση ενέργειας μόνιμης ροής. Χρησιμοποιείται σε συνδυασμό με την εξίσωση της συνέχειας η οποία εκφράζει την αρχή της διατήρησης της μάζας και δίνεται ως

$$\dot{m} = \frac{A_1 C_1}{u_1} = \frac{A_2 C_2}{u_2} \quad (1.11)$$

όπου A είναι η διατομή της ροής.

1.6 ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΕΣ ΔΙΕΡΓΑΣΙΕΣ ΑΠΟΥΣΙΑ ΡΟΗΣ

Εξετάζεται η εφαρμογή του 1^{ου} θερμοδυναμικού νόμου σε σημαντικές μη-ροϊκές διαδικασίες. Οι διαδικασίες θεωρούνται πλήρως αντιστρεπτές.

Διαδικασία Σταθερού Όγκου

Εφόσον ο όγκος δεν αλλάζει, δεν μπορεί να εκτελεστεί έργο από την εργαζόμενη ουσία. Έτσι,

$$\begin{aligned} W &= 0 \\ Q &= U_2 - U_1 \end{aligned} \quad (1.12)$$

Διαδικασία Σταθερής Πίεσης

$$W = \int p dV = p(V_2 - V_1) \quad (1.13)$$

$$\begin{aligned} Q &= (U_2 - U_1) + p(V_2 - V_1) \\ &= H_2 - H_1 \end{aligned} \quad (1.14)$$

Αδιαβατική Διαδικασία

Δεν μεταφέρεται θερμότητα,

$$\begin{aligned} Q &= 0 \\ W &= - (U_2 - U_1) \end{aligned} \quad (1.15)$$

Πολυτροπική Διαδικασία

Οποιαδήποτε αντιστρεπτή πολυτροπική διαδικασία μπορεί να δοθεί από την σχέση

$$pV^n = C \quad (1.16)$$

όπου n ονομάζεται πολυτροπικός εκθέτης και C είναι μια σταθερά. Μία πολυτροπική διαδικασία είναι κάθε διαδικασία η οποία συνοδεύεται από μεταφορά θερμότητας. Οι εκφράσεις για το έργο και για τη μεταφορά θερμότητας είναι:

$$R = \int p dV = \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1 - n} \quad (1.17)$$

$$Q = U_2 - U_1 + \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{1 - n} \quad (1.18)$$

Ισόθερμη Διαδικασία

$$Q = \int T ds = T(S_2 - S_1) \quad (1.19)$$

$$W = T(S_2 - S_1) - (U_2 - U_1) \quad (1.20)$$

Οι παραπάνω εξισώσεις ισχύουν για κάθε εργαζόμενη ουσία. Σε περίπτωση όπου η εργαζόμενη ουσία είναι τέλειο ή ιδανικό αέριο τα οποία υπακούονται στην καταστατική εξίσωση

$$p u = RT \quad \text{ή} \quad p V = m R T \quad (1.21)$$

και για το οποίο η εσωτερική ενέργεια u , η ενθαλπία h , και η ειδική θερμοκρασία σε σταθερή πίεση και σταθερό όγκο C_p και C_v αντίστοιχα είναι συναρτήσεις της θερμοκρασίας μόνο, τότε απλούστερες εκφράσεις μπορούν να εξαχθούν για αυτές τις διαδικασίες όπως φαίνεται στον πίνακα 1.2. Οι εκφράσεις δηλώνουν τις ειδικές ποσότητες βασισμένες στη μονάδα μάζας του αερίου. Σε αυτές τις εκφράσεις, η θερμότητα παρέχεται σε μια διαδικασία σταθερού όγκου και εκφράζεται σαν

Πίνακας 1.2 Θερμodynamικές Παραστάσεις για Αναστρέψιμες Μη-Ρουκίς Διαδικασίες για ένα Τέλειο Αέριο $\left(\frac{p_1 v_1}{T_1} = \frac{p_2 v_2}{T_2}\right)$

Όνομα της διαδικασίας	Ο ισχύον νομός	Έργο που παράγεται $w = \int p dv$	Παροχή θερμότητας $Q = (u_2 - u_1) + W = \int T ds$	Αλλαγή στην εντροπία $s_2 - s_1 = \int \left(\frac{dq}{T}\right)_{rev}$
Σταθερός όγκος	$\frac{p_1}{T_1} = \frac{p_2}{T_2}$	0	$c_v (T_2 - T_1)$	$c_v \ln \frac{T_2}{T_1}$
Σταθερή πίεση	$\frac{v_1}{T_1} = \frac{v_2}{T_2}$	$p(v_2 - v_1)$ ή $R(T_2 - T_1)$	$c_p (T_2 - T_1)$	$c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$
Αδιαβατική	$p v^\gamma = C$ Όπου $\gamma = c_p / c_v$ Επίσης $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{1-\gamma}$		0	
Πολυτροπική	$p v^n = C$ Επίσης $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{1-n}$	$\frac{R(T_2 - T_1)}{1-n}$	$\left(c_v + \frac{R}{1-n}\right) (T_2 - T_1)$	$c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$ ή $c_v \ln \frac{p_2}{p_1} + c_p \ln \frac{v_2}{v_1}$ ή $c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}$
Ισοθερμική	$p_1 v_1 = p_2 v_2$	$RT \ln \frac{v_2}{v_1}$	$T(s_2 - s_1)$	$-R \ln \frac{p_2}{p_1}$

$$q = u_2 - u_1 = C_v(T_2 - T_1) \quad (1.22)$$

και αυτή που δίνεται σε μια διεργασία σταθερής πίεσης σαν

$$q = h_2 - h_1 = C_p(T_2 - T_1) \quad (1.23)$$

όπου C_p και C_v είναι οι ειδικές θερμότητες για τις δυο διεργασίες.

Ο αέρας θεωρείται σαν παράδειγμα ενός τέλειου αερίου. Οι ακόλουθες τιμές να χρησιμοποιούνται για τον αέρα

$$\begin{aligned} c_p &= 1,005 \text{ kJ/kg K} \\ c_v &= 0,718 \text{ kJ/kg K} \\ R &= 0,287 \text{ kJ/kg K} \end{aligned}$$

το R στην εξ. (1.21) είναι μια σταθερά για ένα αέριο και είναι γνωστή σαν η σταθερά του αερίου. Η εξ. (1.21) μπορεί επίσης να γραφτεί σε όρους του όγκου V_0 ενός kg-mole του αερίου έτσι ώστε,

$$pV_0 = M R T = R_0 T$$

όπου M είναι το μοριακό βάρος του αερίου και R είναι η παγκόσμια σταθερά των αερίων. Η τιμή αυτής της σταθεράς είναι 8.313 kJ/kg-mole K για όλα τα αέρια.

1.7 ΑΝΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΕΣ ΔΙΕΡΓΑΣΙΕΣ ΑΠΟΥΣΙΑ ΡΟΗΣ

Οι περισσότερες ροϊκές διεργασίες που συμβαίνουν στην πράξη μπορούν να θεωρηθούν αντιστρεπτές. Αλλά όταν οι διεργασίες είναι αναντιστρεπτές, πρέπει να ξέρουμε είτε το Q είτε το W επιπρόσθετα με τις τελικές καταστάσεις.

Για να γίνει κατανοητή αυτή η αρχή εξετάζουμε την ελεύθερη-εκτόνωση ή εκτόνωση joule ενός τελείου αερίου για το οποίο και το Q και το W είναι μηδέν. Η εντροπία αυξάνεται σε μία αναντιστρεπτή διεργασία για δύο λόγους, δηλαδή λόγω της πρόσθεσης της θερμότητας και λόγω πρόσθεσης τριβής, δηλαδή, μετατροπή μηχανικής ενέργειας σε θερμότητα.

Παράδειγμα 1.2

Αέρας αρχικά σε 3,5 bar και 15 °C είναι κλεισμένος σε δοχείο με χωρητικότητα 0,06 m³. Εκτονώνεται σε ένα άδειο δοχείο τις ίδιες χωρητικότητας. Εάν η διαδικασία είναι αδιαβατική, να βρεθεί η αλλαγή της εντροπίας του αέρα.

ΛΥΣΗ:

Είναι μία διεργασία ελεύθερης εκτόνωσης στην οποία καμία θερμοκρασία δεν μεταφέρεται και κανένα έργο δεν εκτελείται,

$$W = Q = 0$$

Έτσι,

$$U_2 - U_1 = 0 \text{ και } T_2 = T_1$$

Αρχική κατάσταση: $V_1 = 0,06$, $T_1 = 288$

Τελική κατάσταση: $V_2 = 0,12$, $T_2 = 288$

Καθόσον η εντροπία είναι μια ιδιότητα, μπορεί να χρησιμοποιηθεί η έκφραση για αλλαγή εντροπίας για μια πολυτροπική διαδικασία. Έτσι για τον πίνακα 1.2 έχουμε

$$\begin{aligned} S_2 - S_1 &= m \left(c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{u_2}{u_1} \right) \\ &= m R \ln \frac{u_2}{u_1} = R \ln \frac{V_2}{V_1} \\ &= 0.287 \ln \frac{0.12}{0.06} = 1.986 \text{ kJ/K} \end{aligned}$$

1.8 ΔΙΕΡΓΑΣΙΕΣ ΜΟΝΙΜΗΣ ΡΟΗΣ

Η εξίσωση της ενέργειας για μόνιμη ροή βρίσκει εφαρμογή σε ροϊκές διεργασίες για ένα ανοιχτό σύστημα. Στις περισσότερες περιπτώσεις η αντιστρεπτότητα λόγω ιξώδους τριβή, δεν μπορεί να εξαλειφθεί έναντι των σημαντικών ταχυτήτων που υπάρχουν, έτσι είναι απαραίτητο να υπολογιστεί η άγνωστη ποσότητα υποθέτοντας αρχικά ότι η διεργασία είναι αντιστρεπτή, και έπειτα να πολλαπλασιάσουμε ή να διαιρέσουμε το αποτέλεσμα με έναν συντελεστή απόδοσης της διεργασίας. Στην ιδιαίτερη περίπτωση μιας διαδικασίας μόνιμης ροής με ένα αέριο, είναι σύνηθες να θεωρηθεί ότι η διεργασία είναι πολυτροπική ακολουθώντας το γενικό εκθετικό νόμο $pV^n = C$.

Βρασμός και Συμπύκνωση

$$\begin{aligned} q &= h_2 - h_1 + \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) \\ &= h_2 - h_1 \end{aligned} \quad (1.24)$$

Όσο οι ταχύτητες είναι μικρές, η μεταβολή της κινητική ενέργεια μπορεί να αγνοηθεί. Λόγω των μικρών ταχυτήτων η επίδραση της τριβής μπορεί επίσης να θεωρηθεί αμελητέα στις περισσότερες περιπτώσεις και η διεργασία μπορεί να θεωρηθεί σαν αντιστρεπτή. Εάν υπάρχει σημαντική πτώση πίεσης όπως σε ατμοποίηση άμεση-εκτόνωση στην ψύξη, η διεργασία δεν είναι τελείως αντιστρεπτή.

Ισοθερμική Διαδικασία

Αγνοώντας την κινητική και την δυναμική ενέργεια

$$q - w = h_2 - h_1 \quad (1.25)$$

για ένα ιδανικό αέριο με σταθερή θερμοκρασία, εφόσον $h_2 = h_1$, έχουμε

$$q = w$$

Αδιαβατική διαδικασία

Σε ακροφύσια και διαχύτες, δεν υπάρχει μετάδοση θερμότητας ούτε εκτελείτε έργο. Ωστόσο, υπάρχει αλληλομετατροπή ανάμεσα στην κινητική ενέργεια και ενθαλπία. Συνεπώς έχουμε

$$\frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) = h_2 - h_1 \quad (1.26)$$

Σε στροβίλους και συμπιεστές, δεν υπάρχει μετάδοση θερμότητας και αγνοούνται οι αλλαγές στην κινητική και δυναμική ενέργεια, έχουμε για το έργο

$$w = h_1 - h_2 \quad (1.27)$$

Προκειμένου να ληφθεί υπόψιν η αντιστρεπτότητα στις διεργασίες βαθμοί απόδοσης είναι ορισμένοι ως:

Βαθμός απόδοσης Ακροφυσίων και Στροβίλων

$$\eta = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2} \quad (1.28)$$

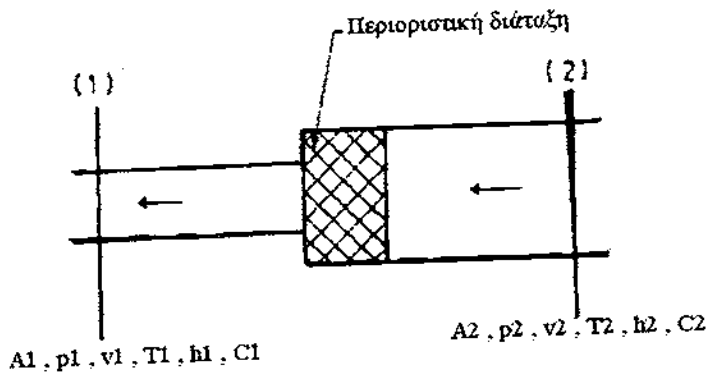
Βαθμός απόδοσης Διαχυτών και Συμπιεστών

$$\eta = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2} \quad (1.29)$$

Στις εξ.(1.28) και (1.29) το h_2 παριστάνει την ενθαλπία στο τέλος της πραγματική διαδικασία και h_2' παριστάνει την ενθαλπία εάν η διαδικασία ήταν αντιστρεπτή ανάμεσα στα όρια της πίεσης p_1 και p_2 τα οποία είναι τα ίδια και για τις δύο διαδικασίες.

Διαδικασία Στραγγαλισμού

Είναι βασικά μια αντιστρεπτή αδιαβατική διαδικασία. Χρησιμοποιείται για μείωση της πίεσης ενός ρευστού χρησιμοποιώντας μια στένωση στη ροή όπως φαίνεται στο σχημα1.8.



Σχ.1.8. Αναπαράσταση της διαδικασίας στραγγαλισμού

Εφόσον η διαδικασία είναι αδιαβατική και δεν εκτελείται εξωτερικό έργο, έχουμε

$$h_1 + \frac{C_1^2}{2} = h_2 + \frac{C_2^2}{2}$$

όπου $p_2 < p_1$, $V_2 > V_1$. Έτσι εάν $A_1 = A_2$, $C_2 > C_1$. Κάνοντας $A_2 > A_1$ έτσι ώστε $C_2 = C_1$, ή εφόσον οι οροί της κινητικής ενέργειας είναι αμελητέοι, βρίσκουμε ότι σε μια διαδικασία στραγγαλισμού

$$h_1 = h_2$$

επομένως ο στραγγαλισμός ονομάζεται επίσης διαδικασία ισηνθαλπικής εκτόνωσης. Για ένα τέλειο αέριο, εφόσον η ενθαλπία είναι συνάρτηση μόνο της θερμοκρασίας, η θερμοκρασία παραμένει σταθερή κατά την διαδικασία στραγγαλισμού. Για ένα πραγματικό αέριο, το h είναι η συνάρτηση του p και του T και γι' αυτόν τον λόγο η θερμοκρασία μπορεί να αλλάξει με ταυτόχρονη πτώση της πίεσης.

1.9 ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΧΑΜΗΛΩΝ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΩΝ

Οι διάφορες αρχές και διαδικασίες που σχετίζονται με την παραγωγή χαμηλών θερμοκρασιών είναι οι ακόλουθες:

- (i) Εκτόνωση ενός υγρού με μερική ατμοποίηση
- (ii) Αντιστρεπτή αδιαβατική εκτόνωση ενός αερίου
- (iii) Αναντιστρεπτή αδιαβατική εκτόνωση (στραγγαλισμός) ενός πραγματικού αερίου
- (iv) Θερμοηλεκτρική ψύξη
- (v) Αδιαβατικός απομαγνητισμός

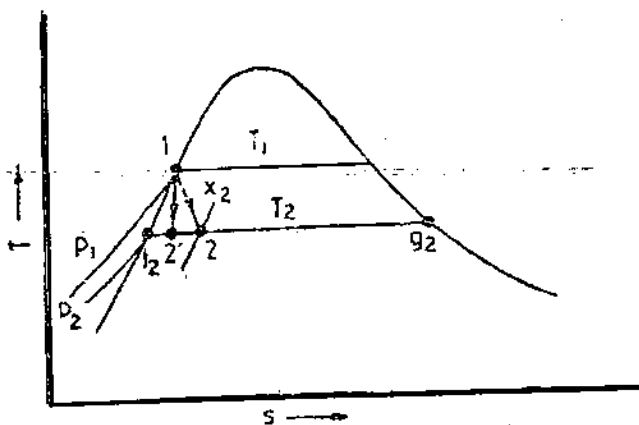
1.9.1 Εκτόνωση ενός Υγρού με Μερική Ατμοποίηση

Ας θεωρηθεί ο στραγγαλισμός ενός κορεσμένου υγρού το σημείο 1 σε πίεσης p_1 όπως φαίνεται στο σχήμα 1.9. Η κατάσταση μετά την εκτόνωση είναι το σημείο 2. Η διαδικασία συνοδεύεται από αύξηση της εντροπίας καθώς και με πτώση της πίεσης. Ο λόγος είναι επειδή έχουμε αύξηση του όγκου και ένα μέρος του υγρού ατμοποιείται, ψύχοντας το υγρό. Η εκτόνωση, με την εξάτμιση ενός μέρους του υγρού η οποία προκαλεί την μείωση της θερμοκρασίας του λέγεται μερική ατμοποίηση. Αυτή η μέθοδος χρησιμοποιείται πιο πολύ για την επίτευξη χαμηλών θερμοκρασιών. Για την διαδικασία αυτή

$$h_1 = h_2 = h_{f2} + x_2 h_{fg2} \quad (1.30)$$

$$u_2 = u_{f2} + x_2 u_{fg2} \quad (1.31)$$

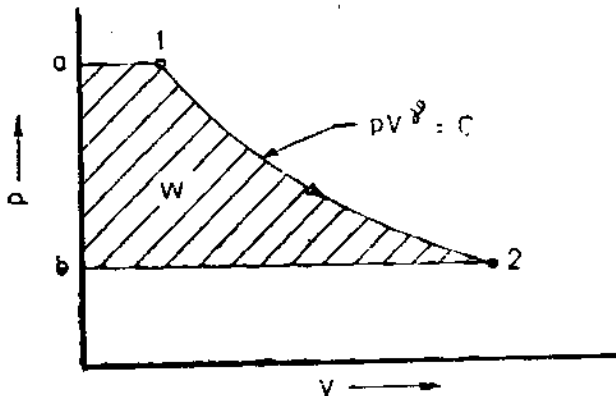
Πρέπει να σημειωθεί ότι η θερμοκρασία κατά τον ίδιο τρόπο θα πέσει από το T_1 στο T_2 εφόσον το υγρό εκτονωθεί ισηντροπικά από το 1 στο 2. Όμως η ισηντροπική εκτόνωση του υγρού δεν χρησιμοποιείται στην ψύξη για λόγους που εξηγούνται στην παράγραφο 3.1.



Σχ. 1.9. Αντιστρεπτή και αναντιστρεπτή εκτόνωση ενός υγρού

1.9.2 Αντιστρεπτή Αδιαβατική Εκτόνωση ενός Αερίου

Αυτή η μέθοδος χρησιμοποιείται με μόνιμα αέρια όπως ο αέρας. Αρχικά το αέριο συμπιέζεται και ψύχεται και στην συνέχεια εκτονώνεται αντιστρεπτά σε ένα αδιαβατικό παλινδρομικό ή περιστροφόμενο τύπου εκτονωτή εκτελώντας έτσι εξωτερικό έργο. Η αντιστρεπτή αδιαβατική εκτόνωση ενός αερίου από p_1 σε p_2 ακολουθεί την διαδρομή $pV^\gamma = C$. Το έργο που εκτελείται δίνεται από τη σκιασμένη επιφάνεια στο σχ.1.10. Η έκφραση για το έργο λαμβάνεται με την προσθήκη τις συνιστώσες του ροϊκού έργου στο έργο που δεν σχετίζεται με την ροή.



Σχ.1.10. Το έργο που παράγεται σε μια αντιστρεπτή διαδικασία αδιαβατικής εκτόνωσης

Έτσι

$$w = \int_1^2 p du = \int_1^2 p du + \int_1^2 p du + \int_1^2 p du = - \int_1^2 u dp \quad (1.32)$$

η οποία δίνεται με ολοκλήρωση για ένα τέλειο αέριο

$$w = \int_{u_1}^{u_2} \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{\gamma}} dp = \frac{\gamma}{\gamma-1} (p_1 u_1 - p_2 u_2) \quad (1.33)$$

Επίσης εφόσον

$$q = 0$$

παίρνουμε από την εξίσωση ενεργείας μόνιμης ροής

$$h_1 - h_2 = w = - \int_1^2 u dp = \frac{\gamma}{\gamma-1} (p_1 u_1 - p_2 u_2)$$

η οποία για ένα ιδανικό αέριο, θέτοντας $\frac{\gamma R}{\gamma-1} = c_p$, δίνεται

$$w = h_1 - h_2 = c_p (T_1 - T_2) \quad (1.34)$$

Η θερμοκρασία μετά την εκτόνωση δίνεται από την σχέση

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (1.35)$$

1.9.3 Αναντιστρεπτή Αδιαβατική Εκτόνωση (Στραγγαλισμός) ενός Πραγματικό Αέριο

Στη συνέχεια, ο αέρας που έχει αρχικά συμπιεστεί και ψυχθεί εκτονώνεται, αλλά αναντιστρεπτά, μέσω μιας στραγγαλιστικής διάταξης που επιβάλλει μια στένωση στη ροή. Έχει δειχθεί ότι γι' αυτήν την διαδικασία ισχύει

$$h_1 = h_2$$

και για ένα τέλειο αέριο $T_1 = T_2$.

Τα πραγματικά αέρια απομακρύνονται από αυτήν την κατάσταση και συνήθως παρουσιάζουν μια αξιοσημείωτη μείωση της θερμοκρασίας κάτω από ορισμένες συνθήκες οι οποίες αντιστοιχούν σε μια δεδομένη αρχική χαμηλή θερμοκρασία και υψηλή πίεση του αερίου. Η μείωση της θερμοκρασίας dT που αντιστοιχεί σε μία μείωση της πίεσης dp , ορίζεται από την εξίσωση

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_h = \delta \quad (1.36)$$

είναι γνωστή σαν ο συντελεστής Joule-Thomson. Για ένα ιδανικό αέριο ο συντελεστής αυτός είναι μηδέν.

Τα ακόλουθα είναι φανερά για διαδικασία στραγγαλιστικής εκτόνωσης ενός αερίου.

Για ψύξη	$\delta > 0$	Αρχική κατάσταση του αερίου σε υψηλή πίεση και χαμηλή θερμοκρασία
Για καμία αλλαγή στην θερμοκρασία	$\delta = 0$	Συμπεριφορά ιδανικού αερίου
Για ζέστη	$\delta < 0$	Αρχική κατάσταση αερίου είναι σε υψηλή θερμοκρασία

1.9.4 Θερμοηλεκτρική Ψύξη

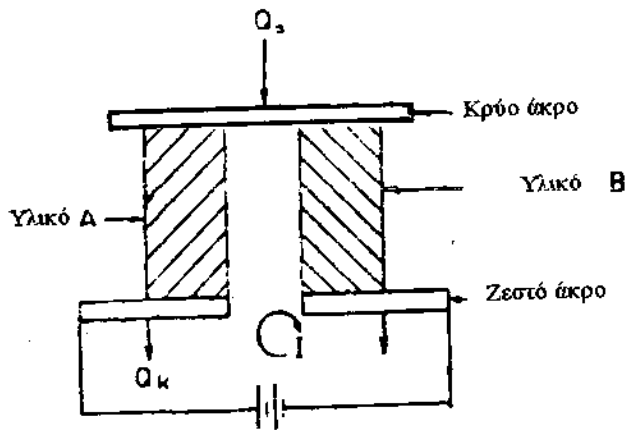
Το 1834 ο Jean Peltier, ένας Γάλλος ωρολογοποιός και ερασιτέχνης επιστήμονας, ανακάλυψε ότι μπορεί να συμβεί ψύξη με την ένωση δύο διαφορετικών μετάλλων, εφόσον αυτά τα διαπεράσει ηλεκτρικό ρεύμα. Ταυτόχρονα, θερμότητα παράγεται στην άλλη ένωση (σχ. 1.11). Η θερμότητα Peltier η οποία απορροφάτε στο ψυχρό άκρο και αποβάλλεται από το θερμό άκρο. Δίνεται από

$$Q_c = \Pi_c I \quad (1.37\alpha)$$

$$Q_h = \Pi_h I \quad (1.37\beta)$$

όπου Π_c και Π_h είναι οι συντελεστές Peltier οι οποίοι είναι συναρτήσεις των θερμοκρασιών T_c και T_h των θερμών και ψυχρών άκρων αντίστοιχα. Παρατηρείται ότι εάν T_h διατηρείται σε θερμοκρασία περιβάλλοντος η T_c θα είναι κατώτερη από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Επίσης πρέπει να σημειωθεί ότι οποιαδήποτε από τις ενώσεις ή τα άκρα, το αν θα γίνουν κρύα ή ζεστά εξαρτάται από την διεύθυνση του ρεύματος.

Το φαινόμενο ονομάζεται φαινόμενο Peltier. Η πραγματική ψύξης που επιτυγχάνεται στο ψυχρό άκρο θα είναι μειωμένη λόγω της αναντιστρεπτής διαδικασίας μετάδοσης θερμότητας. Το ισοζύγιο ενέργειας του συστήματος είναι



Σχ.1.11. Φαινόμενο Peltier

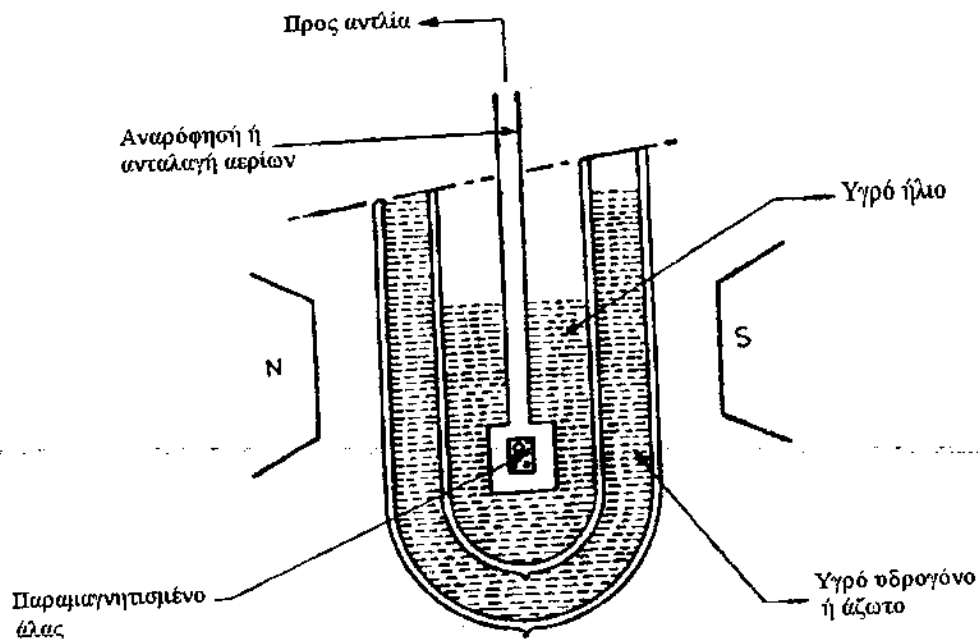
$$Q_k - Q_o = EI \quad (1.38)$$

όπου I είναι η ένταση του ρεύματος, E η παρεχόμενη Η.Ε.Δ. και Q_k και Q_o είναι οι πραγματικές θερμικές ροές στο ζεστό και κρύο άκρο αντίστοιχα.

1.9.5 Αδιαβατικός Απομαγνητισμός

Το 1926, οι Giauque και Deby ανεξάρτητα πρότειναν ότι η ψύξη μπορεί να παραχθεί από αδιαβατικό απομαγνητισμό ενός παραμαγνητικού άλατος. Στο σχ. 1.12 φαίνεται μια σχηματική αναπαράσταση μιας τέτοιας διαδικασίας.

Το παραμαγνητικό άλας βρίσκεται σε έναν σωλήνα που περιέχει αέριο ήλιο χαμηλής πίεσης για να παρέχει θερμική επικοινωνία με το περιβάλλον λουτρό υγρού ηλίου.



Σχ.1.12. Διάταξη για αδιαβατικό απομαγνητισμό ενός παραμαγνητικού άλατος

Το λουτρό του υγρού ήλιου και το άλας αρχικά ψύχονται σε περίπου 1 °K αντλώντας ήλιο στην δυνατότερη χαμηλή πρακτικά πίεση. Ένα μαγνητικό πεδίο εφαρμόζεται προκαλώντας μαγνητισμό του άλατος. Η θερμότητα που παράγεται απομακρύνεται από το λουτρό του ήλιου έτσι ώστε η θερμοκρασία του λουτρού να προσεγγίζει ξανά το 1 °K. Εάν το μαγνητικό πεδίο αυξάνεται αργά, ο μαγνητισμός μπορεί να προσεγγίσει την ισόθερμη διαδικασία.. Στην συνέχεια το αέριο απομακρύνεται και το μαγνητικό πεδίο διακόπτεται. Η θερμοκρασία του άλατος τότε αυξάνει σαν αποτέλεσμα του αδιαβατικού απομαγνητισμού.

1.10 ΤΡΟΠΟΙ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Για οποιαδήποτε μετάδοση ενέργειας πρέπει να υπάρχει κάποια κατάλληλη διαφορά δυναμικού. Η διαφορά θερμοκρασίας παρέχει την απαραίτητη διαφορά δυναμικού για μετάδοση θερμότητας. Υπάρχουν τρεις τρόποι μετάδοσης θερμότητας. Αυτοί είναι η αγωγή, με μεταφορά και με ακτινοβολία.

Βασικά η θερμότητα μεταδίδεται σε ένα στάσιμο μέσο με αγωγή, δηλαδή, από σωματίδιο σε σωματίδιο, είτε αυτό είναι στερεό, υγρό ή αέριο. Στην μεταφορά πρέπει να υπάρχει ροή ενός ρευστού. Η θερμότητα μεταφέρεται από την επιφάνεια του τοίχου από ένα ρευστό που ρέει. Η μεταφορά πραγματοποιείται με δύο τρόπους, την εξαναγκασμένη μεταφορά θερμότητας και την φυσική ή ελεύθερη μεταφορά. Στην εξαναγκασμένη μεταφορά, η ροή του ρευστού παράγεται από εξωτερική πηγή όπως μια αντλία ή ένας ανεμιστήρας. Παραδείγματα είναι ο συμπυκνωτής μιας εγκατάστασης ψύξης στις οποίες η ροή του νερού γίνεται από μια αντλία, και ο αερόψυκτος συμπυκνωτής ενός κλιματιστικού μηχανήματος στο οποίο η ροή του αέρα παρέχεται από έναν ανεμιστήρα. Στη φυσική ή ελεύθερη μεταφορά η ροή του ρευστού παράγεται από την μεταβολή στην πυκνότητα λόγω θερμοκρασιακής διαφοράς. Το ρευστό υψηλότερης θερμοκρασίας, όντας ελαφρύτερο, ανέρχεται και το ρευστό χαμηλότερης θερμοκρασίας, όντας βαρύτερο, κατακάθεται. Ένα σχετικό παράδειγμα είναι ο αερόψυκτος συμπυκνωτής ενός οικιακού ψυγείου. Στην ακτινοβολία, η θερμότητα μεταφέρεται στη μορφή ηλεκτρομαγνητικών κυμάτων. Για μετάδοση θερμότητας με ακτινοβολία δεν είναι αναγκαία η ύπαρξη μέσου.

1.11 ΝΟΜΟΙ ΤΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Η θερμική ροή q είναι ο ρυθμός μετάδοσης θερμότητας Q ανά μονάδα επιφανείας A κάθετη της ροής της θερμότητας. Οι διάφοροι νόμοι σχετίζουν το ρυθμό μετάδοσης θερμότητας ή την θερμική ροή με την θερμοκρασιακή διαφορά ΔT . Οι μονάδες του ΔT είναι οι βαθμοί Kelvin (K) ή οι βαθμοί Celsius (°C). Και οι δύο έχουν την ίδια αριθμητική τιμή.

1.11.1 Ο Νόμος του Fourier για Αγωγής Θερμότητας

Η θερμική ροή λόγω αγωγής είναι ανάλογη της κλίσης της θερμοκρασίας εντός ενός σώματος. Έτσι σε οποιοδήποτε σημείο P του σώματος, η κλίση της θερμοκρασίας

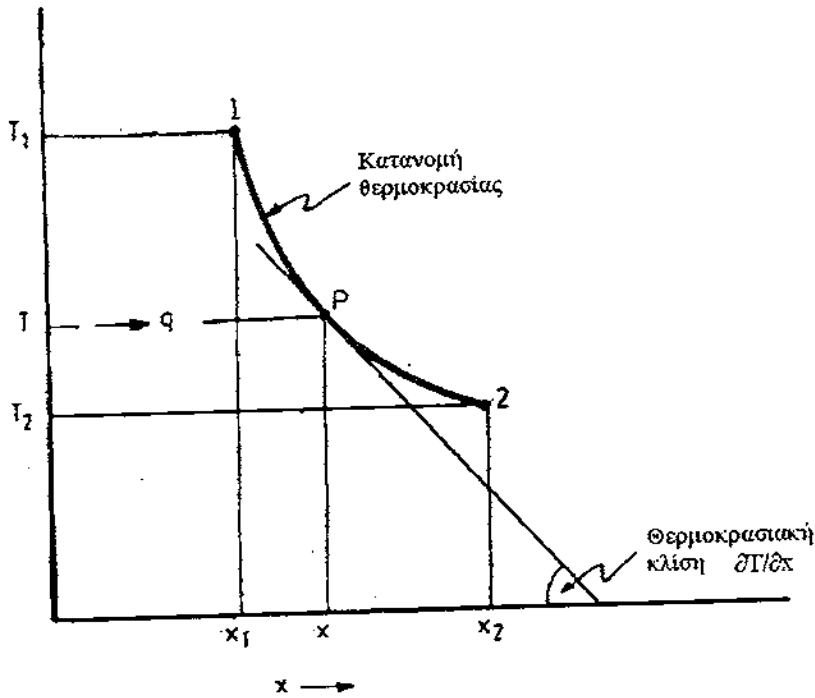
$\frac{\partial T}{\partial x}$ είναι όπως φαίνεται στο σχ. 1.13, η θερμοκρασία ροής είναι

$$q = \frac{Q}{A} \propto \frac{\partial T}{\partial x}$$

ή

$$Q = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1.39)$$

όπου k είναι η σταθερά αναλογίας, ονομάζεται ως θερμική αγωγιμότητα η οποία είναι ιδιότητα του υλικού του σώματος. Το πρόσημο μείον τίθεται για να κάνει το Q θετικό όταν η $\partial T/\partial x$ είναι αρνητική. Η εξ. (1.39) ονομάζεται ο νόμος του Fourier για την αγωγή θερμότητας.



Σχ.1.13. Κατανομή θερμοκρασίας σε ένα μέσο με αγωγή

Η μονάδα στο SI για την θερμική αγωγιμότητα μπορεί να εκφραστεί ως

$$\begin{aligned} [k] &= \frac{[Q][\Delta x]}{[A][\Delta T]} \\ &= \frac{(J/s)m}{m^2 K} = W m^{-1} K^{-1} \end{aligned}$$

Οι παράγοντες μετατροπής για τα συστήματα MKS και fps μπορεί επίσης να εκφραστούν ως

$$\begin{aligned} 1 W m^{-1} K^{-1} &= \frac{0.239 \times 10^{-3} kcal}{1 hr} m^{-1} \circ C^{-1} \\ &= 0.86 kcal hr^{-1} m^{-1} \circ C^{-1} \end{aligned}$$

και $1 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1} = \frac{0.948 \times 10^{-3} \text{ Btu}}{\left(\frac{1}{3600} \text{ hr}\right) (3.281 \text{ ft}) \left(\frac{9}{5} \text{ }^\circ\text{F}\right)}$
 $= 0.578 \text{ Btu hr}^{-1} \text{ ft}^{-1} \text{ }^\circ\text{F}^{-1}$

Αντίστροφα ,

$$1 \text{ kcal hr}^{-1} \text{ m}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1} = \frac{1}{0.86} = 1.163 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

$$1 \text{ Btu hr}^{-1} \text{ ft}^{-1} \text{ }^\circ\text{F}^{-1} = \frac{1}{0.578} = 1.73 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

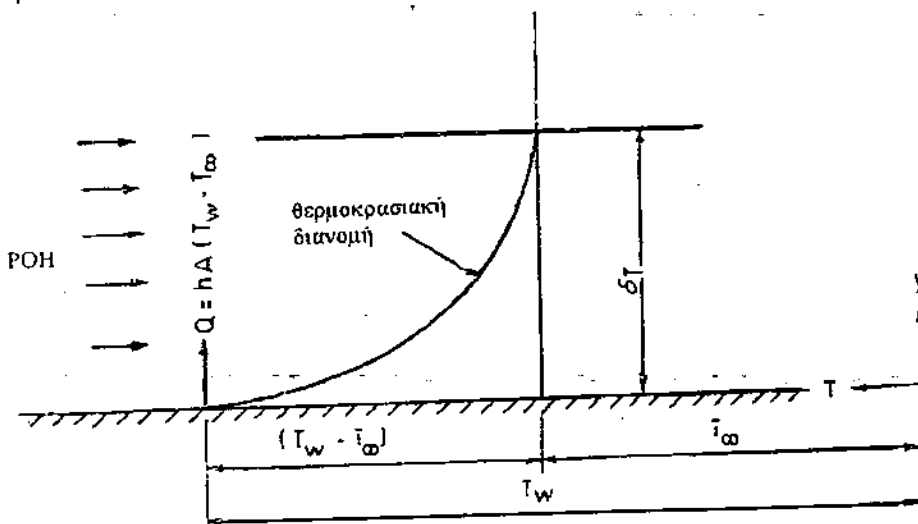
Από φυσική άποψη, η θερμική αγωγιμότητα παριστάνει την ποσότητα της ροής θερμότητας, ανά μονάδα χρόνου, ανά μονάδα επιφάνειας, κάθετη στην κατεύθυνση της ροής της θερμότητας, διαμέσου μοναδιαίου πάχους του υλικού και όταν η διαφορά θερμοκρασίας διαμέσου του υλικού είναι μονάδα. Πειραματικές μετρήσεις του q και $\Delta T/\Delta x$ μπορούν να γίνουν για να προσδιοριστεί η θερμική αγωγιμότητα των υλικών.

Έχει εξακριβωθεί ότι η σειρά μείωσης της θερμικής αγωγιμότητας είναι η ακόλουθη: Μέταλλα, αμέταλλα και μονωτικά υλικά, υγρά, αέρια.

1.11.2 Ο Νόμος του Newton για Ψύξης ή Μεταφορά

Όταν ένα ρευστό ρέει πάνω σε ένα τοίχωμα το οποίο είναι σε διαφορετική θερμοκρασία από το ρευστό, θερμότητα θα μεταβεί από το τοίχωμα στο ρευστό ή από το ρευστό στο τοίχωμα εξαρτώμενη από την διεύθυνση της κλίσης της θερμοκρασίας. Αν και αυτός ο τρόπος μετάδοσης θερμότητας ονομάζεται μεταφορά, ο φυσικός μηχανισμός μετάδοσης θερμότητας στο τοίχωμα είναι η αγωγή.

Ας θεωρηθεί ένα ρευστό που ρέει κατά μήκος ενός τοιχώματος, που διατηρείται στην θερμοκρασία T_w όπως φαίνεται στο σχ. 1.14. Η θερμοκρασίας ελεύθερης ροής του ρευστού είναι T_∞ .



Σχ. 1.14 Θερμοκρασιακή κατανομή σε θερμικό οριακό στρώμα για μετάδοση θερμότητας με αγωγή.

Τότε ένα θερμοκρασιακό πεδίο που μεταβάλλεται από το T_w στο T_∞ θα υπάρξει στο ρευστό κοντά στον τοίχωμα. Το δ_r είναι η απόσταση από τον τοίχο του σημείου του ρευστού, όπου η θερμοκρασία του ρευστού είναι ίση με θερμοκρασίας T_∞ . Αυτή η απόσταση δ_r ονομάζεται θερμικό οριακό στρώμα. Η απόσταση δ από το τοίχωμα στην οποία η ταχύτητα του ρευστού γίνεται ίση με την ταχύτητα ελεύθερης ροής ονομάζεται οριακό στρώμα ταχύτητας.

Η έννοια του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, που δίνεται από τα σύμβολα h ή ξ , καθιερώθηκαν από τον Newton. Αυτός πρωτινέ την ακόλουθη εξίσωση για τον προσδιορισμό του ρυθμού μετάδοσης θερμότητας λόγω μεταφοράς

$$Q = hA(T_w - T_\infty) \quad (1.40)$$

όπου A η επιφάνεια του τοιχώματος.

Πρέπει να σημειωθεί ότι το h δεν είναι ιδιότητα του ρευστού. Εντούτοις, εξαρτάται από τις θερμοφυσικές και άλλες ιδιότητες της μετάδοσης θερμότητας του ρευστού όπως η θερμική αγωγιμότητα k , το δυναμικό ιξώδες μ , η πυκνότητα ρ και η ειδική θερμότητα c_p . Επιπλέον, εξαρτάται επίσης σε υδροδυναμικές ή παραμέτρους ροής όπως η πυκνότητα, το ιξώδες, η ταχύτητα της ροής και χαρακτηριστικές διαστάσεις.

Η μονάδα, στο SI, του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας είναι

$$[h] = \frac{[Q]}{[A][\Delta T]}$$

$$= \frac{J/s}{m^2 K} = W m^{-2} K^{-1}$$

Η μετατροπή της σε μονάδα MKS και fps είναι

$$1 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} = \frac{0.239 \times 10^{-3} \text{ kcal}}{\frac{1}{3600} \text{ hr}} \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1} =$$

$$= 0.86 \text{ Kcal hr}^{-1} m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$$

και

$$1 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} = \frac{0.948 \times 10^{-3} \text{ Btu}}{\left(\frac{1}{3600} \text{ hr}\right) (3.281 \text{ ft})^2 \left(\frac{9}{5} \cdot ^\circ F\right)} =$$

$$= 0.1761 \text{ Btu hr}^{-1} \text{ ft}^{-2} \cdot ^\circ F^{-1}$$

Αντίστροφα

$$1 \text{ Kcal hr}^{-1} m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1} = \frac{1}{0.86} = 1.163 \text{ W m}^{-2} K^{-1}$$

$$1 \text{ Btu hr}^{-1} \text{ ft}^{-2} \cdot ^\circ F^{-1} = \frac{1}{0.1761} = 5.68 \text{ W m}^{-2} K^{-1}$$

1.11.3 Θερμική Ακτινοβολία

Η θερμική ακτινοβολία που εκπέμπεται από ένα σώμα ανά μονάδα επιφανείας,

ονομάζεται ακτινοβολούσα ισχύς και είναι ανάλογη με την τέταρτη δύναμη της απόλυτης θερμοκρασίας της επιφάνειας αυτής.

Για ένα ιδανικό ακτινοβολούν σώμα ή μέλαν σώμα, η ισχύς ακτινοβολίας E_b δίνεται από τον νόμο του Stefan-Boltzman.

$$E_b = \sigma T^4 \quad (1.41)$$

όπου το σ είναι η σταθερά της αναλογίας που ονομάζετε σταθερά του Stefan-Boltzman και έχει την αριθμητική τιμή $5.669 \times 10^{-8} \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-4}$.

Η ακτινοβολούσα ισχύς ενός πραγματικού σώματος εκφράζεται από τη σχέση

$$E = \varepsilon E_b = \varepsilon \sigma T^4 \quad (1.42)$$

όπου $\varepsilon = \frac{E}{E_b}$ είναι ο συντελεστής εκπομπής της επιφάνειας του.

Οι θερμικές ακτινοβολίες που εκπέμπονται από δύο σώματα επιφανειών A_1 και A_2 , σε θερμοκρασίες T_1 και T_2 δίνονται από

$$Q_1 = \varepsilon_1 A_1 \sigma T_1^4 \quad (1.43\alpha)$$

$$Q_2 = \varepsilon_2 A_2 \sigma T_2^4 \quad (1.43\beta)$$

Η ανταλλαγή θερμότητας ανάμεσα στα δυο παραπάνω σώματα θα εξαρτηθεί επίσης από τον βαθμό στον οποίο τα δύο σώματα βλέπουν το ένα το άλλο από γεωμετρική άποψη. Η έκφραση για την ανταλλαγή της θερμότητας είναι

$$Q = A_1 F_{12} (T_1^4 - T_2^4) = A_2 F_{21} (T_1^4 - T_2^4) \quad (1.44)$$

όπου $A_1 F_{12} = A_2 F_{21}$ είναι η σχέση αμοιβαιότητας, και F_{12} και F_{21} είναι γεωμετρικοί παράγοντες οι οποίοι εξαρτώνται από τους συντελεστές εκπομπής ε_1 και ε_2 , από τη γεωμετρία και τον προσανατολισμό των σωμάτων.

Στην περίπτωση ενός μικρού σώματος επιφάνειας A_1 που περιβάλλεται από ένα μεγάλο σώμα επιφάνειας A_2 , που βρίσκονται σε άμεση έκθεση το ένα το άλλο, έχουμε

$$F_{12} = \varepsilon_1, \text{ έτσι ώστε}$$

$$Q = \varepsilon_1 A_1 \sigma (T_1^4 - T_2^4) \quad (1.45)$$

Συχνά, η ανταλλαγή θερμότητας με ακτινοβολία Q_R μεταξύ δύο επιφανειών εκφράζεται από τον συντελεστή ακτινοβολίας h_R που ορίζεται από την σχέση

$$\begin{aligned} Q_R &= h_R A_1 (T_1 - T_2) \\ &= A_1 F_{12} \sigma (T_1^4 - T_2^4) \end{aligned}$$

έτσι ώστε

$$h_R = \frac{F_{12} \sigma (T_1^4 - T_2^4)}{(T_1 - T_2)} \quad (1.46)$$

Γι' αυτόν τον λόγο το h_R είναι μια σύνθετη συνάρτηση του συντελεστή εκπομπής της μορφής των σωμάτων και των θερμοκρασιών.

1.12 ΗΛΕΚΤΙΚΗ ΑΝΑΛΟΓΙΑ

Συχνά αντιμετωπίζουμε τα περίπλοκα προβλήματα μετάδοσης θερμότητας ενοποιώντας την έννοια της μεταφοράς θερμότητας με αυτήν της ροής του ηλεκτρικού ρεύματος. Συγκρίνοντας τη ροή της ηλεκτρικής ενέργειας και τη ροή της θερμότητας, διαπιστώνεται ότι ισχύουν οι ακόλουθες ομοιότητες.

Έννοια	Ηλεκτρική ενέργεια	Θερμότητα
Διαφορά δυναμικού	Τάση, V	Διαφορά θερμοκρασίας, ΔT
Ροή	Ένταση Ρεύμα, I	Ρυθμός μετάδοσης θερμότητας, Q

Ο νόμος για τη μετάδοση ηλεκτρικής ενέργειας είναι αυτός του Ohm.

$$I = \frac{V}{R_e}$$

όπου R_e είναι η ηλεκτρική αντίσταση. Παρόμοια ο ρυθμός μετάδοσης θερμότητας μπορεί να εκφραστεί ως

$$Q = \frac{\Delta T}{R} \quad (1.47)$$

όπου R είναι η θερμική αντίσταση ή από την

$$Q = C \Delta T \quad (1.48)$$

όπου $C = \frac{1}{R}$ είναι η θερμική αγωγιμότητα. Οι μονάδες των δυο ποσοτήτων είναι

$W^{-1} K$ και $W K^{-1}$ αντίστοιχα.

Συγκρίνοντας την εξ. (1.47) με την εξ. (1.39), (1.40) και (1.44) μπορούμε να λάβουμε εκφράσεις για τις αντιστάσεις αγωγής, μεταφοράς και ακτινοβολίας αντίστοιχα ως εξής:

$$R_{ΑΓΩΓ} = \frac{\Delta x}{kA} \quad (1.49)$$

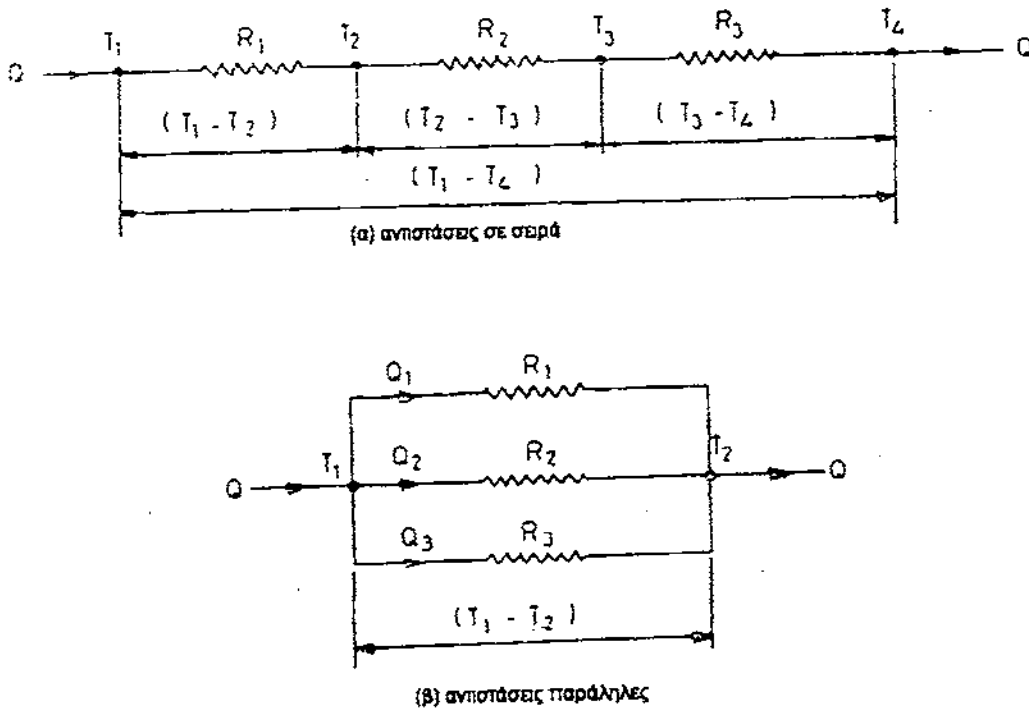
$$R_{ΜΕΤΑΦ} = \frac{1}{hA} \quad (1.50)$$

$$R_{ΑΚΤ} = \frac{\Delta T}{\sigma \cdot A_1 F_{12} (T_1^4 - T_2^4)} \quad (1.51)$$

όπου... $\Delta T = (T_1 - T_2)$.

1.12.1 Αντιστάσεις σε Σειρά

Όταν οι αντιστάσεις είναι σε σειρά, όπως φαίνεται στο σχ. 1.15(α), είναι φανερό ότι ο ρυθμός μετάδοσης θερμότητας σε όλες τις αντιστάσεις είναι ο ίδιος. Υπάρχει, όμως μια πτώση θερμοκρασίας μέσω κάθε αντίστασης. Έτσι μπορούμε να γράψουμε



Σχ. 1.15 Θερμικές αντιστάσεις σε σειρά και παράλληλα.

$$Q = \frac{T_1 - T_2}{R_1} = \frac{T_2 - T_3}{R_2} = \frac{T_3 - T_4}{R_3} = \frac{\Delta T}{R} \quad (1.52)$$

όπου $\Delta T = (T_1 - T_4)$ είναι η ολική θερμοκρασιακή διαφορά και R η ολική θερμική αντίσταση. Από την σχ. (1.52), η επιμέρους θερμοκρασιακές πτώσεις είναι

$$T_1 - T_2 = QR_1$$

$$T_2 - T_3 = QR_2$$

$$T_3 - T_4 = QR_3$$

Προσθέτοντας, $T_1 - T_4 = Q(R_1 + R_2 + R_3)$

ή

$$Q = \frac{T_1 - T_4}{R_1 + R_2 + R_3} = \frac{\Delta T}{R}$$

Έτσι ώστε η ολική θερμική αντίσταση R δίνετε από την

$$R = R_1 + R_2 + R_3 + \dots + \quad (1.53)$$

1.12.2 Αντιστάσεις εν Παράλληλο

Όταν οι αντιστάσεις είναι παράλληλες όπως φαίνεται στο σχ.1.15(β), ο ρυθμός μετάδοσης θερμότητας είναι ίσο με το άθροισμα των ρυθμών μετάδοσης θερμότητας

διάμεσο όλων των τμημάτων.

Ταυτόχρονα η θερμοκρασιακή πτώση ΔT δια μέσου κάθε αντίστασης είναι η ίδια.

Τότε

$$Q_1 = \frac{\Delta T}{R_1}$$

$$Q_2 = \frac{\Delta T}{R_2}$$

$$Q_3 = \frac{\Delta T}{R_3}$$

Προσθέτοντας, $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 =$

$$= \Delta T \left[\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} \right] = \frac{\Delta T}{R}$$

οπότε λαμβάνουμε για τη ολική θερμική αντίσταση

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \dots + \dots \quad (1.54)$$

1.13 Αγωγή σε Μόνιμη Κατάσταση

Γενικά, η κατανομή της θερμοκρασίας μέσα σε ένα σώμα μπορεί να μεταβάλλεται με τη θέση και το χρόνο. Κάτω από διαδικασίες μόνιμης κατάστασης, η θερμοκρασία δεν αλλάζει με το χρόνο. Θα εξετάσουμε τώρα μερικά προβλήματα μονοδιάστατης αγωγής σε μόνιμη κατάσταση.

1.13.1 Ροή Θερμότητας Μέσω ενός Επίπεδου Τοιχώματος.

Έστω μια πλάκα πάχους Δx , οι δύο πλευρές της οποίας διατηρούνται σε θερμοκρασία T_1 και T_2 όπως φαίνεται στο σχ.1.16. Ας θεωρήσουμε μια διατομή σε απόσταση x από το ένα άκρο. Η κλίση της θερμοκρασίας σε αυτή τη διατομή είναι, dT/dx . Τότε η θερμότητα που διέρχεται ανά μονάδα επιφανείας του τοίχου σε αυτή τη διατομή είναι :

$$Q_x = -K A \frac{\Delta T}{dx} \quad (1.55)$$

Ομοίως η θερμότητα που φεύγει από το τοίχωμα στο $(x+dx)$ είναι :

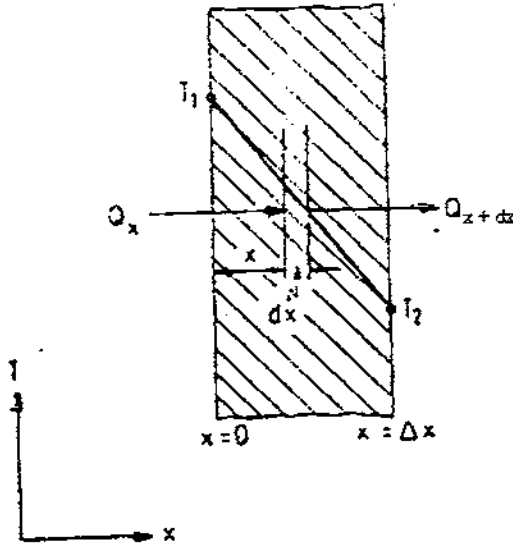
$$Q_{x+dx} = Q_x + \frac{dQ_x}{dx} \cdot dx \quad (1.56)$$

Κάτω από συνθήκες μόνιμης κατάστασης

$$Q_x = Q_{x+dx}$$

Έτσι από την σχέση (1.55) και (1.56) έχουμε

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = 0 \quad (1.57)$$



Σχ. 1.16 Θερμική αγωγή μέσα από επίπεδο τοίχωμα

Η λύση της διαφορικής εξίσωσης είναι

$$T = C_1 x + C_2 \quad (1.58)$$

Οι οριακές συνθήκες είναι

(i) $T = T_1$ για $x = 0$

(ii) $T = T_2$ για $x = \Delta x$

Προσδιορίζοντας τις σταθερές και αντικαθιστώντας στην εξ. (1.58) παίρνουμε για τη κατανομή θερμοκρασίας του τοιχώματος

$$\frac{T - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{x}{\Delta x} \quad (1.59)$$

η οποία είναι γραμμική σε σχέση με το x . Η κλίση της θερμοκρασίας λαμβάνεται με παραγωγή

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{\Delta x} \quad (1.60)$$

η οποία είναι σταθερή. Ο ρυθμός μετάδοσης θερμότητας δίνεται από τον νόμο του Fourier.

$$\begin{aligned} Q &= -kA \frac{dT}{dx} \\ &= \frac{kA(T_1 - T_2)}{\Delta x} \end{aligned} \quad (1.61)$$

ο οποίος μπορεί να γραφτεί σαν

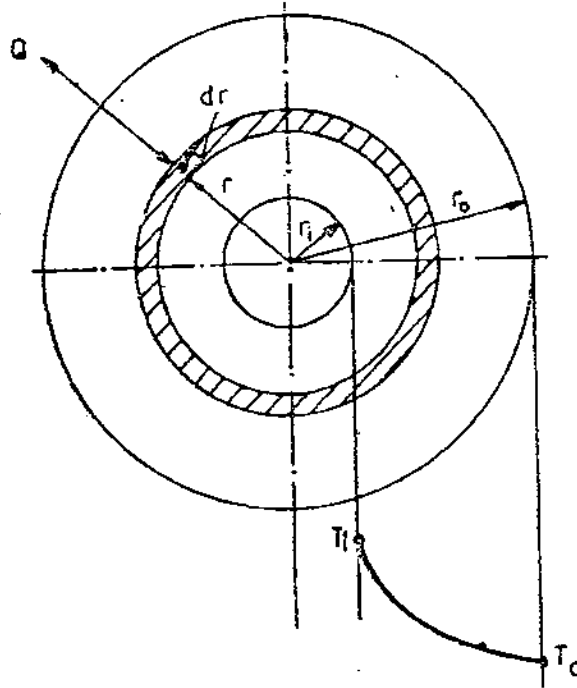
$$Q = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{\Delta x}{kA}}$$

Η θερμική αντίσταση του τοιχώματος είναι

$$R = \frac{\Delta x}{kA} \quad (1.62)$$

1.13.2 Ροή Θερμότητας Μέσω ενός Κυλίνδρου.

Ας θεωρηθεί μια κυλινδρική επιφάνεια σε μια απόσταση r από τον άξονα του κυλινδρικού σωλήνα, με μήκος L και εξωτερικές και εσωτερικές ακτίνες r_0 και r_1 αντίστοιχα, όπως φαίνεται στο σχ. 1.17. Το εμβαδόν αυτής της επιφάνειας θα είναι $2\pi rL$.



Σχ. 1.17 Διεξαγωγή θερμότητας μέσω ενός κοίλου κυλίνδρου.

Κατόπιν η ροή θερμότητας στην ακτινική διεύθυνση στη θέση r είναι

$$Q_r = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (1.63)$$

Θεωρώντας ένα κυλινδρικό κέλυφος με πάχος dr , η ακτινική ροή θερμότητας στο $(r + dr)$ είναι

$$Q_{r+dr} = Q_r + \frac{dQ_r}{dr} \cdot dr \quad (1.64)$$

Κάτω από συνθήκες μόνιμης κατάστασης

$$Q_r = Q_{r+dr}$$

Έτσι ώστε

$$\frac{dQ_r}{dr} = 0$$

ή

$$\frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (1.65)$$

Ολοκληρώνοντας την (1.65)

$$T = C_1 \ln r + C_2 \quad (1.66)$$

Χρησιμοποιώντας τις οριακές συνθήκες

$$(i) \quad T = T_i \text{ για } r = r_i$$

$$(ii) \quad T = T_o \text{ για } r = r_o$$

Λαμβάνεται η εξίσωση για την θερμοκρασιακή κατανομή

$$\frac{T - T_o}{T_i - T_o} = \frac{\ln\left(\frac{r}{r_o}\right)}{\ln\left(\frac{r_i}{r_o}\right)} \quad (1.67)$$

και για την ροή θερμότητας

$$\begin{aligned} Q &= -kA \frac{dT}{dr} \\ &= -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \\ &= \frac{T_i - T_o}{\left(\frac{1}{2\pi \cdot kL}\right) \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \end{aligned} \quad (1.68)$$

Τότε η θερμική αντίσταση του κυλίνδρου κελύφους είναι τότε

$$R = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi kL} \quad (1.69)$$

Θέτοντας τον ρυθμό ροής θερμότητας του κυλινδρικού κελύφους σαν

$$Q = k A_m \left(\frac{T_i - T_o}{r_o - r_i}\right) \quad (1.70)$$

και συγκρίνοντας τις εξ. (1.68) και (1.70) λαμβάνουμε μια έκφραση για την λογαριθμική μέση επιφάνεια

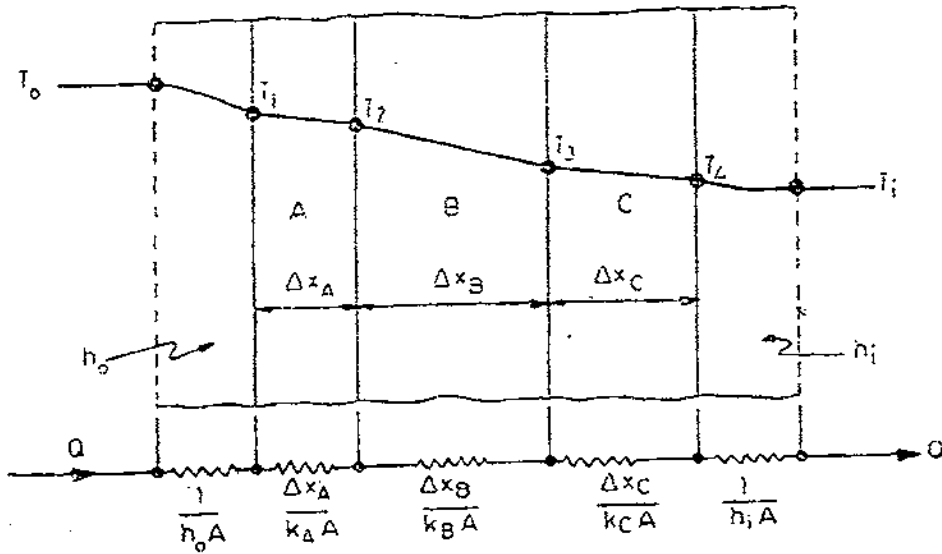
$$A_m = 2\pi \frac{(r_o - r_i)L}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad (1.71)$$

η οποία είναι η ισοδύναμη επιφάνεια ενός επίπεδου τοιχώματος, το οποίο δίνει την ίδια ροή θερμότητας όπως το κυλινδρικό τοίχωμα.

1.13.3 Ροή θερμότητας Μέσω ενός Τοίχου Πολλαπλών Στρωμάτων

Θεωρούμε έναν τοίχο ο οποίος έχει περισσότερο από ένα υλικά και μεταφορά θερμότητας στις δύο ακραίες επιφάνειες του όπως φαίνεται στο σχ.1.18. Όλες οι θερμικές αντιστάσεις είναι σε σειρά. Το ισοδύναμο ηλεκτρικό ανάλογο του τοίχου φαίνεται επίσης στο σχήμα. Η ολική θερμική αντίσταση δίνεται από

$$R = \frac{1}{h_o A} + \frac{\Delta x_A}{k_A A} + \frac{\Delta x_B}{k_B A} + \frac{\Delta x_C}{k_C A} + \frac{1}{h_i A} \quad (1.72)$$

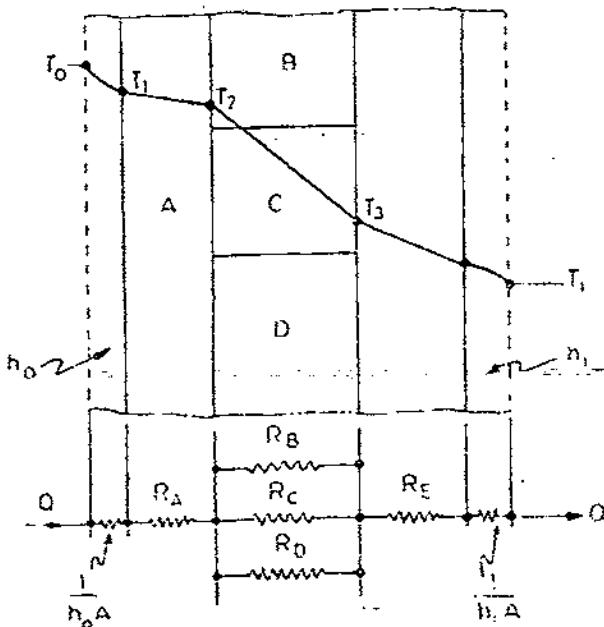


Σχ. 1.18 Τοίχωμα πολλαπλών στρωμάτων με αντιστάσεις σε σειρά

όπου οι δείκτες A, B και C αναφέρονται στα τρία υλικά του τοίχου και h_i και h_o είναι οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας ανάμεσα στις εσωτερικές και εξωτερικές επιφάνειες του τοίχου και του περιβάλλοντα αέρα.

Ομοίως, εάν κάποιες από τις αντιστάσεις είναι παράλληλες ενώ μερικές είναι σε σειρά όπως φαίνεται στο σχ.1.19, τότε η ολική θερμική αντίσταση δίνονται από την εξίσωση

$$R = \frac{1}{h_o A} + R_A + \left[\frac{1}{\frac{1}{R_B} + \frac{1}{R_C} + \frac{1}{R_D}} \right] + R_E + \frac{1}{h_i A} \quad (1.73)$$



Σχ. 1.19 Τοίχωμα πολλαπλών στρωμάτων με αντιστάσεις σε σειρά και παράλληλα

όπου R_A, R_B, \dots , κλπ. έχουν τιμές $\Delta x_A/k_A A$, $\Delta x_B/k_B A$, ... κλπ.

Έτσι, εάν T_o και T_i είναι η εξωτερική και η εσωτερική θερμοκρασία του αέρα αντίστοιχα, τότε ο ρυθμός ροής θερμότητας δίνεται από την

$$Q = \frac{T_o - T_i}{R} \quad (1.74)$$

Παράδειγμα 1.3

Ένας εξωτερικός τοίχος ενός σπιτιού αποτελείται από 10.2 cm. τούβλου και 3.8 cm. ασβεστοκονιάματος. Τι πάχος μόνωσης πρέπει να προστεθεί για να μειωθεί η μετάδοση θερμότητας μέσω του τοίχου κατά 80 %;

Οι θερμικές αγωγιμότητες για τούβλο, ασβεστοκονίαμα και μόνωση είναι 0.7, 0.48, και $0.065 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ αντίστοιχα.

Λύση:

Επειδή $Q = \frac{\Delta T}{R}$

και ΔT είναι το ίδιο και στις δυο περιπτώσεις, έχουμε

$$\frac{Q \text{ με μόνωση}}{Q \text{ χωρίς μόνωση}} = 0.2 = \frac{R \text{ χωρίς μόνωση}}{R' \text{ με μόνωση}}$$

Οι αντιστάσεις του τούβλου και του ασβεστοκονιάματος είναι (ανά μονάδα επιφανείας του τοίχου)

$$R_{\text{τουβλ}} = \frac{0.102}{0.7} = 0.145 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$$

$$R_{\text{ασβεστ}} = \frac{0.038}{0.48} = 0.079 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$$

Έτσι η αντίσταση χωρίς την μόνωση είναι

$$R = R_{\text{τουβλ}} + R_{\text{ασβεστ}} \\ = 0.145 + 0.079 = 0.224 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$$

Και η αντίσταση με την μόνωση είναι

$$R' = \frac{R}{0.2} \\ = \frac{0.224}{0.2} = 1.122 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$$

Γι' αυτό το λόγο η αντίσταση της μόνωσης είναι

$$R = R' - R \\ = 1.122 - 0.224 = 0.898 \text{ m}^2 \text{ K W}^{-1}$$

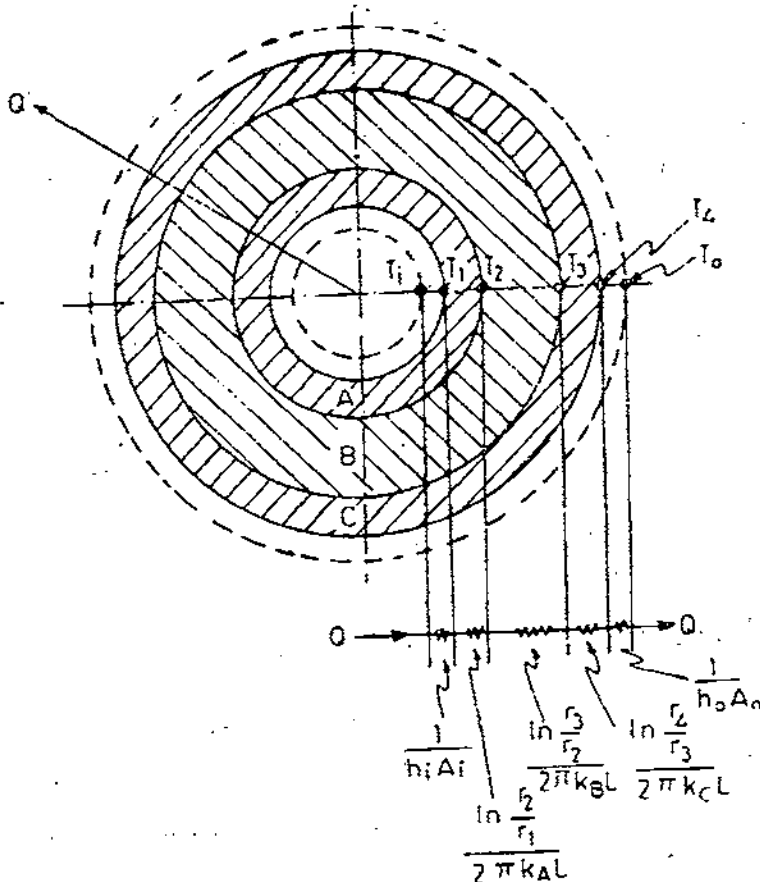
Το απαιτούμενο πάχος της μόνωσης είναι

$$\Delta x = (kR) \\ = (0.065)(0.898) = 0.0585 \text{ m } (\approx 6 \text{ cm.})$$

1.13.4 Ροή Θερμότητας Μέσω ενός Κυλίνδρου Πολλαπλών Στρωμάτων

Θεωρείται ένας σωλήνας πολλαπλών στρωμάτων πολλαπλών υλικών με ρευστά να τον διαρρέουν εσωτερικά και εξωτερικά όπως φαίνεται στο σχ.1.20. Προσθέτοντας τις αντιστάσεις που είναι στη σειρά, λαμβάνουμε

$$R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi \cdot k_A L} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi \cdot k_B L} + \frac{\ln \frac{r_4}{r_3}}{2\pi \cdot k_C L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (1.75)$$



Σχ. 1.20 Ροή θερμότητας μέσω ενός σύνθετου κυλίνδρου με όρια μεταφοράς θερμότητας.

όπου A_o και A_i είναι η εξωτερική και εσωτερική επιφάνεια του σωλήνα αντίστοιχα. Κατόπιν ο ρυθμός ροής θερμότητας μπορεί να προσδιορισθεί χρησιμοποιώντας την εξ.(1.74).

Παράδειγμα 1.4

Ένας σωλήνας 3 cm εξωτερικής διαμέτρου πρόκειται να καλυφθεί με δύο στρώματα μόνωσης, η κάθε μια του οποίου έχει πάχος 2.5 cm. Η μέση θερμική αγωγιμότητα της μιας μόνωσης είναι πενταπλάσια από την άλλη. Προσδιορίστε την εκατοστιαία μείωση της μετάδοσης θερμότητας, εάν το καλύτερο μονωτικό υλικό είναι αμέσως μετά τον σωλήνα καθώς και την περίπτωση όπου το ίδιο υλικό είναι να τοποθετηθεί στην εξωτερική διάμετρο.

Να υποθεθεί, ότι οι θερμοκρασίες εξωτερικής και εσωτερικής επιφάνειας της σύνθετης μόνωσης είναι σταθερές.

Λύση:

Η θερμική αγωγιμότητα της κατώτερης μόνωσης είναι $k_1 = 5k$ και αυτή της καλύτερης μόνωσης είναι $k_2 = k$.

Περίπτωση 1: Το καλύτερο μονωτικό αμέσως μετά τον σωλήνα

$$Q_I = \frac{\Delta T}{\frac{1}{2\pi k_1 L} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{2\pi k_2 L} \ln \frac{r_3}{r_2}}$$

$$= \frac{2\pi L \Delta T}{\frac{1}{k} \ln \frac{4}{2.5} + \frac{1}{5k} \ln \frac{6.5}{4}} = \frac{2\pi k L \Delta T}{1.0774}$$

Περίπτωση 2: Το κατώτερο μονωτικό αμέσως μετά τον σωλήνα

$$Q_{II} = \frac{2\pi L \Delta T}{\frac{1}{5k} \ln \frac{4}{2.5} + \frac{1}{k} \ln \frac{6.5}{4}} = \frac{2\pi k L \Delta T}{0.683}$$

Ποσοστιαία μείωση της ροής της θερμότητας

$$\frac{Q_{II} - Q_I}{Q_{II}} \times 100 = \frac{\frac{1}{0.683} - \frac{1}{1.0774}}{\frac{1}{0.683}} \times 100 = 36.6\%$$

1.13.5 Συνολικός Συντελεστής Μετάδοσης Θερμότητας

Προκειμένου να υπολογιστεί ο ρυθμός ροής θερμότητας ενός συνδυασμού αντιστάσεων, εισάγεται η έννοια του συνολικού συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Συμβολίζεται με το γράμμα U και αυτός εκφράζεται με την εξίσωση

$$Q = U A \Delta T = \frac{\Delta T}{R}$$

Έτσι ώστε

$$\frac{1}{UA} = R$$

Για έναν σύνθετο επίπεδο τοίχο, με όλες τις αντιστάσεις σε σειρά όπως το σχ. 1.18, Βρίσκεται σε σύγκριση με την εξ. (1.72) ότι

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A} + \frac{\Delta x_A}{k_A A} + \frac{\Delta x_B}{k_B A} + \dots + \frac{1}{h_o A}$$

Έτσι ώστε

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x_A}{k_A} + \frac{\Delta x_B}{k_B} + \dots + \frac{1}{h_o} \quad (1.76)$$

Για έναν κύλινδρο πολλαπλών στρωμάτων, ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μπορεί να βασιστεί είτε στην εξωτερική ή εσωτερική επιφάνεια του σωλήνα.

Γι' αυτό έχουμε,

$$Q = U_o A_o \Delta T = U_i A_i \Delta T = \frac{\Delta T}{R} \quad (1.77)$$

Συγκρίνοντας με την εξ. (1.75) λαμβάνεται

$$\frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k_A L} + \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi k_B L} + \dots + \frac{1}{h_o A_o} \quad (1.78)$$

Η εξ. (1.78) μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να προσδιοριστεί τα U_o ή U_i

1.14 ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΠΤΕΡΥΓΙΑ.

Ένας εναλλάκτης θερμότητας είναι μια συσκευή η οποία χρησιμοποιείτε για να μεταφέρει θερμότητα από ένα ρευστό σε ένα άλλο. Ο ολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας της επιφάνειας του εναλλάκτη καθορίζεται κυρίως από τη μέγιστη αντίσταση. Για παράδειγμα, αγνοώντας τη θερμική αντίσταση του μεταλλικού τοιχώματος του εναλλάκτη, ο ολικός συντελεστής θερμότητας μεταξύ των δύο ρευστών δίνεται από την

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{h_o A_o}$$

Θέτοντας $A_i = A_o = A$ και τις τιμές $h_i = 1000$, $h_o = 10 \text{ W m}^{-2} \text{ K}$ αντίστοιχα

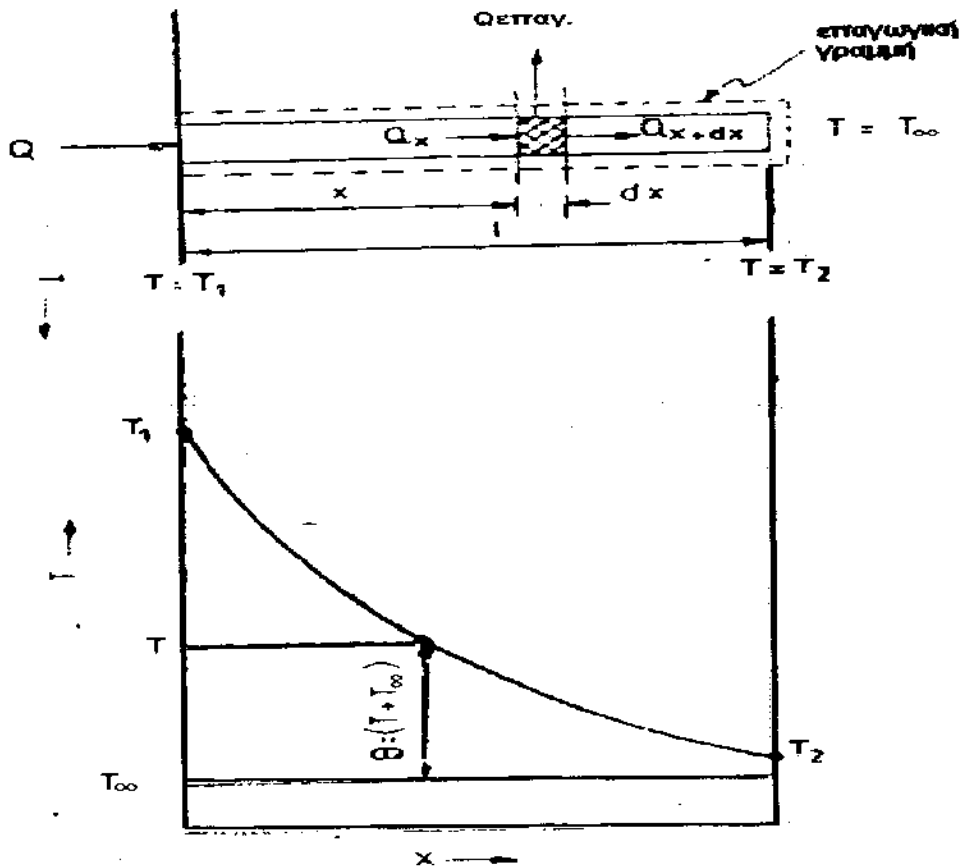
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{1000} + \frac{1}{10} = 0.101$$

$$U = 9.9 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$$

έτσι ώστε η τιμή του U είναι μικρότερη από την τιμή του μικρότερου από τους δύο συντελεστές μεταφοράς θερμότητας, δηλαδή $h_o=10$, στην περίπτωση αυτή. Ο χαμηλότερος συντελεστής είναι αυτός που παίζει και τον κύριο ρολό. Η επιρροή του υψηλότερου συντελεστή είναι οριακή. Το μέγεθος του εναλλάκτη θα είναι αντιοικονομικά μεγάλο. Υπάρχουν δύο μέθοδοι με την βοήθεια του οποίου η ανταλλαγή θερμότητας μπορεί να βελτιωθεί. Η μια είναι να αυξηθεί ο χαμηλότερος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας. Η άλλη είναι να χρησιμοποιηθεί μια εκτεταμένη επιφάνεια στην πλευρά του χαμηλότερου συντελεστή και οι δύο μέθοδοι μειώνουν την θερμική αντίσταση, η μία αυξάνοντας το h και η άλλη αυξάνοντας το A .

Ας θεωρηθεί ένα πτερύγιο όπως φαίνεται στο σχ. 1.21. Η βάση του είναι σε θερμοκρασία T_1 ενώ η θερμοκρασία του ρευστού είναι T_∞ . Το μήκος, η επιφάνεια διατομή και η περίμετρος του πτερυγίου φαίνεται στο σχ. 1.21.

Ένα στοιχειώδες τμήμα dx βρίσκεται σε απόσταση x από τη βάση του πτερυγίου. Η ροή της θερμότητας γίνεται με αγωγή μέσω του πτερυγίου, και με μεταφορά από την επιφάνειά του στο περιβαλλόμενο ρευστό. Η ισορροπία ενέργειας του στοιχείου dx σε μόνιμη κατάσταση είναι



Σχ. 1.21 Ροή θερμότητας και θερμοκρασιακή κατανομή κατά μήκος μιας ράβδου που προεξέχει από μια επιφάνεια.

$$\left(-kA \frac{dT}{dx}\right)_x - \left(-kA \frac{dT}{dx}\right)_{x+dx} = h(Pdx)(T - T_{\infty}) \quad (1.79)$$

όπου T είναι η θερμοκρασία του πτερυγίου στο x , k η θερμική του αγωγιμότητα και h ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας από την επιφάνεια στο ρευστό.

Η εξ. (1.78) μπορεί να απλοποιηθεί σε

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - m^2\theta = 0 \quad (1.80)$$

όπου $\theta = T - T_{\infty}$ η διαφορά θερμοκρασίας

$$\text{Και} \quad m = \sqrt{\frac{hP}{kA}} \quad (1.81)$$

χρησιμοποιώντας οριακές συνθήκες

$$(i) \quad \theta = T_1 - T_{\infty} = \theta_1 \text{ για } x = 0$$

$$(ii) \quad \frac{d\theta}{dx} = 0 \text{ για } x = l \text{ (χωρίς θερμική αγωγιμότητα στην άκρη)}$$

λαμβάνει τη λύση της εξ. (1.80) για την κατανομή θερμοκρασίας ως εξής

$$\frac{\theta}{\theta_1} = \frac{\cosh m(l-x)}{\cosh ml} \quad (1.82)$$

Τότε η ροή της θερμότητας από την επιφάνεια της ράβδου (στο $x = 0$) είναι

$$\begin{aligned} Q_1 &= -kA \left(\frac{d\theta}{dx} \right)_{x=0} \\ &= m k A \theta_1 \tanh ml \\ &= \sqrt{hPkA} \theta_1 \tanh ml \end{aligned} \quad (1.83)$$

Το $mkA\theta_1$ είναι σταθερό. Η τιμή του $\tanh ml$ μεταβάλλεται από ml και τείνει στην μονάδα. Γίνετε 0,964 για $ml = 2$ και 0,9951 για $ml = 3$. Είναι, επομένως, προφανές ότι αυξάνοντας το μήκος του πτερυγίου πέρα από $ml = 2$ ή 3 δεν βελτιώνει τη ροή θερμότητας.

Για ένα ορθογώνιο πτερόνιο ύψους l , πλάτος L και πάχος b , αντί μιας ράβδου, η επιφάνεια της διατομής και η περίμετρος είναι

$$\begin{aligned} A &= bL \\ P &= 2L + 2b = 2(L+b) \approx 2L \end{aligned}$$

έτσι ώστε η παράμετρος m είναι

$$\begin{aligned} m &= \sqrt{\frac{hP}{kA}} \\ &= \sqrt{\frac{2h(L+b)}{kbL}} \approx \sqrt{\frac{2h}{kb}} \end{aligned} \quad (1.84)$$

Ο βαθμός απόδοσης η_f του πτερυγίου ορίζεται, σαν ο λόγος θερμότητας που μεταφέρεται από το πτερόνιο, προς αυτή που θα μεταφερόταν εάν ολόκληρη η επιφάνεια του πτερυγίου ήταν στη θερμοκρασία της βάσης του.

$$\eta_f =$$

Q₁ πτερυγίου

Q με πτερόνιο με θερμοκρασία επιφανείας σε θερμοκρασία της βάσης του

Για ένα ορθογωνικό πτερόνιο

$$\eta_f = \frac{mkA\theta_1 \tanh ml}{h \cdot (Pl) \cdot \theta_1} = \frac{\tanh ml}{ml} \quad (1.85)$$

1.15 ΜΗ ΜΟΝΙΜΗ ΑΓΩΓΗ

Σε μη μόνιμη αγωγή η θερμοκρασία του σώματος αλλάζει με τον χρόνο. Αυτή η αλλαγή της θερμοκρασίας εκφράζεται με $\partial T / \partial \tau$, όπου το τ είναι ο χρόνος. Έτσι στην περίπτωση ενός στοιχείου dx ενός επίπεδου τοιχώματος (σχ. 1.16), έχουμε

$$Q_x - Q_{x+dx} = c_p (A dx) \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (1.86)$$

όπου ρ είναι η πυκνότητα, c_p η ειδική θερμότητα του τοίχου και t ο χρόνος.

Το δεξιό μέλος της εξ. (1.86) παριστάνει την μεταβολή στην ενέργεια που αποθηκεύει το στοιχείο.

Αντικαθιστώντας το Q_x και Q_{x+dx} από την εξ. (1.55) και (1.56) λαμβάνουμε την εξίσωση αγωγής θερμότητας σε μια μη μόνιμη κατάσταση σε μια διεύθυνση ως εξής:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{1}{a} \cdot \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (1.87)$$

όπου $a = k/\rho c_p$ ονομάζεται θερμική διαχυτότητα του υλικού του τοίχου. Οι μονάδες για την θερμική διαχυτότητα είναι $m^2 s^{-1}$.

Διάφορες αναλυτικές μέθοδοι έχουν χρησιμοποιηθεί για να λυθεί η εξ.(1.87). Αυτές περιλαμβάνουν, μεταξύ των άλλων, η μέθοδος χωρισμού των μεταβλητών και η μέθοδος μετασχηματισμού των συντεταγμένων. Σε όλες τις περιπτώσεις, οι λύσεις έχουν την ακόλουθησ αδιάστατης μορφής

$$\frac{\partial}{\partial \tau} = f\left(\frac{x}{L}, Bi, Fo\right)$$

όπου

θ = θερμοκρασιακή διαφορά οποιαδήποτε στιγμή του τ στο σημείο x

θ_i = αρχική διαφορά θερμοκρασίας στο x

x/L = αδιάστατη απόσταση

Bi = αριθμός Biot

$$= \frac{hL}{k}$$

Fo = αριθμός Fourier

$$= \frac{a\tau}{L^2}$$

Σε αυτή την περίπτωση το h είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στην επιφάνεια και το L η απόσταση μεταξύ της αξονικής γραμμής του υλικού και της επιφάνειας. Πολλά διαγράμματα, όπως αυτό των Gurnie-Lurie και Heisler, παρουσιάζουν τη λύση της εξ.(1.87) με μορφή γραφήματος. Εκτός από τις αναλυτικές μεθόδους, υπάρχουν επίσης αριθμητικές μέθοδοι που χρησιμοποιούνται για να λύσουν αυτήν την εξίσωση.

1.16 ΣΧΕΣΕΙΣ ΕΞΑΝΑΓΚΑΣΜΕΝΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ

Οι σχέσεις για τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας h στην εξαναγκασμένη μεταφορά εκφράζονται με την ακόλουθη μορφή

$$Nu = f(Re, Pr)$$

όπου Nu , Re και Pr είναι αδιάστατοι αριθμοί που δίνονται ως εξής

Nu = αριθμός Nusselt

$$= \frac{hL}{k}$$

Re = αριθμός Reynolds

$$= \frac{Lu\rho}{\mu}$$

$$\text{Pr} = \text{αριθμός Prandtl} \\ = \frac{c_p \mu}{k}$$

Όπου L είναι οποιοδήποτε χαρακτηριστικό μήκος της γεωμετρίας της ροής. Στην περίπτωση σωλήνων, είναι ίσο με την διάμετρο D . Επίσης το u είναι η μέση ταχύτητα ροής και τα k , ρ , c_p και μ είναι η θερμική αγωγιμότητα, η πυκνότητα, η ειδική θερμότητα και το δυναμικό ιξώδες του ρευστού, αντίστοιχα. Οι μονάδες για το ιξώδες στο SI είναι Ns/m^2 ή $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$.

Ο αριθμός Reynolds παριστάνει το λόγο των δυνάμεων αδράνειας προς τις δυνάμεις του ιξώδες. Αποτελεί ένα κριτήριο για μια ροή. Γενικά, για έναν σωλήνα, η ροή είναι στρωτή όταν $\text{Re} < 2100$, και τυρβώδης όταν $\text{Re} > 2300$. Για τις ενδιάμεσες τιμές του Re , η ροή είναι στην μεταβατική περιοχή.

Για στρωτή ροή σε σωλήνες, χρησιμοποιούνται οι ακόλουθες σχέσεις.

Σχέση του Hausen

$$\text{Nu} = 3.66 + \frac{0.0668 \left(\frac{D}{L} \right) \text{Re} \cdot \text{Pr}}{1 + 0.04 \left(\frac{D}{L} \text{Re} \cdot \text{Pr} \right)^{2/3}} \quad (1.88)$$

Σχέση του Sieder και Tate

$$\text{Εάν} \quad \text{Re} \cdot \text{Pr} \frac{D}{L} > 10 \\ \text{Nu} = 1.86 (\text{Re} \cdot \text{Pr})^{1/3} \left(\frac{D}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (1.89)$$

εδώ L είναι το μήκος του σωλήνα και μ_w το ιξώδες που λαμβάνονται στη θερμοκρασία του τοίχου.

Για τυρβώδη ροή σε λείους σωλήνες, χρησιμοποιούμε τις ακόλουθες σχέσεις.

Εξίσωση του Dittus-Boelter

$$\text{Nu} = 0.023 (\text{Re})^{0.8} (\text{Pr})^n \quad (1.90)$$

όπου $n = 0.4$ για θέρμανση
 $= 0.3$ για ψύξη

Για ροή ρευστών κάθετα σε σωλήνες, χρησιμοποιούμε την ακόλουθη έκφραση

$$\text{Nu} = C (\text{Re})^n \text{Pr}^{1/3} \quad (1.91)$$

για τον καθορισμό του Nu και Re , η εξωτερική διάμετρο του σωλήνα λαμβάνεται σαν χαρακτηριστικό μήκος. Η ταχύτητα είναι αυτή της ελεύθερης ροής. Οι τιμές των σταθερών C και n δίνονται στον πίνακα 1.3, σε συνάρτηση με τον αριθμό Re .

Πίνακας 1.3 Σταθερές για την (1.91)

Re	C	n
0.4-4	0.989	0.33
4-40	0.911	0.385
40-4000	0.683	0.466
4000-40000	0.193	0.618
40000-400000	0.0266	0.805

1.17 ΣΧΕΣΕΙΣ ΕΛΕΥΘΕΡΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ

Στην ελεύθερη ή φυσική μεταφορά, η ταχύτητα ροής αναπτύσσεται σαν αποτέλεσμα της διαφοράς θερμοκρασίας, που προκαλείται από μια ανωστική δύναμη που επιδρά στο ρευστό. Το κριτήριο ροής στην περίπτωση της ελεύθερης μεταφοράς είναι ο αριθμός Grashof που καθορίζεται από την σχέση

$$Gr = \frac{g\beta\rho^2\Delta TL^3}{\mu^2}$$

όπου β είναι ο συντελεστής της θερμικής διαστολής του ρευστού που ορίζεται από την

$$\beta = \frac{1}{u} \cdot \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_p$$

Για ένα ιδανικό αέριο

$$u = \frac{RT}{p}, \quad \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_p = \frac{R}{p}$$

έτσι ώστε $\beta = \frac{1}{T}$

Επίσης, $\Delta T = (T_w - T_\infty)$ είναι η διαφορά θερμοκρασίας ανάμεσα στο τοίχωμα και το ρευστό.

Οι σχέσεις ελεύθερης μεταφοράς έχουν την ακόλουθη μορφή

$$Nu = f(Gr \cdot Pr)$$

Σε πολλές περιπτώσεις, η σχέση απλοποιείται στην

$$Nu = C (Gr \cdot Pr)^m \quad (1.92)$$

Το γινόμενο $(Gr \cdot Pr)$ είναι επίσης ένα κριτήριο για στρωτή ή τυρβώδη ροή.

Για στρωτή ροή, $10^4 < Gr \cdot Pr < 10^9$

Για τυρβώδη ροή, $Gr \cdot Pr > 10^9$

Οι τιμές των σταθερών C και m για μερικές κοινές περιπτώσεις είναι ως εξής

Για κάθετες πλάκες και κυλίνδρους

$$C = 0.59, \quad m = 1/4 \quad \text{στρωτή ροή}$$

$$C = 0.1, \quad m = 1/3 \quad \text{τυρβώδη ροή}$$

Για οριζόντιους κυλίνδρους

$$C = 0.53, m = 1/4 \text{ στρωτή ροή}$$

$$C = 0.13, m = 1/3 \text{ τυρβώδης ροή}$$

Για την περίπτωση του αέρα, αυτές απλοποιούνται ως εξής

Για κάθετες επιφάνειες ή κύλινδρος σε αέρα

$$h = 1.42 \left(\frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4} \text{ στρωτή ροή} \quad (1.93)$$

$$h = 0.95 (\Delta T)^{1/3} \text{ τυρβώδης ροή} \quad (1.94)$$

Για οριζόντιους κυλίνδρους σε αέρα

$$h = 1.32 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{1/4} \text{ στρωτή ροή} \quad (1.95)$$

$$h = 1.24 \left(\frac{\Delta T}{D} \right)^{1/3} \text{ τυρβώδης ροή} \quad (1.96)$$

1.18 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Ο θερμικός σχεδιασμός ενός εναλλάκτη θερμότητας κυρίως ασχολείται με την εύρεση της περιοχής μεταφοράς θερμότητας, που απαιτείται για να μεταφερθεί ένα συγκεκριμένο ποσό θερμότητας, μεταξύ δυο ρευστών με καθορισμένες παροχές ροής και συγκεκριμένες θερμοκρασίες εισόδου.

Σε έναν εναλλάκτη θερμότητας, συνήθως, οι θερμοκρασίες των ρευστών και στις δύο πλευρές της επιφάνειας του εναλλάκτη μεταβάλλονται, ως αποτέλεσμα της ανταλλαγής θερμότητας, εκτός από την περίπτωση όπου συμβεί αλλαγή φάσης του ρευστού. Αυτή η μεταβολή πρέπει να ληφθεί υπόψη σε κάθε διαδικασία σχεδιασμού.

Υπάρχουν τρεις βασικοί τύποι εναλλακτών θερμότητας. Αυτά είναι:

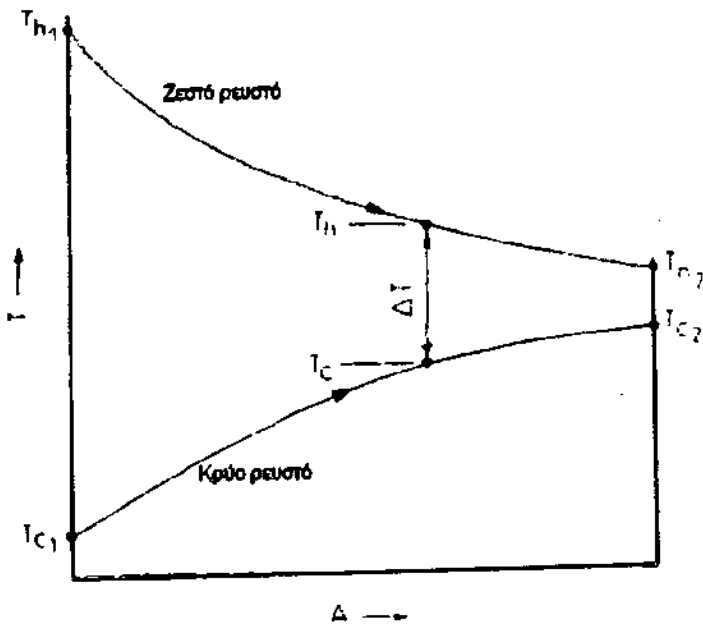
- (1) Παράλληλης ροής
- (2) Αντιπαράλληλης ροής
- (3) Διασταυρούμενης ροής

Στους παράλληλης ροή, και τα δύο ρευστά ρέουν διαμέσου του εναλλάκτη στην ίδια κατεύθυνση όπως φαίνεται στο σχ.1.22. Στους αντιπαράλληλης ροής, τα δυο ρευστά ρέουν σε αντίθετες κατευθύνσεις όπως φαίνεται στο σχ.1.23. Στους διασταυρούμενης ροής, τα δυο ρευστά ρέουν κάθετα το ένα με το άλλο.

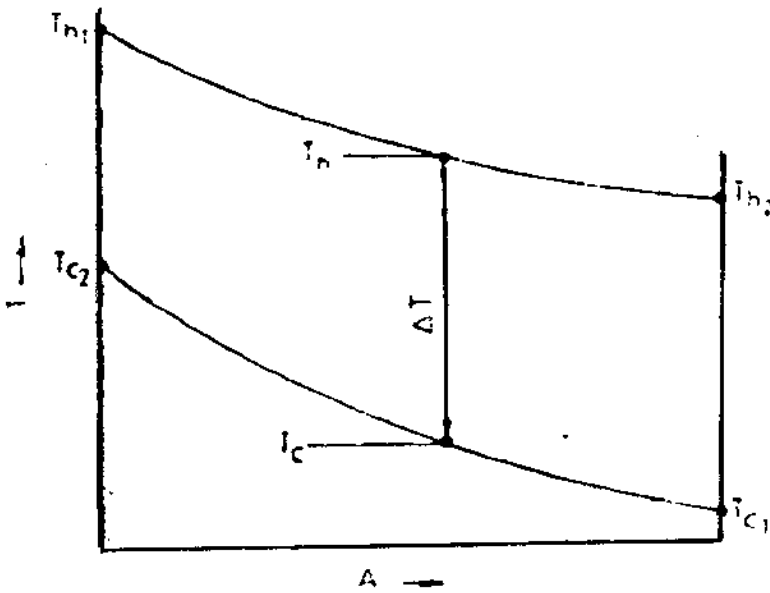
Με δύο προσεγγίσεις στο σχεδιασμό εναλλακτών θερμότητας περιγράφονται παρακάτω.

1.18.1 Μέθοδος Λογαριθμικής Μέσης Διαφοράς Θερμοκρασίας (LMTD).

Κατά αυτήν προτείνεται να υπολογιστεί η απαιτούμενη επιφάνεια ανταλλαγής θερμότητας από την εξίσωση



Σχ. 1.22 Θερμοκρασιακή διαφορά στον εναλλάκτη θερμότητας παράλληλης ροής



Σχ. 1.23 Θερμοκρασιακή διαφορά στον εναλλάκτη θερμότητας αντιπαράλληλης ροής

$$Q = U A \Delta T_m \quad (1.97)$$

όπου ΔT_m είναι η λογαριθμική μέση διαφορά θερμοκρασίας που δίνετε από την

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (1.98)$$

Όπου ΔT_1 και ΔT_2 είναι η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ στα δυο ρευστά στα δύο άκρα του εναλλάκτη.

1.18.2 Μέθοδος Μεταφερόμενων Μονάδων (Number of Transfer Unites, NTU)

Η LMTD προσέγγιση για τον σχεδιασμό εναλλακτών είναι δυνατή όταν οι θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου και των δυο ρευστών είναι γνωστές. Για έναν δεδομένο εναλλάκτη θερμότητας, όπου μόνο η θερμοκρασίες εισόδου των ρευστών είναι γνωστές, και το πρόβλημα είναι να βρεθούν οι θερμοκρασίες εξόδου, τότε μια πιο βολική προσέγγιση είναι να χρησιμοποιηθεί η μέθοδος NTU. Για το σκοπό αυτό, ορίζεται η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη ε , που δίνεται από την σχέση

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{\text{πραγματικ ή μεταφορά θερμ ότητας}}{\text{μεγιστη δυνατη μεταφορα θερμοτητας}} \\ &= \frac{Q}{Q_{\max}}\end{aligned}\quad (1.99)$$

Η πραγματικά μεταφερόμενη θερμότητα δίνεται από την

$$Q = m_h c_h (T_{h1} - T_{h2}) = m_c c_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (1.100)$$

όπου οι δείκτες 1 και 2 αναφέρονται στις καταστάσεις εισόδου και εξόδου, όπου h και c αναφέρονται στο θερμό και το ψυχρό ρευστό αντίστοιχα. Επίσης, m και c είναι η παροχή μάζας και η ειδική θερμότητα αντίστοιχα. Το γινόμενο τους που συμβολίζεται με C είναι το ποσό θερμοχωρητικότητα. Έτσι

$$Q = C_h (T_{h1} - T_{h2}) = C_c (T_{c2} - T_{c1}) \quad (1.101)$$

Η μέγιστη δυνατή μεταφορά θερμότητας εξαρτάται από εκείνο το ρευστό στο οποίο συμβαίνει η μέγιστη δυνατή αλλαγή θερμοκρασίας. Αυτό θα είναι το ρευστό που έχει τον χαμηλότερο ρυθμό θερμοχωρητικότητα. Τότε

$$Q_{\max} = C_{\min} (T_{h1} - T_{c1}) \quad (1.102)$$

Έτσι, αν $C_c < C_h$, $C_{\min} = C_c$, οπότε τότε από την (1.101) και την (1.102)

$$\varepsilon = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{h2}} \quad (1.103)$$

ομοίως, αν $C_h < C_c$, $C_{\min} = C_h$ τότε

$$\varepsilon = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (1.104)$$

ο αριθμός των μεταφερόμενων μονάδων, ορίζετε από την σχέση

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (1.105)$$

Έστω ότι C_{\max} είναι ο μέγιστος ρυθμός θερμοχωρητικότητας. Ακολούθως ορίζεται η έκφραση

$$R = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (1.106)$$

Όπου R είναι ο λόγος των ελάχιστων και μέγιστων θερμοχωρητικοτήτων. Μπορεί να δεχθεί ότι οι σχέσεις μεταξύ των ϵ και NTU είναι ως εξής:

Για εναλλάκτη αντισυπαράλληλης ροής

$$\epsilon_{αντιπαρ.} = \frac{1 - e^{-NTU(1-R)}}{1 + e^{-NTU(1-R)}} \quad (1.107)$$

Για εναλλάκτη παράλληλης ροής

$$\epsilon_{παράλληλης} = \frac{1 - e^{-NTU(1+R)}}{1 + R} \quad (1.108)$$

1.19 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΜΑΖΑΣ

Κατά την μεταφορά μάζας εξετάζεται η κίνηση ενός είδους σε ένα σύστημα πολλών ειδών. Αυτή ενεργοποιείται με διάφορους τρόπους. Εδώ η συζήτηση περιορίζεται στη μοριακή διάχυση και την εξαναγκασμένη μεταφορά μάζας (EMM).

1.19.1 Μοριακή Διάχυση - Νόμος του Fick

Η μεταφορά μάζας με μοριακή διάχυση ενός είδους είναι ανάλογη με τη μεταφορά θερμότητας με αγωγή. Ο νόμος του Fick, σχετίζει τον ρυθμό διάχυσης ή ροή μάζας m_A ενός είδους A , με το δυναμικό που την ενεργοποιεί το οποίο είναι η κλίση της συγκέντρωσης $\partial C_A / \partial x$ ως εξής

$$\frac{m_A}{A} = -D \frac{\partial C_A}{\partial x} \quad (1.110)$$

Όπου A είναι η κάθετη επιφάνεια και D ονομάζεται ο συντελεστής διάχυσης ή διαχυτότητα. Η μονάδα του συντελεστή διάχυσης είναι $m^2 s^{-1}$. Έχει τις διαστάσεις του κινηματικού ιξώδους ν ή του θερμικού συντελεστή διαχυτότητας α . Αδιάστατοι αριθμοί μπορούν να σχηματιστούν από τον λόγο των οποίων δυο από αυτές τις τρεις ιδιότητες είναι:

Αριθμός Prandtl

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{c_p \mu}{k}$$

Αριθμός Lewis

$$Le = \frac{\alpha}{D} = \frac{k}{\rho c_p D}$$

Αριθμός Schmidt

$$Sc = \frac{\nu}{D} = \frac{\mu}{\rho D}$$

1.19.2 Εξαναγκασμένη Μεταφορά Μάζας (EMM)

Κατά την μοριακή διάχυση, δεν υπάρχει κίνηση στο μέσο που αυτή συμβαίνει. Οι περισσότερες εφαρμογές εξαναγκασμένης μεταφοράς μάζας περιλαμβάνουν την κίνηση ρευστών. Αυτό προκαλεί την μεταφορά μάζας, που είναι παρόμοια με τη μετάδοση θερμότητας με μεταφορά. Αναλόγως, καθορίζουμε τον συντελεστή μεταφοράς μάζας από την έκφραση

$$\frac{m_A}{A} = h_m (C_w - C_\infty) \quad (1.111)$$

Όπου C_w και C_∞ δείχνει τις συγκεντρώσεις των ειδών A στον τοίχωμα και την ελεύθερη ροή. Συγκρίνοντας με την εξ. (1.110), δείχνει ότι το h_m έχει τις μονάδες ms^{-1} .

1.20 ΑΝΑΛΟΓΙΑ ΑΝΑΜΕΣΑ ΣΤΗ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΟΡΜΗΣ, ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΜΑΖΑΣ

Για να δειχθεί η αναλογία, οι εξισώσεις για την μεταφορά διατμητικής τάσης, ροής θερμότητας και ροή μάζας μπορούν να ξαναγραφούν ως εξής:

Διατμητική τάση

$$\tau = -\mu \frac{\partial u}{\partial y} = -\nu \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} \quad (1.112)$$

Ροή θερμότητας

$$\frac{Q}{A} = -k \frac{\partial T}{\partial y} = -a \frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial y} \quad (1.113)$$

Ροή μάζας

$$\frac{m_A}{A} = -D \frac{\partial C_A}{\partial y} \quad (1.114)$$

Τότε αν $\nu = a$ ή $Pr = 1$ οι κατανομές ταχύτητας και η θερμοκρασίας στην ροή θα είναι ίδιες. Σε αυτήν την περίπτωση, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας h μπορεί να καθοριστεί από την γνώση του συντελεστή τριβής f από τη συνθήκη ομοιότητας που ονομάζετε αναλογία του Reynolds.

$$St = \frac{f}{2} \quad (1.115)$$

Όπου St δηλώνει τον αριθμό Stanton που ορίζετε ως εξής

$$St = \frac{Nu}{Re \cdot Pr}$$

Για να ληφθούν υπόψιν μικρές διαφορές στον Pr, η εξ. (1.115) τροποποιείται στην

$$j_H = St \cdot Pr^{2/3} = \frac{f}{2} \quad (1.116)$$

η οποία ονομάζεται αναλογία του Colburn.

Ομοίως, τα προφίλ της ταχύτητας και της συγκέντρωσης θα έχουν το ίδιο σχήμα εάν $\nu = D$ ή $Sc = 1$. Για αυτόν τον λόγο, ο αριθμός Schmidt παίζει τον ίδιο ρόλο στην μεταφορά μάζας, όπως ο αριθμός Prandtl στην μεταφορά θερμότητας. Ισοδύναμος του αριθμού του Nusselt είναι ο αριθμός Sherwood που ορίζετε από την

$$Sh = \frac{h_M L}{D} = \frac{k_w L}{\rho D}$$

Όπου L είναι κάποιο χαρακτηριστικό μήκος. Οι σχέσεις για την μεταφορά μάζας κατ' αυτό τον τρόπο εκφράζονται με τον τύπο

$$Sh = f(Re, Sc)$$

Ο αριθμός Stanton μπορεί να αντικατασταθεί από

$$\frac{Sh}{Re \cdot Sc} = \frac{h_M}{u} \quad (1.117)$$

ομοίως η εξ. (1.116), μπορούμε να γράψουμε για τον παράγοντα j_M μεταφοράς μάζας σαν

$$j_M = \left(\frac{Sh}{Re \cdot Sc} \right) Sc^{2/3} = \left(\frac{h_M}{u} \right) Sc^{2/3} = \frac{f}{2} \quad (1.118)$$

Η αριθμητική τιμή του αριθμού Schmidt για τη διάχυση του ατμών νερού σε αέρα 25 °C θερμοκρασίας και 1 atm πίεση είναι 0.6.

Συνδυάζοντας τις εξ. (1.116) και (1.118) για να απαλείψουμε το $f/2$, λαμβάνουμε μια σχέση ομοιότητας ανάμεσα στους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας και μεταφοράς μάζας.

$$\begin{aligned} \frac{h}{h_M} &= \rho c_p \left(\frac{Sc}{Pr} \right)^{2/3} \\ &= \rho c_p \left(\frac{\alpha}{D} \right)^{2/3} \\ &= \rho c_p Le^{2/3} \end{aligned} \quad (1.119)$$

όπου $Le = \alpha / D$ είναι ο αριθμός Lewis.

Εάν $Le = 1$, τα προφίλ θερμοκρασίας και συγκέντρωσης είναι τα ίδια. Για μίγματα αέρα και ατμών νερού σε ατμοσφαιρική πίεση, η τιμή του αριθμού Lewis είναι περίπου ίση με την μονάδα. Το γεγονός αυτό απλοποιεί τον σχεδιασμό του κλιματιστικού εξοπλισμού.

Παράδειγμα 1.5

Αέρας στους $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ και 1 atm πίεση ρέει με ταχύτητα 60 m/s πάνω από επίπεδη πλάκα μήκους 0.5 m . Να υπολογιστεί ο συντελεστή μεταφοράς μάζας του νερού από την πλάκα στον αέρα. Να υποτεθεί ότι τη συγκέντρωση ατμών στον αέρα είναι πολύ μικρή. Ο συντελεστής διάχυσης των ατμών του νερού στον αέρα είναι $0.256 \times 10^{-4}\text{ m}^2\text{ s}^{-1}$. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας δίνεται από την $j_H = 0.0296\text{ Re}^{-0.2}$.

Λύση

Οι ιδιότητες του αέρα στους $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ και 1 atm

$$\rho = 1.146\text{ kg m}^{-3}$$

$$\tau_p = 1.006\text{ kJ kg}^{-1}\text{ K}^{-1}$$

$$\mu = 2 \times 10^{-5}\text{ kg m}^{-1}\text{ s}^{-1}$$

$$\text{Pr} = 0.706$$

$$\text{Sc} = \frac{\mu}{\rho D}$$

$$= \frac{2 \times 10^{-5}}{(1.146) \cdot (0.256 \times 10^{-4})} = 0.682$$

$$\text{Re} = \frac{Lu\rho}{\mu}$$

$$= \frac{(0.5) \cdot (30) \cdot (1.146)}{2 \times 10^{-5}} = 859,600$$

$$j_M = j_H = 0.0296\text{ Re}^{-0.2}$$

$$= 0.0296 (859.600)^{-0.2} = 1.925 \times 10^{-3}$$

$$h_M = j_M u / (\text{Sc})^{2/3}$$

$$= \frac{(0.001925) \cdot (30)}{(0.682)^{2/3}} = 0.075\text{ m s}^{-1}$$

2

Ψυκτικές Μηχανές και Αντιστρεπτό Κύκλο Carnot

2.1 Εφαρμογή του 1^{ου} και 2^{ου} νόμου της θερμοδυναμικής

Όταν ένα ρευστό σε ένα κλειστό σύστημα, διέρχεται σε μια σειρά από μη ροϊκές διαδικασίες και διατρέχει ένα κύκλο θερμοδυναμικών καταστάσεων, τότε σύμφωνα με τον 1^ο νόμο της θερμοδυναμικής

$$\oint \delta Q = \oint \delta W$$

Ξανά, εάν Q_1 παριστάνει την θερμότητα που παρέχεται στο και Q_2 την θερμότητα που αποβάλλεται από το σύστημα και W το έργο που παράγεται από το σύστημα, ο 1^{ος} νομός δίνει

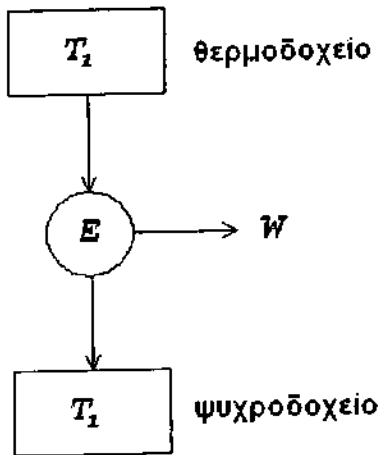
$$Q_1 - Q_2 = W \quad (2.1)$$

Ένα σύστημα που λειτουργεί σε ένα κύκλο και παράγει έργο λόγω πρόσδωσης θερμότητας που ονομάζεται θερμική μηχανή και παριστάνεται όπως βλέπουμε στο σχ. 2.1. Ο βαθμός θερμικής απόδοσης της μηχανής ορίζεται από την

$$\eta = \frac{\text{εργο που παραχθει}}{\text{προσδιδόμενη θερμότητα}} = \frac{W}{Q} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2.2)$$

Τίποτα δεν εξυπακούεται στον 1^ο νόμο, ότι κάποιο μέρος που προσδόθηκε στη μηχανή πρέπει να αποβληθεί. Αυτό που δηλώνει ο 1^{ος} νόμος είναι ότι δεν μπορεί να παραχθεί έργο κατά την διάρκεια ενός κύκλου χωρίς πρόσδοση θερμότητας Q , δηλαδή, μια αεικίνητη μηχανή του 1^{ου} είδους είναι αδύνατη.

Ο δεύτερος νόμος της θερμοδυναμικής είναι μια έκφραση του γεγονότος ότι κάποια θερμότητα Q_2 , πρέπει οπωσδήποτε να αποβληθεί κατά την διάρκεια ενός κύκλου και γι' αυτό η απόδοση του κύκλου είναι πάντοτε μικρότερη από την μονάδα. Ο νόμος διατυπώνεται ως εξής: Είναι αδύνατον να κατασκευαστεί ένα σύστημα το οποίο θα λειτουργεί κυκλικά, λαμβάνοντας θερμότητα από ένα θερμοδοχείο και να αποδώσει ίση ποσότητα έργου στο περιβάλλον.



Σχ.2.1 Αναπαράσταση μιας θερμικής μηχανής

Με άλλα λόγια, ο 2^{ος} νόμος δηλώνει ότι μια αεικίνητη μηχανή 2^{ου} είδους, όπως βλέπουμε στο σχ.2.2 δεν είναι δυνατή. Γι' αυτόν τον λόγο $W < Q_1$, Q_2 είναι πεπερασμένο και η είναι πάντοτε μικρότερο της μονάδας.

Ένα αποτέλεσμα του 2^{ου} νόμου δηλώνει ότι ο βαθμός απόδοσης είναι μέγιστος όταν οι διαδικασίες εκτελούνται αντιστρεπτά. Στην περίπτωση αυτή ο βαθμός απόδοσης είναι συνάρτηση των απόλυτων θερμοκρασιών T_1 και T_2 του θερμοδοχείου και ψυχοδοχείου αντίστοιχα και έχουμε

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2}$$

και

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (2.3)$$

Ο 2^{ος} νόμος ορίζει μία ιδιότητα του συστήματος που ονομάζεται εντροπία, και συμβολίζεται με S . Η μεταβολή της σε εντροπία για μια αντιστρεπτή διαδικασία την οποία διέρχεται ένα σύστημα ανάμεσα σε καταστάσεις 1 και 2 δίνεται από την

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{rev}$$

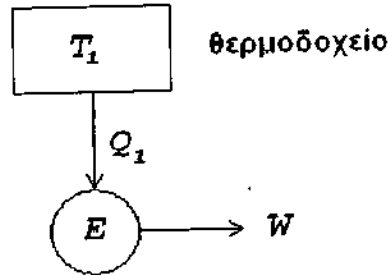
ή

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{rev} \quad (2.4)$$

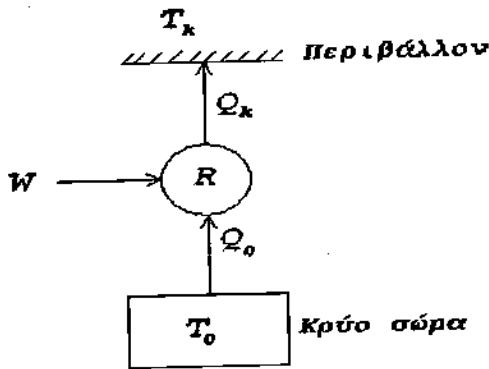
Σε μια αντιστρεπτή διαδικασία, η μεταβολή της εντροπία οφείλεται καθαρά στη μεταφορά θερμότητας. Η εντροπία μπορεί να αυξηθεί ή να μειωθεί εξαρτώμενη από το αν θερμότητα προστίθεται ή αφαιρείται. Αλλά σε μια αναντίστρεπτη διαδικασία, η εντροπία επίσης αυξάνεται λόγω τριβής και η μεταφορά θερμότητας δεν λαμβάνει χώρα ισόθερμα.

2.2 Ψυκτική Μηχανή – Ερμηνεία του 2^{ου} Νόμου

Μια ψυκτική μηχανή είτε θα ψύχει είτε θα διατηρεί ένα σώμα σε θερμοκρασία



Σχ.2.2 Αεικίνητη μηχανή του 2^{ου} είδους



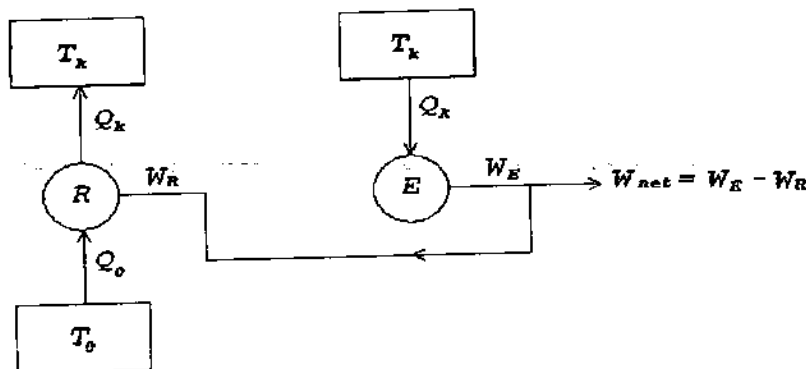
Σχ.2.3 Απεικόνιση μίας ψυκτικής Μηχανής.

κάτω από αυτή του περιβάλλοντος. Μπορεί να αναπαρασταθεί από το διάγραμμα του σχ.2.3. Η μηχανή R απορροφά θερμότητα Q_0 από το ψυχρό σώμα σε θερμοκρασία T_0 και αποβάλλει θερμότητα Q_k στο περιβάλλον σε θερμοκρασία T_k , και κατά την διάρκεια της διαδικασίας, απαιτεί έργο W να δοθεί στο σύστημα. Η εφαρμογή του 1^{ου} νόμου δίνει

$$\begin{aligned} Q_k - Q_0 &= W \quad \text{ή} \\ Q_k &= Q_0 + W \end{aligned} \quad (2.5)$$

Δηλαδή, η θερμότητα που αποβάλλεται στο περιβάλλον ισούται με την θερμότητα που απορροφήθηκε από το κρύο σώμα ή την ψύξη που παρήχθη, συν το έργο που δόθηκε ή την μηχανική ενέργεια που καταναλώθηκε. Η εξίσωση (2.5) παριστάνει την θεμελιώδη αρχή διατήρησης της ενέργειας για μίας ψυκτικής μηχανής.

Η παραπάνω αρχή της ψυκτικής μηχανής εξάγεται από τον 2^ο νόμο, λόγω του ότι αν ήταν δυνατόν να κατασκευαστεί μια θερμική μηχανή 2^{ου} είδους σαν αυτή που φαίνεται στο σχ.2.2, η όποια θα αντάλλαζε θερμότητα μόνο με μια δεξαμενή, τότε θα ήταν επίσης εφικτό να κατασκευαστεί ένα σύστημα που να περιλαμβάνει μία θερμική μηχανή και μια ψυκτική μηχανή όπως φαίνεται στο σχ.2.4, η οποία είναι ισοδύναμη με μια θερμική μηχανή που απορροφά θερμότητα Q_0 από ένα ψυχρό σώμα θερμοκρασίας T_0 και την μετατρέπει σε έργο έτσι ώστε $Q_0 = W_E - W_R = W_{net}$. Έτσι, κάποιος λαμβάνει μηχανικό έργο W_{net} και ψύξης Q_0 ταυτόχρονα. Η συσκευή παριστάνει μια αεικίνητη μηχανή του δεύτερου είδους και καταστρατηγεί τον 2^ο νόμο. Αυτό οδήγησε στην διατύπωση του 2^{ου} νόμου που οφείλεται στον Clausius, δηλαδή, είναι αδύνατον να κατασκευαστεί μια συσκευή η οποία ενώ λειτουργεί συνεχώς, θα μεταφέρει αποκλειστικά θερμότητα από ένα ψυχρότερο σε ένα θερμότερο σώμα.



Σχ.2.4 Αεικίνητη μηχανή του δεύτερου είδους παράγοντας καθαρό έργο και καθαρή ψύξη ταυτόχρονα.

Η διατύπωση του Clausius αποκλείει την δυνατότητα ψύξης χωρίς κατανάλωση έργου. Η διατύπωση καθιστά αναγκαία μια παραπέρα διευκρίνιση σχετικά με τις ψυκτικές μηχανές που λειτουργούν με θερμότητα όπως αυτές απορρόφησης που χρησιμοποιούν θερμότητα απ' ευθείας για να παράγουν ψύξη. Τέτοια συστήματα μπορούν να θεωρηθούν σαν συνδυασμός μίας θερμικής μηχανής και μιας ψυκτικής μηχανής. Το τμήμα της θερμικής μηχανής του συστήματος, δέχεται θερμότητα από ένα σώμα με υψηλότερης θερμοκρασίας, από το περιβάλλον και απελευθερώνει μηχανικό έργο, μέσα στο σύστημα, το οποίο χρησιμοποιείται από το τμήμα της ψυκτικής μηχανής. Γι' αυτό το λόγο, η συνήθης διαδικασία μετατροπής της θερμικής ενέργειας, πρώτα σε έργο (ή ηλεκτρική ενέργεια) και έπειτα η χρήση του από την ψυκτική μηχανή, αντικαθίσταται από μια συνδυασμένη διαδικασία.

2.3 Θερμική Μηχανή, Αντλία Θερμότητας και Ψυκτική Μηχανή

Μπορούμε να συμπεράνουμε από τα προηγούμενα, ότι μια αντιστρεπτή θερμική μηχανή μπορεί να μετατραπεί σε ψυκτική μηχανή, εάν λειτουργεί στην αντίστροφη κατεύθυνση. Σχηματικά, γι' αυτό το λόγο, μια ψυκτική μηχανή είναι μια αντίστροφη θερμική μηχανή όπως φαίνεται από σύγκριση των σχ. 2.1 και 2.3.

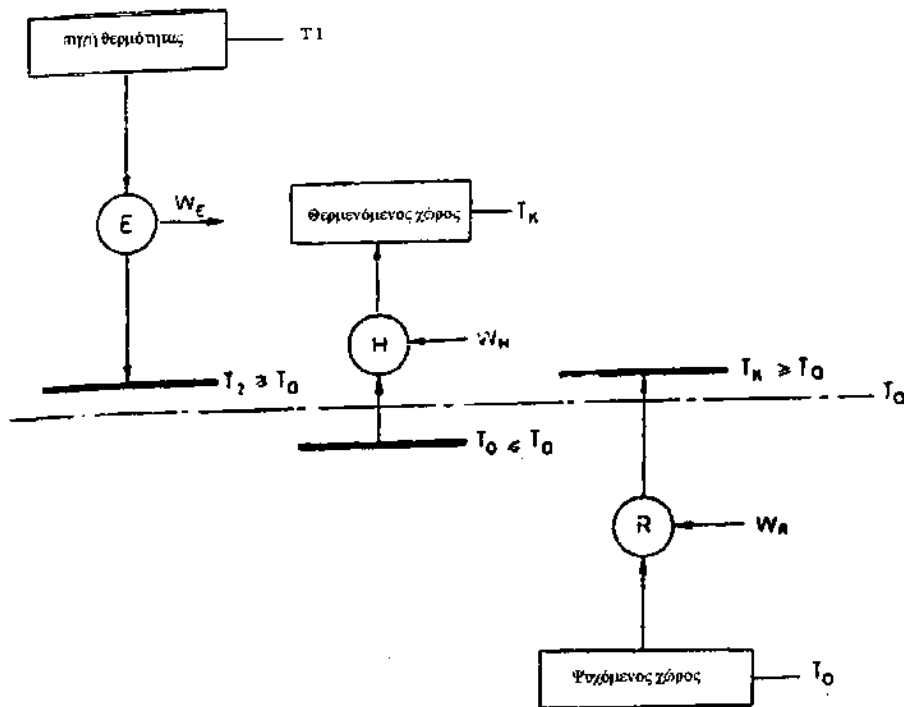
Όσον αφορά την αντλία θερμότητας, δεν υπάρχει διαφορά στο κύκλο λειτουργιών ανάμεσα σε μια ψυκτική μηχανή και μία αντλία θερμότητας. Η ίδια μηχανή μπορεί να χρησιμοποιηθεί

- (i) είτε να απορροφήσει θερμότητα από ένα κρύο σώμα (ψυχόμενο χώρο) σε θερμοκρασία T_0 και να την αποβάλλει στο περιβάλλον σε θερμοκρασία $T_k \geq T_a$, ή
- (ii) είτε να απορροφήσει θερμότητα από το περιβάλλον σε θερμοκρασία $T_0 \leq T_a$ και να την αποβάλλει σε ένα θερμό σώμα (θερμαινόμενο χώρο) σε θερμοκρασία T_k , όπου T_a είναι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος.

Το σχ. 2.5 δείχνει τον τρόπο χρήσης της θερμικής μηχανής E , αντλίας θερμότητας H και της ψυκτικής μηχανής R . Εννοείται ότι η ίδια μηχανή μπορεί να χρησιμοποιηθεί είτε για ψύξη είτε για θέρμανση. Όταν χρησιμοποιούνται για ψύξη ονομάζεται ψυκτική μηχανή και όταν χρησιμοποιείται για θέρμανση ονομάζονται αντλία θερμότητας.

Η κύρια διαφορά ανάμεσα στα δύο είναι οι θερμοκρασίες λειτουργία τους. Η ψυκτική μηχανή λειτουργεί ανάμεσα στην θερμοκρασία περιβάλλοντος T_a και μια χαμηλή θερμοκρασία T_0 . Η αντλία θερμότητας λειτουργεί ανάμεσα στην θερμοκρασία περιβάλλοντος T_a και μια υψηλή θερμοκρασία T_k .

Μια επίσης βασική διαφορά είναι η χρηστική λειτουργίας τους. Σε μια ψυκτική μηχανή, ο εναλλάκτης θερμότητας που απορροφά θερμότητα, συνδέεται με τον χώρο που κλιματίζεται. Ο άλλος εναλλάκτης θερμότητας και στις δυο περιπτώσεις συνδέεται με το περιβάλλον. Έτσι, εάν μια ψυκτική μηχανή που χρησιμοποιείται για ψύξη το καλοκαίρι πρόκειται να χρησιμοποιηθεί για παραγωγή θερμότητας τον χειμώνα, αναγκαστικά θα πρέπει είτε



Σχ.2.5 Σύγκριση της θερμικής μηχανής, αντλίας θερμότητας και ψυκτικής μηχανής

- (i) να περιστρεφεί η μηχανή 180° για να ανταλλάξουν οι θέσεις των δύο εναλλακτών θερμότητας ανάμεσα στον χώρο και το περιβάλλον,
- (ii) είτε να αλλαγούν οι λειτουργίες των δύο εναλλακτών θερμότητας με την χρήση βαλβίδας, π.χ., μια τετράοδη βαλβίδα τύπου κλιματιστικού παραθύρου.

Αυτή η λειτουργία της ψυκτικής μηχανής ονομάζεται αντεστραμμένο κύκλο θέρμανσης.

2.3.1 Λόγοι Ενεργείας ή Συντελεστές Λειτουργίας (Βαθμοί Απόδοσης)

Η λειτουργία μιας θερμικής μηχανής, περιγράφεται από το βαθμό θερμική της απόδοσης. Η λειτουργία μίας ψυκτικής μηχανής ή μιας αντλίας θερμότητας εκφράζεται από το λόγο της χρήσιμης θερμότητας προς το έργο, που ονομάζεται ενεργειακός λόγος ή συντελεστής συμπεριφοράς (Coefficient Of Performance, COP). Γι' αυτόν τον λόγο για μια ψυκτική μηχανή έχουμε

Ψυκτικός λόγος ενεργειών ή

$$\text{COP για ψύξη, } E_c = \frac{Q_o}{W} = \frac{Q_o}{Q_k - Q_o} \quad (2.6)$$

και για μια αντλία θερμότητας

Θερμικός ενεργειακός λόγος, ή

$$\text{COP για θέρμανση, } E_h = \frac{Q_k}{W} = \frac{Q_k}{Q_k - Q_o} \quad (2.7)$$

Μια ιδέα σχετικά με το προσεγγιστικό μέγεθος των αριθμητικών τιμών αυτών των συντελεστών, μπορεί να δοθεί από τους ακόλουθους προσεγγιστικούς υπολογισμούς. Ο θερμικός βαθμός απόδοσης των θερμικών μηχανών είναι της τάξης του 30% έτσι ώστε

$$\eta_{th} = \frac{Q_k - Q_o}{Q_k} = 0.3$$

Τότε εάν η λειτουργία της μηχανής αντιστραφεί για να λειτουργήσει σαν ψυκτική ή αντλία θερμότητας με συνθήκες λειτουργίας αμετάβλητες (παρόλο που στην πραγματικότητα οι θερμοκρασίες λειτουργίας θα είναι διαφορετικές), θα έπρεπε να έχουμε

$$E_c = \frac{Q_o}{Q_k - Q_o} = \frac{1 - \eta_{th}}{\eta_{th}} = 2.33$$

και

$$E_c = \frac{Q_k}{Q_k - Q_o} = \frac{1}{\eta_{th}} = 3.33$$

Για συστήματα συμπίεσης ατμών το E_c έχει τάξη μεγέθους 3 για εφαρμογές κλιματισμού. Για συστήματα ψύξης με κύκλο αέρα $E_c \approx 1$ και για σύστημα απορρόφησης ατμών είναι αρκετά κάτω από την μονάδα. Οι μηχανές έκχυσης ατμού έχουν ακόμα χαμηλότερες τιμές. Βέβαια οι τελευταίες δύο είναι θερμικής λειτουργίας ψυκτικές μηχανές και ο ορισμός των συντελεστών συμπεριφοράς τους είναι εντελώς διαφορετικός. Γι' αυτό τον λόγο, καμία σύγκριση δεν μπορεί να γίνει σ' αυτό το στάδιο.

2.3.2 Κατανάλωση Ισχύος μιας Ψυκτικής Μηχανής

Η κατανάλωση μιας ψυκτικής μηχανής υπολογίζεται σε kW. Η κατανάλωση των κινητήρων μερικές φορές δίνεται σε HP. Έχουμε

$$HP = \frac{W}{0.746}$$

όπου W είναι σε kW.

Μια ποσότητα η οποία χρησιμοποιείται συχνά για σύγκριση είναι οι ίπποι ανά ψυκτικό τόνο. Προσδιορίζεται ως εξής,

$$\text{HP/kW ψύξης} = \frac{W}{0.746Q_o}$$

όπου Q_o είναι η ψυκτική ικανότητα σε kW. Έτσι

$$\text{HP/TR} = \frac{W}{0.746Q_o} (3.5167)$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{4.61 \text{ W}}{Q_o} \\
 &= \frac{4.71}{E_c}
 \end{aligned}$$

Έτσι το HP/TR είναι αντιστρόφως ανάλογο του COP για ψύξη. Στην παραπάνω εκτίμηση, ο βρετανικός ίππος έχει εκτιμηθεί. Εάν ο ίππος είναι μετρικός, τότε

$$\begin{aligned}
 HP &= \frac{W}{0.736} \quad \text{και} \\
 HP/TR &= \frac{4.78}{E_c} \quad (2.9)
 \end{aligned}$$

2.3.3 Αντλία Θερμότητας έναντι Θερμαντήρα Ηλεκτρικής Αντίστασης

Μπορεί να βρεθεί από συνδυασμό των εξισώσεων (2.6) και (2.7) ότι

$$E_h = 1 + E_c \quad (2.10)$$

Η παραπάνω σχέση εκφράζει ένα πολύ ενδιαφέρον χαρακτηριστικό της αντλίας θερμότητας. Σύμφωνα με την εξίσωση (2.10), το COP για θέρμανση είναι πάντα μεγαλύτερο απ' τη μονάδα. Έτσι για την περίπτωση θέρμανσης, είναι περισσότερο οικονομικό να χρησιμοποιήσουμε μια αντλία θέρμανσης παρά έναν θερμαντήρα ηλεκτρικής αντίστασης. Για παράδειγμα, εάν W είναι η κατανάλωση ενεργείας ενός θερμαντήρα ηλεκτρικής αντίστασης, η θερμότητα που απελευθερώνεται στο χώρο θα είναι μόνο W . Αλλά, εάν αυτή η ηλεκτρική ενέργεια W χρησιμοποιηθεί σε μια αντλία θερμότητας, η θερμότητα που αντλείται στο χώρο θα είναι

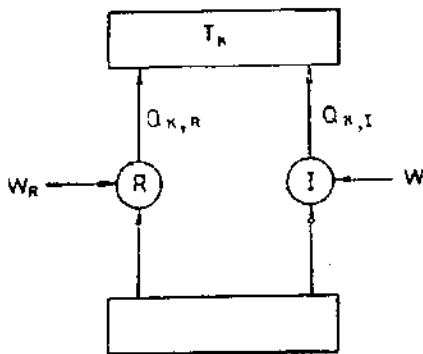
$$Q_k = E_h W = (1 + E_c) W$$

Γι' αυτό τον λόγο, οποιαδήποτε κι αν είναι η τιμή του E_c (ακόμα και 0), Q_k θα είναι πάντοτε μεγαλύτερο ή ίσο του W . Η τιμή του E_h για εφαρμογές κλιματισμού βρίσκεται ανάμεσα στο 3 και 5. Έτσι η θερμότητα που αντλείται θα είναι μεταξύ 3W και 5W. Η αντλία θερμότητας, κατά αυτό το λόγω, έχει σαφές πλεονέκτημα σε σχέση με τον θερμαντήρα ηλεκτρικής αντίστασης. Μόνο το κόστος της αντλίας θερμότητας (η οποία είναι επίσης ψυκτική μηχανή) είναι απαγορευτικό. Αλλά όταν μία κλιματιστική μονάδα εγκατασταθεί για ψύξη το καλοκαίρι, θα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για θέρμανση το χειμώνα εξίσου καλά.

2.4 ΒΕΛΤΙΣΤΟ ΨΥΚΤΙΚΟ ΚΥΚΛΟ

Είναι δυνατό να δείχθει ότι ο λόγος ενεργειών ψύξεως ενός ψυκτικού κύκλου που λειτουργεί μεταξύ δύο θερμοκρασιών, θα είναι μέγιστος όταν το κύκλο είναι αντιστρεπτός. Για τον σκοπό αυτό ας θεωρηθεί μια αντιστρεπτή ψυκτική μηχανή R και μια άλλη αναντιστρεπτή ψυκτική μηχανή I όπου και οι δύο λειτουργούν ανάμεσα σε δύο θερμικές δεξαμενές σε θερμοκρασίες T_k και T_o και απορροφούν την ίδια ποσότητα θερμότητας Q_o από το ψυχοδοχείο σε θερμοκρασία T_o όπως φαίνεται στο σχ.2.6(a).

Τώρα, για να αποδείξουμε το αντίθετο, ας υποθεθεί το COP της αναντιστρεπτής μηχανής είναι υψηλότερο από αυτό της αντιστρεπτής μηχανής, δηλαδή ,



Σχ.2.6(α) Αντιστρεπτή και αναντιστρεπτή ψυκτική μηχανή

$$E_I > E_R$$

$$\frac{Q_o}{W_I} > \frac{Q_o}{W_R}$$

Και εφόσον,

$$W_R > W_I$$

και

$$Q_{k,R} = Q_o + W_R$$

$$Q_{k,I} = Q_o + W_I$$

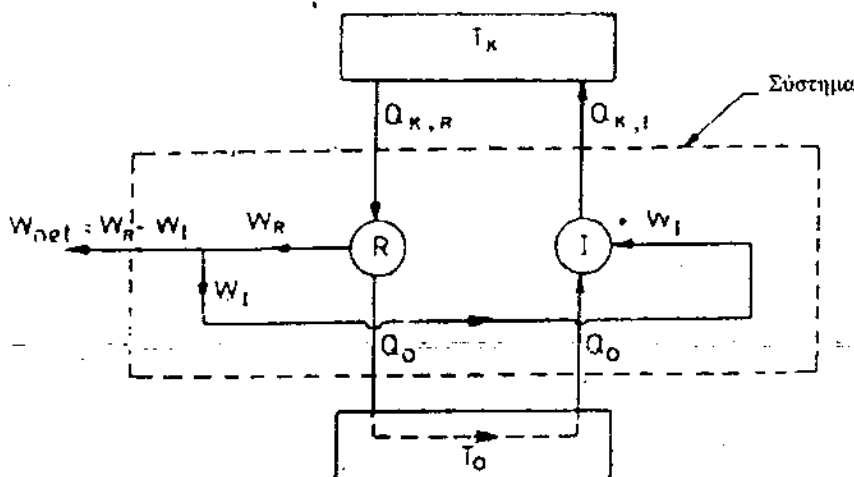
έχουμε

$$Q_{k,R} > Q_{k,I}$$

και

$$Q_{k,R} - Q_{k,I} = W_R - W_I = W_{net}$$

Εάν τώρα η αντιστρεπτή ψυκτική μηχανή εργάζεται σαν θερμική μηχανή και η αναντιστρεπτή ψυκτική μηχανή συνεχίζει να δουλεύει σαν μια ψυκτική μηχανή, όπως φαίνεται στο σχ.2.6(b), το σύστημα που θα προκύψει θα εργάζεται σαν μια αεικίνητη μηχανή δεύτερου είδους, που θα λαμβάνει θερμότητα ίση με $Q_{k,R} - Q_{k,I}$, από το θερμοδοχείο και τη μετατρέπει εντελώς σε έργο, σε αντίθεση με τον δεύτερο νόμο.

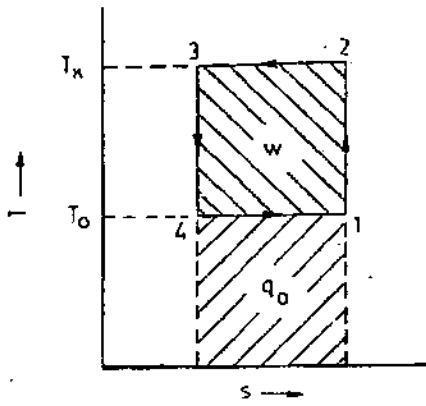


Σχ. 2.6 (β) Αντιστρεπτή ψυκτική μηχανή που δουλεύει σαν μηχανή θερμότητας και μια αναντιστρεπτή ψυκτική μηχανή

Γι' αυτό συμπεραίνουμε ότι το ψυκτικό κύκλο που λειτουργεί αντιστρεπτά ανάμεσα σε δυο θερμοκές δεξαμενές έχει τον υψηλότερο συντελεστή συμπεριφοράς. Κατά τον ίδιο τρόπο μπορεί να δείχθει ότι όλα τα αντιστρεπτά ψυκτικά κύκλα έχουν το ίδιο COP.

2.4.1 Αντιστρεπτό Κύκλο Carnot

Γνωρίζουμε ότι ένα αντιστρεπτό ψυκτικό κύκλο έχει το μέγιστο COP. Ξέρουμε παραπέρα ότι η λειτουργία μιας αντιστρεπτής θερμοκής μηχανής μπορεί να αντιστραφεί προκειμένου να δουλέψει σαν μια ψυκτική μηχανή.



Σχ. 2.7 Αντιστρεπτό κύκλο Carnot

Ο Sadi Carnot το 1824 πρότεινε ένα αντιστρεπτό κύκλο θερμοκής μηχανής σαν ένα μέτρο της μέγιστης δυνατής μετατροπής θερμότητας σε έργο. Το αντιστρεπτό κύκλο Carnot μπορεί, ως εκ τούτου, να χρησιμοποιηθεί σαν ένα αντιστρεπτό ψυκτικό κύκλο, το οποίο θα είναι ένα μέτρο του μέγιστου δυνατού COP μίας ψυκτικής μηχανής που λειτουργεί ανάμεσα σε δυο θερμοκρασίες T_k απόρρησης θερμότητας και T_o ψύξης.

Το αντιστρεπτό κύκλο Carnot δείχεται στο σχ.2.7 σε διάγραμμα T-s. Το κύκλο συνίσταται από δύο ισόθερμες και δυο ισηντροπικές ως εξής:

Διαδικασία 1-2 Ισηντροπική συμπίεση, $s_1 = s_2$

Διαδικασία 2-3 Ισόθερμη απόρρηση θερμότητας στο θερμοδοχείο σε $T_k = \text{σταθ.}$

Διαδικασία 3-4 Ισηντροπική εκτόνωση, $s_2 = s_3$

Διαδικασία 4-5 Ισόθερμη απορρόφηση θερμότητας από το ψυχοδοχείο σε $T_o = \text{σταθ.}$

Τότε, οι περιοχές του διάγραμμα του T-s, που παριστούν το $\int Tds$ δίνουν τους ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας.

Απορροφούμενη θερμότητα από το ψυχρό σώμα, $Q_o = T_o \Delta S = \text{επιφάνεια 1-4-5-6}$

Θερμότητα που απορρίφθηκε στο θερμό σώμα, $Q_k = T_k \Delta S = \text{επιφάνεια 2-3-5-6}$

Έργο που καταναλώθηκε, $W = Q_k - Q_o = (T_k - T_o)\Delta S = \text{επιφάνεια 1-2-3-4}$

Γι' αυτό το λόγω λαμβάνουμε τις τιμές Carnot του COP για ψύξη και θέρμανση αντίστοιχα

$$E_{c,Carnot} = \frac{Q_o}{W} = \frac{T_o}{T_k - T_o} = \frac{I}{\frac{T_k}{T_o} - I}$$

$$E_{h,Carnot} = \frac{Q_k}{W} = \frac{T_k}{T_k - T_o} = \frac{I}{I - \frac{T_o}{T_k}}$$

Συνεπώς, ο COP του Carnot εξαρτάται από τις θερμοκρασίες λειτουργίας T_k και T_o μόνο. Δεν εξαρτάται από την εργαζόμενη ουσία (ψυκτικό που χρησιμοποιείται). Για ψύξη, το T_o είναι η θερμοκρασία ψύξης και T_k είναι η θερμοκρασία απόρριψης στο περιβάλλον. Η χαμηλότερη δυνατή θερμοκρασία ψύξης είναι $T_o = 0$ (απόλυτο μηδέν) στην οποία $E_c = 0$. Η υψηλότερη δυνατή θερμοκρασία ψύξης είναι $T_o = T_k$, δηλαδή, όταν η θερμοκρασία ψύξης είναι ίση με την θερμοκρασία του περιβάλλοντος, κατά την οποία $E_c = \infty$.

Γι' αυτό, COP του Carnot για ψύξη μεταβάλλεται μεταξύ στο 0 και ∞ .

Για θέρμανση, T_o είναι η θερμοκρασία απορρόφησης θερμότητας από το περιβάλλον και T_k είναι η θερμοκρασία θέρμανσης. Θεωρητικά, COP για θέρμανση μεταβάλλεται ανάμεσα στο 1 και το ∞ .

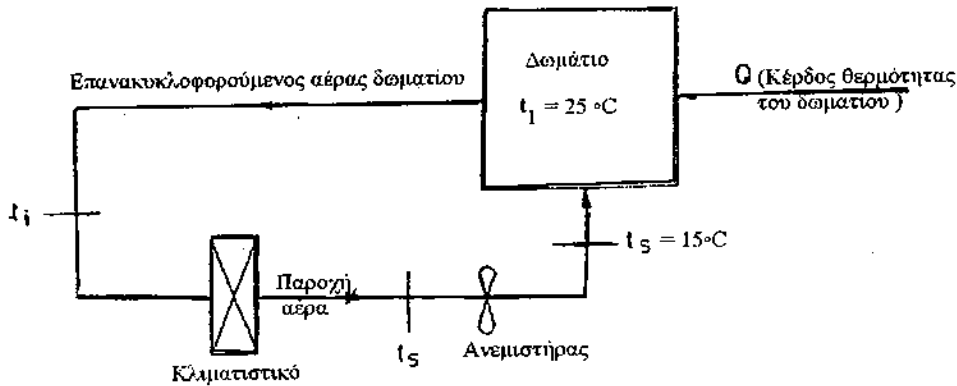
Μπορεί λοιπόν να σημειωθεί ότι για να ληφθεί ο μέγιστος δυνατός COP σε κάθε εφαρμογή πρέπει,

- (i) η θερμοκρασία του ψυχρού σώματος T_o θα έπρεπε να είναι όσο το δυνατόν υψηλότερη γίνεται, και
- (ii) η θερμοκρασία του θερμού σώματος T_k θα έπρεπε να είναι όσο το δυνατόν χαμηλότερη γίνεται.

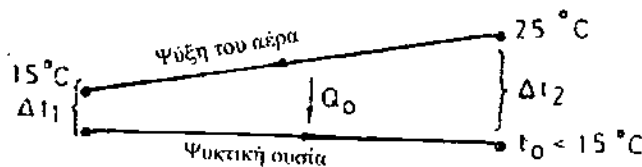
Όσο χαμηλότερη είναι η απαιτούμενη θερμοκρασία ψύξης και υψηλότερη θερμοκρασία περιβάλλοντος τόσο μεγαλύτερη είναι η κατανάλωση ενέργειας της ψυκτικής μηχανής.

2.4.2 Επιλογή των Θερμοκρασιών Λειτουργίας

Η επιλογή της θερμοκρασίας T_o εξαρτάται από την ιδιαίτερη εφαρμογή της ψύξης. Ας εξεταστεί, για παράδειγμα, το απλό σύστημα θερινού κλιματισμού που φαίνεται στο σχ.2.8. Το δωμάτιο διατηρείται σε θερμοκρασία 25 °C. Για να αντισταθμίσει την θερμότητα που εισέρχεται στο δωμάτιο, ο αέρας πρέπει να παρέχεται σε θερμοκρασία χαμηλότερη των 25 °C, ας πούμε 15 °C. Το κλιματιστικό μηχάνημα θα ψύξει τον αέρα του δωματίου από τους 25 °C σε 15 °C και έπειτα θα τον διοχετεύσει ξανά στο δωμάτιο. Επομένως, η θερμοκρασία ψύξης t_o πρέπει να είναι χαμηλότερη από τους 15 °C για να απορροφήσει θερμότητα Q_o από τον αέρα διατηρώντας μια πεπερασμένη θερμοκρασιακή διαφορά Δt στον εναλλάκτη θερμότητας όπως φαίνεται στο σχ.2.9. Εάν η θερμοκρασιακή διαφορά είναι 0, η απαίτηση σε επιφάνεια του εναλλάκτη θερμότητας θα είναι άπυρη. Έτσι για θερινό κλιματισμό η θερμοκρασία t_o κυμαίνεται από 0 έως 10 °C. Παρόμοια, η προσεγγιστικές απαιτήσεις σε θερμοκρασία ψύξης μπορούν να βρεθούν για διάφορες άλλες εφαρμογές στον πίνακα 2.1.



Εικ. 2.8 Απλό καλοκαιρινό σύστημα κλιματισμού



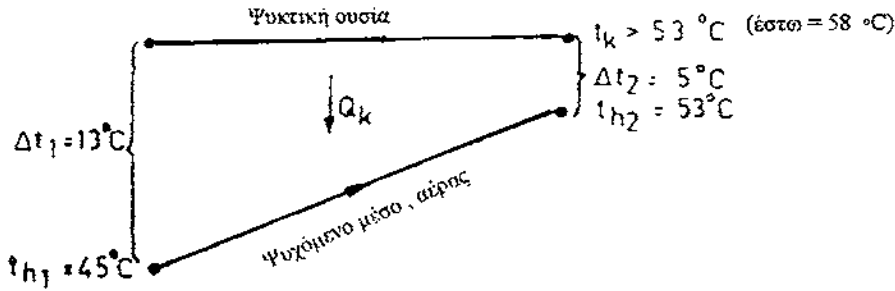
Σχ2.9 Θερμοκρασίες σε ένα ψυχόμενο έλικα.

Πίνακας 2.1 Απαιτήσεις ψυκτικών θερμοκρασιών για απλές εφαρμογές

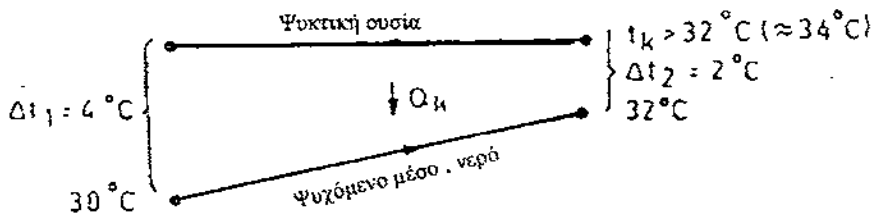
No.	Εφαρμογή	Ψύξη θερμοκρασία, t_0 , °C
1.	Θερινός κλιματισμός	0 έως 10
2.	Ψυχρές αποθηκεύσεις	-10
3.	Οικιακά ψυγεία	-15
4.	Κατεψυγμένες τροφές	-35
5.	Υψηλή κατάψυξη	-35 με -45

Η επιλογή της θερμοκρασίας T_k εξαρτάται από το περιβάλλον μέσο που χρησιμοποιείται για απόρριψη θερμότητας. Υπάρχουν τρία δυνατά μέσα στο περιβάλλον στα οποία θα απορριφθεί θερμότητα Q_k , δηλαδή, αέρας, νερό και έδαφος. Οι μονάδες που χρησιμοποιούν αέρα σαν μέσο ψύξης ονομάζονται αερόψυκτες μονάδες, και αυτές που χρησιμοποιούν νερό ονομάζονται υδρόψυκτες μονάδες.

Ας θεωρηθεί μια αερόψυκτη μονάδα. Έστω ότι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος αέρα το καλοκαίρι είναι $45\text{ }^\circ\text{C}$. Επίσης, έστω η ανύψωση της θερμοκρασίας στον αέρα, μετά από απορρόφηση θερμότητας Q_k , να είναι $8\text{ }^\circ\text{C}$, όπως φαίνεται στο σχ.2.10. Έτσι η θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας t_k πρέπει να είναι υψηλότερη από τους $53\text{ }^\circ\text{C}$, έστω $58\text{ }^\circ\text{C}$, έτσι ώστε οι διαφορές θερμοκρασίας Δt_1 και Δt_2 , κατά μήκος του εναλλάκτη θερμότητας (HE) να είναι $13\text{ }^\circ\text{C}$ και $5\text{ }^\circ\text{C}$ αντίστοιχα, και η αριθμητικά μέση θερμοκρασιακή διαφορά είναι $(13 + 5) / 2 = 9\text{ }^\circ\text{C}$.



Σχ. 2.10(α) Θερμοκρασίες κατά την διάρκεια απόρριψης θερμότητας σε μια αερόψυκτη μηχανή



Σχ. 2.10 (β) Θερμοκρασίες κατά την διάρκεια απόρριψης θερμότητας σε μια υδρόψυκτη ψυκτική μηχανή

Ο αέρας χρησιμοποιείται ευρέως σαν μέσο ψύξης σε μικρές ψυκτικές μηχανές, όπως ψυγεία, ψύκτες νερού, κλιματιστικά συστήματα τοίχου και γενικά μικρές συσκευές.

Το νερό σαν μέσο ψύξης είναι προτιμότερο από τον αέρα λόγω του ότι απαιτεί χαμηλότερη θερμοκρασία T_k για τους παρακάτω λόγους:

- (i) Είναι διαθέσιμο σε θερμοκρασία χαμηλότερη από αυτή του αέρα. Η θερμοκρασία του προσεγγίζει την θερμοκρασία υγρού θερμομέτρου του περιβάλλοντος αέρα. Αυτή είναι η οριακή θερμοκρασία κατά την οποία θερμό νερό μπορεί να ψυχθεί σε έναν πύργο ψύξης ή σε μια διάταξη ψεκασμού.
- (ii) Η ειδική θερμότητα του νερού είναι περίπου τέσσερις φορές απ' ότι του αέρα. Γι' αυτό το λόγω, για την ίδια απόρριψη θερμοκρασίας Q_k και για την ίδια παροχή μάζας, η θερμοκρασιακή άνοδος του νερού είναι $1/4$ απ' αυτή του αέρα και αντίστοιχα το T_k είναι χαμηλότερο.
- (iii) Το νερό έχει υψηλότερο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας απ' ότι ο αέρας κυρίως λόγω της υψηλότερης θερμικής του αγωγιμότητας. Έτσι, για την ίδια απορριπτόμενη θερμότητα Q_k και για την ίδια επιφάνεια εναλλάκτη θερμότητας, η θερμοκρασιακή διαφορά Δt που απαιτείται κατά μήκος του εναλλάκτη θερμότητας είναι μικρότερη πράγμα που έχει σαν αποτέλεσμα μικρότερη τιμή του T_k .

Ας εξεταστεί, για παράδειγμα, μια υδρόψυκτη μονάδα, στη θέση της αερόψυκτης μονάδας του προηγούμενου παραδείγματος. Έστω ότι η θερμοκρασία υγρού θερμομέτρου του περιβάλλοντος αέρα είναι 28°C (έστω και αν η θερμοκρασία ξηρού θερμομέτρου είναι 45°C). Τότε η θερμοκρασία του νερού στο πύργο ψύξης θα είναι περίπου 30°C . Με ίδια παροχή μάζας για τον αέρα και το νερό, η θερμοκρασιακή άνοδος του νερού θα είναι $8/4 = 2^\circ\text{C}$. Η θερμοκρασία του νερού που φεύγει από τον εναλλάκτη θα είναι 32°C .

Έστω ότι η μέση θερμοκρασιακή διαφορά που απαιτείται για το νερό είναι $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ αντί των $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ για τον αέρα σαν συνέπεια του υψηλότερου συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Τότε η θερμοκρασία για την αποβολή θερμότητας που απαιτείται πρέπει να είναι μόνο $34\text{ }^{\circ}\text{C}$ για νερό σε σύγκριση με $58\text{ }^{\circ}\text{C}$ για τον αέρα. Συνηθισμένες θερμοκρασίες εξωτερικού σχεδιασμού για την Ελλάδα είναι πάνω από $35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Έτσι, η χρήση του νερού σαν μέσο ψύξης έχει σαν αποτέλεσμα χαμηλότερο T_k , υψηλότερο COP και χαμηλότερη κατανάλωση ενέργειας της ψυκτικής εγκατάστασης. Μεγάλες ψυκτικές εγκαταστάσεις, συμπεριλαμβανομένου των κεντρικών εγκαταστάσεων κλιματισμού, γι' αυτόν τον λόγο, είναι οπωσδήποτε υδρόψυκτες καθόσον η εξοικονόμηση του κόστους σε ενεργειακή κατανάλωση υπερβαίνει το πρόσθετο κόστος μιας υδρόψυκτης εγκατάστασης (πύργος ψύξης, αντλία, σωληνώσεις, κ.τ.λ.). Τα παραδείγματα 2.1 και 2.2 δείχνουν τα πλεονεκτήματα του νερού σε σχέση με τον αέρα, σαν μέσο ψύξης. Αν και οι υπολογισμοί βασίζονται στον απιστρεπτό κύκλο Carnot για την εργαζόμενη ουσία πεπερασμένες θερμοκρασιακές διαφορές έχουν υποτεθεί στους εναλλάκτες θερμότητας.

Το έδαφος επίσης χρησιμοποιείται μερικές φορές σαν δεξαμενή θερμότητας, ειδικά σε περιοχές όπου ακραίες υψηλές και χαμηλές θερμοκρασίες επιτυγχάνονται και οι θερμοκρασίες του εδάφους είναι χαμηλότερες το καλοκαίρι και υψηλότερες τον χειμώνα σε σύγκριση με τις θερμοκρασίες περιβάλλοντος.

Παράδειγμα 2.1

(α) Οι θερμοκρασίες του περιβάλλοντος κατά την διάρκεια του καλοκαιριού και του χειμώνα σε μια συγκεκριμένη περιοχή είναι $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ και $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ αντίστοιχα. Να βρεθούν οι τιμές COP του Carnot για ένα κλιματιστικό για ψύξη και θέρμανση που αντιστοιχεί σε θερμοκρασίες ψύξης $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ για το καλοκαίρι και $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ για το χειμώνα αντίστοιχα. Να ληφθεί θερμοκρασιακή διαφορά $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ στον εναλλάκτη ο οποίος ανταλλάσσει θερμότητα με το περιβάλλον.

(β) Εάν το νερό από τον πύργο ψύξης σε $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ χρησιμοποιείται σαν το μέσο ψύξης με $3\text{ }^{\circ}\text{C}$ θερμοκρασιακή διαφορά για θερινό κλιματισμό, ποιος θα είναι ο COP για τη ψύξη;

(γ) Επίσης, να βρεθεί η κατανάλωση ενέργειας ανά τόνο ψύξης σε κάθε περίπτωση. Να υποτεθεί ότι δεν αυξάνεται η θερμοκρασία του περιβάλλοντος αέρα ή του νερού.

Λύση

(α) Αέρας σαν μέσο ψύξης

$$\text{Για καλοκαίρι: } t_k = 40 + 5 = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_o = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$E_{c, \text{carnot}} = \frac{273 + 5}{45 - 5} = \frac{278}{40} = 6.9$$

Για χειμώνα:

$$t_k = 55\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_o = 15 - 5 = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$E_{h, \text{carnot}} = \frac{273 + 55}{55 - 10} = \frac{328}{45} = 7.3$$

(β) Νερό σαν μέσο ψύξης

$$t_k = 30 + 3 = 33 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_o = 5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$E_{c, \text{carnot}} = \frac{273 + 5}{33 - 5} = \frac{278}{28} = 9.9$$

(γ) Κατανάλωση ενέργειας

$$W = Q_o/E_c$$

Για την αερόψυκτη μονάδα, $W = 211/6.9 = 30.6 \text{ kJ/min} = 0.51 \text{ kW}$

Για την υδρόψυκτη μονάδα, $W = 211/9.9 = 21.3 \text{ kJ/min} = 0.36 \text{ kW}$

Παράδειγμα 2.2

(α) Ένα αντιστρεπτό κλιματιστικό κύκλου Carnot με ικανότητα 1 TR λειτουργεί με θερμοκρασία ψυκτικού στοιχείου $t_o = 5 \text{ }^\circ\text{C}$. Ο περιβάλλον αέρας στους $43 \text{ }^\circ\text{C}$ χρησιμοποιείται σαν μέσο ψύξης με άνοδο σε θερμοκρασία $53 \text{ }^\circ\text{C}$. Η θερμοκρασία της απόρριψης θερμότητας είναι $t_k = 55 \text{ }^\circ\text{C}$. Ο ολικός συντελεστής θερμότητα του εναλλάκτη θερμότητας ανάμεσα στην εργαζόμενη ουσία και περιβάλλοντος αέρα είναι $U = 250 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Να προσδιοριστεί η παροχή μάζας του περιβάλλοντος αέρα που εισέρχεται στον εναλλάκτη, η επιφάνεια του εναλλάκτη θερμότητας, ο COP και η κατανάλωση ενέργειας του κλιματιστικού.

(β) Εάν νερό στους $30 \text{ }^\circ\text{C}$ χρησιμοποιείται σαν μέσο ψύξης στον ίδιο εναλλάκτη θερμότητας, θα είναι η επιφάνεια του επαρκής ή ανεπαρκής για την απαραίτητη απόρριψη θερμότητας; Να υποτεθεί ότι παροχή μάζας του νερού παραμένει ίδια μ' αυτή του αέρα. Επίσης για το νερό, $U = 2500 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

(γ) Εάν η επιφάνεια μειωθεί στο 1 m^2 , ποια θα είναι η θερμοκρασία απόρριψης θερμότητας t_k , η θερμοκρασιακή άνοδος του νερού, ο COP, η κατανάλωση ενέργειας, το ποσοστό εξοικονόμησης κατανάλωσης ενέργειας και το ποσοστό μείωση της επιφάνειας του εναλλάκτη σε σύγκριση με τον αέρα σαν μέσο ψύξης.

Λύση

(α) Αέρας σαν μέσο ψύξης

Αναφερόμενοι στο σχ.2.10(a), οι διάφορες θερμοκρασίες του συμπυκνωτή σ' αυτήν την περίπτωση είναι ως ακολούθως:

$$t_{h1} = 43 \text{ }^\circ\text{C}, t_{h2} = 53 \text{ }^\circ\text{C}, t_k = 55 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\text{COP} = \frac{273 + 5}{55 - 5} = \frac{278}{50} = 5.56$$

Κατανάλωση ενέργειας

$$W = \frac{Q_o}{E_c} = \frac{211/60}{5.56} = 0.63 \text{ kW}$$

Θερμότητα που απορρίπτεται

$$Q_k = Q_o + W = \frac{211}{60} + 0.63 = 3.52 + 0.63 = 4.15 \text{ kW}$$

Παροχή του αέρα που απαιτείται για ψύξη

$$m = \frac{Q_k}{c_p \Delta t_h} = \frac{4.15}{1.005(53 - 43)} = 0.413 \text{ kg/s}$$

LMTD του εναλλάκτη θερμότητας

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(55 - 43) - (55 - 53)}{\ln \left(\frac{55 - 43}{55 - 53} \right)} = \frac{10}{\ln 6} = 5.58 \text{ }^\circ\text{C}$$

Επιφάνεια του εναλλάκτη θερμότητας

$$A = \frac{Q_k}{U \Delta t_m} = \frac{4.15 \times 10^3}{250(5.58)} = 2.975 \text{ m}^2$$

(β) Νερό σαν μέσο ψύξης

1^η προσέγγιση: Έστω $t_k = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{Τότε COP} = \frac{273 + 5}{35 - 5} = \frac{278}{30} = 9.27$$

$$Q_k = Q_o + W = Q_o + \frac{Q_o}{E_c} = \left(1 + \frac{1}{E_c} \right)$$

$$= \frac{211}{60} \left(1 + \frac{1}{9.27} \right) = 3.9 \text{ kW}$$

$$\Delta t_h = \frac{Q_k}{m c_p} = \frac{3.9}{0.413 (4.1868)} = 2.26 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{h2} = 30 + 2.26 = 32.26 \text{ }^\circ\text{C}$$

LMTD στο εναλλάκτη θερμότητας

$$\Delta t_m = \frac{(35 - 30) - (35 - 32.26)}{\ln \frac{35 - 30}{35 - 32.26}} = 3.76 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A = \frac{Q_k}{U \Delta t_m} = \frac{3.9}{2.5(3.76)} = 0.41 \text{ m}^2$$

Ελέγχοντας με την επιφάνεια των 2.975 m^2 , πρέπει να σημειωθεί ότι η θερμοκρασία t_k μπορεί να είναι σημαντικά χαμηλότερη.

2^η προσέγγιση: Έστω $t_k = 33 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{Τότε COP} = \frac{273 + 5}{33 - 5} = 9.93$$

$$Q_k = 3.52 \left(1 + \frac{1}{9.93} \right) = 3.87 \text{ kW}$$

$$\Delta t_h = \frac{3.87}{0.413 (4.1868)} = 2.24 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{h2} = 30 + 2.24 = 32.24 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_m = \frac{(33 - 30) - (33 - 32.24)}{\ln \frac{33 - 30}{33 - 32.24}} = 1.63 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A = \frac{3.87}{2.5 (1.63)} = 0.95 \text{ m}^2 < 3.34 \text{ m}^2$$

Η επιφάνεια είναι πάλι το $\frac{1}{4}$ της διαθέσιμης επιφάνειας, δηλαδή, 2.975 m^2 . Γι' αυτό το λόγο, εάν t_k λαμβάνεται ίση με $t_{h2} = 32.24$ έτσι ώστε $\Delta t_2 = 0$, τότε $\Delta t_1 = 32.24 - 30 = 2.24 \text{ } ^\circ\text{C}$ το οποίο δίνει απαίτηση σε επιφάνεια $(1.63 - 1.12)(0.95) = 1.38 \text{ m}^2$ η οποία είναι πάλι μικρότερη από 2.975 m^2 .

Έτσι η επιφάνεια του εναλλάκτη θερμότητας είναι παραπάνω επαρκής και μπορεί να μειωθεί τουλάχιστον κατά $1/3$.

(γ) Νερό σαν ψυκτικό μέσο ($A = 1 \text{ m}^2$)

Έστω $t_k = 32.9 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\text{COP} = \frac{273 + 5}{32.29 - 5} = 9.96$$

$$Q_k = 3.52 \left(1 + \frac{1}{9.76} \right) = 3.87 \text{ kW}$$

$$\Delta t_2 = \frac{3.87}{0.413 (4.1868)} = 2.24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$t_{h2} = 32.24 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\Delta t_m = \frac{(32.9 - 30) - (32.9 - 32.24)}{\ln \frac{32.9 - 30}{32.9 - 32.24}} = 1.51$$

$$A = \frac{3.87}{2.5(1.51)} = 1.03 \text{ m}^2$$

Με παρεμβολή ανάμεσα σε $A = 0.95$ σε $t_k = 33$ και $A = 1.03$ σε $t_k = 32.9$ παίρνουμε

$t_k = 32.94 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\text{COP} = \frac{173 + 5}{32.94 - 5} = 9.95$$

$$Q_k = 3.52 \left(1 + \frac{1}{9.95} \right) = 3.87 \text{ kW}$$

Θερμοκρασιακή αύξηση του νερού, $\Delta t_h = 2.24 \text{ } ^\circ\text{C}$

Κατανάλωση ενέργειας, $W = \frac{3.52}{9.95} = 0.35 \text{ kW}$

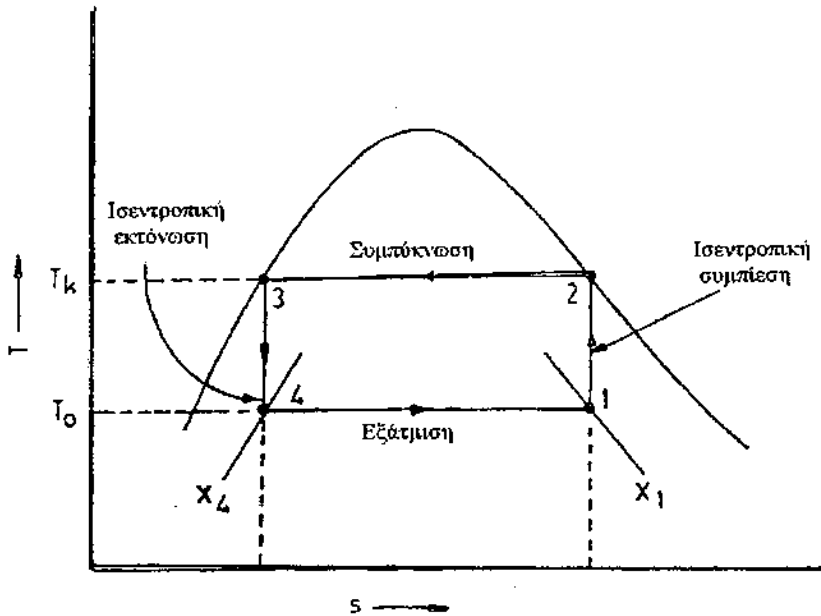
$$\text{Εξοικονόμηση σε κατανάλωση ενέργειας} = \frac{0.63 - 0.35}{0.63} \times 100 = 44 \%$$

$$\text{Εξοικονόμηση επιφάνειας εναλλάκτη} = \frac{2.975 - 1}{2.975} \times 100 = 66\%$$

2.5 Ατμός σαν Ψυκτικό στο Αντιστρεπτό Κύκλο Carnot

Το αντιστρεπτό κύκλο Carnot μπορεί να είναι επίσης πρακτικό λειτουργώντας στην περιοχή υγρού-ατμού μιας καθαρής ουσίας όπως φαίνεται στο σχ.2.11. Οι ισόθερμες διαδικασίες απόρριψης θερμότητας (2-3) και απορρόφησης θερμότητας (4-1) του κύκλου Carnot πετυχαίνονται κάνοντας χρήση των φαινομένων της συμπύκνωσης και της εξάτμισης μιας καθαρής ουσίας σε σταθερή πίεση και θερμοκρασία. Αυτή η εναλλασσόμενη συμπύκνωση και εξάτμιση της εργαζόμενης ουσίας συνοδεύεται από τις εναλλασσόμενες διαδικασίες ισεντροπικής συμπίεσης (1-2) και διαδικασίες εκτόνωσης (3-4). Πρέπει να σημειωθεί ότι ο ατμός κατά την διάρκεια της συμπίεσης είναι υγρός παρόλο που στο τέλος της συμπίεσης είναι ξερός-κορεσμένος. Μια τέτοια συμπίεση ονομάζεται υγρή συμπίεση. Επίσης η ισεντροπική εκτόνωση του υγρού από το 3 στο 4 έχει σαν αποτέλεσμα πτώση της ψύξης με συνεπακόλουθο θερμοκρασιακή πτώση από T_k σε T_0 . Αλλά, μια τέτοια εκτόνωση υγρού μαζί με μερική ατμοποίηση είναι πρακτικά δύσκολη να επιτευχθεί σε ένα μηχανισμό κυλίνδρου εμβόλου

Η θερμοδυναμική ανάλυση ανά μονάδα ψυκτικού μέσου δίνεται παρακάτω.



Σχ. 2.11 Ατμός σαν ψυκτικό στο αντιστρεπτό κύκλο Carnot

$$\text{Ψυκτικό αποτέλεσμα,} \quad q = h_1 - h_4 \quad (2.11)$$

$$\text{Απορριπτόμενη θερμότητα,} \quad q_k = h_2 - h_3 = (h_{fg})_k \quad (2.12)$$

$$\text{Έργο του συμπιεστή,} \quad w_c = h_2 - h_1 \quad (2.13)$$

$$\text{Έργο της εκτονωτικής διάταξης,} \quad w_e = h_3 - h_4 \quad (2.14)$$

$$\begin{aligned} \text{Καθαρό έργο,} \quad w &= w_c - w_e = (h_2 - h_1) - (h_3 - h_4) \\ &= q_k - q_0 = (h_2 - h_3) - (h_1 - h_4) \end{aligned} \quad (2.15)$$

$$\begin{aligned} \text{COP για ψύξη, } E_c &= \frac{q_o}{w} = \frac{h_1 - h_4}{(h_2 - h_3) - (h_1 - h_4)} \\ &= \frac{1}{\left(\frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4}\right) - 1} \end{aligned} \quad (2.16)$$

Παράδειγμα 2.3

(α) Ένα ψυγείο Carnot έχει θερμοκρασίες λειτουργίας $-30\text{ }^\circ\text{C}$ και $35\text{ }^\circ\text{C}$. Εάν λειτουργεί με R12 σαν εργαζόμενη ουσία, να υπολογιστεί το έργο της ισεντροπικής συμπίεσης και αυτό της ισεντροπικής εκτόνωσης, το ψυκτικό αποτέλεσμα, η θερμότητα που απορρίπτεται ανά kg ψυκτικού μέσου και COP του κύκλου.

(β) Εάν ένα πραγματικό ψυγείο που λειτουργεί στις ίδιες θερμοκρασίες έχει COP = 0.75 του μέγιστου, να υπολογιστεί η κατανάλωση ενέργειας και η απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον ανά ψυκτικό τόνο.

Λύση

Αναφερόμενοι στο σχ.2.11 και από τις ιδιότητες του R12, έχουμε

$$\begin{aligned} s_1 &= s_2 = 0.6839 \text{ kJ/(kg.K)} & s_{f4} &= s_{f1} = 0.0371 \text{ kJ/(kg.K)} \\ s_3 &= s_4 = 0.2559 \text{ kJ/(kg.K)} & s_{g4} &= s_{g1} = 0.7171 \text{ kJ/(kg.K)} \\ h_2 &= 201.5 \text{ kJ/K} & h_{f4} &= h_{f1} = 8.9 \text{ kJ/(kg.K)} \\ h_3 &= 69.5 \text{ kJ/K} & h_{g4} &= h_{g1} = 174.2 \text{ kJ/(kg.K)} \end{aligned}$$

Έτσι, τα κλάσματα ξηρότητας στο 1 και 4 είναι

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{0.6839 - 0.0371}{0.7171 - 0.0371} = 0.951 \\ x_4 &= \frac{0.2559 - 0.0371}{0.7171 - 0.0371} = 0.322 \end{aligned}$$

Οι ενθαλπίες στο 1 και 4

$$\begin{aligned} h_1 &= 8.9 + 0.951 (174.2 - 8.9) = 166 \text{ kJ/kg} \\ h_4 &= 8.9 + 0.322 (174.2 - 8.9) = 62.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Έργο συμπίεσης, $w_c = h_2 - h_1 = 201.5 - 166 = 35.5 \text{ kJ/kg}$

Έργο εκτόνωσης, $w_e = h_3 - h_4 = 69.5 - 62.1 = 7.4 \text{ kJ/kg}$

Ψυκτικό αποτέλεσμα, $q_o = h_1 - h_4 = 166 - 62.1 = 103.9 \text{ kJ/kg}$

Απορριπτόμενη θερμότητα, $q_k = h_2 - h_3 = 201.5 - 69.5 = 132 \text{ kJ/kg}$

Καθαρό έργο, $w = w_c - w_e = 35.5 - 7.4 = 28.1 \text{ kJ/kg}$
 $= q_k - q_o = 132 - 103.9 = 28.1 \text{ kJ/kg}$

COP του κύκλου, $E_c = \frac{q_o}{w} = \frac{103.9}{28.1} = 3.7$

Επίσης, έχουμε για το COP

$$E_c = \frac{T_o}{T_k - T_o} = \frac{273 - 30}{35 - (-30)} = 3.74$$

(β) Πραγματικό COP, $E_c = 0.75 \times 3.75 = 2.8$

Κατανάλωση Ενέργειας ανά ψυκτικό τόνο, $W = \frac{Q_o}{E_c} = \frac{3.5167}{2.8} = 1.256 \text{ kW}$

Απορριπτόμενη θερμότητα ανά ψυκτικό τόνο, $Q_k = Q + W = 3.5167 + 1.256 = 4.7727 \text{ kW}$

2.6 Αέριο σαν Ψυκτικό Μέσο σε Αντιστρεπτό Κύκλο Carnot

Το σχ.2.12 δείχνει το κύκλο Carnot με αέριο σαν ψυκτικό μέσο, σε T - s και p - u διαγράμματα. οι διαδικασίες είναι οι ακόλουθες.

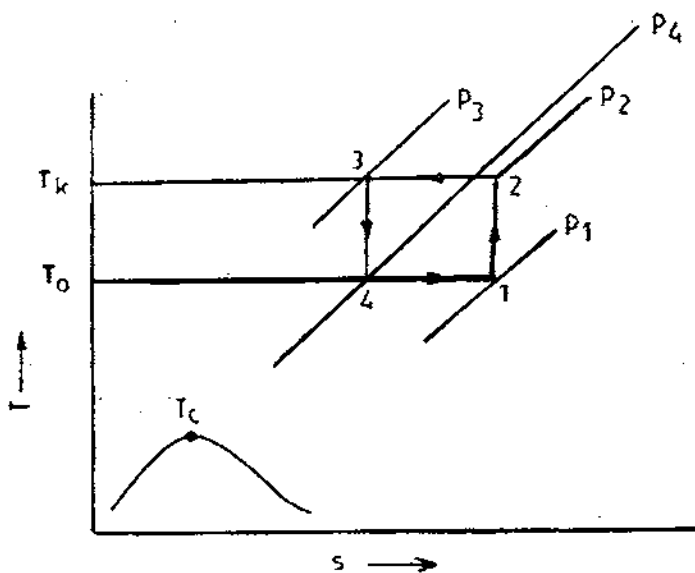
- 1-2 Ισεντροπική συμπίεση: $Q = 0$
 Η πίεση αυξάνει από p_1 σε p_2
 Ο ειδικός όγκος μειώνεται από u_1 σε u_2
 Η θερμοκρασία αυξάνει από $T_o = T_1$ σε $T_k = T_2$

$$\text{Καταναλισκόμενο έργο, } w_{1-2} = \frac{p_2 u_2 - p_1 u_1}{\gamma - 1} = \frac{R(T_k - T_o)}{\gamma - 1} \quad (2.17)$$

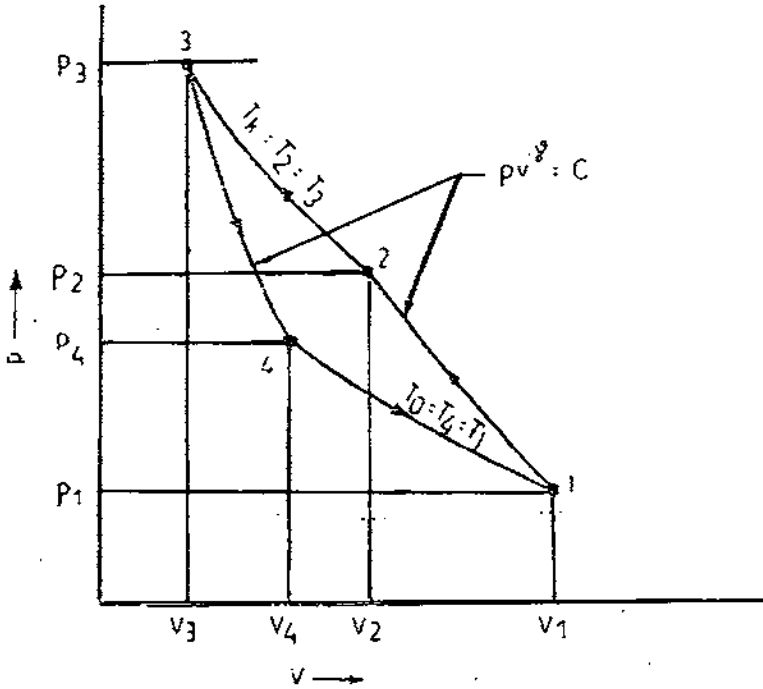
- 2-3 Ισόθερμη συμπίεση και απόρριψη θερμότητας: $T_2 = T_3 = T_k$
 Η πίεση αυξάνει από p_2 σε p_3
 Ο ειδικός όγκος μειώνεται από u_2 σε u_3

$$\text{Καταναλισκόμενο έργο, } w_{2-3} = p_{2u2} \ln \frac{u_2}{u_3} = RT_k \ln \frac{u_2}{u_3} \quad (2.18)$$

Απορριπτόμενη θερμότητα $q_k = q_{2-3} = w_{2-3}$ (για τέλειο αέριο)



Σχ. 2.12 (α) Αντιστρεπτό κύκλο Carnot με αέριο ως ψυκτική ουσία σε διάγραμμα T-s



Σχ. 2.12 (β) Αντιστρεπτό κύκλο Carnot με αέριο ως ψυκτική ουσία σε διάγραμμα p-u

3-4 Ισεντροπική εκτόνωση: $Q = 0$

Η πίεση πέφτει από p_3 σε p_4

Ο ειδικός όγκος αυξάνει από u_3 σε u_4

Η θερμοκρασία μειώνεται από $T_k = T_3$ σε $T_o = T_4$

$$\text{Παραγόμενο έργο, } w_{3-4} = \frac{p_3 u_3 - p_4 u_4}{\gamma - 1} = \frac{R(T_k - T_o)}{\gamma - 1} \quad (2.19)$$

4-1 Ισόθερμη εκτόνωση και απορρόφηση θερμότητας: $T_4 = T_1 = T_o$

Η πίεση πέφτει από p_4 σε p_1

Ο ειδικός όγκος αυξάνει από u_4 σε u_1

$$\text{Παραγόμενο έργο, } w_{4-1} = p_4 u_4 \ln \frac{u_1}{u_4} = RT_o \ln \frac{u_1}{u_4} \quad (2.20)$$

Ψυκτικό αποτέλεσμα, $q_o = q_{4-1} = w_{4-1}$ (για τέλεια αέρια)

Σημείωση: Το έργο της ισεντροπικής συμπίεσης και εκτόνωσης είναι το ίδιο. Έτσι το καθαρό έργο του κύκλου,

$$w = w_{2-3} - w_{4-1} = RT_k \ln \frac{u_2}{u_3} - RT_o \ln \frac{u_1}{u_4} \quad (2.21)$$

$$\text{Ψυκτικό αποτέλεσμα, } q_o = q_{4-1} = RT_o \ln \frac{u_1}{u_4} \quad (2.22)$$

Τώρα για ισεντροπικής διαδικασίας 1-2 και 3-4

$$\frac{T_k}{T_o} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.23)$$

και

$$\frac{T_k}{T_o} = \left(\frac{u_2}{u_1}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{u_3}{u_4}\right)^{\gamma-1} = \gamma^{\gamma-1} \quad (2.24)$$

όπου γ είναι ο λόγος συμπίεση για την ισηντροπική διαδικασία.

Οπότε
$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$$

και

$$r = \frac{u_1}{u_2} = \frac{u_4}{u_3}$$

ή

$$\frac{u_2}{u_3} = \frac{u_1}{u_4} = \frac{P_3}{P_2} = \frac{P_4}{P_1}$$

εφόσον $p_2 u_2 = p_3 u_3$ και $p_4 u_4 = p_1 u_1$

Έχουμε, για το COP της ψύξης

$$\begin{aligned} E_c &= \frac{q_o}{w} = \frac{RT_o \ln \frac{u_1}{u_4}}{RT_k \ln \frac{u_2}{u_3} - RT_o \ln \frac{u_1}{u_4}} \\ &= \frac{T_o}{T_k - T_o} \\ &= \frac{1}{\frac{T_k}{T_o} - 1} = \frac{1}{\gamma^{\gamma-1} - 1} \end{aligned} \quad (2.25)$$

2.7 Πραγματικά Συστήματα Ψύξης

Αν και το κύκλο Carnot είναι θεωρητικό το πιο αποτελεσματικό κύκλο ανάμεσα σε δεδομένες θερμοκρασίες T_k και T_o , έχει περιορισμούς σε πρακτική χρήση. Γί αυτό το λόγω, είναι χρήσιμο μόνο σαν ένα κριτήριο της τελειότητας ενός κύκλου. Σε ένα πραγματικό κύκλο, οι COP, E_c και E_h , θα είναι μικρότερη από τις αντίστοιχες τιμές Carnot. Για σύγκρισή ανάμεσα σε πραγματικές και τιμές Carnot, οι ακόλουθοι όροι συχνά χρησιμοποιούνται.

Δείκτης συμπεριφοράς για ψύξης, ή

$$\text{Ψυκτική απόδοσης, } \eta_e = \frac{E_c}{E_{c,Carnot}}$$

Δείκτης συμπεριφοράς για θέρμανσης, ή

$$\text{Θερμική απόδοσης, } \eta_h = \frac{E_h}{E_{h,Carnot}}$$

Τα συμβατικά συστήματα ψύξης δουλεύουν με το κύκλο συμπίεσης ατμών το οποίο είναι εγγύτερο στο κύκλο Carnot και έχει υψηλό COP. Το κύκλο ψύξης αερίου χρησιμοποιείται σε αεροπορικές εφαρμογές. Ανάμεσα σε λιγότερο συμβατικές

συσκευές είναι οι ψυκτικές μηχανές που εργάζονται με θερμότητα, δηλαδή, το κύκλο απορρόφησης ατμών και το κύκλο έκχυσης ατμού.

Υπάρχουν επίσης τα κύκλα χαμηλής θερμοκρασίας ψύξης, π.χ., το κύκλο Linde, το κύκλο Clause, κ.τ.λ., τα οποία χρησιμοποιούνται για την υγροποίηση αερίων.

Μια πρόσφατη εξέλιξη είναι η θερμοηλεκτρική ψύξη αλλά ο COP της είναι τόσο μικρός ώστε δεν έχει ακόμα αξιοποιηθεί εμπορικά. Θερμοκρασίες που αγγίζουν το απόλυτο μηδέν έχουν ληφθεί με αδιαβατικό απομαγνητισμό σε μικρή κλίμακα σε εργαστήρια.

Ονομάζετε υγρή συμπίεση. Με έναν παλινδρομικό συμπιεστή, η υγρή συμπίεση δεν είναι κατάλληλη για τους ακόλουθους λόγους:

- (1) Καταρχήν, το υγρό ψυκτικό μπορεί να παγιδευτεί στην κεφαλή του κυλίνδρου και μπορεί να καταστρέψει τις βαλβίδες του συμπιεστή καθώς και τον κύλινδρο. Αν και η κατάσταση του ατμού στο τέλος της υγρής συμπίεσης είναι θεωρητικά ξηρός-κορεσμένος, είναι φυσικό να υπάρχουν υγρές σταγόνες που παραμένουν στο αέριο, καθόσον ο χρόνος που απαιτεί η διαδικασία συμπίεσης είναι αρκετά μικρός έναντι του χρόνου που χρειάζεται για εξάτμιση των σταγόνων. Παραδείγματος χάριν, σε έναν σύγχρονο συμπιεστή υψηλής ταχύτητας, 1800 rpm, ο διαθέσιμος χρόνος σε μια περιστροφή είναι μόνο 0.033 δευτερόλεπτα.
- (2) Δεύτερον, σταγόνες του υγρού ψυκτικού μέσου μπορούν να ξεπλύνουν το λαδί λίπανσης από τα τοιχώματα του κυλίνδρου του συμπιεστή, αυξάνοντας κατά συνέπεια την φθορά του.

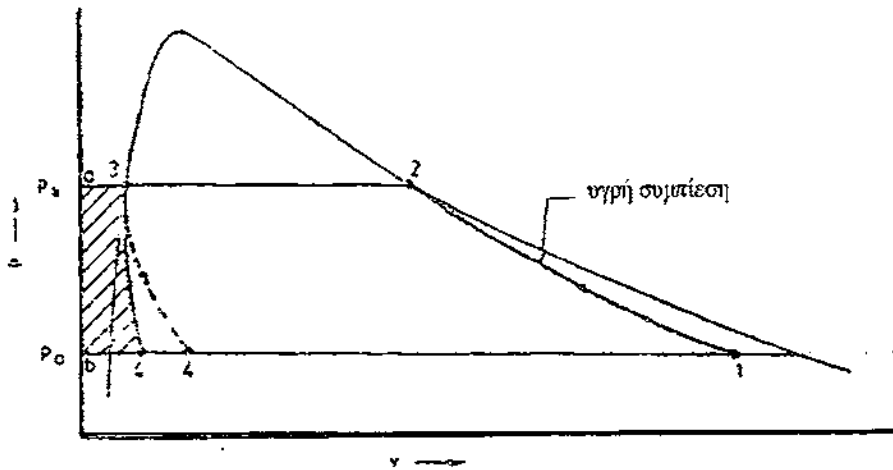
Είναι, επομένως, επιθυμητό να συμβεί συμπίεση ατμού αρχικά ξηρού κορεσμένου στο 1 όπως φαίνεται στο σχ.3.1, ή ακόμα ελαφρώς υπέρθερμο. Τέτοια συμπίεση είναι γνωστή σαν ξηρά συμπίεση. Η κατάσταση του ατμού στο τέλος της συμπίεσης, θα είναι στο 2, σε πίεση p_k που είναι η πίεση κορεσμού του ψυκτικού μέσου που αντιστοιχεί στη θερμοκρασία συμπύκνωσης t_k , αντί να είναι στο 2', η οποία θα ήταν η κατάσταση που θα χρησιμοποιούταν το κύκλο Carnot. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα η θερμοκρασία εξόδου από το t_2 να είναι υψηλότερη από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης t_k . Συνεπώς, το ψυκτικό μέσο εξέρχεται από τον συμπιεστή υπέρθερμο. Το αυξημένο έργο του κύκλου λόγω της αντικατάστασης της υγρής συμπίεσης από την ξηρά συμπίεση εμφανίζεται σαν η περιοχή 2-2'-2'', γενικά γνωστή σαν κέρως υπερθέρμανσης.

Πρέπει, εντούτοις, να σημειωθεί εδώ, ότι η υγρή συμπίεση είναι σε μερικές περιπτώσεις πράγματι επιθυμητή και επίσης εφαρμόσιμη με τη χρήση ενός κοχλιωτού συμπιεστή στη θέση ενός παλινδρομικού συμπιεστή. Αυτό φαίνεται στην περίπτωση της αμμωνίας στο παράδειγμα 3.4 που δείχνεται ότι η κατανάλωση ενέργειας ανά ψυκτικό τόνο με την υγρή συμπίεση, είναι χαμηλότερη κατά 10 % συγκρινόμενη με αυτήν της ξηράς συμπίεσης.

3.1.2 Στραγγαλιστική έναντι Ισεντροπικής Εκτόνωσης

Οι ψυκτικές μηχανές είναι συνήθως μικρότερες συσκευές σε σχέση με τις μονάδες παραγωγής ενέργειας. Κατά συνέπεια, το έργο που απαιτείται από τα συστήματα ψύξης είναι πολύ μικρό σε σχέση με το έργο που παράγεται σε εγκαταστάσεις παραγωγής ισχύος.

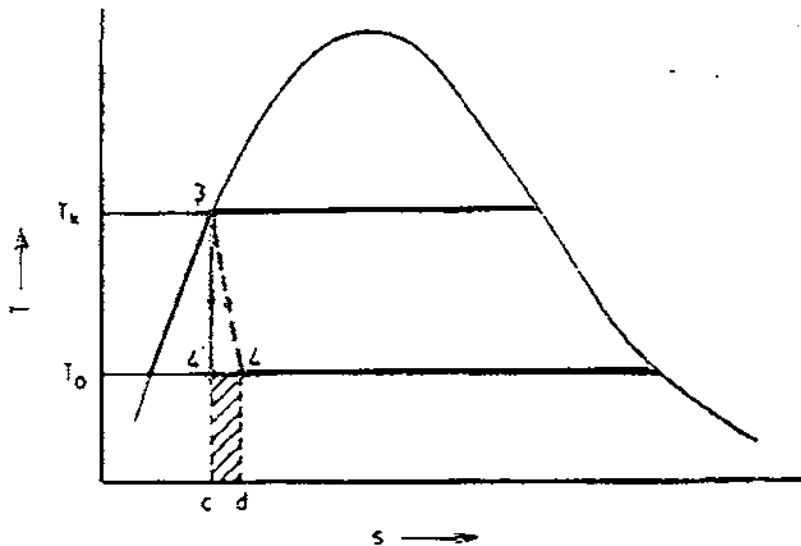
Περαιτέρω, το θετικό έργο του κύκλου, το οποίο λαμβάνεται κατά τη διάρκεια της διαδικασίας της ισεντροπικής εκτόνωσης, όπως φαίνεται από την επιφάνεια 3-a-b-4' στο σχ.3.2, είναι πολύ μικρότερο, σε σύγκριση με το αρνητικό έργο του κύκλου που καταναλώνεται κατά τη διάρκεια της διαδικασίας ισεντροπικής συμπίεσης, που δείχνεται από την επιφάνεια 1-2-a-b. Αυτό είναι εμφανές από την έκφραση του έργου δηλαδή, $-\int u dp$. Κατά συνέπεια, για την ίδια διαφοράς πίεσης dp , το έργο εξαρτάται από τον όγκο u της εργαζόμενης ουσίας.



Σχ. 3.2 Σύγκριση της στραγγαλιστικής και ισεντροπικής εκτόνωσης ενός υγρού σε διάγραμμα p-u

Στον εκτονωτή, το ψυκτικό είναι στην υγρή φάση, ενώ, στο συμπιεστή, είναι σε αέρια φάση. Επίσης, ο όγκος του ατμού είναι υπερβολικά μεγάλος έναντι του όγκου του υγρού ($u_g \gg u_f$). Ως εκ τούτου, το θετικό έργο της ισεντροπικής εκτόνωσης είναι σπάνια αρκετά μεγάλο για να δικαιολογήσει το κόστος ενός εκτονωτή. Αφ' ετέρου, οι θερμοδυναμικές και οι απώλειες λόγω τριβών ενός εκτονωτή, εάν χρησιμοποιηθεί, μπορούν να υπερβούν το κέρδος σε έργο. Επιπλέον, υπάρχουν πρακτικές δυσκολίες στην ομαλή εκτόνωση ενός υγρού σε έναν εκτονωτή.

Επομένως, η διαδικασία ισεντροπική εκτόνωσης του κύκλου Carnot μπορεί να αντικατασταθεί με μια απλή διαδικασία στραγγαλισμού ή μια ισενθαλπική διαδικασία με την χρήση μιας συσκευής εκτόνωσης όπως μια βαλβίδα στραγγαλισμού (ροής) ή ένας τριχοειδής σωλήνας.

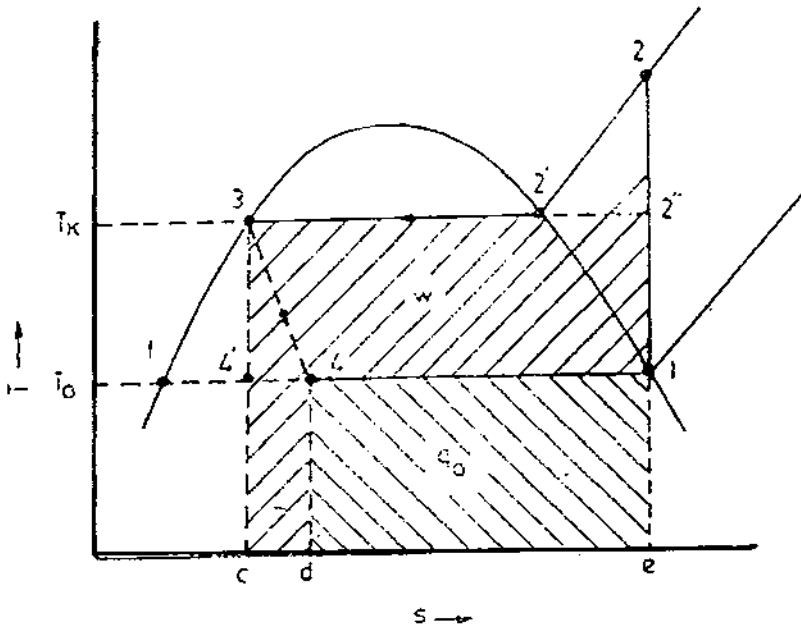


Σχ. 3.3 Σύγκριση της στραγγαλιστικής και ισεντροπικής εκτόνωσης ενός υγρού σε διάγραμμα T-s

Η διαδικασία αυτή είναι μια αναντιστρεπτή διαδικασία και συνοδεύεται με μια αύξηση της εντροπίας όπως παρουσιάζεται από τη γραμμή 3-4 στο διάγραμμα T-s του σχ.3.3. Κατά συνέπεια, η υποκατάσταση της ισεντροπικής διαδικασίας της εκτόνωσης 3-4' από την ισενθαλπική διαδικασία στραγγαλισμού 3-4, θεωρητικά θα είχε σαν αποτέλεσμα απώλεια έργου που αναπαρίσταται από την επιφάνεια 3-a-b-4' στο διάγραμμα P-u και μια μείωση στο ψυκτικό αποτέλεσμα που αναπαρίσταται από την επιφάνεια 4'-c-d-4 στο διάγραμμα T-s.

3.2 ΚΥΚΛΟ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ ΑΤΜΩΝ

Το κύκλο με τις ανωτέρω δύο τροποποιήσεις ονομάζεται ως κύκλο συμπίεσης ατμών και λόγω του υψηλού του βαθμού απόδοσης χρησιμοποιείται ευρέως σε πρακτικές εφαρμογές. Ένα πλήρη κύκλο συμπίεσης ατμών δείχνεται στο διάγραμμα T-s στο σχ. 3.4 και στο διάγραμμα P-u στο σχ.3.5. Στο σχ. 3.4 επίσης δείχνει μια σύγκριση του κύκλου συμπίεσης ατμών 1-2-3-4 με το αντιστρεπτό κύκλο Carnot 1-2-3'-4', όπου και τα δυο λειτουργούν ανάμεσα στα ίδια θερμοκρασιακά όρια T_k και T_0 .

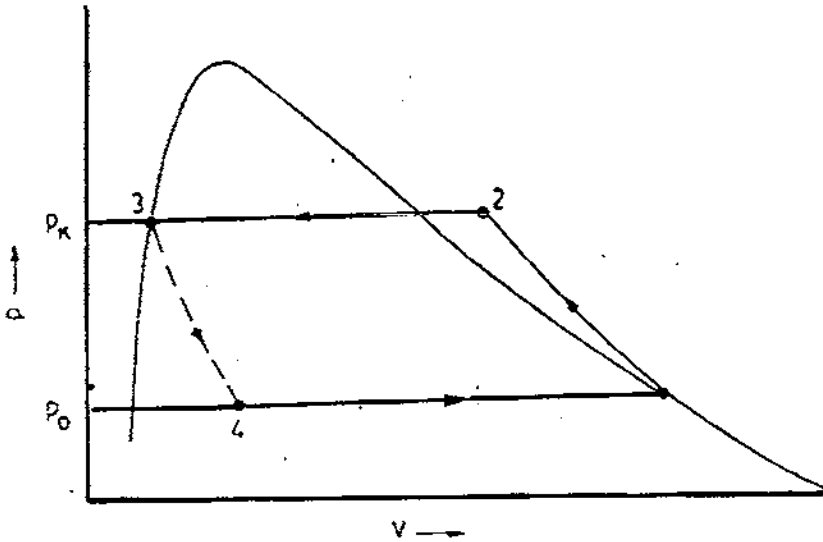


Σχ. 3.4 Κύκλο συμπίεσης ατμών σε διάγραμμα T-s

Στον κύκλο συμπίεσης ατμών:

$$\begin{aligned}
 \text{Ψυκτικό αποτέλεσμα,} & \quad q_0 = \text{περιοχή } 1-4-d-e \\
 \text{Απορριπτόμενη θερμότητα,} & \quad q_k = \text{περιοχή } 2-2'-3-c-e \\
 \text{Απαιτούμενο έργο,} & \quad w = q_k - q_0 \\
 & \quad = \text{περιοχή } 1-2-2'-3-c-d-4-1
 \end{aligned}$$

Φαίνεται ότι το κύκλο συμπίεσης ατμών παρουσιάζει τρεις αποκλίσεις από το αντιστρεπτό κύκλο Carnot, όπως δείχνεται εδώ:



Σχ. 3.5 Κύκλο συμπίεσης ατμών σε διάγραμμα p-v

- (i) Περιοχή 4-4'-c-d που παριστάνει μια απώλεια του ψυκτικού αποτελέσματος, Δq_c , σαν αποτέλεσμα του στραγγαλισμού.
- (ii) Περιοχή 4-4'-γ-δ, που παριστάνει επίσης απώλεια θετικού έργου, Δw_c , σαν αποτέλεσμα της αποτυχίας να ανακτηθεί έργο εκτόνωσης. Μπορεί να δειχθεί ότι οι περιοχές 4-4'-c-d και 3-f-4' είναι ίδιες.
- (iii) Περιοχή 2-2'-2'' του κέρατος υπερθέρμανσης, που παριστάνει μια αύξηση του αρνητικού έργου, Δw_k , σαν αποτέλεσμα της ξηράς συμπίεσης.

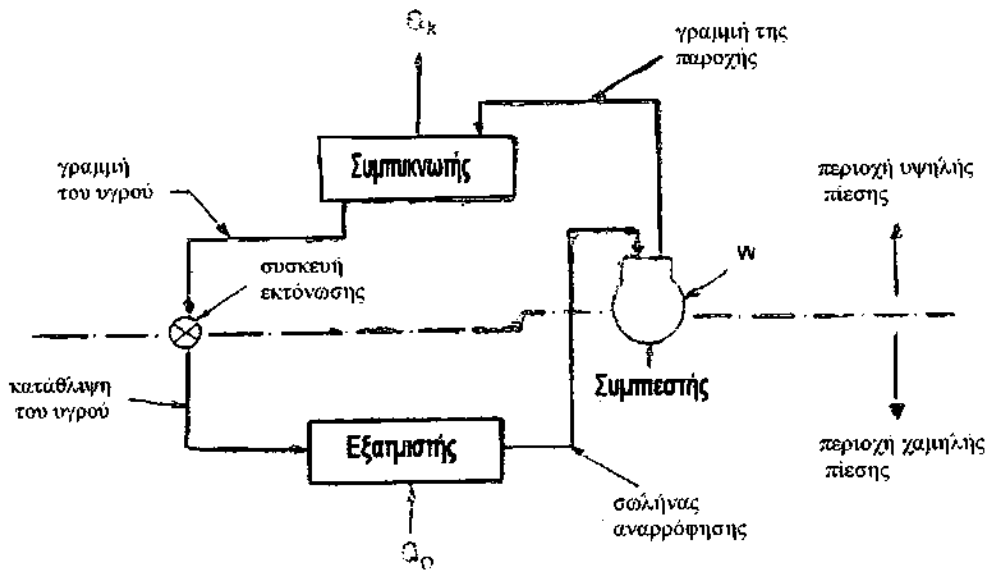
Συνεπώς, το θεωρητικό COP του κύκλου συμπίεσης ατμών είναι χαμηλότερο από αυτό του αντιστρεπτού κύκλου Carnot. Οποσδήποτε είναι το κοντινότερο στο κύκλο Carnot σε σύγκριση με άλλα κύκλα και το COP προσεγγίζει περισσότερο αυτό του κύκλου Carnot.

3.3 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΠΙΕΣΗ- ΕΝΘΑΛΠΙΑΣ ΚΑΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ

Ένα σχηματικό σύστημα συμπίεσης ατμών δείχνεται στο σχ. 3.6. Αποτελείται από έναν συμπιεστή, έναν συμπυκνωτή, μια εκτονωτική συσκευή για στραγγαλισμό και έναν εξατμιστή. Ο συμπιεστής, η κατάθλιψη του, ο συμπυκνωτής και η γραμμή του υγρού αποτελούν την περιοχή υψηλής πίεσης του συστήματος. Η γραμμή εκτόνωσης, ο εξατμιστή και η αναρρόφηση του συμπιεστή αποτελούν την περιοχή χαμηλής πίεσης του συστήματος. Σε εγκαταστάσεις με μεγάλη ποσότητα ψυκτικής ουσίας, ένα δοχείο αποθήκευσης είναι εγκατεστημένο στην γραμμή του υγρού. Κανονικά, ένα ξηραντικό μέσο εγκαθίσταται επίσης στην γραμμή του υγρού των συστημάτων με φρέον. Το ξηραντικό μέσο περιέχει ένα υγροσκοπικό υλικό (silical gel) και απορροφά την υγρασία του ψυκτικού υγρού, έτσι αυτό δεν εισέρχεται στη μικρή διατομή της εκτονωτικής διάταξης ώστε να προκαλέσει απόφραξη από το πάγωμα του νερού. Οι θερμοδυναμικές διαδικασίες είναι οι ακόλουθες:

Διαδικασία 1-2 Ισοεντροπική συμπίεση : $s_2 = s_1$, $Q = 0$

$$\text{Κατανάλωση έργου, } w = - \int u dp = - \int dh = -(h_2 - h_1) \quad (3.1)$$



Σχ. 3.6 Σύστημα συμπίεσης ατμών

Διαδικασία 2-3 Από-υπερθέρμανση και συμπύκνωση: $p_k = \text{σταθ.}$

$$\text{Απορριπτόμενη θερμότητα, } q_k = h_2 - h_3 \quad (3.2)$$

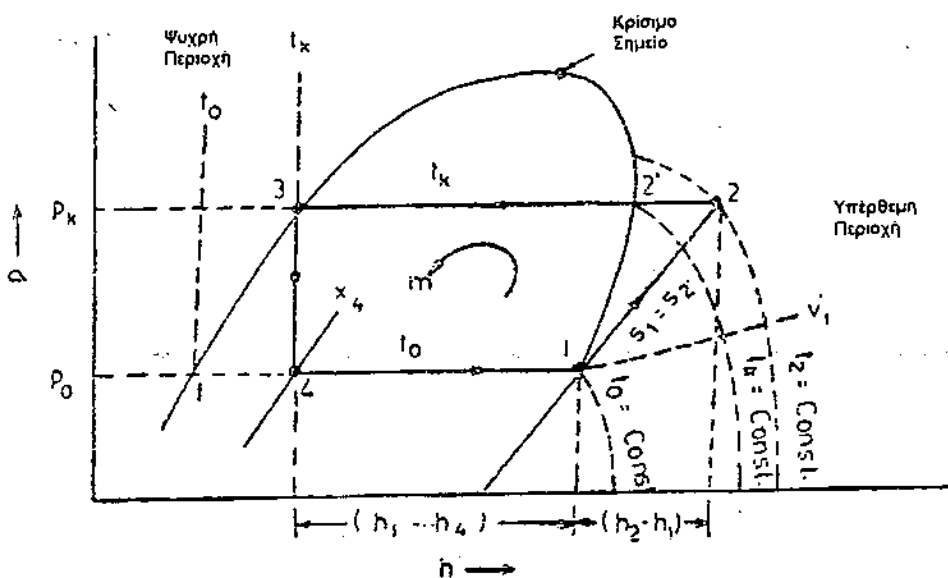
Διαδικασία 3-4 Ισοenthalpic εκτόνωση: $h_3 = h_4 = h_{f4} + x(h_1 - h_{f4})$

$$\text{ή } x = \frac{h_3 - h_{f4}}{h_1 - h_{f4}} \quad (3.3)$$

Διαδικασία 4-1 Εξάτμιση: $p_0 = \text{σταθ.}$

$$\text{Ψυκτικό αποτέλεσμα, } q_0 = h_1 - h_4 \quad (3.4)$$

Αξίζει να σημειωθεί ότι δύο από τις διαδικασίες είναι υπό σταθερή πίεση και μια είναι υπό σταθερή ενθαλπία. Επομένως, βρίσκεται κατάλληλο να απεικονιστεί το κύκλο συμπίεσης ατμών σε ένα διάγραμμα πίεση - ενθαλπίας ($p-h$) όπως φαίνεται στο σχ. 3.7. Επομένως, ακόμα κι αν η τέταρτη διαδικασία είναι ισεντροπική, το

Σχ. 3.7 Κύκλο συμπίεσης ατμών σε διάγραμμα $p-h$

διάγραμμα p-h είναι βολικό καθώς το έργο δίνεται από την αύξηση στην ενθαλπία.

Το κύκλο που περιγράφηκε και δείχνεται στα σχ. 3.4, 3.5 και 3.6 είναι ένα απλό κύκλο κορεσμού που υποδηλώνει ότι και οι δύο καταστάσεις, υγρού μετά την συμπύκνωση και του ατμού μετά από την εξάτμιση, είναι κορεσμένες και βρίσκονται στις καμπύλες κορεσμένου υγρού και κορεσμένου ατμού αντίστοιχα. Η θερμοκρασία συμπύκνωσης t_k και η θερμοκρασία εξάτμισης t_0 , που αντιστοιχούν στις αντίστοιχες πιέσεις κορεσμού p_k και p_0 , καλούνται επίσης θερμοκρασία κορεσμένης κατάθλιψης και θερμοκρασία κορεσμένης αναρρόφησης αντίστοιχα. Παρόλα αυτά, η πραγματική θερμοκρασία κατάθλιψης του συμπιεστή είναι t_2 .

Το σχήμα 3.7 επίσης παρουσιάζει γραμμές σταθερής θερμοκρασίας στην υπόψυκτη και στην υπέρθερμη περιοχή μαζί με γραμμές σταθερού όγκου. Μπορεί να σημειωθεί ότι οι γραμμές σταθερής θερμοκρασίας στην υπόψυκτη περιοχή είναι κάθετες δεδομένου ότι η ενθαλπία του υγρού είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας μόνο και δεν εξαρτάται από την πίεση.

Οι περαιτέρω υπολογισμοί του κύκλου μπορούν να γίνουν ως εξής:

Απορριπτόμενη θερμότητα, $q_k = q_0 + w = h_2 - h_3$

$$\text{COP για ψύξη, } E_c = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.5)$$

$$\text{COP για θέρμανση, } E_h = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (3.6)$$

$$\text{Παροχή ψυκτικού μέσου, } m = \frac{\text{ψυκτικη ικανοτητα}}{\text{ψυκτικο αποτελεσμα ανα μοναδα μαζας}} = \frac{Q_0}{q_0} \quad (3.7)$$

Ειδικός όγκος του ατμού στην αναρρόφηση = v_1

Θεωρητική μετατόπιση του εμβόλου του συμπιεστή ή όγκος του ατμού στην αναρρόφηση,

$$V = m v_1 \quad (3.8)$$

Πραγματική μετατόπιση του εμβόλου του συμπιεστή

$$V_p = \frac{m v_1}{n_v}$$

Όπου n_v είναι η ογκομετρική απόδοση.

$$\text{Κατανάλωση ισχύος, } W = m w = m (h_2 - h_1) \quad (3.9)$$

$$\text{Θερμότητα που απορρίπτεται στον συμπυκνωτή, } Q_k = m q_k = m (h_2 - h_3) \quad (3.10)$$

Εκφράζοντας την κατανάλωση ισχύος ανά τόνο ψύξης σαν μοναδιαία κατανάλωση ισχύος, που συμβολίζεται με το W^* , έχουμε

$$m^* = \frac{3.5164}{q_0} \text{ kg/(s) (TR)} \quad (3.11)$$

$$W^* = m^* w = \frac{211}{60} \left(\frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_4} \right) = 3.5167 \left(\frac{h_2 - h_1}{h_1 - h_4} \right) \text{ kW/TR} \quad (3.12)$$

αποδεικνύεται ότι

$$W^* \propto \frac{1}{E_c}$$

Ομοίως, ο απαιτούμενος όγκος στην αναρρόφηση ανά τόνο είναι

$$V^* = \frac{211}{q_0} u_1 \text{ m}^3/(\text{min}) \text{ (TR)} \quad (3.13)$$

Η ισεντροπική θερμοκρασία στην κατάθλιψη t_2 μπορεί να βρεθεί με τις ακόλουθες τρεις μεθόδους.

- (i) Χρησιμοποιώντας το διάγραμμα p-h και ακολουθώντας την ισεντροπική από το 1 σε p_k .
- (ii) Χρησιμοποιώντας τις ιδιότητες κορεσμού και την ειδική θερμότητα του ατμού.

$$s_1 = s_2 = s'_2 + c_p \ln \frac{T_2}{T'_2} \quad (3.14)$$

όπου $s'_2 = s_{g2}$ και $T_2 = T_k$

- (iii) Χρησιμοποιώντας πίνακες υπερθέρμανσης και κάνοντας παρεμβολή για τον βαθμό της υπερθέρμανσης ($T_2 - T'_2$) που αντιστοιχεί στη διαφορά εντροπίας ($s_2 - s'_2$) η οποία είναι γνωστή.

Τα ακόλουθα παραδείγματα δείχνουν τις διαδικασίες.

Παράδειγμα 3.1

Ένα σύστημα με ψυκτικό R12 που λειτουργεί με θερμοκρασία συμπυκνωτή 40°C και θερμοκρασία εξατμιστή -5°C παράγει 15 τόνους ψύξης.

Χρησιμοποιώντας το διάγραμμα p-h για το R 12, προσδιορίστε:

- (α) Την παροχή μάζας του ψυκτικού που κυκλοφορεί,
- (β) Την θεωρητική διαδρομή εμβόλου του συμπιεστή και την διαδρομή του εμβόλου ανά τόνο ψύξης,
- (γ) Την θεωρητική ιπποδύναμη του συμπιεστή και την ιπποδύναμη ανά τόνο ψύξης
- (δ) Την θερμότητα που απορρίπτεται στον συμπυκνωτή και
- (ε) Το COP του Carnot και το πραγματικό COP του κύκλου.

Λύση

Από το διάγραμμα p-h για το R 12

$$h_1 = 185.4 \text{ kJ/kg}$$

$$u_1 = 0.065 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_2 = 208.0 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = h_4 = 74.6 \text{ kJ/kg}$$

- (α) Ψυκτικό αποτέλεσμα

$$q_0 = h_1 - h_4 = 185.4 - 74.6 = 110.8 \text{ kJ/kg}$$

Ψυκτική ουσίας που κυκλοφορεί

$$m = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{15 \times 211}{110.8} = 28.6 \text{ kg/min}$$

(β) θεωρητική διαδρομή εμβόλου του συμπιεστή

$$V = m u_1 = 28.6 (0.065) = 1.855 \text{ m}^3/\text{min}$$

διαδρομή εμβόλου ανά τόνο

$$V^* = \frac{1.855}{15} = 0.124 \text{ m}^3/\text{min (TR)}$$

(γ) κατανάλωση ισχύος

$$W = m (h_2 - h_1) = \frac{28.6 (208.0 - 185.4)}{60} = 10.77 \text{ kW}$$

Θεωρητική ιπποδύναμη του συμπιεστή

$$\text{HP} = \frac{10.77 \times 10^3}{746} = 14.44$$

$$\text{HP/TR} = \frac{14.44}{15} = 0.962$$

(δ) Απορριπτόμενη θερμότητα

$$Q_k = m (h_2 - h_3) = \frac{28.6 (208.0 - 74.6)}{60} = 63.59 \text{ kW}$$

(ε) COP Carnot

$$E_{\max} = \frac{273 - 5}{40 - (-5)} = 6$$

COP του κύκλου

$$E = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{110.8}{208.0 - 185.4} = 4.9$$

Παράδειγμα 3.2

Μια αντλία θερμότητας με Φρέον 12 για θέρμανση χώρων λειτουργία για όρια θερμοκρασίας 15 και 50°C. Η θερμότητα που απαιτείται να αντληθεί είναι 100 MJ/h. Να προσδιοριστούν:

- το κλάσμα ξηρότητας του Φρέον 12 που εισέρχεται στον εξατμιστή,
- η παροχή μάζας του ψυκτικού,
- η θερμοκρασία κατάθλιψης υποθέτοντας ότι η ειδική θερμότητα του ατμού είναι 0.8 kJ/(kg)(K),
- η θεωρητική διαδρομή εμβόλου του συμπιεστή,
- η θεωρητική ιπποδύναμη του συμπιεστή και
- το COP

Ο ειδικός όγκος του κορεσμένου ατμού του Φρέον 12 (ή R12) στους 15°C είναι 0.0354 m³/kg. Οι άλλες ιδιότητες του Φρέον 12 δίνονται παρακάτω.

Θερμοκρασία κορεσμού	πίεση	ειδική ενθαλπία		ειδική εντροπία	
		h_f	h_g	s_f	s_g
°C	MN/m ³	kJ/kg		kJ/(kg)(K)	
15	0.491	50.1	193.8	0.1915	0.6902
50	1.219	84.9	206.5	0.3037	0.6797

Λύση

(α) κλάσμα ξηρότητας του Φρέον 12 που εισάγετε στον εξατμιστή

$$x = \frac{h_3 - h_f}{h_1 - h_f} = \frac{84.9 - 50.1}{193.8 - 50.1} = 0.242$$

(β) παροχή μάζας του ψυκτικού

$$m = \frac{Q_o}{q_o} = \frac{100,000}{193.8 - 84.9} = 918.3 \text{ kg/h}$$

(γ) Θερμοκρασία κατάθλιψης

$$s_1 = s_2 = s'_2 + c_p \ln \frac{T_2}{T'_2}$$

$$0.6902 = 0.6797 + 0.8 \ln \frac{T_2}{273 + 50}$$

οπότε

$$T_2 = 328.4 \text{ K } (t_2 = 55.4^\circ\text{C})$$

(δ) θεωρητική διαδρομή εμβόλου του συμπιεστή

$$V = m u_1 = 918.3 (0.0354) = 32.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

(ε) ενθαλπία στην κατάθλιψη

$$h_2 = h'_2 + c_p (t_2 - t'_2) \\ = 206.5 + 0.8 (55.4 - 50) = 210.8 \text{ kJ/kg}$$

Κατανάλωση ισχύος

$$W = m (h_2 - h_1) = \frac{918.3}{3600} (210.8 - 193.8) = 4.34 \text{ kW}$$

Θεωρητική υποδύναμη του συμπιεστή

$$\text{HP} = \frac{4.34 \times 10^3}{746} = 5.82 \text{ hp}$$

$$(\zeta) \text{ COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{193.8 - 84.9}{210.8 - 193.8} = 6.4$$

Παράδειγμα 3.3

Μια εγκατάσταση αμμωνίας λειτουργεί ανάμεσα σε θερμοκρασία συμπυκνωτή 35°C και θερμοκρασία εξατμιστή -15°C . Παράγει 10 τόνους πάγου ανά ημέρα από νερό 30°C σε πάγο -5°C . Να υποτεθεί απλό κύκλο κορεσμού. Χρησιμοποιώντας πίνακες ιδιοτήτων της αμμωνίας, προσδιορίστε:

- την ικανότητα της ψυκτικής εγκατάστασης,
- την παροχή μάζας του ψυκτικού
- την θερμοκρασία κατάθλιψης
- την διάμετρο κυλίνδρου και την διαδρομή του εμβόλου του συμπιεστή εάν ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του είναι $\eta_v = 0.65$, $N = 1200$ rpm και ο λόγος διαδρομής / διάμετρος $L/D = 1.2$,
- η υποδύναμη του κινητήρα του συμπιεστή εάν ο αδιαβατικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή είναι $\eta_a = 0.85$ και ο μηχανική βαθμός απόδοσης $\eta_m = 0.95$ και
- το θεωρητικό και πραγματικό COP.

Λύση

- (α) ψυκτική ικανότητα

$$\begin{aligned} Q_0 &= \frac{10 \times 1000}{24} [4.1868(30 - 0) + 335 + 1.94(0.5)] \\ &= 195,960 \text{ kJ/h} \\ &= \frac{195,960}{3600} = 54.43 \text{ kW} \end{aligned}$$

- (β) από τους πίνακες για την αμμωνία

$$\begin{aligned} h_1 &= h_g(-15^{\circ}\text{C}) = 1426 \text{ kJ/kg} \text{ και } s_1 = s_g(-15^{\circ}\text{C}) = 5.549 \text{ kJ/(kg)(K)} \\ h_4 &= h_2 = h_f(35^{\circ}\text{C}) = 347.5 \text{ kJ/kg} \\ q_0 &= h_1 - h_4 = 1426 - 347.5 = 1078.5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

παροχή μάζας

$$m = \frac{195,960}{1078.5} = 181.7 \text{ kg/h}$$

- (γ) από τον πίνακα οι εντροπίες και ενθαλπίες κορεσμένου ατμού στους 35°C και υπέρθερμου κατά 50 K και 100 K είναι αντίστοιχα

$$\begin{aligned} s_g(35^{\circ}\text{C}) &= 4.930 & s_{(50\text{K})} &= 5.368 & s_{(100\text{K})} &= 5.702 \\ h_g(35^{\circ}\text{C}) &= 1471 & h_{(50\text{K})} &= 1616 & h_{(100\text{K})} &= 1744 \end{aligned}$$

έτσι $s_2 = s_1 = 5.549 > 5.368$

Άρα ο ατμός έχει υπερθερμανθεί περισσότερο από 50 K .

Με γραμμική παρεμβολή για την θερμοκρασία κατάθλιψης

$$\begin{aligned} t_2 &= 35 + 50 + \frac{5.549 - 5.368}{5.702 - 5.368} (50) \\ &= 35 + 50 + 27.1 = 112.1^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

- (δ) όγκος εμβολισμού του συμπιεστή

$$\frac{\pi D^2}{4} LN = V_r = \frac{m u_1}{\eta_v}$$

$$\dot{m} = \frac{\pi}{4} D^2 (1.2) D (1200) (60) = \frac{181.7 (0.509)}{0.65}$$

$$\text{όπου } D = 0.128 \text{ m} \\ E = 0.154 \text{ m}$$

(ε) Ενθαλπία στην κατάθλιψη με γραμμική παρεμβολή

$$h_2 = 1616 + \frac{27.1}{50} (1744 - 1616) = 1616 + 69.4 = 1685.4 \text{ kJ/kg}$$

κατανάλωση ισχύος

$$W = \frac{m(h_2 - h_1)}{\eta_o \eta_m} = \frac{181.7 (1685.4 - 1426)}{3600 \times 0.85 \times 0.95} = 16.21 \text{ kW}$$

Ιπποδύναμη

$$\text{HP} = \frac{16.21 \times 10^3}{746} = 21.73 \text{ hp}$$

$$(\zeta) \text{ θεωρητικό COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{1078.5}{1685.4 - 1426} = 4.16$$

$$\text{Πραγματικό COP} = \frac{Q_o}{W} = \frac{154.43}{16.21} = 3.36$$

Παράδειγμα 3.4

Ψυκτική μηχανή αμμωνίας λειτουργεί με θερμοκρασία 35°C στον συμπυκνωτή και 15°C στον εξατμιστή. Υποθέστε δυο περιπτώσεις :

(α) ξηρά συμπίεση και

(β) υγρή συμπίεση

Υπολογίστε για κάθε μια τα ακόλουθα:

- (i) την θεωρητική διαδρομή εμβόλου ανά τόνο ψύξης,
- (ii) την θεωρητική υποδύναμη ανά τόνο ψύξης και
- (iii) τον συντελεστή συμπεριφοράς .

Λύση

(α) ξηρά συμπίεση

Το κύκλο δείχνεται σαν 1-2-3-4 στο σχ. 3.8. Τα σημεία 2'' και 2''' αντιστοιχούν σε υπερθέρμανση 50°C και 100°C αντίστοιχα πάνω από την θερμοκρασία συμπύκνωσης των 35°C

Με γραμμική παρεμβολή για την εντροπία

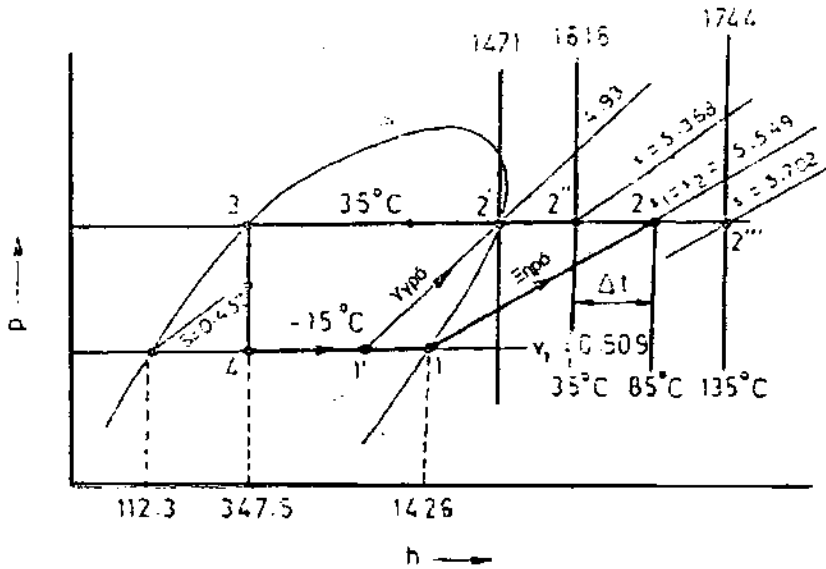
$$\frac{\Delta t}{50} = \frac{5.549 - 5.368}{5.702 - 5.368}$$

$$\text{Όταν } \Delta t = 27.1 \text{ }^\circ\text{C}$$

Βαθμοί υπερθέρμανσης στην κατάθλιψη = 50 + 27.1 = 77.1 °C

Θερμοκρασία κατάθλιψης = 35 + 77.1 = 112.1 °C

$$h_2 = 1616 + \frac{27.1}{50} (1744 - 1616) = 1685.4 \text{ kJ/kg}$$



Σχ. 3.8 Εικόνα για το παράδειγμα 3.4

$$q_0 = h_1 - h_4 = 1426 - 347.5 = 1078.5 \text{ kJ/kg}$$

$$w = h_2 - h_1 = 1685.4 - 1426 = 259.4 \text{ kJ/kg}$$

Παροχή μάζας ψυκτικού μέσου

$$m = \frac{211}{1078.5} = 0.1956 \text{ kg/(min)(TR)}$$

(i) θεωρητική διαδρομή εμβόλου ανά τόνο

$$V^* = m u_1 \times 60 = 0.1956 \times 0.509 \times 60 = 5.975 \text{ m}^3/\text{h}$$

(ii) θεωρητική υποδύναμη ανά τόνο

$$\text{HP}^* = \frac{m w}{60 \times 0.736} = \frac{0.1956 \times 259.4}{60 \times 0.736} = 1.15 \text{ hp/TR}$$

$$\text{(iii) COP} = \frac{q_0}{w} = \frac{1078.5}{259.4} = 4.16$$

(β) Υγρή συμπίεση

Το κύκλο δείχνεται σαν 1'-2'-3-4 στο σχ. 3.8. Η ξηρότητα στην αναρρόφηση μπορεί να υπολογιστεί με γραμμική παρεμβολή για την εντροπία.

$$x = \frac{4.93 - 0.457}{5.549 - 0.457} = 0.88$$

$$h'_1 = 112.3 + 0.88(1426 - 112.3) = 1268.4 \text{ kJ/kg}$$

$$u'_1 = u_f + x(u_g - u_f) = 0.00152 + 0.88(0.509 - 0.00152) = 0.448 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$q_0 = h_1 - h_4 = 1268.4 - 347.5 = 920.9 \text{ kJ/kg}$$

$$w = h'_2 - h'_1 = 1471 - 1268.4 = 202.6 \text{ kJ/kg}$$

Παροχή μάζας ψυκτικού μέσου

$$m = \frac{211}{920.9} = 0.229 \text{ kg/(min)(TR)}$$

(i) θεωρητική διαδρομή εμβόλου ανά τόνο

$$V^* = 0.229 \times 0.448 \times 60 = 6.159 \text{ m}^3/\text{h}$$

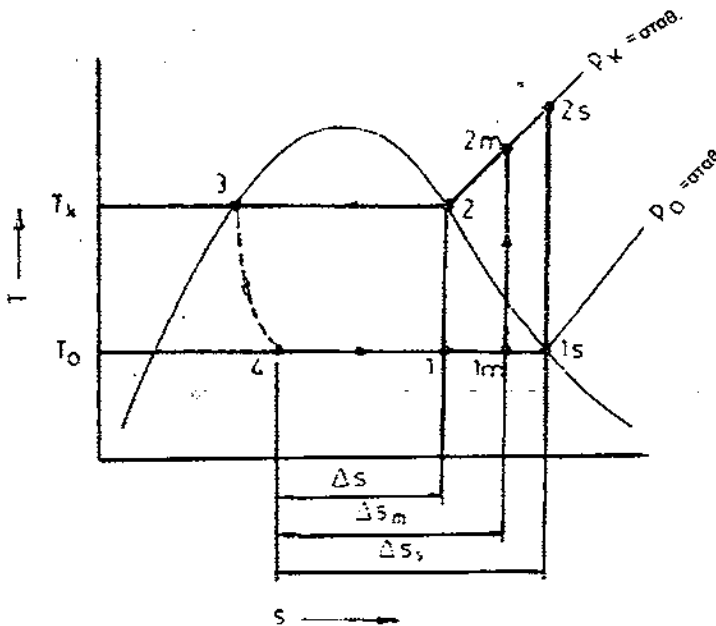
(ii) θεωρητική υποδύναμη ανά τόνο

$$\text{HP}^* = \frac{0.229 \times 202.6}{60 \times 0.736} = 1.05 \text{ hp/TR}$$

$$\text{(iii) COP} = \frac{920.9}{202.6} = 4.55$$

3.4 Η ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΤΟΥ EWING

Το θεωρητικό COP του κύκλου συμπίεσης ατμών με οποιαδήποτε ψυκτικό, που εργάζεται ανάμεσα σε δεδομένες θερμοκρασίες εξάτμισης και συμπύκνωσης, βρίσκεται ότι εξαρτάται από την κατάσταση του ατμού στην αναρρόφηση του συμπιεστή η οποία μπορεί να είναι υγρή, ξηρή κορεσμένη ή υπέρθερμη. Παραδείγματος χάριν, στην οριακή περίπτωση όπου ο ατμός συμπιέζεται αμέσως μετά την εκτόνωση στο σημείο 4 όπως φαίνεται στο σχ. 3.9, το ψυκτικό αποτέλεσμα καθώς επίσης και το COP είναι και τα δύο μηδέν. Όσο η κατάσταση αναρρόφησης μετακινείται δεξιά, το ψυκτικό αποτέλεσμα και το COP αυξάνουν συνεχώς μέχρι να φτάσουμε στο σημείο 1. Μετά από αυτό το σημείο, η συμπίεση πραγματοποιείται εν μέρει στην υπέρθερμη περιοχή και η θερμότητα δεν απορρίπτεται σε σταθερή θερμοκρασία στο συμπυκνωτή. Η τάση της αύξησης του COP μπορεί να συνεχιστεί μέχρι την κατάσταση αναρρόφησης 1m όπου επιτυγχάνεται το μέγιστο COP. Για μερικά ψυκτικά και ορισμένες συνθήκες λειτουργίας, το μέγιστο COP συμβαίνει σε κατάσταση αναρρόφησης 1m στη διφασική περιοχή και για άλλα στην υπέρθερμη περιοχή.



Σχ. 3.9 Επίδραση της μεταβλητής κατάστασης αναρρόφησης

για μέγιστο COP λαμβάνεται στην ισεντροπική γραμμή στο σημείο 1m. Χρησιμοποιώντας την θερμοδυναμική σχέση

$$\left(\frac{\Delta h}{\Delta s}\right)_p = T$$

Βρίσκεται ότι

$$\left[\frac{h_{2m} - h_4}{\Delta s_m}\right]_{pk=\text{σταθ.}} = T_{2m} \quad (3.17)$$

Ήτοι ώστε η κλίση της εφαπτομένης $\Delta h/\Delta s$ από το σημείο 4 στη γραμμή $p_k = \text{σταθ.}$ είναι ίση με την θερμοκρασία κατάθλιψης T_{2m} . Η έκφραση για το μέγιστο COP είναι τότε

$$E_{\max} = \frac{T_0}{\left[\frac{h_2 - h_4}{\Delta s}\right]_{\min} - T_0} = \frac{T_0}{T_{2m} - T_0} \quad (3.18)$$

Πρέπει παρόλα αυτά να γίνει κατανοητό ότι η ανωτέρω έκφραση για το E_{\max} ισχύει μόνο εάν το μέγιστο COP συμβαίνει με κατάσταση αναρρόφησης 1 στη διαφασική περιοχή.

3.4.1 Κατάσταση Αναρρόφησης για Μέγιστο COP

Ο Gosney έχει δώσει μια μέθοδο για να βρεθεί εάν το μέγιστο COP συμβαίνει με την κατάσταση αναρρόφησης στην διαφασική περιοχή ή στην υπέρθερμη περιοχή. Εξετάζεται καταρχάς η περίπτωση I, κατά την οποία το μέγιστο COP συμβαίνει με κατάσταση αναρρόφησης στην διαφασική περιοχή. Εξετάζεται επίσης ένα απλό κορεσμένο κύκλο με κατάσταση αναρρόφησης 1s και αντίστοιχη κατάσταση κατάθλιψης 2s, όπου η θερμοκρασία κατάθλιψης είναι T_{2s} όπως φαίνεται στο σχ. 3.9 και 3.10. Τότε από την εξ. (3.16) το COP του απλού κορεσμένου κύκλου, E_s είναι

$$E_s = \frac{T_0}{\frac{h_{2s} - h_4}{\Delta s_s} - T_0} \quad (3.19)$$

Τώρα, μπορεί να δειχθεί από το σχ. 3.10 ότι η κλίση της εφαπτομένης στο 2m < από την κλίση της γραμμής 4-2s < από την κλίση της εφαπτομένης στο 2s ή

$$T_{2m} < \frac{h_{2s} - h_4}{s_s} < T_{2s} \quad (3.20)$$

Συγκρίνοντας τις εξισώσεις (3.18), (3.19) και (3.20)

$$E_{\max} > E_s > \frac{T_0}{T_{2s} - T_0} \quad \text{για την περίπτωση I} \quad (3.21)$$

Με έναν παρόμοιο τρόπο, μπορεί να δειχθεί ότι για την περίπτωση II, δηλαδή, για μέγιστο COP να συμβαίνει κατά την κατάσταση αναρρόφησης στην υπέρθερμη περιοχή,

$$E_s < \frac{T_0}{T_{2s} - T_0} \quad \text{για την περίπτωση II} \quad (3.22)$$

Κατά αυτόν τον τρόπο μπορεί να βρεθεί κατά πόσο η υγρή ή υπέρθερμη κατάσταση αναρρόφησης είναι κατάλληλη για μέγιστο COP για ένα συγκεκριμένο ψυκτικό. Ο πίνακας 3.1 δείχνει υπολογισμούς για ορισμένα κοινά ψυκτικά για $t_0 = -15\text{ }^\circ\text{C}$ και $t_k = 30\text{ }^\circ\text{C}$ και τα ταξινομεί είτε σαν περίπτωση I και είτε σαν περίπτωση II.

Πίνακας 3.1 Κατηγοριοποίηση ψυκτικών σχετικά με την κατάσταση αναρρόφησης για μέγιστο COP.

Ψυκτικές ουσίες	E_s	$t_{2s},\text{ }^\circ\text{C}$	$\frac{T_0}{T_{2s} - T_0}$	περίπτωση
NH_3	4.76	99	2.27	I
CO_2	2.56	66.1	3.18	II
C_2H_6	2.41	50	3.97	II
CCl_3F (R11)	5.03	44	4.38	I
CCl_2F_2 (R12)	4.7	38.3	4.84	II
CClHF_2 (R22)	4.66	53.3	3.68	I

Μπορεί ναδειχθεί ότι η υπερθέρμανση του ατμού στην αναρρόφησης αυξάνει το COP στα συστήματα με ψυκτική ουσία R12, ενώ, στην περίπτωση του ψυκτικού R22 και αμμωνίας, το μέγιστο COP λαμβάνεται σε κατάσταση υγρής αναρρόφησης.

3.5 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΣΥΝΘΗΚΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΤΟ ΨΥΚΤΙΚΟ ΚΥΚΛΟ

Για λόγους σύγκρισης χρησιμοποιούνται συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας. Σύμφωνα με την τρέχουσα πρακτική στην ΗΠΑ, την Γερμανία και την Ινδία, η δοκιμή μονοβάθμιων συμπιεστών Φρέον διεξάγεται σε $t_0 = 5\text{ }^\circ\text{C}$ και $t_k = 40\text{ }^\circ\text{C}$ και θερμοκρασία στην αναρρόφηση $20\text{ }^\circ\text{C}$.

Η παρακάτω ανάλυση δείχνει την επίδραση των αλλαγών λειτουργίας στην απόδοση του κύκλου συμπίεσης ατμών.

3.5.1 Επίδραση της Πίεσης του Εξατμιστή

Ας θεωρηθεί ένα απλό κύκλο κορεσμού 1-2-3-4 με Φρέον 12 ως ψυκτικό όπως φαίνεται στο σχ. 3.11 με συνθήκες λειτουργίας $t_k = 40\text{ }^\circ\text{C}$ και $t_0 = -5\text{ }^\circ\text{C}$. Βρέθηκε από το παράδειγμα 3.1 ότι για αυτό το κύκλο :

$$\begin{aligned} \text{Ο όγκος του ατμού στην αναρρόφηση, } & V^* = 0.124 \text{ m}^3/(\text{min})(\text{TR}) \\ \text{Μοναδιαία κατανάλωση ισχύος, } & W^* = 0.72 \text{ kW/TR} \end{aligned}$$

Τώρα εξετάζεται μια αλλαγή στην πίεση του εξατμιστή που αντιστοιχεί σε μια μείωση στην θερμοκρασία του εξατμιστή σε $-10\text{ }^\circ\text{C}$. Το αλλαγμένο κύκλο δείχνεται σαν 1'-2'-3'-4' στο σχ.3.10. Παρόμοιοι υπολογισμοί για τις διαφοροποιημένες συνθήκες δίνουν

$$\begin{aligned} \text{Ο όγκος του ατμού στην αναρρόφηση, } & V^* = 0.149 \text{ m}^3/(\text{min})(\text{TR}) \\ \text{Μοναδιαία κατανάλωση ισχύος, } & W^* = 0.79 \text{ kW/TR} \end{aligned}$$

$$\propto \eta_v$$

και

$$W^* \propto m^* \propto \frac{1}{q_0} = \frac{1}{h_1 - h_4}$$

$$\propto w = h_2 - h_1$$

Σημείωση : Ο όρος ογκομετρική απόδοση η_v έχει έννοια στην περίπτωση των συμπιεστών με θετική διαδρομή εμβόλου.

Ως εκ τούτου, δηλώνοντας την ικανότητα και την μοναδιαία κατανάλωση ισχύος του διαφοροποιημένου κύκλου ($t_0 = -10$) από Q'_0 και $W^{*'}$, έχουμε

$$\frac{Q'_0}{Q_0} = \frac{h'_1 - h_4}{h_1 - h_4} \cdot \frac{u_i}{u'_1} \cdot \frac{\eta'_v}{\eta_v} \quad (3.24)$$

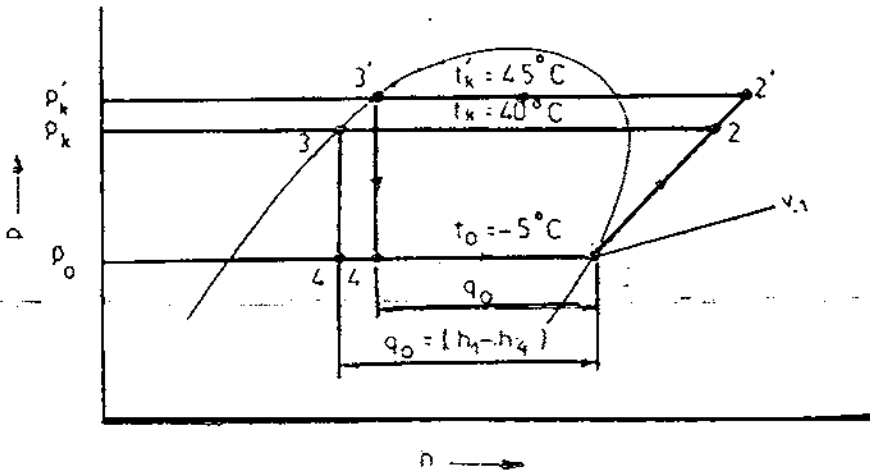
$$\frac{W^{*'}}{W^*} = \frac{E'_c}{E_c} = \frac{h_1 - h_4}{h'_1 - h_4} \cdot \frac{h'_2 - h'_1}{h_2 - h_1} \quad (3.25)$$

3.5.2 Επίδραση της Πίεσης του Συμπυκνωτή

Αύξηση της πίεσης του συμπυκνωτή, παρόμοια έχει σαν αποτέλεσμα μείωση στην ψυκτική ικανότητα και αύξηση στην κατανάλωση ισχύος, όπως φαίνεται από το διαφοροποιημένο κύκλο 1-2'-3'-4' για $t'_k = 45^\circ\text{C}$ στο σχ. 3.12. Η μείωση στην ψυκτική ικανότητα οφείλεται στην μείωση του ψυκτικού αποτελέσματος και τη ογκομετρική απόδοση. Η αύξηση στην κατανάλωση ισχύος οφείλεται στην αυξημένη παροχή μάζας (λόγω μειωμένου ψυκτικού αποτελέσματος) και σε αύξηση του ειδικού έργου (λόγω του αυξημένου λόγου πίεσης), αν και η ισεντροπική γραμμή παραμένει αμετάβλητη. Επομένως οι λόγοι μπορούν να γραφούν

$$\frac{Q'_0}{Q_0} = \frac{h_1 - h'_4}{h_1 - h_4} \cdot \frac{\eta'_v}{\eta_v} \quad (3.26)$$

$$\frac{W^{*'}}{W^*} = \frac{E'_c}{E_c} = \frac{h_1 - h_4}{h'_1 - h_4} \cdot \frac{h'_2 - h'_1}{h_2 - h_1} \quad (3.27)$$



Σχ 3.12 Επίδραση της πίεσης του συμπυκνωτή

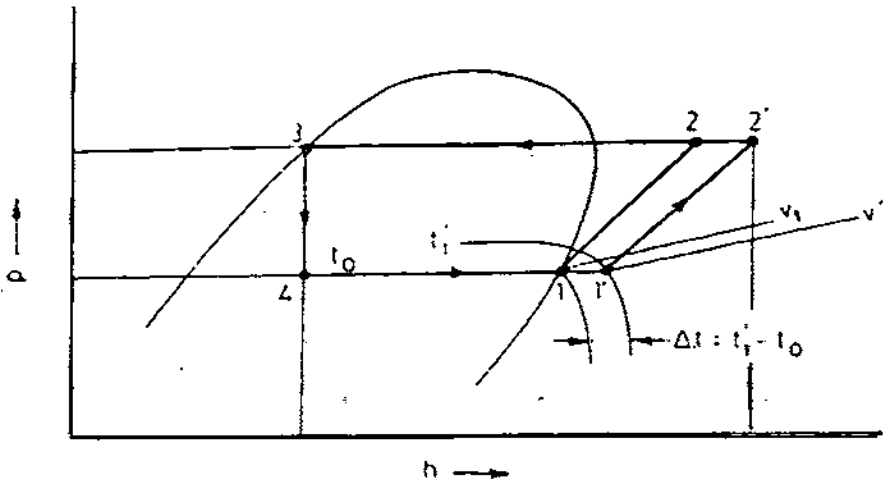
Μπορεί να σημειωθεί ότι η επίδραση της αύξησης στην επίδραση του συμπυκνωτή δεν είναι τόσο σοβαρή για την ψυκτική ικανότητα και στην κατανάλωση ισχύος ανά τόνο ψύξης, όπως είναι η μείωση της πίεσης του εξατμιστή.

3.5.3 Επίδραση της Υπερθέρμανσης του Ατμού στην Αναρρόφηση

Η υπερθέρμανση του ατμού στην αναρρόφηση συνίσταται στην πράξη διότι εξασφαλίζεται πλήρης ατμοποίηση του υγρού στον εξατμιστή πριν αυτός εισέλθει στον συμπιεστή. Επίσης, στα περισσότερα ψυγεία και συστήματα κλιματισμού, ο βαθμός υπερθέρμανσης λειτουργεί σαν ένας τρόπος ρύθμισης της ικανότητας της εκτονωτικής βαλβίδας. Έχουμε δει ως τώρα επίσης ότι για ψυκτικά μέσα όπως το Φρέον 12, το μέγιστο COP λαμβάνεται με υπερθέρμανση του ατμού στην αναρρόφηση.

Φαίνεται από το σχ. 3.13, ότι η επίδραση της υπερθέρμανσης του ατμού από $t_1 = t_0$ σε t'_1 είναι η εξής

- (i) Αύξηση του ειδικού όγκου του ατμού στην αναρρόφηση από u_1 σε u'_1
- (ii) Αύξηση στο ψυκτικό αποτέλεσμα από $(h_1 - h_4)$ σε $(h'_1 - h_4)$
- (iii) Αύξηση στο ειδικό έργο από $(h_2 - h_1)$ σε $(h'_2 - h'_1)$



Σχ. 3.13 Επίδραση της υπερθέρμανσης του ατμού στην αναρρόφηση

Πρέπει να σημειωθεί ότι το $(h'_2 - h'_1)$ είναι μεγαλύτερο από το $(h_2 - h_1)$. Αυτό είναι γιατί, αν και ο λόγος της πίεσης είναι ο ίδιος και για τις δυο γραμμές, η αρχική θερμοκρασία t'_1 είναι μεγαλύτερη από την t_1 και το έργο που δίνετε από την έκφραση

$$\frac{\gamma R T_1}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right]$$

αυξάνει με την αρχική θερμοκρασία. Αυτός είναι ο λόγος για τον οποίο οι ισεντροπικές γραμμές έχουν χαμηλότερη κλίση σε διαγράμματα p-h για υψηλότερες θερμοκρασίες.

Αύξηση του ειδικού όγκου μειώνει την ικανότητα. Αντίθετα μια αύξηση της ψυκτικής ισχύος θα αυξήσει την απόδοση. Το αποτέλεσμα της υπερθέρμανσης είναι θεωρητικά να μειώσει την ικανότητα σε συστήματα αμμωνίας και να την αυξήσει

στα συστήματα με Φρέον 12. Ο λόγος των ικανοτήτων με υπερθέρμανση Q'_0 και χωρίς υπερθέρμανση Q_0 , μπορεί να γραφεί σαν

$$\frac{Q'_0}{Q_0} = \frac{h'_1 - h_4}{h_1 - h_4} \cdot \frac{u_1}{u'_1} \quad (3.28)$$

Ομοίως, για το έργο που καταναλώνεται ανά μονάδα ψύξης, αποδεικνύεται ότι υπάρχουν δύο αντικρουόμενες επιρροές, δηλαδή, μια αύξηση στο ψυκτικό αποτέλεσμα μειώνει την απαίτηση σε ροή μάζας και έτσι σε έργο και σε αύξηση του ειδικού έργου. Το τελικό έργο ανά μονάδα ψύξης μπορεί, επομένως, να αυξηθεί ή να μειωθεί ανάλογα με το ψυκτικό μέσο και τις θερμοκρασίες λειτουργίας.

Η επίδραση στο έργο ή στην κατανάλωση ισχύος ανά μονάδα ψύξης δίνετε από τον λόγο

$$\frac{W^{*'}}{W^*} = \frac{h_1 - h_4}{h'_1 - h_4} \cdot \frac{h'_2 - h'_1}{h_2 - h_1} \quad (3.29)$$

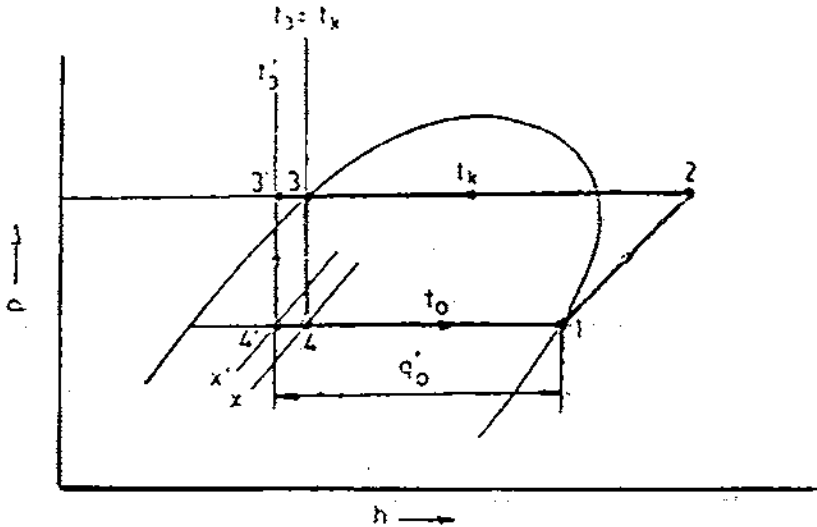
Το COP του κύκλου με υπερθέρμανση δίνετε από την σχέση

$$E'_c = \frac{h'_1 - h_4}{h'_2 - h'_1} = \frac{(h_1 - h_4) + (h'_1 - h_1)}{(h_2 - h_1) + [(h'_2 - h'_1) - (h_2 - h_1)]} \quad (3.30)$$

Καθόσον και ο αριθμητής και ο παρονομαστής αυξάνουν η αριθμητική τιμή του COP μπορεί να αυξηθεί ή να μειωθεί ή να παραμείνει ίδια. Έχει δειχθεί ότι στα συστήματα με Φρέον 12, η υπερθέρμανση αυξάνει το COP ενώ στα συστήματα Φρέον 22 και αμμωνίας το μειώνει. Γενικά, η επίδραση υπερθέρμανσης στην ογκομετρική απόδοση του συμπιεστή και στο COP, είναι επωφελής λόγω της εξάτμισης των υγρών σταγόνων του ψυκτικού στον ατμό αναρρόφησης. Στα συστήματα Φρέον 12, θερμοκρασία αναρρόφησης ατμού από 15 έως 25 °C είναι ευεργετική, ανεξάρτητα από τη θερμοκρασία του εξατμιστή

3.5.4 Επίδραση της Υπόψυξης του Υγρού

Είναι δυνατόν να μειωθεί η θερμοκρασία του υγρού ψυκτικού κατά μερικούς βαθμούς σε σχέση με τη θερμοκρασία του νερού που εισέρχεται στον συμπυκνωτή, σε ορισμένες εγκαταστάσεις, τοποθετώντας έναν δεύτερο ψύκτη μεταξύ του συμπυκνωτή και της εκτονωτικής βαλβίδας. Η επίδραση του υγρού από $t_3 = t_k$ σε t'_3 φαίνεται στο σχ. 3.14. Η υπόψυξη μειώνει τη γρήγορη ατμοποίηση του υγρού κατά τη διάρκεια της εκτόνωσης και αυξάνει το ψυκτικό αποτέλεσμα. Συνεπώς, η διαδρομή του εμβόλου και η ιπποδύναμη ανά τόνο είναι μειωμένη για όλα τα ψυκτικά. Το επί της % κέρδος είναι λιγότερο στην περίπτωση της αμμωνίας λόγω της μεγαλύτερης λανθάνουσας θερμότητας εξάτμισής που έχει σε σύγκριση με την ειδική της θερμότητα στην υγρή φάση.



Σχ. 3.14 Επίδραση της υπόψυξης του υγρού

Κανονικά, το νερό ψύξης πρώτα διέρχεται από έναν ψύκτη και έπειτα μέσω του συμπυκνωτή. Έτσι, το πιο ψυχρό νερό έρχεται σε επαφή με το υγρό που υφίσταται υπόψυξη. Αλλά αυτό έχει σαν αποτέλεσμα, να εισέρχεται στον συμπυκνωτή θερμότερο νερό και έτσι, να έχουμε υψηλότερη θερμοκρασία και πίεση συμπύκνωσης. Έτσι το πλεονέκτημα της υπόψυξης αντισταθμίζεται από το αυξημένο έργο συμπίεσης.

Αυτό μπορεί να αποφευχθεί εγκαθιστώντας παράλληλες εισόδους νερού ψύξης στον πρώτο ψύκτη και τον συμπυκνωτή. Σε αυτή την περίπτωση, εντούτοις, ο βαθμός υπόψυξης θα είναι μικρός και το πρόσθετο κόστος του δεύτερου ψύκτη και του έργου της αντλίας μπορεί να μην αξίζουν τον κόπο. Ίσως είναι πιο επιθυμητό να χρησιμοποιηθεί το ψυχρό νερό αποτελεσματικά στον συμπυκνωτή, για να κρατήσει τη θερμοκρασία συμπύκνωσης όσο το δυνατόν πιο κοντά στη θερμοκρασία του νερού ψύξης.

3.5.5 Χρησιμοποιώντας Εναλλάκτη Θερμότητας Ανάμεσα στην Υγρή και Αέρια Φάση το Ψυκτικού

Ένας τέτοιος εναλλάκτης μπορεί να εγκατασταθεί όπως φαίνεται στο σχ. 3.15. Σε αυτόν ο ατμός του ψυκτικού από τον εξατμιστή υπερθερμαίνεται στον εναλλάκτη θερμότητας με επακόλουθη υπόψυξη του υγρού από τον συμπυκνωτή. Η επίδραση στο θερμοδυναμικό κύκλο φαίνεται στο σχ. 3.16 Εφόσον η παροχή μάζας του υγρού και του ατμού είναι η ίδια, έχουμε για τη μεταφορά θερμότητας.

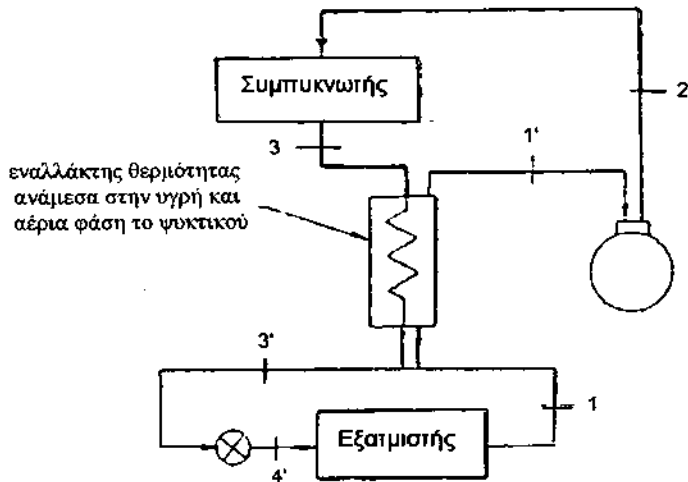
$$q_N = h'_1 - h_1 = h_3 - h'_3 \quad (3.31)$$

Ο βαθμός υπερθέρμανσης ($t'_1 - t_0$) και ο βαθμός της υπόψυξης ($t_k - t'_3$) δεν είναι απαραίτητο να είναι ίδιος καθώς οι ειδικές θερμότητες της υγρής και της αέριας φάσης είναι διαφορετικές. Η επίδραση στην απαίτηση ισχύος ανά μονάδα ψύξη και στο COP εκφράζονται ως εξής.

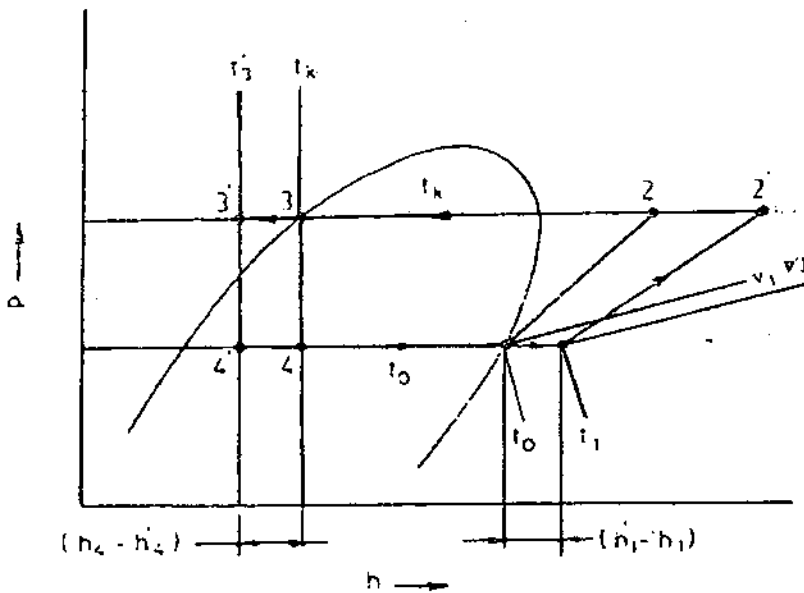
$$\frac{Q'_0}{Q_0} = \frac{h_1 - h'_4}{h_1 - h_4} \cdot \frac{u_1}{u'_1} \quad (3.32)$$

$$\frac{W^{*1}}{W^*} = \frac{h_1 - h_4}{h_1 - h_4} \cdot \frac{h'_2 - h'_1}{h_2 - h_1} \quad (3.33)$$

$$E'_c = \frac{(h_1 - h_4) + (h'_1 - h_1)}{(h_2 - h_1) + [(h'_2 - h'_1) - (h_2 - h_1)]} \quad (3.34)$$



Σχ. 3.15 Σύστημα συμπίεσης ατμών με εναλλάκτη θερμότητας ανάμεσα στην υγρή και αέρια φάση το ψυκτικού



Σχ. 3.16 Κύκλο συμπίεσης ατμών με εναλλάκτη θερμότητας ανάμεσα στην υγρή και αέρια φάση το ψυκτικού

Σε όλες τις ανωτέρω εκφράσεις, και οι αριθμητές και οι παρονομαστές αυξάνονται. ¶ Το καθαρό αποτέλεσμα, είτε θετικό, είτε αρνητικό είτε μηδέν, εξαρτάται από το ψυκτικό που χρησιμοποιείται και τις συνθήκες λειτουργίας. Στην πράξη, ο όγκος αναρρόφησης ανά τόνο και η ιπποδύναμη ανά τόνο μειώνονται για Φρέον 12. Οι υπολογισμοί δείχνουν μια μικρή αύξηση στον όγκο αναρρόφησης και στην ιπποδύναμη ανά τόνο για το Φρέον 22 και την αμμωνία.

¶Τα πειράματα παρουσιάζουν, ότι η ογκομετρική απόδοση των περισσότερων παλινδρομικών συμπιεστών αυξάνει με την υπερθέρμανση.

¶Ειδικότερα, πρέπει να δηλωθεί ότι η υπερθέρμανση του ατμού σε έναν τέτοιο εναλλάκτη είναι προτιμότερη από την υπερθέρμανση μέσα στον εξατμιστή, καθώς το αυξανόμενο ψυκτικό αποτέλεσμα ($h'_1 - h_1$) λόγω της υπερθέρμανσης λαμβάνει χώρα σε θερμοκρασία t_0 έως t'_1 μεταφέρεται σε ($h_4 - h'_4$) σε θερμοκρασία t_0 , η οποία είναι μια χαμηλότερη μέση θερμοκρασία ψύξης.

Παράδειγμα 3.5

(α) Ένα κύκλο κορεσμού με R12 λειτουργεί σε θερμοκρασία 35 °C και -15 °C για τον συμπυκνωτή και τον εξατμιστή αντίστοιχα. Καθορίστε το COP και το HP/TR για το σύστημα.

(β) Εάν ένας εναλλάκτης υγρού-ατμού εγκατασταθεί στο σύστημα, με την θερμοκρασία του ατμού που φεύγει από τον εναλλάκτη στους 15 °C, ποια θα είναι η αλλαγή στο COP και το HP/TR;

Λύση

(α) Απλό κύκλο κορεσμού.

Αναφορά στο σχ. 3.16

Έχουμε τον πίνακα για το R12

t	h _f	h _g	s _g	Υπέρθερμος			
				20 K		40 K	
				h	s	h	s
°C	kJ/kg	kJ/kg	kJ/(kg.K)	kJ/kg	kJ/(kg.K)	kJ/kg	kJ/(kg.K)
35	69.5	201.5	0.6839	216.4	0.731	231.0	0.7741
-15		181.0	0.7052	193.2	0.751	205.7	0.7942

Για αυτόν το λόγο $h_3 = h_4 = 69.5$ kJ/kg.

$$h_1 = 181 \text{ kJ/kg.}$$

$$s_1 = 0.7052 \text{ kJ/(kg.K)} = s_2$$

Με γραμμική παρεμβολή για το βαθμό υπερθέρμανσης στην κατάθλιψη

$$\Delta t = \frac{0.7052 - 0.6839}{0.731 - 0.6839} (20) = 10.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Ως εκ τούτου } h_2 = 201.5 + \frac{10.2}{20} (216.4 - 201.5) = 209.1 \text{ kJ/kg.}$$

$$q_0 = 181 - 69.5 = 111.5 \text{ kJ/kg.}$$

$$w = 209.1 - 181 = 28.1 \text{ kJ/kg.}$$

$$\text{COP} = \frac{111.5}{28.1} = 3.968$$

$$\text{HP/TR} = \frac{4.761}{3.968} = 1.2$$

(β) Κύκλο εναλλάκτη υγρού-ατμού
Βαθμός υπερθέρμανσης στην αναρρόφηση
 $t'_1 - t_1 = 15 - (-15) = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

Με γραμμική παρεμβολή για υπέρθερμο ατμό

$$h'_1 = 193.2 + \frac{10}{20} (205.7 - 193.2) = 199.45 \text{ kJ/kg}$$

$$s'_1 = 0.751 + \frac{10}{20} (0.7942 - 0.751) - 0.7726 \text{ kJ/(kg.K)} = s'_2$$

Τώρα, $h'_1 - h_1 = 199.45 - 181 = 18.45 = h_3 - h'_3$

Έτσι, $h'_3 = 69.5 - 18.45 = 51.05 \text{ kJ/kg}$

Με γραμμική παρεμβολή για τον βαθμό υπερθέρμανσης

$$\Delta t = 20 + \frac{0.7726 - 0.731}{0.7741 - 0.731} (20) - 20 + 19.2 = 39.2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Οπότε $h'_2 = 216.4 + \frac{19.2}{20} (231 - 216.4) = 230.4 \text{ kJ/kg}$

$$q'_0 = h_1 - h'_3 = 181 - 51.05 = 129.95 \text{ kJ/kg}$$

$$w = 230.4 - 199.45 = 30.95$$

$$\text{COP} = \frac{129.95}{30.95} = 4.199$$

$$\text{Αύξηση του COP} = \frac{4.199 - 3.968}{3.968} (100) = 5.82 \%$$

$$\text{HP/TR} = \frac{4.761}{4.199} = 1.134$$

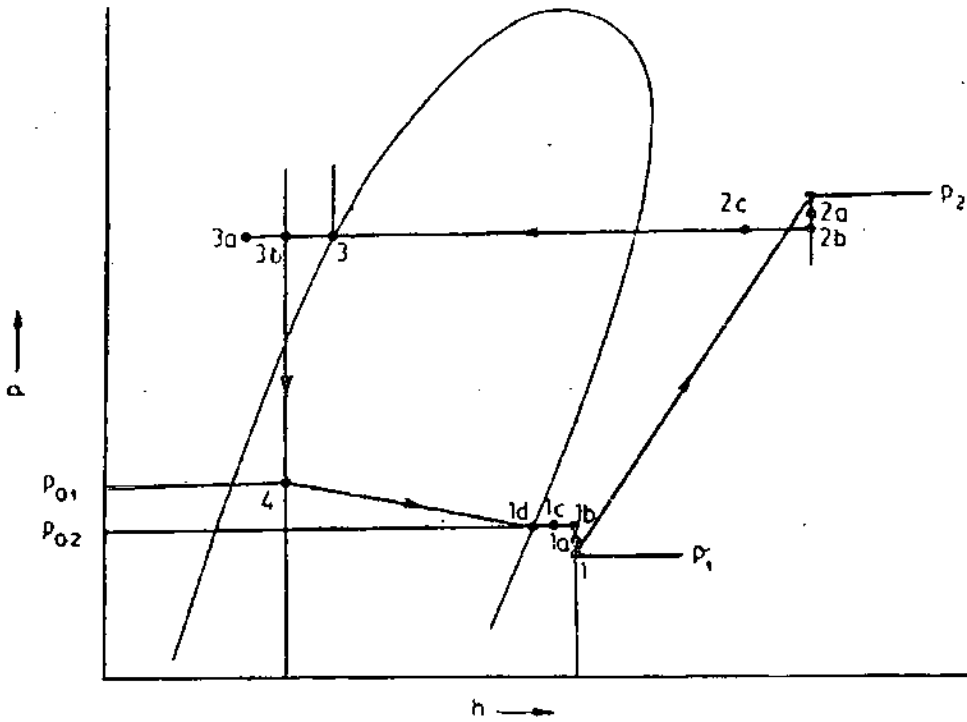
$$\text{Μείωση του HP/TR} = \frac{1.2 - 1.134}{1.2} (100) = 5.5 \%$$

Σημείωση: Αν και θεωρητικά, η αύξηση στο COP δεν είναι πολύ μεγάλη για το R12 και για το R22, στην πράξη υπάρχει μια μείωση στο COP. Εντούτοις, με την υπερθέρμανση βελτιώνουμε την λειτουργία με την εξασφάλιση της πλήρους ατμοποίηση του υγρού.

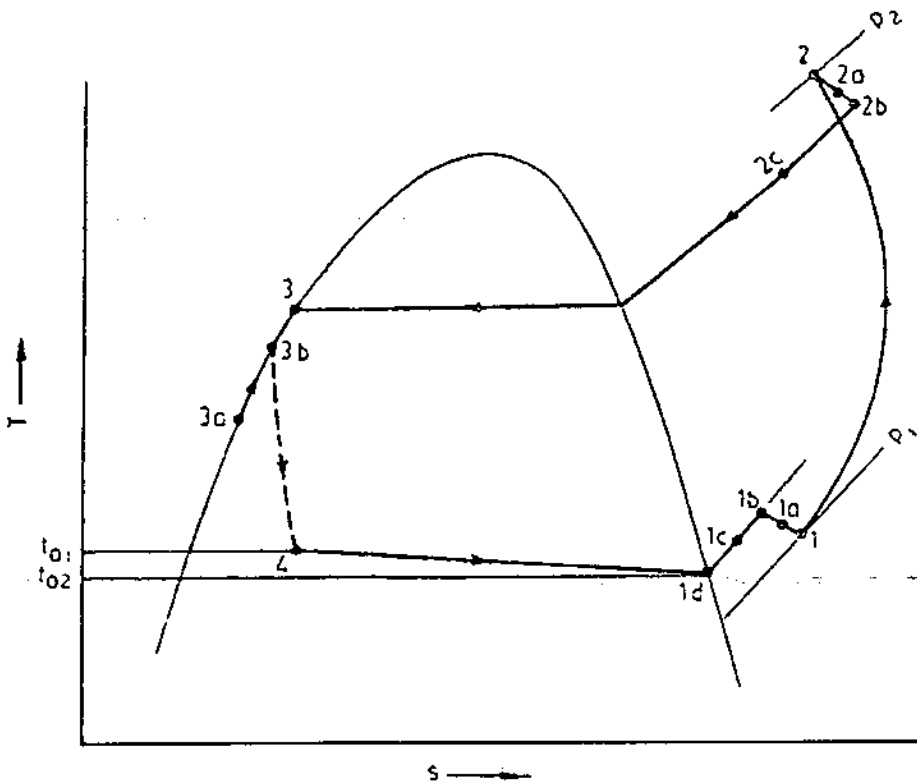
3.6 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟ ΚΥΚΛΟ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΩΝ

Λόγω της ροής του ψυκτικού μέσω του συμπυκνωτή, εξατμιστή και σωληνώσεων, υπάρχουν απώλειες πίεσης. Επιπρόσθετα, θα υπάρξουν απώλειες θερμότητας ή κέρδος εξαρτώμενα από την θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στο ψυκτικό και το περιβάλλον. Επιπρόσθετα, η συμπίεση θα είναι πολυτροπική επειδή συνοδεύεται με τριβή και μετάδοση θερμότητας αντί να είναι ισεντροπική. Το πραγματικό κύκλο

συμπύεσης ατμών μπορεί να έχει κάποια ή όλα τα στοιχεία απομάκρυνσης από το απλό κύκλο κορεσμού όπως δείχνεται στα διαγράμματα $p-h$ και $T-s$ στο σχ. 3.17 και 3.18.



Σχ. 3.17 Πραγματικό κύκλο συμπύεσης ατμών σε διάγραμμα $p-h$



Σχ. 3.18 Πραγματικό κύκλο συμπύεσης ατμών σε διάγραμμα $T-s$

- (i) Υπερθέρμανση του ατμού στο εξατμιστή, 1d-1c.
- (ii) Κέρδος θερμότητας και υπερθέρμανση του ατμού στη γραμμή αναρρόφηση 1c-1d
- (iii) Πτώση πίεσης στην γραμμή αναρρόφησης 1b-1a .
- (iv) Απώλειες πίεσης, στην βαλβίδα που βρίσκεται στην είσοδο του συμπιεστή, 1a-1.
- (v) Πολυτροπική συμπίεση με τριβή και μετάδοση θερμότητας στο περιβάλλον αντί της ισεντροπικής συμπίεσης 1-2.
- (vi) Πτώση πίεσης στην έξοδο του συμπιεστή, 2-2a.
- (vii) Πτώση πίεσης στην γραμμή παροχής, 2a-2b.
- (viii) Απώλεια θερμότητας και από-υπερθέρμανση του ατμού στην γραμμή παροχής, 2b-2c.
- (ix) Πτώση πίεσης στον συμπυκνωτή 2b-3.
- (x) Υπόψυξη του υγρού στον συμπυκνωτή ή σε πρόσθετο ψύκτη, 3-3a.
- (xi) Κέρδος θερμότητας στην γραμμή του υγρού, 3a-3b. Οι γραμμές 3-3a και 3a-3b είναι κατά μήκος της γραμμής κορεσμένου υγρού στο διάγραμμα T-s καθόσον οι σταθερές γραμμές πίεσης στην υγρή περιοχή περνούν κοντά σε αυτά.
- (xii) Πτώση πίεσης στον εξατμιστή, 4-1d.

Πρέπει να σημειωθεί ότι η πτώση της πίεσης στον εξατμιστή είναι μεγάλη. Αυτό οφείλεται στην συσφρευτική επίδραση δύο παραγόντων. Πρώτον, η πίεσης πέφτει στον εξατμιστή λόγω της τριβής. Αυτό ονομάζεται πτώση πίεσης λόγω τριβής. Δεύτερον, όσο η εξάτμιση προχωρά, ο όγκος αυξάνετε και επίσης η ταχύτητα αυξάνεται. Η αύξηση στην κινητική ενέργεια προέρχεται από μείωση στην ενθαλπία και ως εκ τούτου από μια επιπρόσθετη πτώση πίεσης. Αυτή η πτώση της πίεσης ονομάζεται πτώση πίεσης ορμής.

Στον συμπυκνωτή η πτώση πίεσης δεν είναι αξιοσημείωτη, αφού η πτώση πίεσης λόγω τριβής είναι θετική και η πτώση πίεσης ορμής είναι αρνητική. Ίσως συμβεί κέρδος πίεσης κατά τη διάρκεια της συμπύκνωσης λόγω μείωσης του όγκου και της κινητικής ενέργειας και συνακόλουθη μετατροπής σε ενθαλπία.

Πρέπει επίσης να σημειωθεί ότι λόγω της πτώσης της πίεσης στον εξατμιστή από p_{01} σε p_{02} , η θερμοκρασία στον εξατμιστή δεν παραμένει σταθερή. Αντίστοιχα μεταβάλλεται από t_{01} σε t_{02} .

Επιπρόσθετα, λόγω των διάφορων πτώσεων πίεσης, η ικανότητα της εγκατάστασης μειώνεται και η μοναδιαία κατανάλωση ισχύος (ανά μονάδα ψύξης) αυξάνει. Αντίστοιχα, το COP του πραγματικού κύκλου μειώνεται.

Ο κύλινδρος του συμπιεστή είναι κανονικά θερμότερος από το περιβάλλον και έτσι χάνει θερμότητα. Αυτό μπορεί να μειώσει το έργο της συμπίεσης. Οι συμπιεστές φρέον για αυτόν τον λόγω ψύχονται με αέρα χρησιμοποιώντας ελεύθερη μεταφορά θερμότητας. Οι συμπιεστές αμμωνίας είναι υδρόψυκτοι για τον ίδιο λόγο. Η τριβή από την άλλη μεριά αυξάνει το έργο συμπίεσης. Το πραγματικό έργο συμπίεσης μπορεί να καθοριστεί γνωρίζοντας τις αρχικές και τελικές καταστάσεις και βρίσκοντας το n , τον δείκτη της καμπύλης συμπίεσης. Η θερμότητα που απορρίπτεται κατά την διαδικασία της πολυτροπικής συμπίεσης μπορεί να ληφθεί σαν

$$q = (h_2 - h_1) - \int v dp \quad (3.35)$$

Σε αριθμητικούς όρους, έχουμε

¶

Έργο συμπίεσης = Αύξηση της ενθαλπίας + Θερμότητα που απορρίπτεται

Παράδειγμα 3.6

Τα παρακάτω δεδομένα λήφθηκαν ύστερα από έλεγχο ενός δικύλινδρου, μονής ενεργείας συμπιεστή αμμωνίας, 15 cm x 20 cm, 320 rpm, εγκατάστασης ψύξης.

Θερμοκρασίες του ψυκτικού

Μετά την εκτονωτική βαλβίδα, είσοδο στον ψύκτη άλμης	= -25 °C
Έξοδος του ψύκτη άλμης	= -18 °C
Είσοδος συμπιεστή	= -8 °C
Έξοδος συμπιεστή	= 140 °C
Είσοδος συμπυκνωτή	= 130 °C
Έξοδος συμπυκνωτή	= 30 °C
Είσοδος εκτονωτική βαλβίδα	= 32 °C

Πιέσεις του ψυκτικού

Κατάθλιψη συμπιεστή και συμπυκνωτή	= 13.5 bar
Αναρρόφηση συμπιεστή	= 1.324 bar
Παροχή	= 102 kg/min
Θερμοκρασιακή πτώση της άλμης στον ψύκτη	= 7 °C
Ειδική θερμότητα της άλμης	= 3.14 kJ/(kg)(K)
Ισχύς στο κινητήρα	= 18.8 kW
Βαθμός απόδοσης του κινητήρα στο παραπάνω φορτίο	= 92%
Παροχή νερού ψύξης	= 5 kg/min
Θερμοκρασιακή άνοδο νερού ψύξης	= 8.9 °C

Να δειχθούν οι θερμοδυναμικές καταστάσεις στα διαφορά σημεία σε διαγράμματα p-h και T-s και να υπολογιστούν:

- Ικανότητα ψύξης σε TR, υποθέτοντας 2 % απώλειες χρήσιμης ψύξης λόγω θερμικού κέρδους από τον χώρο στον ψύκτη άλμης.
- Παροχή της αμμωνίας
- Ιπποδύναμη του συμπιεστή και μηχανική βαθμό απόδοσης
- Ογκομετρικό βαθμό απόδοσης συμπιεστή
- COP του κύκλου.

Λύση

Αναφερόμενοι στο σχ. 3.17, τα διάφορα σημεία δίνονται κατωτέρω.

Σημείο 3b: t = 32 °C	p = 13.5 bar	h = 332.9 kJ/kg (για 32 °C)
Σημείο 4: t = -25 °C	p = 1.516 bar	h = 332.9 kJ/kg
	(λύση)	
Σημείο 1d: t = -28 °C	p = 1.324 bar	
	(κορεσμός στα 1.324 bar)	
Σημείο 1c: t = -18 °C	p = 1.324 bar	h = 1431.3 kJ/kg
Σημείο 1b: t = -8 °C	p = 1.324 bar	h = 1453.6 kJ/kg
Σημείο 1: t = -8 °C		h = 1453.6 kJ/kg (= h _{1b})

Σημεία 2,2a

και 2b: $t = 140\text{ }^{\circ}\text{C}$	$p = 13.5\text{ bar}$	$h = 1757\text{ kJ/kg}$
Σημείο 2c: $t = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$	$p = 13.5\text{ bar}$	$h = 1731\text{ kJ/kg}$
Σημείο 3: $t = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$	$p = 13.5\text{ bar}$	

(κορεσμός
Στα 13.5 bar)

Σημείο 3a : $t = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$	$p = 13.5\text{ bar}$	$h = 323.1\text{ kJ/kg}$
--	-----------------------	--------------------------

(α) Ικανότητα ψύξης (από το αλατόνερο)

$$Q_0 = 102 \times 3.14 \times 1.02 = 2287\text{ kJ/min}$$

$$= \frac{2287}{211} = 10.84\text{ TR}$$

(β) Ψυκτική απόδοση

$$q_0 = h_{1c} - h_4 = 1431.3 - 332.9 = 1098.4\text{ kJ-kg}$$

Παροχή αμμωνίας

$$m = \frac{2287}{1098.4} = 2.08\text{ kg/min}$$

(γ) σημείωση: Από το 2 στο 2b, είναι ισενθαλπική διαδικασία. Έχει υποτεθεί εδώ ότι η ενθαλπία είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας μόνο και ως εκ τούτου $t_{2b} = t_2$. Αύξηση της ενθαλπίας κατά την συμπίεση
 $= h_2 - h_1 = 1757 - 1453.6 = 303.4\text{ kJ/kg}$

$$\text{Ολική αύξηση της ενθαλπίας της αμμωνίας} = H_2 - H_1$$

$$= m (h_2 - h_1) = 2.08 (303.4) = 631.1\text{ kJ/min}$$

$$\text{Θερμότητα στο νερό ψύξης, } Q_j = 5 \times 4.1868 \times 8.9 = 186.3\text{ kJ/min}$$

$$\text{Έργο συμπίεσης, } W = (H_2 - H_1) + Q$$

$$= 631.1 + 186.3 = 817.4\text{ kJ/min}$$

$$= 13.62\text{ kW}$$

$$\text{Ιπποδύναμη συμπιεστή } IHP = \frac{13.62 \times 10^3}{746} = 18.26$$

$$\text{Είσοδος στο συμπιεστή} = \text{κατανάλωση ισχύος του κινητήρα} \times \text{απόδοση του κινητήρα}$$

$$= 18.5 \times 0.92 = 17.3\text{ kW}$$

$$\text{Ηλεκτρική κατανάλωση συμπιεστή } BHP = \frac{17.3 \times 10^3}{746} = 23.19$$

$$\text{Μηχανικός βαθμός απόδοσης, } \eta_m = \frac{IHP}{BHP} = \frac{18.26}{23.19} = 0.787$$

(δ) Το αέριο εισέρχεται στον συμπιεστή στο 1b

$$u_{1b} = u_g \cdot \frac{273 + (-8)}{273 + (-28)}$$

$$\text{Αλλά } u_g = 0.8866\text{ m}^3/\text{kg} \text{ (κορεσμένος ατμός στους } -28\text{ }^{\circ}\text{C)}$$

Έτσι



$$u_{1b} = 0.8866 \left(\frac{265}{245} \right) = 0.959 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (μπορεί επίσης να ληφθεί κατευθείαν από το διάγραμμα p-h)}$$

πραγματική παροχή όγκου του ψυκτικού,

$$V = \dot{m}u = 2.08 \times 0.959 = 1.995 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$\text{Όγκος εμβολισμού του συμπιεστή, } V_p = \frac{\pi}{4} D^2 L N \quad (2)$$

$$= \frac{\pi}{4} (0.15)^2 (0.2) (320) (2) = 2.62 \text{ m}^3/\text{min}$$

Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή,

$$\eta_v = \frac{V}{V_p} = \frac{1.995}{2.62} = 0.882 \text{ (ή 88.2\%)}$$

$$(\varepsilon) \text{ COP} = \frac{Q_0}{W} = \frac{2286}{60 \times 13.62} = 2.797$$

ΠΑΡΑΠΟΜΠΕΣ ΚΑΙ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Ewing, A., Report of the Refrigeration Research Committee, The Institution of Mechanical Engineers, U.K., 1914.
2. Gosney, W.B., The Maximum Coefficient of Performance of a Refrigerant, Paper 2.74, XIIth International Congress of Refrigeration, Madrid, 1967.
3. Arora, C.P., Heat and Mass Transfer, Khanna Publishers, Delhi, 1979.
4. Guide to the Use of SI Units, SP: 5-1969, Indian Standards Institution, New Delhi, 1969.
5. Holman, J.P., Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, 1968.
6. O'Leary, R.A., Refrigerating Engineering, Vol 42, No. 5, Nov. 1942.
7. Rogers, G.F.C. and Y.R. Mayhew, Engineering Thermodynamics Work and Heat Transfer, 2nd Edn. (SI Units), Longmans Green, London, 1967.

ΠΙΝΑΚΑΣ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΩΝ

ΚΕΦΑΛΑΙΟ ΠΡΩΤΟ.....	1
Εισαγωγή.....	1
1.1 ΣΥΝΟΠΤΙΚΗ ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ.....	1
1.2 ΔΙΕΘΝΕΣ ΣΥΣΤΗΜΑ ΜΟΝΑΔΩΝ (SI).....	1
1.2.1 Μονάδες της Δύναμης	2
1.2.2 Μονάδα της Πίεσης.....	3
1.2.3 Μονάδες της Ενέργειας και του Έργου.....	4
1.2.4 Μονάδες της Ισχύος.....	4
1.2.5 Μονάδες της Ενθαλπίας.....	5
1.2.6 Μονάδες της Εντροπίας και της Ειδικής Θερμότητας.....	5
1.2.7 Μονάδες της Ψυκτικής Απόδοσης.....	5
1.3 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΣΤΑΣΗ ΚΑΘΑΡΗΣ ΟΥΣΙΑΣ.....	6
1.3.1 Διάγραμμα Πίεσης –Θερμοκρασίας.....	8
1.3.2 Άλλα Διαγράμματα Φάσης.....	8
1.4 ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑΣ ΑΝΤΑΛΛΑΓΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	10
1.5 ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΚΑΙ ΕΙΣΩΣΕΙΣ ΔΙΑΤΗΡΗΣΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ.....	12
1.5.1 Πρώτος Θερμοδυναμικός Νόμος.....	13
1.5.2 Εξίσωση Ενέργειας Μόνιμης Ροής.....	14
1.6 ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΕΣ ΔΙΕΡΓΑΣΙΕΣ ΑΠΟΥΣΙΑ ΡΟΗΣ.....	15
1.7 ΑΝΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΕΣ ΔΙΕΡΓΑΣΙΕΣ ΑΠΟΥΣΙΑ ΡΟΗΣ.....	17
1.8 ΔΙΕΡΓΑΣΙΕΣ ΜΟΝΙΜΗΣ ΡΟΗΣ.....	18
1.9 ΠΑΡΑΓΩΓΗ ΧΑΜΗΛΩΝ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΩΝ.....	20
1.9.1 Εκτόνωση ενός Υγρού με Μερική Ατμοποίηση.....	20
1.9.2 Αντιστρεπτή Αδιαβατική Εκτόνωση ενός Αερίου.....	21
1.9.3 Αναντιστρεπτή Αδιαβατική Εκτόνωση (Στραγγαλισμός) ενός Πραγματικό Αέριο.....	22
1.9.4 Θερμοηλεκτρική Ψύξη.....	22
1.9.5 Αδιαβατικός Απομαγνητισμός.....	23
1.10 ΤΡΟΠΟΙ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	24
1.11 ΝΟΜΟΙ ΤΗΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	24
1.11.1 Ο Νόμος του Fourier για Αγωγής Θερμότητας.....	24
1.11.2 Ο Νόμος του Newton για Ψύξης ή Μεταφορά.....	26
1.11.3 Θερμική Ακτινοβολία.....	27
1.12 ΗΛΕΚΤΙΚΗ ΑΝΑΛΟΓΙΑ.....	29
1.12.1 Αντιστάσεις σε Σειρά.....	29
1.12.2 Αντιστάσεις εν Παράλληλο.....	30
1.13 Αγωγή σε Μόνιμη Κατάσταση.....	31
1.13.1 Ροή Θερμότητας Μέσω ενός Επίπεδου Τοιχώματος.....	31
1.13.2 Ροή Θερμότητας Μέσω ενός Κυλίνδρου.....	33
1.13.3 Ροή θερμότητας Μέσω ενός Τοίχου Πολλαπλών Στρωμάτων.....	34
1.13.4 Ροή Θερμότητας Μέσω ενός Κυλίνδρου Πολλαπλών Στρωμάτων.....	37
1.13.5 Συνολικός Συντελεστής Μετάδοσης Θερμότητας.....	38
1.14 ΜΕΤΑΔΟΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΑΠΟ ΠΤΕΡΥΓΙΑ.....	39
1.15 ΜΗ ΜΟΝΙΜΗ ΑΓΩΓΗ.....	41
1.16 ΣΧΕΣΕΙΣ ΕΞΑΝΑΓΚΑΣΜΕΝΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ.....	42
1.17 ΣΧΕΣΕΙΣ ΕΛΕΥΘΕΡΗΣ ΜΕΤΑΦΟΡΑΣ.....	44

1.18 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	45
1.18.1 Μέθοδος Λογαριθμικής Μέσης Διαφοράς Θερμοκρασίας (LMTD).....	45
1.18.2 Μέθοδος Μεταφερόμενων Μονάδων (Number of Transfer Unites, NTU)	47
1.19 ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΜΑΖΑΣ.....	48
1.19.1 Μοριακή Διάχυση - Νόμος του Fick.....	48
1.19.2 Εξαναγκασμένη Μεταφορά Μάζας (EMM).....	49
1.20 ΑΝΑΛΟΓΙΑ ΑΝΑΜΕΣΑ ΣΤΗ ΜΕΤΑΦΟΡΑ ΟΡΜΗΣ, ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΜΑΖΑΣ.....	49
ΚΕΦΑΛΑΙΟ ΔΕΥΤΕΡΟ.....	52
Ψυκτικές Μηχανές και Αντιστρεπτό Κύκλο Carnot.....	52
2.1 Εφαρμογή του 1 ^{ου} και 2 ^{ου} νόμου της θερμοδυναμικής.....	52
2.2 Ψυκτική Μηχανή – Ερμηνεία του 2 ^{ου} Νόμου.....	53
2.3 Θερμική Μηχανή, Αντλία Θερμότητας και Ψυκτική Μηχανή.....	55
2.3.1 Λόγοι Ενεργείας ή Συντελεστές Λειτουργίας (Βαθμοί Απόδοσης).....	56
2.3.2 Κατανάλωση Ισχύος μιας Ψυκτικής Μηχανής.....	57
2.3.3 Αντλία Θερμότητας έναντι Θερμαντήρα Ηλεκτρικής Αντίστασης.....	58
2.4 ΒΕΛΤΙΣΤΟ ΨΥΚΤΙΚΟ ΚΥΚΛΟ.....	58
2.4.1 Αντιστρεπτό Κύκλο Carnot.....	60
2.4.2 Επιλογή των Θερμοκρασιών Λειτουργίας.....	61
2.5 Ατμός σαν Ψυκτικό στο Αντιστρεπτό Κύκλο Carnot.....	68
2.6 Αέριο σαν Ψυκτικό Μέσο σε Αντιστρεπτό Κύκλο Carnot.....	70
2.7 Πραγματικά Συστήματα Ψύξης.....	72
ΚΕΦΑΛΑΙΟ ΤΡΙΤΟ.....	74
Σύστημα Συμπύεσης Ατμών.....	74
3.1 ΠΕΡΙΟΡΙΣΜΟΙ ΤΟΥ ΑΝΤΙΣΤΡΕΠΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ CARNOT ΜΕ ΤΟΝ ΑΤΜΟ ΩΣ ΨΥΚΤΙΚΟ ΜΕΣΟ.....	74
3.1.1 Ξερά έναντι Υγρής Συμπύεσης.....	74
3.1.2 Στραγγαλιστική έναντι Ισεντροπικής Εκτόνωσης.....	75
3.2 ΚΥΚΛΟ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ ΑΤΜΩΝ.....	77
3.3 ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ ΠΙΕΣΗ- ΕΝΘΑΛΠΙΑΣ ΚΑΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ.....	78
3.4 Η ΚΑΤΑΣΚΕΥΗ ΤΟΥ EWING.....	87
3.4.1 Κατάσταση Αναρρόφησης για Μέγιστο COP.....	89
3.5 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΣΥΝΘΗΚΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΣΤΟΝ ΨΥΚΤΙΚΟ ΚΥΚΛΟ.....	90
3.5.1 Επίδραση της Πίεσης του Εξατμιστή.....	90
3.5.2 Επίδραση της Πίεσης του Συμπυκνωτή.....	92
3.5.3 Επίδραση της Υπερθέρμανσης του Ατμού στην Αναρρόφηση.....	93
3.5.4 Επίδραση της Υπόψυξης του Υγρού.....	94
3.5.5 Χρησιμοποιώντας Εναλλάκτη Θερμότητας Ανάμεσα στην Υγρή και Αέρια Φάση το Ψυκτικού.....	95
3.6 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟ ΚΥΚΛΟ ΣΥΜΠΙΕΣΗΣ ΑΤΜΩΝ.....	98
ΠΑΡΑΠΟΜΠΕΣ ΚΑΙ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	103