

# Εναλλακτικές τεχνολογίες θέρμανσης - εξοικονόμηση ενέργειας

---



**Απόστολος Ευθυμιάδης,**  
Δρ. Μηχανικός, Διπλ. Μηχ/γος Ηλ/γος Μηχανικός  
**Νικόλαος Γαλάνης,**  
Δρ. Μηχ/γος Μηχ., Διπλ. Μηχανολόγος Μηχανικός  
**Κωνσταντίνα Καλλιακούδη,**  
Διπλ. Μηχανολόγος Μηχανικός, MSc Ενέργεια

Αθήνα, Ιούλιος 2014

---

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

<b>Πρόλογος</b>	<b>5</b>
<b>1 Εισαγωγή στην ενέργεια και στα καύσιμα</b>	<b>6</b>
1.1 <b>Ενέργεια, έργο και θερμότητα</b>	<b>6</b>
1.1.1 Έργο και μηχανική ενέργεια	6
1.1.2 Μετατροπές μηχανικής ενέργειας	6
1.1.3 Μηχανική ενέργεια και θερμότητα	7
1.1.4 Άλλα είδη ενέργειας	8
1.1.5 Μονάδες ενέργειας	8
1.1.6 Μονάδες ισχύος	9
1.1.7 Χρήσιμη μορφή ενέργειας και εμπορική μορφή ενέργειας τελικής χρήσης	9
1.2 <b>Πηγές ενέργειας και καύσιμα</b>	<b>10</b>
1.2.1 Συμβατικές και ανανεώσιμες πηγές ενέργειας	10
1.2.2 Καύσιμα και πρωτογενής ενέργεια	10
1.3 <b>Στοιχεία καυσίμων</b>	<b>15</b>
1.3.1 Η θερμογόνο δύναμη	15
1.3.2 Ελαφρύ Πετρέλαιο	15
1.3.3 Φυσικό αέριο	16
1.3.4 Υγραέριο	18
<b>2 Απαιτήσεις-ζήτηση θερμότητας για την θέρμανση κτιρίων</b>	<b>21</b>
2.1 <b>Οι θερμικές απώλειες κτιρίου</b>	<b>21</b>
2.2 <b>Μετάδοση θερμότητας και υπολογισμός του U</b>	<b>22</b>
2.2.1 Μετάδοση θερμότητας με αγωγή	22
2.2.2 Μετάδοση θερμότητας με συναγωγή	22
2.2.3 Μετάδοση θερμότητας με ακτινοβολία	23
2.2.4 Θερμική αντίσταση μετάβαση θερμότητας με συναγωγή και ακτινοβολία	24
2.2.5 Ολικός συντελεστή θερμοπερατότητας U σε διαδοχικές στρώσεις υλικών	25
2.3 <b>Υπολογισμός ετήσιας ζήτησης ενέργειας για θέρμανση κτιρίων</b>	<b>26</b>
2.3.1 Οι μέθοδος των βαθμομερών θέρμανσης	26
2.3.2 Απώλειες θερμότητας λόγω αερισμού	28
2.3.3 Συνολικές ετήσιες θερμικές απώλειες κτιρίου	30
2.4 <b>Εσωτερικά και ηλιακά θερμικά κέρδη</b>	<b>31</b>
2.4.1 Γενικά	31
2.4.2 Τα εσωτερικά θερμικά κέρδη	31
2.4.3 Τα ηλιακά θερμικά κέρδη	31
2.4.4 Θερμική αδράνεια κτιρίου και χρησιμοποίηση κερδών	32
2.5 <b>Ζήτηση για ζεστό νερό χρήσης (ZNX)</b>	<b>33</b>
2.6 <b>Εξοικονόμηση ενέργειας με ενεργειακή θωράκιση του κτιρίου</b>	<b>34</b>
2.6.1 Γενικά	34
2.6.2 Ενεργειακή θωράκιση και η συμβολή των ηλιακών κερδών	34
2.6.3 Θερμομόνωση τοίχων και στεγών	35
2.6.4 Αντικατάσταση κουφωμάτων	36
2.6.5 Αεροστεγάνωση παλαιών κτιρίων και μείωση αθέλητου αερισμού	37
<b>3 Συμβατικά συστήματα θέρμανσης</b>	<b>38</b>
3.1 <b>Γενικά</b>	<b>38</b>

3.2	Είδη θερμάνσεων .....	38
3.3	Συστήματα κεντρικής θέρμανσης .....	39
3.4	Μονάδες λεβήτων-καυστήρων.....	40
	3.4.1 Παραγωγή θερμότητας .....	40
	3.4.2 Λειτουργία του καυστήρα.....	42
3.5	Δίκτυα διανομής .....	43
	3.5.1 Δισωλήνιο (κλασσικό) σύστημα.....	44
	3.5.2 Μονοσωλήνιο σύστημα.....	44
3.6	Τερματικές μονάδες.....	45
	3.6.1 Σώματα ακτινοβολίας (άβακες-radiators).....	45
	3.6.2 Σώματα φυσικής μεταφοράς (κονβέκτορες-convector) .....	46
	3.6.3 Σώματα βεβιασμένης μεταφοράς (αερόθερμα, FCU, ή στοιχεία ανεμιστήρα) .....	47
	3.6.4 Ενσωματωμένα (εντοιχισμένα) συστήματα.....	47
3.7	Διατάξεις εξοικονόμησης ενέργειας.....	48
	3.7.1 Θερμοστάτες – Θερμοστατικοί διακόπτες.....	48
	3.7.2 Δίοδες και τρίοδες ηλεκτροβάνες – ηλεκτροκίνητες βαλβίδες.....	49
	3.7.3 Συστήματα αντιστάθμισης εξωτερικής θερμοκρασίας .....	50
3.8	Ανάλυση καυσαερίων και ρύθμιση καύσεως .....	51
3.9	Τοπικές διατάξεις ελέγχου.....	54
3.10	Εγκατάσταση συστήματος αυτονομίας με αντιστάθμιση εξωτερικής θερμοκρασίας σε παλαιά πολυκατοικία. ....	54
3.11	Υδραυλική εξισορρόπηση .....	56
	3.11.1 Γενικά .....	56
	3.11.2 Υδραυλική ισορροπία .....	56
<b>4</b>	<b>Κατανάλωση ενέργειας στην θέρμανση.....</b>	<b>58</b>
4.1	Γενικά.....	58
4.2	Κεντρική θέρμανση : ζήτηση θερμότητας και κατανάλωση ενέργειας.....	58
	4.2.1 Τα υποσυστήματα.....	58
	4.2.2 Απώλειες μετατροπής και βαθμοί απόδοσης.....	58
4.3	Βαθμός απόδοσης λέβητα.....	59
	4.3.1 Ορισμός και απευθείας μέτρηση .....	59
	4.3.2 Μέτρηση απωλειών και βαθμός απόδοσης.....	60
	4.3.3 Καύση και απώλειες καυσαερίων.....	61
	4.3.4 Θερμικές απώλειες κελύφους του λέβητα λόγω συναγωγής και ακτινοβολίας.....	64
	4.3.5 Απώλειες καμινάδας με καυστήρα κλειστό.....	67
	4.3.6 Εποχιακός βαθμός απόδοσης λέβητα. ....	67
	4.3.7 Υπερδιαστασιολόγηση και μέσο εποχιακό φορτίο λειτουργίας λέβητα.....	68
4.4	Απώλειες διανομής θερμότητας .....	69
	4.4.1 Η μετάδοση θερμότητας και οι γραμμικές απώλειες θερμότητας .....	69
	4.4.2 Συνολικές απώλειες και βαθμός αποδόσεως διανομής.....	71
4.5	Βαθμός απόδοσης κατά την χρήση της θερμότητας .....	74
	4.5.1 Οι απώλειες θερμότητας - Γενικά.....	74
	4.5.2 Βαθμός αποδόσεως θερμαντικών σωμάτων .....	75
	4.5.3 Βαθμός αποδόσεως ενδοδαπέδιας θέρμανσης.....	77
4.6	Συνολικός βαθμός απόδοσης και κατανάλωση καυσίμου .....	78
<b>5</b>	<b>Εξοικονόμηση ενέργειας στην θέρμανση .....</b>	<b>80</b>
5.1	Γενικά.....	80
5.2	Νοικοκύρεμα .....	80

5.2.1	Γενικά .....	80
5.2.2	Η τακτική συντήρηση του λέβητα .....	80
5.2.3	Θερμομόνωση των δικτύων διανομής θέρμανσης.....	81
5.2.4	Η αεροστεγάνωση.....	81
5.2.5	Ο ηλιασμός .....	81
<b>5.3</b>	<b>Αυτοματισμοί εξοικονόμησης ενέργειας .....</b>	<b>81</b>
5.3.1	Γενικά .....	81
5.3.2	Θερμοκρασιακός έλεγχος κατά ζώνη .....	82
5.3.3	Κεντρική αντιστάθμιση της θερμοκρασίας του νερού θέρμανσης.....	85
5.3.4	Υδραυλική εξισορρόπηση δικτύων κεντρικής θέρμανσης .....	86
<b>5.4</b>	<b>Αντικατάσταση λέβητα.....</b>	<b>88</b>
5.4.1	Γενικά .....	88
5.4.2	Οι λέβητες χαμηλών θερμοκρασιών.....	89
5.4.3	Λέβητες συμπύκνωσης.....	89
<b>5.5</b>	<b>Κτίρια θέρμανσης με αέρα και με ανάκτηση θερμότητας .....</b>	<b>90</b>
5.5.1	Παθητικά κτίρια.....	90
5.5.2	Ανάκτηση θερμότητας και εξοικονόμηση ενέργειας.....	90
<b>5.6</b>	<b>Αντλία θερμότητας .....</b>	<b>91</b>
5.6.1	Ενεργειακό ισοζύγιο και θεωρητικός βαθμός απόδοσης.....	91
5.6.2	Ο πραγματικός βαθμός απόδοσης .....	92
<b>6</b>	<b>Αντλίες θερμότητας .....</b>	<b>93</b>
<b>6.1</b>	<b>Αντλία θερμότητας και ψυκτικός κύκλος.....</b>	<b>93</b>
6.1.1	Ερωτήματα.....	93
6.1.2	Τι είναι μια αντλία θερμότητας; .....	93
<b>6.2</b>	<b>Λειτουργία ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών .....</b>	<b>93</b>
6.2.1	Γενικά .....	93
6.2.2	Ο συμπιεστής – Η φάση της συμπίεσης .....	94
6.2.3	Ο συμπυκνωτής – η φάση της συμπύκνωσης.....	95
6.2.4	Η εκτονωτική βαλβίδα – η φάση της εκτόνωσης .....	96
6.2.5	Ο Ατμοποιητής – η φάση της ατμοποίησης.....	96
6.2.6	Συμπυκνωτής και Ατμοποιητής: Εναλλαγή ρόλων .....	97
6.2.7	Αναστροφή ψυκτικού κύκλου –Τετράοδος βαλβίδα.....	98
6.2.8	Πλευρά υψηλής και χαμηλής πίεσης στον ψυκτικό κύκλου - Αυτοματισμοί .....	98
<b>6.3</b>	<b>Απόδοση αντλιών θερμότητας – Ορισμοί.....</b>	<b>99</b>
<b>6.4</b>	<b>Κατηγοριοποίηση αντλιών θερμότητας .....</b>	<b>101</b>
6.4.1	Γενιά .....	101
6.4.2	Αντλίες θερμότητας αέρος - αέρος.....	101
6.4.3	Αντλίες θερμότητας αέρος - νερού.....	102
<b>6.5</b>	<b>Αυτοματισμοί .....</b>	<b>112</b>
6.5.1	Αυτοματισμοί σε ένα συμβατικό σύστημα θέρμανσης με λέβητα .....	112
6.5.2	Αυτοματισμοί αντλίας θερμότητας αέρος – νερού.....	113
<b>6.6</b>	<b>Αντλίες θερμότητας αέρος – νερού και C.O.P/E.E.R .....</b>	<b>115</b>
6.6.1	Συμπεράσματα.....	116
6.6.2	Μεταβολή E.E.R.....	117
<b>6.7</b>	<b>Γεωθερμικές αντλίες θερμότητας .....</b>	<b>117</b>
6.7.1	Αρχή λειτουργίας.....	117
6.7.2	Κατηγοριοποίηση γεωθερμικών αντλιών θερμότητας .....	118
6.7.3	Γεωθερμία και απόδοση .....	119
<b>6.8</b>	<b>Πιστοποίηση αντλιών θερμότητας .....</b>	<b>119</b>

6.9	Τα οικονομικά των αντλιών θερμότητας .....	120
<b>7</b>	<b>Κεντρική θέρμανση με λέβητες – καυστήρες βιομάζας .....</b>	<b>121</b>
7.1	Επιδιωκόμενοι στόχοι .....	121
7.2	Γενικά.....	121
7.3	Περιγραφή βιομάζας - πελέτα .....	121
7.4	Θερμογόνος δύναμη βιομάζας - πελέτας.....	124
7.5	Περιγραφή συστημάτων .....	125
7.6	Καύση, εκπομπές καυσαερίων και νομοθεσία .....	130
7.7	Οικονομία της βιομάζας.....	132
<b>8</b>	<b>Ηλιοθερμικά συστήματα .....</b>	<b>133</b>
8.1	Ηλιακά συστήματα για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης.....	133
	8.1.1 Τα θερμοσιφωνικά ηλιακά.....	133
	8.1.2 Τα κεντρικά ηλιακά συστήματα .....	133
8.2	Οι ηλιακοί συλλέκτες.....	134
	8.2.1 Ο βαθμός απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών .....	134
	8.2.2 Τύποι ηλιακών συλλεκτών .....	136
8.3	Ηλιοθερμικά συνδυασμένης παραγωγής νερού θέρμανσης και ZNX .....	137
	8.3.1 Γενικά .....	137
	8.3.2 Τύποι συστημάτων Combi.....	138
	8.3.3 Σύστημα Α : δοχείο στο δοχείο .....	138
	8.3.4 Σύστημα Β : Εμβαπτισμένος εναλλάκτης ZNX .....	140
	8.3.5 Σύστημα Γ : Εξωτερικός εναλλάκτης ZNX.....	141
	8.3.6 Ο ελεγκτής του ηλιοθερμικού συστήματος .....	141
8.4	Το ποσοστό κάλυψης f των θερμικών φορτίων από την ηλιοθερμία .....	142
	8.4.1 Γενικά .....	142
	8.4.2 Η παράμετρος ΚΗΚ.....	142
	8.4.3 Η εκτίμηση του συντελεστή κάλυψης f.....	143
8.5	Το υποδειγματικό έργο ηλιοθερμίας στο Γενικό Νοσοκομείο Καλαμάτας .....	146
	8.5.1 Γενικά .....	146
	8.5.2 Ηλιοθερμικό σύστημα .....	146
	8.5.3 Η καινοτομία του έργου .....	148

**Απαγορεύεται η ανατύπωση μέρους ή αποσπασμάτων του βιβλίου σε κάθε έντυπη ή ηλεκτρονική μορφή χωρίς την γραπτή άδεια των συγγραφέων.**

## Πρόλογος

Η θέρμανση των κτιρίων και των κατοικιών στη χώρα μας αλλά και διεθνώς αποτελεί τον πιο σημαντικό τομέα κατανάλωσης ενέργειας ο οποίος φθάνει περίπου στο μισό της συνολικής κατανάλωσης ενέργειας στα κτίρια. Παράλληλα τα κτίρια καταναλώνουν το 40% περίπου της ενέργειας τελικής χρήσης, δηλαδή της ενέργειας που φθάνει στον τελικό καταναλωτή. Επομένως η θέρμανση αντιστοιχεί περίπου στο 20% της συνολικής τελικής κατανάλωσης ενέργειας και γι' αυτό ο τομέας χρήζει ιδιαίτερης προσοχής.

Η ευρωπαϊκή πολιτική στον τομέα της ενέργειας έχει πλέον επικεντρωθεί σε μεγάλο βαθμό στα θέματα εξοικονόμησης ενέργειας και εισαγωγής των ΑΠΕ (Ανανεώσιμες Πηγές Ενέργειας) στα κτίρια. Σύμφωνα με την Οδηγία 2010/31/ΕΕ, όλα τα κτίρια τα οποία θα κατασκευάζονται από το 2021 και μετά θα είναι «Κτίρια σχεδόν μηδενικής κατανάλωσης ενέργειας», ενώ το ίδιο θα ισχύσει από το 2019 για όλα τα νέα κτίρια του δημοσίου. Η Ευρωπαϊκή Ένωση ως μία περιοχή του κόσμου η οποία στερείται ενεργειακών πόρων, είναι αποφασισμένη πλέον με την πολιτική εξοικονόμησης ενέργειας να μειώσει τις καταναλώσεις ενέργειας μέχρι το 2020 κατά 20%

Η Ευρωπαϊκή Ένωση σχεδιάζει μέχρι το έτος 2030 την «βαθεία ανακαίνιση» των κτιρίων της Ευρώπης με κύριο σκοπό μία εξοικονόμηση ενέργειας της τάξεως του 30% έναντι της σημερινής κατάστασης. Προς αυτή την κατεύθυνση σχεδιάζονται χρηματοδοτικά προγράμματα της τάξεως των δεκάδων δισ. ευρώ για την ενίσχυση της ανακαίνισης αυτής.

Η θέρμανση των κτιρίων αποτελεί κεντρικό στόχο αυτής της πολιτικής. Τα σημερινά συστήματα θέρμανσης θα αντικατασταθούν από νέα συστήματα υψηλής απόδοσης ή από εναλλακτικά συστήματα τα οποία στηρίζονται πρωτίστως στις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Οι τεχνικές εξοικονόμησης ενέργειας ευρίσκονται πλέον στην πρώτη γραμμή όχι μόνο της ενεργειακής πολιτικής, αλλά του συνόλου του τεχνικού κόσμου ο οποίος προσπαθεί να προσαρμοστεί στα νέα δεδομένα.

Αυτό ακριβώς είναι το αντικείμενο του ανά χείρας βιβλίου, το οποίο φιλοδοξεί να εισάγει αλλά και προετοιμάσει τους μαθητές των τεχνικών λυκείων της χώρας εις αυτή την αναμενόμενη κοσμογονία. Αποσκοπεί στην δημιουργία «ενεργειακής συνείδησης» και ανάπτυξη τεχνικών γνώσεων και δεξιοτήτων στον τομέα της θέρμανσης, η οποία πλέον θα πρέπει να αποτελέσει κεντρικό στόχο της ενεργειακής παιδείας. Πρωτίστως όμως στοχεύει στην δημιουργία νέων τεχνικών επαγγελματιών στον τομέα της θέρμανσης όπως:

**α) επιθεωρητές λεβητοστασιών και εγκαταστάσεων κεντρικής θέρμανσης,**

**β) τεχνίτες συστημάτων εξοικονόμησης ενέργειας και**

**γ) εγκαταστάτες νέων συστημάτων θέρμανσης,** όπως είναι οι λέβητες συμπυκνώσεως, τα ηλιοθερμικά συστήματα, οι αντλίες θερμότητας, οι λέβητες και καυστήρες βιομάζας καθώς και οι τεχνολογίες συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας.

Διά τούτο, το μάθημα αυτό αποδίδει ίση έμφαση τόσο στην τεχνική περιγραφή όσο και την ενεργειακή ανάλυση των εξεταζόμενων συστημάτων, διότι σύμφωνα με τον Πλούταρχο : «ἀναγκαῖον τὸν τέλειον ἄνδρα καὶ θεωρητικὸν εἶναι τῶν ὄντων καὶ πρακτικὸν τῶν δεόντων».

**Οι συντάκτες**

# 1 Εισαγωγή στην ενέργεια και στα καύσιμα

## 1.1 Ενέργεια, έργο και θερμότητα

### 1.1.1 Έργο και μηχανική ενέργεια



Είναι γνωστή από την μηχανική η έννοια του **έργου**  $W$  το οποίο ορίζεται ως το γινόμενο μίας ασκούμενης δύναμης  $F$  επί την μετατόπιση  $x$  :  $W = F \cdot x$ . Ο άνθρωπος που ανυψώνει ένα βάρος  $B$  μέσω απλής τροχαλίας σε ύψος  $h$  παράγει έργο  $B \cdot h$ . Τι είναι όμως ενέργεια; Από την ετυμολογία της λέξης (ενέργεια = εν + έργο) προκύπτει ευθέως ότι ενέργεια είναι η ενδογενής δυνατότητα ενός υλικού συστήματος να παράγει έργο. Π.χ. ένα σώμα βάρους  $B$  τοποθετημένο σε ύψος  $h$  δύναται κατά την πτώση του να παράγει έργο ίσο με  $B \cdot h$ . Επομένως και επειδή το σώμα αυτό διαθέτει την ικανότητα παραγωγής έργου, έχει ενέργεια η οποία εν προκειμένω καλείται **δυναμική ενέργεια**.

### 1.1.2 Μετατροπές μηχανικής ενέργειας

Γνωρίζουμε από τον νόμο του Νεύτωνα ότι όταν μία δύναμη  $F$  ασκείται επί ενός σώματος μάζας  $m$ , τότε το σώμα αυτό επιταχύνεται με επιτάχυνση  $a = F/m$ . Γνωρίζουμε επίσης από την μηχανική ότι όταν ένα σώμα επιταχύνεται από μία αρχική κατάσταση ηρεμίας με ομαλή επιτάχυνση  $a$  κατά μία απόσταση  $s$ , τότε ο χρόνος που απαιτείται για την κάλυψη της αποστάσεως είναι :

$$t = (2s/a)^{1/2} \quad (\text{από τον νόμο της μετατόπισης}) \quad (1.1)$$

και η ταχύτητα που αποκτά ισούται με

$$v = a \cdot t = (2 \cdot s \cdot a)^{1/2}. \quad (\text{νόμος ταχύτητας}) \quad (1.2)$$

Επομένως μετά από άσκηση έργου δυνάμεως  $F \cdot s$  τότε το σώμα αποκτά **κινητική ενέργεια**  $E_K$  η οποία ορίζεται ίση με  $E_K = \frac{1}{2} m \cdot v^2$  και με βάση τα ανωτέρω ισούται με :

$$E_K = \frac{1}{2} m (2sa) = m \cdot a \cdot s = F \cdot s \quad (1.3)$$

δηλαδή ισούται με το έργο της δυνάμεως  $F \cdot s$  η οποία προκάλεσε την επιτάχυνση.

Ομοίως όταν ένα σώμα μάζας  $m$  εκσφενδονίζεται προς τα πάνω με αρχική ταχύτητα  $v$ , επιβραδύνεται λόγω της επιτάχυνσης της βαρύτητας  $g$  ( $=10 \text{ m/sec}^2$ ) φθάνει σε ένα μέγιστο ύψος  $h$  το οποίο ισούται :  $h = v^2/(2g)$ . Εις το ύψος αυτό το σώμα έχει πλέον μηδενική κινητική ενέργεια αλλά αποκτά **δυναμική ενέργεια**  $E_\Delta = B \cdot h$ . Γνωρίζοντας από τον νόμο του Νεύτωνα ότι  $B = m \cdot g$  τότε :

$$E_\Delta = m \cdot g \cdot h = m \cdot g \cdot v^2/(2g) = \frac{1}{2} m v^2 \quad (1.4)$$

Εκ των ανωτέρω διαπιστώνεται ότι το έργο δυνάμεως μετατρέπεται σε δυναμική ή κινητική ενέργεια και αντιστρόφως. Όλες αυτές οι μορφές ενέργειας καλούνται **μηχανική ενέργεια**.

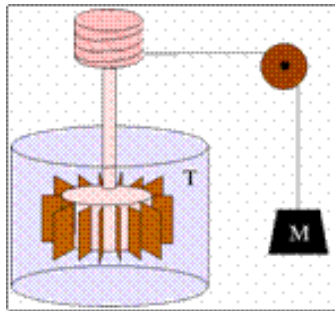
Η συνήθης μονάδα της μηχανικής ενέργειας είναι το  $J$  (τζάουλ) το οποίο ισούται με το γινόμενο δύναμης ενός  $N$  ( $1 \text{ Νιούτον} = 1 \text{ kg} \cdot 1 \text{ m/sec}^2$ ) επί απόσταση ενός μέτρου  $m$  :  $J = N \cdot m$ .

**Παράδειγμα 1.1:** Το έργο  $B \cdot h$  για την ανύψωση φορτίου μάζας  $m = 100 \text{ kg}$  σε ύψος  $h$  ενός μέτρου ισούται με  $(100 \text{ kg}) \cdot (10 \text{ m/sec}^2) \cdot 1 \text{ m} = 1000 \text{ J} = 1,0 \text{ kJ}$  όπου  $B = m \cdot g$

**Παράδειγμα 1.2:** Εάν όλη η δυναμική ενέργεια βάρους  $B$  του παραδείγματος 1 μετατραπεί σε κινητική τότε η αποκτώμενη ταχύτητα μπορεί να υπολογιστεί με βάση την αρχή ότι η κινητική ενέργεια θα ισούται με την αρχική δυναμική ενέργεια, ήτοι :  $m v^2/2 = B \cdot h$ . Άρα :

$v = (2 \cdot B \cdot h/m)^{1/2} = (2 \cdot 1000 \text{ J} \cdot 1 \text{ m}/100 \text{ kg})^{1/2} = 4,47 \text{ m/s}$ . Στο ίδιο αποτέλεσμα καταλήγουμε εάν γίνει χρήση του νόμου της ταχύτητας 1.2 δηλαδή :  $v = (2B \cdot h/m)^{1/2} = (2g \cdot h)^{1/2} = 4,47 \text{ m/s}$

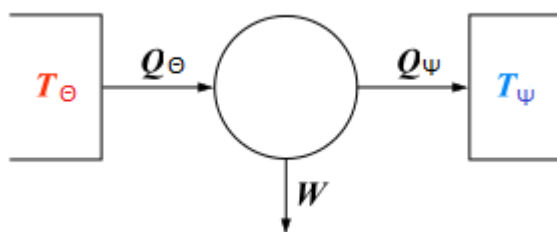
### 1.1.3 Μηχανική ενέργεια και θερμότητα



Με το γνωστό του πείραμα, το 1845, ο μεγάλος Άγγλος φυσικός James Prescott Joule (Τζάουλ) απέδειξε την ισοδυναμία έργου και θερμότητας. Μέχρι τότε η θερμότητα υπολογιζόταν με βάση την μονάδα ενός kcal, η οποία αντιστοιχεί στην απαιτούμενη ποσότητα θερμότητας για την θέρμανση ενός kg νερού κατά 1 °C. Με το πείραμα του Joule αποδείχθηκε ότι με την απορρόφηση έργου 4,187 kJ, μία πτερωτή μπορεί με ανάδευση να θερμάνει ένα κιλό νερού κατά ένα βαθμό Κελσίου, δηλαδή:

$$1 \text{ kcal} = 4,187 \text{ kJ}$$

Επομένως διαπιστώνεται ότι η μηχανική ενέργεια είναι δυνατόν να μετατραπεί πλήρως σε θερμότητα βάσει της ανωτέρω ισοδυναμίας. Παράλληλα και κατά το έτος 1850 οι Rudolf Clausius και William Rankine διατύπωσαν το **πρώτο θερμοδυναμικό αξίωμα** ή άλλως την **αρχή της διατήρησης της ενέργειας**, η οποία επιγραμματικά έχει ως εξής : «σε ένα απομονωμένο σύστημα η συνολική ενέργεια διατηρείται σταθερή και μπορεί να μετατρέπεται από μία μορφή σε άλλη χωρίς όμως να χάνεται ή να καταστρέφεται».



Όμως από την άλλη πλευρά και περί το έτος 1824 ο σπουδαίος Γάλλος μηχανικός και φυσικός Sadi Carnot απέδειξε ότι η θερμότητα δεν μπορεί να μετατραπεί πλήρως σε μηχανική ενέργεια αλλά μόνο κατά ένα ποσοστό  $\eta = W/Q_\Theta$  το οποίο καλείται βαθμός απόδοσης. Η μετατροπή αυτή γίνεται με την βοήθεια μίας θερμικής

μηχανής. Από το 1ο θερμοδυναμικό προκύπτει ότι (αρχή διατήρησης της ενέργειας):

$$W = Q_\Theta - Q_\Psi \rightarrow \eta = W/Q_\Theta = (Q_\Theta - Q_\Psi)/Q_\Theta \rightarrow \eta = 1 - Q_\Psi/Q_\Theta$$

Ο Carnot απέδειξε ότι ο βαθμός απόδοσης  $\eta$  δεν είναι δυνατόν να υπερβαίνει ένα θεωρητικό μέγιστο, ανεξαρτήτως τύπου μηχανής, το οποίο ισούται με :

$$\eta = 1 - Q_\Psi/Q_\Theta \leq 1 - T_\Psi/T_\Theta \quad (1.5)$$

όπου οι θερμοκρασίες  $T_\Theta$  και  $T_\Psi$  είναι σε βαθμούς Κέλβιν. Η διατύπωση αυτή του Carnot αποτελεί παράλληλα και την πρώτη διατύπωση του **δεύτερου θερμοδυναμικού αξιώματος**, εναλλακτικές διατυπώσεις του οποίου δόθηκαν στην συνέχεια από τους Clausius, Kelvin, Καραθεοδωρή και άλλους.





Τυπικές θερμικές μηχανές είναι π.χ. η εμβολοφόρος παλινδρομική ατμομηχανή, η μηχανή εσωτερικής καύσης, ο ατμοστροβίλος ή η πρώτη θερμική μηχανή του Ήρωνα του Αλεξανδρέος κατά το 100 μ.χ. η οποία απεικονίζεται παραπλεύρως. Σήμερα στην πράξη ο βαθμός αποδόσεως των συγχρόνων μεγάλων ατμοστροβίλων φθάνει το 42%, των αεριοστροβίλων το 38%, των μηχανών εσωτερικής καύσεως το 48% ενώ των μονάδων συνδυασμένου κύκλου αεριοστροβίλου-ατμοστροβίλου το 55%.

**Παράδειγμα 1.3:** Η μέγιστη θεωρητική απόδοση μίας θερμικής μηχανής που λειτουργεί με  $T_{\theta} = 850^{\circ}\text{C}$  και  $T_{\psi} = 15^{\circ}\text{C}$  ισούται με

$$\eta = 1 - (15 + 273)/(850 + 273) = 0,7435 = 74,35\%$$

#### 1.1.4 Άλλα είδη ενέργειας

Εκτός από την μηχανική ενέργεια και την θερμότητα, υπάρχουν επίσης και άλλα είδη ενέργειας όπως :

1. Χημική ενέργεια, δηλαδή η ενέργεια η οποία είναι αποθηκευμένη σε ένα καύσιμο και η οποία απελευθερώνεται εν είδη θερμότητας κατά την καύση ήτοι κατά την χημική αντίδραση του καυσίμου με τον Οξυγόνο
2. Ελαστική δυναμική ενέργεια, : ενέργεια που αποθηκεύεται σε ένα αντικείμενο τα οποίο μπορεί να τεντωθεί, συμπιεστεί, περιστραφεί ή υποστεί άλλη παραμόρφωση, όπως π.χ. είναι ένα ελατήριο
3. Ηλεκτρική ενέργεια : ενέργεια η οποία μεταφέρεται με το ηλεκτρικό ρεύμα
4. Ενέργεια των σχάσιμων πυρηνικών υλικών η οποία απελευθερώνεται από την σχάση (διάσπαση) των πυρήνων αυτών των υλικών μετά από πυρηνικές αντιδράσεις
5. Ενέργεια του φωτός : η ενέργεια η οποία μεταφέρεται με τα ηλεκτρομαγνητικά κύματα – φωτόνια
6. Ηχητική ενέργεια : ενέργεια η οποία μεταφέρεται με ακουστικά κύματα

#### 1.1.5 Μονάδες ενέργειας

Οι βασικές μονάδες ενέργειας είναι : το τζάουλ (J) , η θερμίδα (cal) και η βρετανική μονάδα θερμότητας (Btu). Το τζάουλ και η θερμίδα συχνά συνοδεύονται με τα αριθμητικά προθέματα k και M τα οποία προφέρονται ως «χιλιο- ή κιλο-» και «μέγα-» και σημαίνουν πολλαπλασιασμό με 1.000 και 1.000.000 αντιστοίχως.

Όπως αποδείχθηκε με το πείραμα του Joule:

$$1 \text{ kcal} = 4,187 \text{ kJ}$$

$$\text{Επίσης } 1 \text{ kWh} = 1 \text{ kW} \cdot 3600 \text{ s} = 3600 \text{ kJ}$$

$$\text{Επίσης } 1 \text{ Btu} = 1,55056 \text{ kJ}$$

$$\left. \begin{array}{l} 1 \text{ kcal} = 4,187 \text{ kJ} \\ \text{Επίσης } 1 \text{ kWh} = 1 \text{ kW} \cdot 3600 \text{ s} = 3600 \text{ kJ} \end{array} \right\} \text{ τότε : } 1 \text{ kWh} = 859,8 \text{ kcal}$$

$$\left. \begin{array}{l} 1 \text{ kcal} = 4,187 \text{ kJ} \\ \text{Επίσης } 1 \text{ kWh} = 1 \text{ kW} \cdot 3600 \text{ s} = 3600 \text{ kJ} \\ \text{Επίσης } 1 \text{ Btu} = 1,55056 \text{ kJ} \end{array} \right\} \text{ τότε : } 1 \text{ kWh} = 3412,14 \text{ Btu}$$

Εις την πράξη, ως μονάδα ενέργειας με πρακτική σημασία είναι η κιλοβατώρα (kWh)

### 1.1.6 Μονάδες ισχύος

Ως γνωστόν η ισχύς ισούται με ενέργεια / χρόνο. Δια την εύρεση των μονάδων ισχύος διαιρούμε τις μονάδες ενέργειας με μία μονάδα χρόνου ως ακολούθως :

$$1 \text{ kWh} = 859,9 \text{ kcal} \Rightarrow \frac{1 \text{ kWh}}{1 \text{ h}} = \frac{859,9 \text{ kcal}}{1 \text{ h}} \Rightarrow 1 \text{ kW} = 859,8 \text{ kcal/h} \Rightarrow 1 \text{ kcal/hr} = 1,163 \text{ W}$$

εργαζόμενοι ομοίως :  $1 \text{ kW} = 3412,14 \text{ Btu/h}$ ,


Επίσης :  $1 \text{ Ψυκτικός Τόνος (Refrigerant tone – RT)} = 12.000 \text{ Btu/h} = 3,5168 \text{ kW}$

**Παράδειγμα 1.4** : Η θερμική ικανότητα σε kW ενός λέβητα θερμικής ισχύος 100.000 kcal/h είναι  $100,000/860 = 116,3 \text{ kW}$

**Παράδειγμα 1.5** : Η ψυκτική ικανότητα σε kW ενός κλιματιστικού ψυκτικής ισχύος 22.000 btu/h ισούται με  $22000/3412,14 = 6,45 \text{ kW}$

### 1.1.7 Χρήσιμη μορφή ενέργειας και εμπορική μορφή ενέργειας τελικής χρήσης

Η ενέργεια για να είναι χρήσιμη και να εξυπηρετεί τις ανάγκες του ανθρώπου, πρέπει να παρέχεται σε μία τελική χρήσιμη μορφή. Π.χ. τυπικές χρήσεις ενέργειας περιλαμβάνουν:

Χρήσιμη μορφή ενέργειας	Χρήση	Ενέργειας τελική χρήσης (εμπορική μορφή)
Ηλεκτρική ενέργεια 	<ul style="list-style-type: none"> <li>- κίνηση ηλεκτρικών κινητήρων (πλυντήρια, ανεμιστήρες, κλπ)</li> <li>- θέρμανση με ηλεκτρικές ωμικές αντιστάσεις (θερμάνστρες, κουζίνα, θερμοσίφωνα, κλπ)</li> </ul>	Ηλεκτρική ενέργεια από δίκτυο χαμηλής τάσης
Θερμός αέρας	- Θέρμανση χώρων	<u>καύσιμα</u> : πετρέλαιο κίνησης, φυσικό αέριο, υγραέριο, ξύλα/βιομάζα, κλπ
Θερμό νερό	<ul style="list-style-type: none"> <li>- για την θέρμανση των θερμαντικών σωμάτων (καλοριφέρ)</li> <li>- για την χρήση στους χώρους υγιεινής ως ζεστό νερό χρήσης (ZNX)</li> </ul>	
Ψυχρός αέρας	- για τον κλιματισμό χώρων	Ηλεκτρική ενέργεια χαμηλής τάσης
Βιομηχανική ηλεκτρική ενέργεια	<ul style="list-style-type: none"> <li>- για την τήξη μετάλλων,</li> <li>- κίνηση ηλεκτροκινητήρων ή</li> <li>- την θέρμανση υλικών</li> </ul>	Ηλεκτρική ενέργεια μέσης ή υψηλής τάσης
Βιομηχανική χρήση θερμών αερίων ή καυσαερίων υψηλής θερμοκρασίας	<ul style="list-style-type: none"> <li>- ψήσιμο υλικών,</li> <li>- θέρμανση υλικών</li> <li>- ξήρανση υλικών</li> </ul>	στερεά καύσιμα (άνθρακας, κώκ), βαρύ πετρέλαιο, φυσικό αέριο, κλπ

Συνήθως όμως η ενέργεια δεν παρέχεται με την χρήσιμη μορφή της αλλά με εμπορική μορφή ενέργειας τελικής χρήσης.

## 1.2 Πηγές ενέργειας και καύσιμα

### 1.2.1 Συμβατικές και ανανεώσιμες πηγές ενέργειας

Οι μορφές ενέργειας τελικής χρήσης παράγονται από τις ενεργειακές πηγές μετά από σχετική επεξεργασία, αποθήκευση, μεταφορά και διανομή προς την τελική κατανάλωση. Οι πηγές αυτές περιλαμβάνουν τόσο τις επικαλούμενες συμβατικές πηγές όσο και τις ανανεώσιμες πηγές. Οι συμβατικές πηγές εξαντλούνται σταδιακά με τον χρόνο ενώ οι ανανεώσιμες πηγές είναι ανεξάντλητες.

Συμβατικές πηγές	Ανανεώσιμες πηγές
<u>Καύσιμες ύλες</u> - στερεά καύσιμα (άνθρακας, λιγνίτης, κλπ) - αργό πετρέλαιο, - φυσικό αέριο	Υδροηλεκτρική ενέργεια
	Ηλιακή ενέργεια
	Αιολική ενέργεια
<u>Σχάσιμες ύλες</u> - ουράνιο, - πλουτώνιο,	Βιομάζα
	Γεωθερμική ενέργεια
	Ενέργεια θαλασσίων ρευμάτων και κυμάτων

Μία τυπική μετατροπή των στερεών καυσίμων (λιγνίτης) στη ΔΕΗ για την παραγωγή ρεύματος δίδεται στην Εικόνα 1.1. ενώ η τυπική μετατροπή του αργού πετρελαίου προς παραγωγή τελικών προϊόντων πετρελαίου δίδεται στην Εικόνα 1.2. Το αργό πετρέλαιο εξορύσσεται εις τις πετρελαιοπηγές και στη συνέχεια μεταφέρεται με σωληναγωγούς ή δεξαμενόπλοια προς τα Διύλιστήρια αργού πετρελαίου προς παραγωγή τελικών προϊόντων.

Από την απόσταξη του αργού πετρελαίου παράγονται ελαφρά κλάσματα (νάφθα), μεσαία κλάσματα (ελαφρύ πετρέλαιο, κηροζίνη) και βαρέα υπολείμματα (πίσσα). Η νάφθα με περαιτέρω επεξεργασία δίδει αέριους υδρογονάνθρακες C1, C2, C3 και C4 τα οποία σημαίνουν μεθάνιο CH<sub>4</sub>, αιθάνιο C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>, προπάνιο C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> και βουτάνιο C<sub>4</sub>H<sub>10</sub>. Μείγματα των αερίων C3 και C4 συμπιέζονται και διατίθενται στο εμπόριο σε υγρή μορφή υπό πίεση σε φιάλες ως υγραέριο.

Τα βαρύτερα κλάσματα της ατμοσφαιρικής απόσταξης C8 έως C25 είναι σε υγρή μορφή ενώ τα βαρύτερα κλάσματα C>25 λαμβάνονται σε στερεά μορφή.

Από την άλλη πλευρά, οι σχάσιμες ύλες αποκαλούνται συχνά και ως πυρηνικά καύσιμα διότι η σχάση των βαρέων πυρήνων του Ουρανίου (με ατομικό βάρος 239) ή του Πλουτωνίου (ατομικό βάρος 242) σε πυρηνικούς αντιδραστήρες προκαλεί έκλυση θερμότητας.

### 1.2.2 Καύσιμα και πρωτογενής ενέργεια

Καύσιμα είναι υλικές ουσίες οι οποίες κατά την ένωσή τους με οξυγόνο, δηλαδή κατά την καύση τους, προκαλείται εξώθερμη αντίδραση η οποία συνοδεύεται από έκλυση θερμότητας. Διακρίνονται σε στερεά, υγρά και αέρια καύσιμα. :

Καλούνται συμβατικά όσα προέρχονται από μη ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Ως ενέργεια τελικής χρήσεως τα καύσιμα διακρίνονται σε στερεά, υγρά και αέρια.

Συμβατικά στερεά καύσιμα	Συμβατικά υγρά καύσιμα	Συμβατικά αέρια καύσιμα
Γαιάνθρακας, φαιάνθρακας	Ελαφρύ Πετρέλαιο (Ντήζελ)	Φυσικό αέριο
Λιγνίτης	Βαρύ πετρέλαιο (Μαζούτ)	Υγραέριο (μίγμα βουτανίου 80%, προπανίου)
Ανθρακίτης	Νάφθα, παραφίνη	Προπάνιο (μίγμα προπανίου 80%, βουτανίου)
Μεταλλουργικό Κώκ	Κηροζίνη, Βενζίνη	υδρογόνο
Βιομάζα/ξύλο	Βιοκαύσιμα (βιοντήζελ)	Βιοαέριο

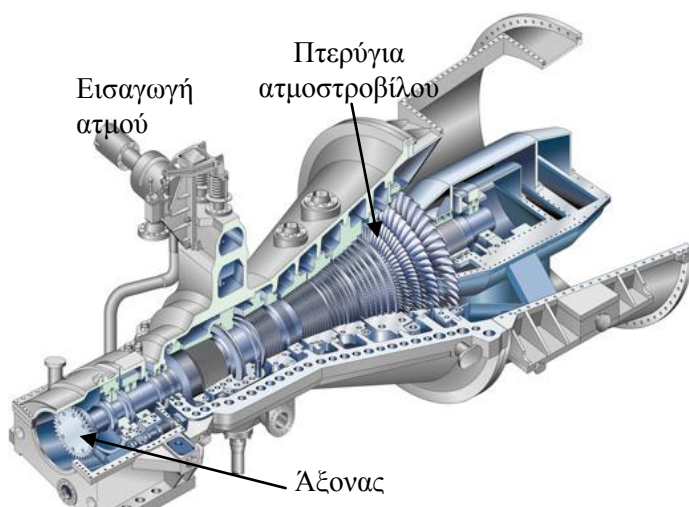
**Πρωτογενής ενέργεια** καλείται κάθε μορφή ενέργειας που δεν έχει υποστεί καμία μετατροπή ή μετασχηματισμό, μπορεί να είναι είτε συμβατική είτε ανανεώσιμη πηγή ενέργειας (π.χ. βιομάζα) και τροφοδοτείται ως πρώτη ύλη στην ενεργειακή βιομηχανία όπως:

1. Οι λιγνίτες και τα στερεά καύσιμα στην βιομηχανία παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας
2. Αργό πετρέλαιο στα Διύλιστήρια παραγωγής εμπορικών καυσίμων (βενζίνη, κηροζίνη, νάφθα, υγραέρια, ελαφρύ πετρέλαιο ντήζελ, βαρύ πετρέλαιο, κωκ)
3. Τα ενδιάμεσα προϊόντα του διύλιστηρίου προς τις μονάδες παραγωγής και μεταφοράς αερίων καυσίμων (π.χ. μονάδα νάφθας για την παραγωγή φωταερίου, δίκτυα μεταφοράς και διανομής φυσικού αερίου)
4. η βιομάζα (ξύλα, γεωργικά υπολείμματα, κλπ)

Η μετατροπή της ενέργειας σε ενέργεια τελικής χρήσης υπόκειται σε απώλειες ενέργειας και δια τούτο η ενέργεια τελικής χρήσης είναι μικρότερη από την πρωτογενή ενέργεια.

Π.χ για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από τα καύσιμα σε ένα ατμοηλεκτρικό εργοστάσιο της ΔΕΗ έχουμε τις εξής μετατροπές (βλέπει και Σχήμα 1.1):

- Καύσιμο → 1. Καύση και παραγωγή θερμότητας → 2. Παραγωγή ατμού υψηλής πίεσης στον ατμολέβητα → 3. Εκτόνωση (αποσυμπίεση) του ατμού στον ατμοστρόβιλο και παραγωγή περιστροφικής κίνησης εις τον κοινό άξονα του ατμοστροβίλου/ ηλεκτρογεννήτριας (μηχανική ενέργεια) → 4. Μετατροπή της κίνησης του άξονα της ηλεκτρογεννήτριας σε ηλεκτρική ενέργεια → 5. Ανύψωση της τάσης σε μετασχηματιστή στα 150 έως 400 kVolt → 6. Μεταφορά ηλεκτρικής ενέργειας υψηλής τάσης → 7. Μείωση τάσης σε μετασχηματιστή στα 20



Εικόνα 1.3: Κατατομή ατμοστροβίλου

kVolt → 8. Τοπική διανομή ηλεκτρικής ενέργειας μέσης τάσης → 9. Μείωση τάσης σε τοπικό μετασχηματιστή στα 230/400 Volt → 10. Παροχή ρεύματος χαμηλής τάσης στους καταναλωτές

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης της μετατροπής καυσίμου σε ηλεκτρική ενέργεια διανομής ισούται με το γινόμενο των βαθμών απόδοσης των επιμέρους μετατροπών, καθώς και τις απώλειες μεταφοράς και διανομής ηλεκτρικής ενέργειας.

$$\eta = \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \cdot \eta_6 \cdot \eta_7 \cdot \eta_8 \cdot \eta_9.$$

Η μετατροπή της ενέργειας του ατμού σε μηχανική ενέργεια στον άξονα του ατμοστροβίλου είναι ο σημαντικότερος όλων (μικρότερος), λόγω του θεωρήματος του Carnot.

Σήμερα ο μέσος βαθμός αποδόσεως  $\eta$  για την παραγωγή, μεταφορά και διανομή ηλεκτρικής ενέργειας έως τον τελικό καταναλωτή είναι της τάξεως του 34%. Το οποίο σημαίνει ότι για κάθε kWh που καταναλώνεται σήμερα στα σπίτια μας καταναλώνονται  $1/0,34 = 2,9$  kWh πρωτογενούς ενέργειας.

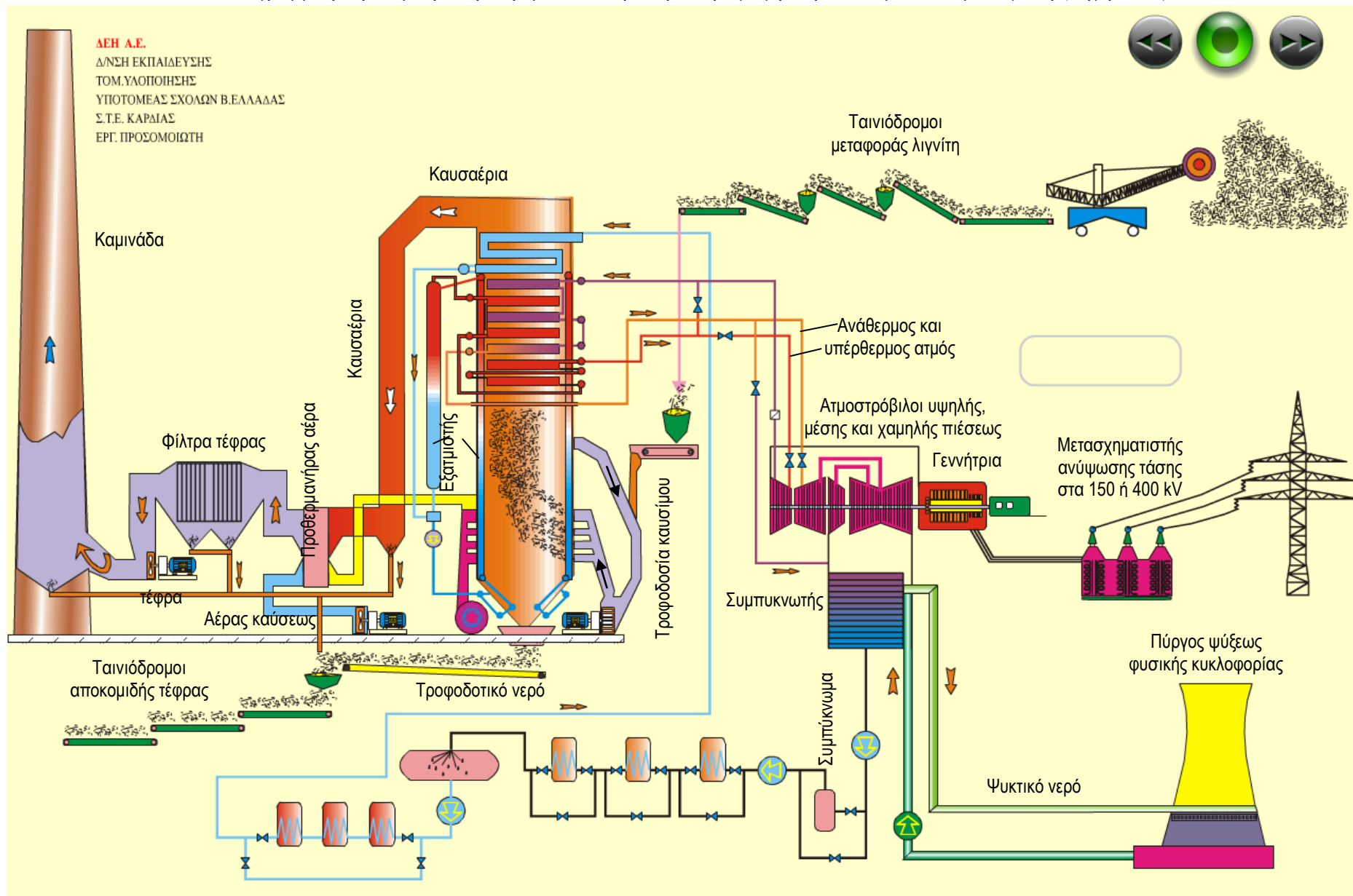
Ο πίνακας που ακολουθεί δίδει το συντελεστή μετατροπής σε πρωτογενή ενέργεια κάθε kWh ενέργειας τελικής χρήσης οποιασδήποτε μορφής. Επίσης δίδει την εκπομπή διοξειδίου του άνθρακα σε κιλά για κάθε kWh η οποία καταναλώνεται εις την τελική χρήση.:

Η εκπομπή διοξειδίου του άνθρακα και η αύξηση των συγκεντρώσεων αυτού στην ατμόσφαιρα επιβαρύνει το φαινόμενο της υπερθέρμανσης του πλανήτη και για τούτο η εκπομπή αυτή παρακολουθείται σήμερα εξ' ίσου στενά μαζί με την κατανάλωση ενέργειας.

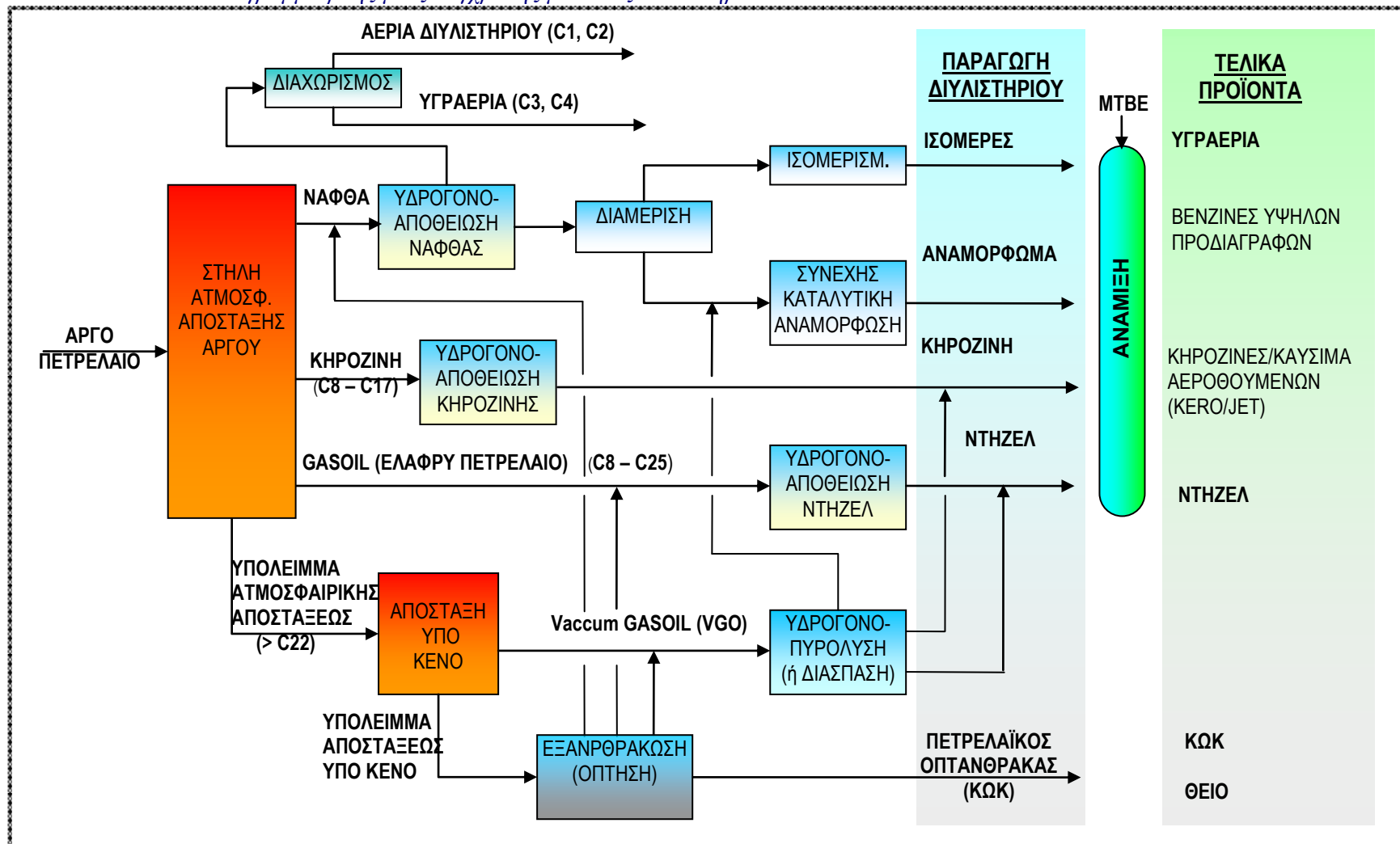
Πίνακας 1.1 Συντελεστές αναγωγής της κατανάλωσης ενέργειας τελικής χρήσης σε πρωτογενή ενέργεια και υπολογισμού των εκπομπών CO<sub>2</sub>

Πηγή ενέργειας	Συντελεστής μετατροπής σε πρωτογενή ενέργεια	Εκλύομενοι ρύποι ανά μονάδα ενέργειας (kgCO <sub>2</sub> /kWh)
Φυσικό αέριο	1,05	0,196
Πετρέλαιο θέρμανσης	1,10	0,264
Ηλεκτρική ενέργεια	2,90	0,989
Υγραέριο	1,05	0,238
Βιομάζα	1,00	0,039 (πελέτα), 0,016 (ξύλο)
Τηλεθέρμανση από Δ.Ε.Η.	0,70	0,347

Εικόνα 1.1: Βασικό διάγραμμα ροής ατμοηλεκτρικής μονάδας ηλεκτροπαραγωγής της ΔΕΗ με καύσιμο λιγνίτη (πηγή ΔΕΗ)



Εικόνα 1.2: Βασικό διάγραμμα ροής μίας σύγχρονης μονάδας διυλιστηρίου



### 1.3 Στοιχεία καυσίμων

#### 1.3.1 Η θερμογόνος δύναμη

Κατά την καύση ενός υδρογονάνθρακα παράγεται διοξείδιο του άνθρακα και νερό ενώ παράλληλα εκλύεται θερμότητα. Π.χ με την καύση ενός μοριακού όγκου μεθανίου παράγεται :  $\text{CH}_4 + 2.\text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2.\text{H}_2\text{O}$

Ως Κατωτέρα θερμογόνος δύναμη (ΚΘΔ) ενός υδρογονάνθρακα ορίζεται η θερμότητα που εκλύεται κατά την καύση μίας μονάδας μάζας ή όγκου αυτού, μειωμένη κατά την ενέργεια που απαιτείται για την εξάτμιση του νερού το οποίο είτε περιέχεται στο καύσιμο είτε σχηματίζεται από την καύση ως ανωτέρω. Η ανωτέρα θερμογόνος δύναμη (ΑΘΔ) ενός καυσίμου είναι μεγαλύτερη από την ΚΘΔ κατά την ενέργεια που αποδίδεται όταν ο εξατμισθείς υδρατμός συμπυκνωθεί προς νερό. :

$$\text{ΑΘΔ} = \text{ΚΘΔ} + h_{fg} \cdot [9 (\text{H}\%) + \nu\%]$$

όπου α)  $h_{fg}$  είναι η αποδιδόμενη θερμότητα συμπύκνωσης των υδρατμών σε νερό, η οποία είναι 2441 kJ/kg νερού, β) H% είναι η κατά βάρος σύσταση του καυσίμου σε υδρογόνο και γ)  $\nu\%$  είναι η κατά βάρος σύσταση σε υγρασία του καυσίμου.

Παράδειγμα 1.6: Εάν θεωρηθεί ότι ένα φυσικό αέριο αποτελείται 100% από μεθάνιο  $\text{CH}_4$ , τότε  $\text{H}\% = 4/16 = 25\%$ , όπου 16 είναι το μοριακό βάρος του μεθανίου και 4 το μοριακό βάρος των τεσσάρων υδρογόνων στο μόριο του μεθανίου. Επομένως η διαφορά μεταξύ ΑΘΔ και ΚΘΔ θα ισούται με :  $\text{ΑΘΔ} - \text{ΚΘΔ} = 2441 \cdot 9,25 = 5492,25 \text{ kJ/kg} = 1,52 \text{ kWh/kg}$

#### 1.3.2 Ελαφρύ Πετρέλαιο

Ένας ισοδύναμος χημικός τύπος του ελαφρού πετρελαίου διατυπώνεται ως :  $\text{C}_c\text{H}_h\text{N}_n\text{O}_o\text{S}_s$ , όπου τα κεφαλαία λατινικά γράμματα υποδεικνύουν τα χημικά στοιχεία και οι αντίστοιχοι λατινικοί δείκτες υποδεικνύουν την σύσταση. Μία τυπική κατά βάρος σύσταση του πετρελαίου δίδεται στον πίνακα που ακολουθεί:

Πίνακας 1.2 : Τυπικά στοιχεία συστάσεως ελαφρού πετρελαίου

Στοιχείο	Μοριακό βάρος (ΜΒ)	Σύσταση (κ.β.%)	Δείκτες χημικού τύπου	
			σύμβολο	τιμή
Ανθρακας	12,0110	86,30%	c	16
Υδρογόνο	1,0079	13,00%	h	28,72
Αζωτο	14,0067	0,35%	n	0,056
Οξυγόνο	15,9994	0,35%	o	0,049
Θείο	32,0660	0,01%	s	0,003
Σύνολο		100,00%		

Η εύρεση των λατινικών δεικτών c, h, n, o, s γίνεται ως εξής :

Οι υδρογονάνθρακες που περιλαμβάνονται στο ελαφρύ πετρέλαιο έχουν σημείο βρασμού στους 240 - 300 °C και όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.1 περιλαμβάνουν υδρογονάνθρακες με 8 έως 25 άνθρακες (C8-C25) στο μόριό τους. Ως εκ τούτου επιλέγεται ως αντιπροσωπευτικό μόριο του ελαφρού πετρελαίου εκείνο με 16 άνθρακες, δηλαδή με δείκτη c=16.



Τότε, με βάση την ανωτέρω τυπική κατά βάρος σύσταση σε άνθρακα, το μοριακό βάρος του πετρελαίου προκύπτει ίσο με  $16 (12,011) / (86,39\%) = 222,69$ .

Ο δείκτης  $h$  του υδρογόνου θα ισούται :  $h = 222,69 (13,0\%) / 1,0079 = 28,72$

Ομοίως προκύπτουν και οι λοιποί δείκτες που δίδονται στον Πίνακα 2.1. Επομένως :

Ο τυπικός ισοδύναμος μοριακό τύπος ( $C_cH_hN_nO_oS_s$ ) :  $C_{16}H_{28,72}N_{0,056}O_{0,049}S_{0,003}$

Το μοριακό βάρος : 222,69

Κατωτέρα θερμογόνος δύναμη : 10250 kcal/kg = 11,92 kWh/kg

Πυκνότητα πετρελαίου : 0,84 kg/λίτρο

Κατωτέρα θερμογόνος δύναμη ανά λίτρο :  $11,92 \text{ kWh/kg} \cdot 0,84 \text{ kg/λίτρο} = 10,0 \text{ kWh/λίτρο}$

### Παράδειγμα 1.6: Υπολογισμός της ανωτέρας θερμογόνου δυνάμεως

Η ΚΘΔ του ελαφρού πετρελαίου είναι 10250 kcal/kg. Λαμβάνοντας  $H\% = 13\%$  όπως συμβαίνει στα ελαφρά πετρέλαια, και  $v\% = 0$  τότε :  $A\Theta\Delta = 10250 + 583 (9) 13\% = 10932 \text{ kcal/kg}$ .

## 1.3.3 Φυσικό αέριο

### 1.3.3.1 Σύσταση

Το φυσικό αέριο αποτελείται από ένα μείγμα ελαφρών υδρογονανθράκων, κυρίως μεθάνιο ( $C_1$ ) και αιθάνιο ( $C_2$ ), προπάνιο ( $C_3$ ) και βουτάνιο ( $C_4$ ), οι οποίοι υπό συνήθους θερμοκρασίας και πιέσεις μεταφοράς, διανομής και χρήσης είναι σε αέρια μορφή. Εισάγεται στην χώρα μας μέχρι σήμερα από δύο πύλες :

A) Την βόρεια πύλη στα σύνορα με την Βουλγαρία, με προέλευση την Ρωσία

B) Τον σταθμό υδροποιημένου φυσικού αερίου στην Ρεβουθούσα, με προέλευση την Αλγερία.

Η κύρια πηγή είναι το Ρωσικό φυσικό αέριο του οποίου η βασική κατ' όγκο σύσταση ΚΟ<sub>v</sub> των επιμέρους συστατικών με δείκτη  $v$  δίδεται στον Πίνακα 1.3. Λαμβάνοντας υπ' όψιν επίσης τα μοριακά βάρη  $MB_v$  των επιμέρους συστατικών, το μοριακό βάρος του φυσικού αερίου προκύπτει ίσο με :  $MB_{\phi} = \Sigma (MB_v \cdot KO_v) = 16,447$

Πίνακας 1.3 : Τυπικά στοιχεία του ρωσικού φυσικού αερίου στην χώρα μας

Συστατικό	Μοριακό βάρος	κατ' όγκο σύσταση (%)	Πυκνότητα kg/Nm <sup>3</sup>	κατά βάρος σύσταση (%)	ΚΘΔ	
					kcal/Nm <sup>3</sup>	kWh/kg
CH <sub>4</sub>	16,0428	98	0,72	95,6%	8.570,6	13,926
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,0700	0,6	1,34	1,1%	15.256,9	13,226
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,1000	0,2	1,97	0,5%	21.818,6	12,897
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,1200	0,2	2,59	0,7%	28.376,2	12,727
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,1503	0,1	3,22	0,4%	34.936,2	12,622
N <sub>2</sub>	28,0135	0,8	1,25	1,4%	-	-
CO <sub>2</sub>	44,0098	0,1	1,96	0,3%	-	-
<b>Φυσικό. Αέριο</b>	<b>16,4470</b>	<b>100,0</b>	<b>0,7338</b>	<b>1,0</b>	<b>8626,1</b>	<b>13,67</b>

### 1.3.3.2 Πυκνότητα φυσικού αερίου και ο νόμος των τελείων αερίων

Η πυκνότητα των αερίων συνήθως εκφράζεται σε  $\text{kg}/\text{Nm}^3$  όπου  $\text{Nm}^3$  υποδηλώνει τα κανονικά (Normal) κυβικά μέτρα αερίου δηλαδή αέριο υπό Κανονικές Συνθήκες (Κ.Σ.) πίεσεως και θερμοκρασίας (ατμοσφαιρική πίεση = 1 ατμόσφαιρα = 1,01324 bar, θερμοκρασία =  $0^\circ\text{C} = 273,15^\circ\text{K}$ ).

Σε χαμηλές πιέσεις κάτω των 5 bar, η πυκνότητα του φυσικού αερίου καθώς και των επιμέρους συστατικών του αερίων υπολογίζεται ικανοποιητικά με τον νόμο των τελείων αερίων.

$$\text{Νόμος τελείων αερίων : } p V = n R T,$$

όπου  $n$  είναι ο αριθμός των γραμμομορίων  $n = m/\text{MB}$  (μάζα δια μοριακό βάρος), επομένως

$$p V = m R T / \text{MB} \rightarrow \rho = m/V = p \text{ MB} / (R T)$$

Η πυκνότητα του φυσικού αερίου  $\rho_0$  υπό Κ.Σ. υπολογίζεται εάν στον ανωτέρω τύπο ληφθούν ατμοσφαιρική πίεση  $p = 1,01324 \times 10^5 \text{ N/m}^2$  και θερμοκρασία  $T = 273,15^\circ\text{C}$  :

$$\begin{aligned} \rho_0 &= 1,01324 \times 10^5 (16,4470) / (8314,47 \times 273,15) \rightarrow \\ \rho_0 &= 0,7338 \text{ kg}/\text{Nm}^3 \end{aligned}$$

Για τον υπολογισμό της πυκνότητας στους  $15^\circ\text{C}$  γίνεται χρήση των ιδιοτήτων των τελείων αερίων :

$$\rho_{15} = \rho_0 (273,17)/(273,15+15) = 0,6956 \text{ kg}/\text{m}^3$$

Με τον ίδιο τρόπο υπολογίζονται και οι πυκνότητες των επιμέρους αερίων συστατικών του φυσικού αερίου που δίδονται στον Πίνακα 1.3 καθώς και του ατμοσφαιρικού αέρα με μοριακό βάρος 28,96 :

$$\rho_{\text{αέρα}} = 1,01324 \times 10^5 (28,96) / (8314,47 \times 273,15) = 1,292 \text{ kg}/\text{Nm}^3$$

Συγκρίνοντας την πυκνότητα του αέρα με εκείνη του φυσικού αερίου παρατηρείται ότι εκείνη του φυσικού αερίου είναι μικρότερη. Αρα το φυσικό αέριο είναι ελαφρύτερο του αέρα και σε περίπτωση διαφυγής, αυτό έχει την τάση να ανέρχεται προς τα υψηλότερα σημεία του χώρου που εκλύθηκε.

Από την άλλη πλευρά, από τον Πίνακα 1.4 και 1.5 διαπιστώνεται ότι οι πυκνότητες του προπανίου και του βουτανίου είναι μεγαλύτερες από εκείνη του αέρα. Επομένως τυχόν διαρροή προπανίου ή βουτανίου, αυτά έχουν την τάση να συγκεντρώνονται στα χαμηλότερα σημεία του χώρου, δυσκολεύοντας έτσι τις προσπάθειες για την απομάκρυνσή τους από τον χώρο διαφυγής και δημιουργώντας επικίνδυνες καταστάσεις.

### 1.3.3.3 Η θερμογόνος δύναμη του φυσικού αερίου

Η κατωτέρα θερμογόνος δύναμη του φυσικού αερίου υπολογίζεται από τις επιμέρους θερμογόνους δυνάμεις των επτά συστατικών αερίων και την κατ' όγκο σύσταση (βλέπε πίνακα 1.3) ως εξής:

$$\text{K}\Theta\Delta_{\text{φα}} = \text{K}\Theta\Delta_1 \text{K}\Theta_1 + \text{K}\Theta\Delta_2 \text{K}\Theta_2 + \dots + \text{K}\Theta\Delta_7 \text{K}\Theta_7 = 8626,1 \text{ kcal}/\text{Nm}^3 = 10,0 \text{ kWh}/\text{Nm}^3$$

Η θερμογόνος δύναμη των επιμέρους αερίων ενώσεων  $\text{K}\Theta\Delta$  λαμβάνεται από την βιβλιογραφία.

Στον Πίνακα 1.3 η ΚΘΔ δίδεται σε διάφορες μονάδες τόσο ανά κανονικό κυβικό όσο και ανά κιλό καυσίμου. Η ΚΘΔ<sub>Μ</sub> του φυσικού αερίου ή ενός αερίου στοιχείου ανά kg υπολογίζεται από την ΚΘΔ<sub>όγκος</sub> ανά κανονικό κυβικό (Nm<sup>3</sup>) μετά από διαίρεση με την αντίστοιχη πυκνότητα του αερίου ρ<sub>0</sub>.

$$ΚΘΔ_M = ΚΘΔ_0 \cdot \rho_0$$

Η ανωτέρα θερμογόνο δύναμη (ΑΘΔ) του φυσικού αερίου υπολογίζεται με καλή ακρίβεια από τον εμπειρικό τύπο :

$$ΑΘΔ \cong 1,11 ΚΘΔ$$

### 1.3.4 Υγραέριο

#### 1.3.4.1 Γενικά

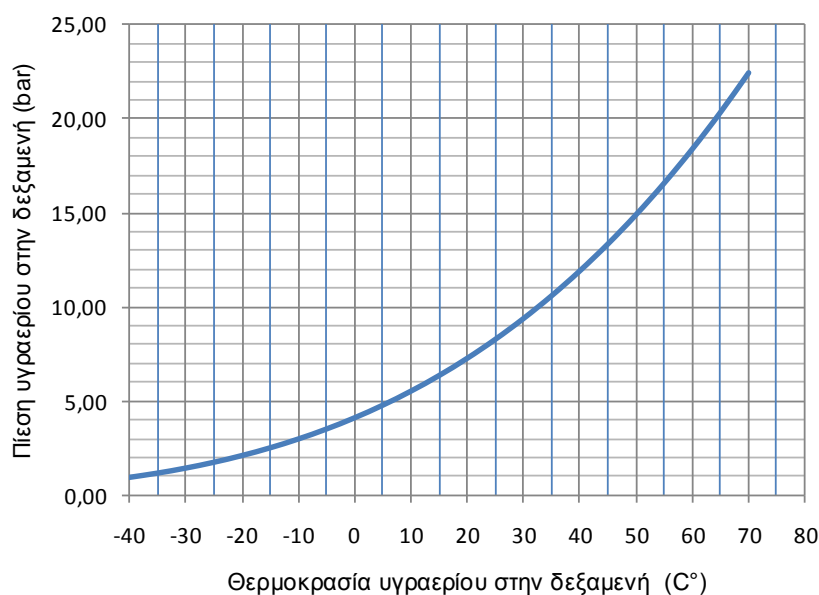
Το υγραέριο προέρχεται από τις μονάδες LPG των διύλιστηρίων (Σχήμα 1.2) και είναι μίγμα προπανίου και βουτανίου. Διατίθεται στο εμπόριο συνήθως σε δύο μορφές : το εμπορικό προπάνιο και το εμπορικό βουτάνιο. Στο εμπορικό προπάνιο η κατά βάρος σύσταση σε προπάνιο ανέρχεται στο 80% και σε βουτάνιο στο 20%. Αντίθετες ακριβώς είναι οι συστάσεις στο εμπορικό βουτάνιο ( ή υγραέριο).

Τα υγραέρια διακινούνται σε υγρή μορφή εντός δοχείων ή φιαλών υπό πίεση, προκειμένου να διατηρούνται σε υγρή φάση σε συνθήκες θερμοκρασίας περιβάλλοντος. Σε μεγάλες εγκαταστάσεις υγραερίου, οι δεξαμενές μπορεί να είναι είτε υπέργειες είτε υπόγειες.

Η εσωτερική πίεση σε ένα δοχείο υγραερίου είναι συνάρτηση της εξωτερικής θερμοκρασίας και της θερμοκρασίας της δεξαμενής και μπορεί να κυμαίνεται από 8 έως 12 bar.

Εντός της δεξαμενής το υγραέριο θα ευρίσκεται σε κατάσταση κορεσμού δηλαδή σε θερμική ισορροπία δύο φάσεων : της υγρής και της αέριας. Στο διάγραμμα του σχήματος 1.1 δίδεται η σχέση πίεσης και θερμοκρασίας του υγραερίου για το «εμπορικό προπάνιο».

Σχήμα 1.1 Καμπύλη πίεσης – θερμοκρασίας εμπορικού προπανίου σε συνθήκες κορεσμού



Από το διάγραμμα αυτό διαπιστώνεται ότι όταν η δεξαμενή είναι στους 40 °C, η πίεση εντός αυτής θα κυμαίνεται περί τα 12bar. Όταν η δεξαμενή θα είναι υπόγεια, αυτή δεν θα υπόκειται στην ηλιακή ακτινοβολία και επομένως η θερμοκρασία αυτής θα είναι κάτω των 40°C

Πάντως για λόγους ασφαλείας, τα δοχεία και οι δεξαμενές σχεδιάζονται έτσι ώστε να αντέχουν πολύ υψηλότερες πιέσεις, της τάξεως των 18 έως 30 bar. Τα δοχεία αυτά διαθέτουν ασφαλιστικές βαλβίδες οι οποίες ενεργοποιούνται σε πίεση από 17 έως 25 bar

Το υγραέριο παρέχεται σε αέρια μορφή προς τελική χρήση, όπως το φυσικό αέριο. Η εξαερίωση του υγραερίου επιτυγχάνεται κατά την αποσυμπίεσή του, λόγω του ότι το προπάνιο και του βουτάνιο είναι αέρια σε συνήθεις θερμοκρασίες και χαμηλές πιέσεις, όπως η ατμοσφαιρική. .

#### 1.3.4.2 Το εμπορικό προπάνιο

Τα βασικά στοιχεία του εμπορικού προπανίου δίδονται στον Πίνακα.1.4. Όπως φαίνεται στον πίνακα αυτό η κατά βάρος σύσταση του εμπορικού προπανίου ανέρχεται στα 80/20 για το προπάνιο/βουτάνιο.

Πίνακας 1.4 : Τυπικά στοιχεία του εμπορικού προπανίου στην χώρα μας

Συστατικό	Μοριακό βάρος	κατ' όγκο σύσταση (%)	Πυκνότητα kg/Nm <sup>3</sup>	κατά βάρος σύσταση (%)	ΚΘΔ	
					kcal/Nm <sup>3</sup>	kWh/kg
CH <sub>4</sub>	16,0428	0	0,72	0,0%	8.570,6	13,926
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,0700	0	1,34	0,0%	15.256,9	13,226
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,1000	84,05	1,97	80,0%	21.818,6	12,897
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,1200	15,95	2,59	20,0%	28.376,2	12,727
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,1503	0	3,22		34.936,2	12,622
N <sub>2</sub>	28,0135	0	1,25	0,0%	-	-
CO <sub>2</sub>	44,0098	0			-	-
<b>Αέριο</b>	<b>16,4253</b>	<b>100,0</b>	<b>2,0673</b>	<b>1,0</b>	<b>22864,5</b>	<b>12,863</b>

Στον πίνακα 1.4 η κατά βάρος σύσταση ΚΒ κάθε αερίου συστατικού σχετίζεται με την κατ' όγκο σύσταση ΚΟ με βάση τον τύπο :

$$KB = \rho \text{ ΚΟ} / \rho_M$$

όπου ρ είναι η πυκνότητα ενός αερίου συστατικού και ρ<sub>Μ</sub> είναι η πυκνότητα του μίγματος των αερίων. Επομένως βάσει αυτού του τύπου η μετατροπή της κατά βάρος σε κατ' όγκο σύσταση γίνεται ευθέως.

Τέλος από τον Πίνακα 1.4 παρατηρείται ότι η ΚΘΔ του εμπορικού προπανίου ανέρχεται στα 22864,5 kcal/Nm<sup>3</sup> , ήτοι είναι υπερδιπλάσια από το φυσικό αέριο ανά κανονικό κυβικό. Ανηγμένη ανά kg η ΚΘΔ του προπανίου ανέρχεται στις 12,863 kWh/kg.

Η πυκνότητα του υγρού προπανίου ανέρχεται περί τα 510 kg/m<sup>3</sup>.

Η ανωτέρα θερμογόνο δύναμη είναι περίπου ίση με : ΑΘΔ ≅ 1,087 ΚΘΔ

### 1.3.4.3 Υγραέριο (Μίγμα Βουτανίου)

Τα βασικά στοιχεία του εμπορικού βουτανίου δίδονται στον Πίνακα 2.4. Οι παρατηρήσεις για το υγραέριο αυτό είναι αντίστοιχες με εκείνες για το εμπορικό προπάνιο.

Πίνακας 1.5 : Τυπικά στοιχεία του εμπορικού βουτανίου (υγραέριο) στην χώρα μας

Συστατικό	Μοριακό βάρος	κατ' όγκο σύσταση (%)	Πυκνότητα kg/Nm <sup>3</sup>	κατά βάρος σύσταση (%)	ΚΘΔ	
					kcal/Nm <sup>3</sup>	kWh/kg
CH <sub>4</sub>	16,0428	0	0,72	0,0%	8.570,6	13,926
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	30,0700	0	1,34	0,0%	15.256,9	13,226
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	44,1000	24,6	1,97	19,8%	21.818,6	12,897
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	58,1200	75,4	2,59	80,2%	28.376,2	12,727
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	72,1503	0	3,22		34.936,2	12,622
N <sub>2</sub>	28,0135	0	1,25	0,0%	-	-
CO <sub>2</sub>	44,0098	0			-	-
<b>Αέριο</b>	<b>16,4253</b>	<b>100,0</b>	<b>2,4391</b>	<b>1,0</b>	<b>26763,0</b>	<b>12,760</b>

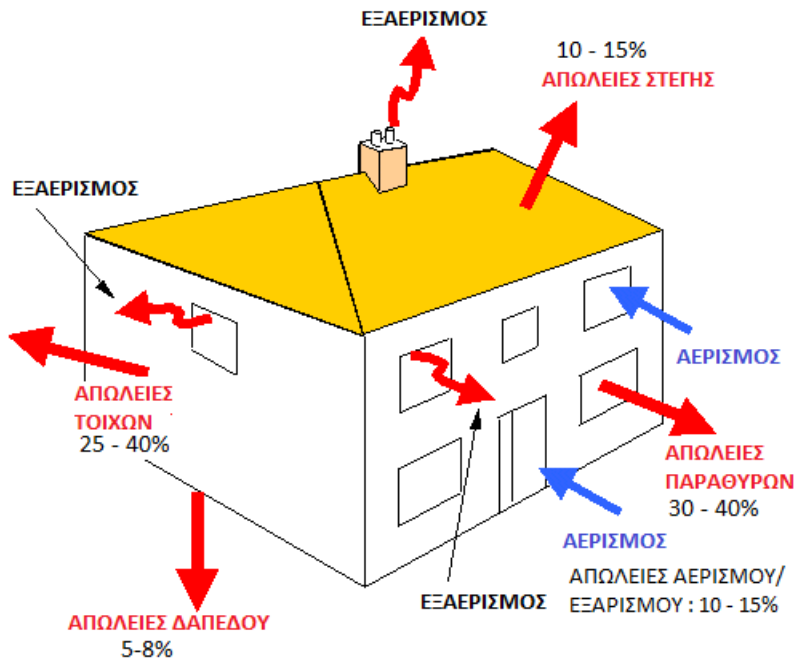
Εντός της δεξαμενής, η πυκνότητα του υγραερίου σε υγρή φάση : 580 kg/m<sup>3</sup>

Η ανωτέρα θερμογόνο δύναμη είναι περίπου ίση με : ΑΘΔ ≅ 1,085 ΚΘΔ

## 2 Απαιτήσεις-ζήτηση θερμότητας για την θέρμανση κτιρίων

### 2.1 Οι θερμικές απώλειες κτιρίου

Ένα τέλεια μονωμένο σπίτι θα διατηρούσε την θερμότητα για πάντα και έτσι δεν θα χρειαζόταν θέρμανση. Δύο είναι οι κυριότεροι παράγοντες που προκαλούν θερμικές απώλειες στα κτίρια :



Εικόνα 2.1 : Τυπικές θερμικές απώλειες κτιρίων από το κτιριακό κέλυφος (τοιχοί, παράθυρα, στέγη, δάπεδο) και τον αερισμό-εξαερισμό.

1. Οι απώλειες θερμοπερατότητας του κτιριακού κελύφους η οποία επιτρέπει την ροή της θερμότητας από τα μέσα προς τα έξω, λόγω υψηλότερης εσωτερικής θερμοκρασίας κτιρίου κατά την περίοδο θέρμανσης
2. Οι απώλειες αερισμού/εξαερισμού λόγω της χαμηλότερης θερμοκρασίας του εισερχόμενου αέρα

Και οι δύο οι ανωτέρω απώλειες είναι ευθέως ανάλογες της διαφοράς μεταξύ της Εσωτερικής Θερμοκρασίας  $T_i$  του θερμαινόμενου χώρου και της εξωτερικής θερμοκρασίας περιβάλλοντος  $T_a$ .

Οι απώλειες θερμοπερατότητας  $\dot{Q}$  έχουν μονάδες ισχύος (W) και για ένα δομικό στοιχείο (π.χ. τοίχος, θύρα, παράθυρο, στέγη ή δάπεδο) υπολογίζονται ως εξής :

$$\dot{Q} = A.U (T_i - T_a) \quad (2.1)$$

όπου  $A$  η επιφάνεια (εμβαδόν) του δομικού στοιχείου και  $U$  είναι ο συντελεστής θερμοπερατότητας και έχει μονάδες  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ . Όσο μεγαλύτερος είναι αυτός ο συντελεστής, τόσο μεγαλύτερες είναι οι θερμικές απώλειες.

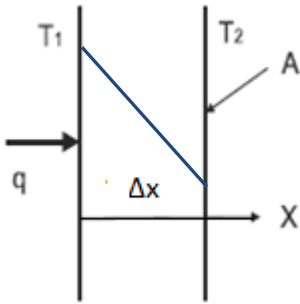
## 2.2 Μετάδοση θερμότητας και υπολογισμός του U

Για τον υπολογισμό του συντελεστή θερμοπερατότητας πρέπει πρώτα να παρουσιαστούν μερικές βασικές γνώσεις για την μετάδοση θερμότητας.

### 2.2.1 Μετάδοση θερμότητας με αγωγή

Η ροή θερμότητας  $\dot{q}$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) μέσω μίας πλάκας, γίνεται με τον νόμο του Φουριέ :

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\lambda}{\Delta x} (T_1 - T_2) \quad (2.2)$$



ήτοι η ροή θερμότητας είναι ανάλογη προς την θερμική αγωγιμότητα του υλικού  $\lambda$  σε  $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$  και αντιστρόφως ανάλογη με το πάχος της οριζόντιας πλάκας  $\Delta x$  (m)

Η θερμική αγωγιμότητα είναι υψηλή στα υλικά τα οποία αποκαλούνται «θερμικά αγωγιμα», όπως είναι τα μέταλλα και είναι χαμηλή στα υλικά που αποκαλούνται «θερμομονωτικά».

Σε ένα υλικό ομοιογενές, η αγωγιμότητα  $\lambda$  είναι σταθερή. Η εξίσωση 2.2 δύναται να γραφεί ως :

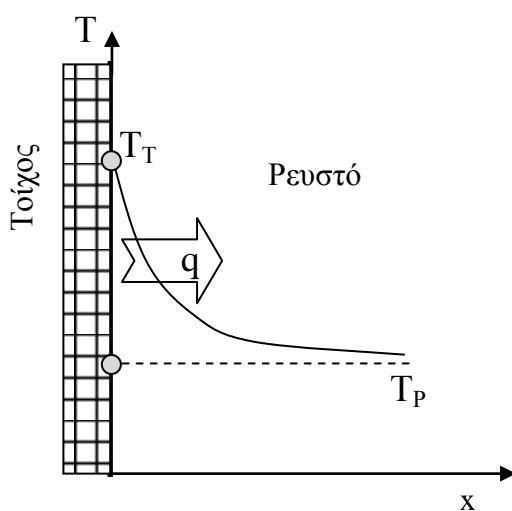
$$\dot{q} = -\lambda \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (2.3)$$

Όπου  $\Delta T = T_1 - T_2$  (βλέπε σχήμα) και  $\Delta x$  το πάχος του υλικού που αντιστοιχεί στην θερμοκρασιακή μεταβολή  $\Delta T$ .

Ο ανωτέρω νόμος της εξίσωσης 2.3 δύναται να γραφεί κατ' αναλογία με τον νόμο του Ωμ για το συνεχές ρεύμα : πτώση τάσεως ( $\Delta V$ ) = ένταση ρεύματος (I) x Αντίσταση (R) ως ακολούθως :

$$\Delta T = -\dot{q} \frac{\Delta x}{\lambda} = -\dot{q} R \quad (2.4)$$

όπου το R καλείται θερμική αντίσταση και είναι το αντίστροφο της θερμοπερατότητας αγωγής:  $R = 1/U_A$  όπου  $U_A = \lambda/\Delta x$  η θερμοπερατότητα αγωγής.



### 2.2.2 Μετάδοση θερμότητας με συναγωγή

Η περίπτωση της συναγωγής αφορά την περίπτωση μεταφοράς θερμότητας από ένα στερεό σώμα προς ένα ρευστό σώμα (υγρό ή αέριο) και αντιστρόφως. Όταν ένα ρευστό μέσο (π.χ. αέρας περιβάλλοντος) θερμοκρασίας  $T_P$  έρχεται σε επαφή με στερεό μέσο (π.χ. τοίχο) θερμοκρασίας  $T_T$  και εάν  $T_T > T_P$ , τότε θα αρχίσει αμέσως μία μεταφορά θερμότητας  $q$  από τον τοίχο προς τον ρευστό. Η θερμοκρασία του ρευστού πλησίον του τοίχου, θα αρχίσει να μεταβάλλεται σταδιακά από  $T_P$  σε  $T_T$ .

Ο ρυθμός μετάδοσης θερμότητας  $q$  είναι ανάλογος της διαφοράς θερμοκρασίας :

$$\dot{q} = \dot{Q} / A = h (T_T - T_P) \quad (2.5)$$

Ο συντελεστής αναλογίας  $h$  καλείται συντελεστής συναγωγής και έχει μονάδες  $W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$ . Ο συντελεστής αυτός εξαρτάται κυρίως από την κίνηση αλλά και την μέση θερμοκρασία του ρευστού πλησίον του τοίχου η οποία λαμβάνεται προσεγγιστικά ίση με  $(T_P + T_T)/2$ .

Διακρίνονται δύο περιπτώσεις κίνησης του ρευστού :

α) Η φυσική κυκλοφορία, κατά την οποία ενώ μακριά από τον τοίχο το ρευστό είναι στάσιμο, πλησίον του τοίχου κινείται ελαφρώς προς τα πάνω όταν  $T_T > T_P$  λόγω φαινομένων θερμικής άνωσης, ή προς τα κάτω όταν  $T_T < T_P$  και το ρευστό ψύχεται από τον τοίχο και κρυνώνει και βαραίνει, διότι η πυκνότητα ενός ρευστού αυξάνει όσο μειώνεται η θερμοκρασία του.

β) Η εξαναγκασμένη κυκλοφορία, κατά την οποία το ρευστό κινείται λόγω εξωτερικών διαφορών πίεσεως.

Στην περίπτωση κτιρίων, ο εξωτερικός αέρας κινείται λόγω διαφορών βαρομετρικών πιέσεων με πιέσεων, ενώ ο εσωτερικός είναι σε κατάσταση ηρεμίας. Έτσι ο συντελεστής συναγωγής θερμότητας στο εξωτερικό ενός τοίχου  $h_a$  είναι της τάξεως των  $20 W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$  έναντι  $h_i = 5 W/(m^2 \text{ } ^\circ C)$  στο εσωτερικό ενός τοίχου, εκεί που ο αέρας είναι στάσιμος.

Κατ' αναλογία με τον νόμο του Ωμ, η εξίσωση 2.5 μπορεί να γραφεί ως :

$$(T_T - T_P) = \dot{q} / h = q \cdot R_\Sigma \quad (2.6)$$

Όπου  $R_\Sigma = 1/h$ , είναι η αντίστοιχη θερμική αντίσταση συναγωγής

**Παράδειγμα 2.1:** Ένας εξωτερικός τοίχος με θερμοκρασία  $15^\circ C$  μεταδίδει θερμότητα συναγωγής προς τον εξωτερικό αέρα θερμοκρασίας  $5^\circ C$  ίση με :  $20 W/(m^2 \text{ } ^\circ C) \times (15^\circ C - 5^\circ C) = 200 W/m^2$ .

### 2.2.3 Μετάδοση θερμότητας με ακτινοβολία

Όταν ένα σώμα είναι θερμό, τότε εκπέμπει θερμότητα προς το περιβάλλον του (τα γύρω σώματα, ή τον αέρα) με ηλεκτρομαγνητική ακτινοβολία τόσο στην φάσμα ορατού φωτός με μήκη κύματος από  $0,4$  έως  $0,7 \mu m$ , στο φάσμα της σχεδόν υπέρυθρης ακτινοβολίας (από  $0,7$  έως  $25 \mu m$ ) ή στην περιοχή της υπέρυθρης ( $25$  έως  $1000 \mu m$ ).

Όταν ένα σώμα είναι μαύρο καλείται μέλαν σώμα. Αυτό έχει την ιδιότητα να απορροφά όλη την προσπίπτουσα ακτινοβολία στην επιφάνειά του, ανεξαρτήτως μήκους κύματος. Το μέλαν σώμα, για ομοιόμορφη κατανομή θερμοκρασίας στην επιφάνειά του  $T$ , εκπέμπει θερμική ακτινοβολία, το μέτρο της οποίας για όλα τα εκπεμπόμενα μήκη κύματος εκτιμάται ως εξής :

$$q = Q/A = \sigma T^4 \quad (2.7)$$

όπου η θερμοκρασία  $T$  δίδεται σε βαθμούς Κέλβιν :

$$T (\text{Κέλβιν}) = T (\text{Κελσίου}) + 273,15$$

και  $\sigma$  είναι ο συντελεστής Stefan Boltzman με τιμή  $5,7 \times 10^{-8} W/(m^2 K^4)$

Τα περισσότερα σώματα όταν εκπέμπουν θερμική ακτινοβολία δεν συμπεριφέρονται ακριβώς ως μέλανα σώματα αλλά ως *φαιά σώματα (γκρίζα)* . Στην περίπτωση αυτή η εξίσωση 12 τροποποιείται με την εισαγωγή του συντελεστή εκπομπής  $\epsilon$  :

$$q = Q/A = \epsilon \sigma T^4 \quad (2.8)$$



Στην οικοδομική πρακτική οι τιμές του  $\epsilon$  κυμαίνονται για τον ασβέστη στους 0,93-0,97, για το κόκκινο οπτόπλινθο (τούβλο) 0,93, για το σκυρόδεμα (τσιμέντο) 0,94, για τον γύψο 0,8-0,9, για το μάρμαρο 0,93 – 0,95, για τις βαφές 0,8-0,95. Στην πράξη λαμβάνουμε 0,9 για συνήθεις δομικό υλικό, 0,9 για το γυαλί, 0,9, για στιλπνές μεταλλικές επιφάνειες και 0,2 για το γαρμπίλι.

**Παράδειγμα 2.2:** Ένας εξωτερικός τοίχος τον χειμώνα με θερμοκρασία 10°C, εκπέμπει με ακτινοβολία θερμότητα προς το περιβάλλον ίση με :  $0,9 (5,7 \times 10^{-8}) 283,15^4 = 329,75 \text{ W/m}^2$ . Όπως θα εξηγηθεί στο επόμενο παράδειγμα, ο τοίχος εισπράττει θερμότητα από το περιβάλλον και επομένως οι καθαρές θερμικές απώλειες θα είναι κατά πολύ μικρότερες.

Δύο γειτονικά σώματα με διαφορετικές θερμοκρασίες, εκπέμπουν θερμότητα το ένα προς το άλλο με βάση τον νόμο 2.8. Η καθαρή μετάδοση θερμότητας από μία θερμή πλάκα θερμοκρασίας T1 (θερμό σώμα) προς μία ψυχρότερη παράλληλη πλάκα θερμοκρασίας T2, (ψυχρό σώμα) αποδεικνύεται ότι ισούται με :

$$\dot{Q} / A = \dot{q} \cong 4\sigma T_M^3 (T_1 - T_2) = h_A (T_1 - T_2) \quad (2.9)$$

όπου  $T_M = (T_1 + T_2) / 2$  η μέση θερμοκρασία των πλακών και  $h_A$  είναι ο ισοδύναμος συντελεστής θερμοπερατότητας με ακτινοβολία.

**Παράδειγμα 2.3:** Ένας εξωτερικός τοίχος τον χειμώνα θερμοκρασίας 3°C μεταδίδει θερμότητα προς το εξωτερικό περιβάλλον θερμοκρασίας -3°C με μέση εξωτερική θερμοκρασία  $T_M = 0^\circ\text{C} = 273,15^\circ\text{K}$ . Ο ισοδύναμος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας δι' ακτινοβολίας προς το εξωτερικό περιβάλλον εκτιμάται προσεγγιστικά

$$h_{Aa} = 4\sigma T_M^3 = 4 \times 5,7 \times 10^{-8} \times 273,15^3 = 4,6 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{K)}$$

Αντίστοιχα για ένα εσωτερικό τοίχο με θερμοκρασία εσωτερικού αέρα στους 22°C και τοίχου στους 18 °C, τότε  $T_M = 20^\circ\text{C}$ , και ο ισοδύναμος συντελεστής θερμοπερατότητας ακτινοβολίας προκύπτει ως εξής :

$$h_{Ai} = 4\sigma T_M^3 = 4 \times 5,7 \times 10^{-8} \times 293,15^3 = 5,7 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{K)}$$

#### 2.2.4 Θερμική αντίσταση μετάβαση θερμότητας με συναγωγή και ακτινοβολία

Εις την πράξη τα φαινόμενα συναγωγής και ακτινοβολίας συνυπάρχουν πάντοτε και για τον λόγο αυτό δίδονται στα διεθνή πρότυπα οι ενιαίοι συντελεστές θερμική αντίστασης R για την μετάβαση της θερμότητας από ένα στερεό προς ένα ρευστό με συναγωγή ή ακτινοβολία.

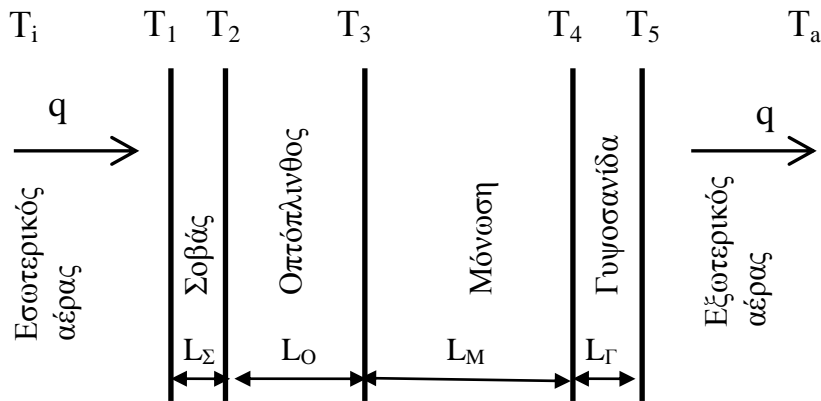
Στο πρότυπο ISO 6946/2007 δίδονται οι ακόλουθες τιμές σχεδιασμού για τις ανωτέρω θερμικές αντιστάσεις επιφανειών :

Πίνακας 2.1 : Αντίσταση μετάβασης θερμότητας από τοίχο σε αέρα και αντιστρόφως

Θερμική αντίσταση επιφανείας (m <sup>2</sup> . °C /W)	Κατεύθυνση ροής θερμότητας από το στερεό προς τον αέρα		
	Προς τα επάνω – οριζόντια πλάκα	Οριζόντια – κατακόρυφη πλάκα	Προς τα κάτω – οριζόντια πλάκα
Ri (εσωτερικός τοίχος)	0,10	0,13	0,17
Ra (εξωτερικός τοίχος)	0,04	0,04	0,04

### 2.2.5 Ολικός συντελεστή θερμοπερατότητας U σε διαδοχικές στρώσεις υλικών

Ο νόμος του Φουριέ γενικεύεται ευθέως στην περίπτωση επίπεδης εν σειρά διάστρωσης υλικών, όπως αυτή του σχήματος που ακολουθεί. Στο σχήμα αυτό δίδονται οι θερμοκρασίες σε κάθε επιφάνεια των υλικών διάστρωσης και τα πάχη των υλικών διάστρωσης με το σύμβολο L. Θεωρείται ότι έκαστο υλικό είναι ομοιογενές ως προς την θερμική του αγωγιμότητα και ότι η ροή θερμότητας είναι απολύτως μονοδιάστατη, δηλαδή κινείται σε μία μόνο κατεύθυνση.



Στην περίπτωση λαμβάνοντας υπ' όψιν τις εξισώσεις 3 και 5 προκύπτει :

$$\begin{aligned} T_i - T_1 &= -q / h_i = -q \cdot R_i \\ T_1 - T_2 &= -q \cdot (L_\Sigma / \lambda_\Sigma) = -q \cdot R_\Sigma \\ T_2 - T_3 &= -q \cdot (L_O / \lambda_O) = -q \cdot R_O \\ T_3 - T_4 &= -q \cdot (L_M / \lambda_M) = -q \cdot R_M \\ T_4 - T_5 &= -q \cdot (L_\Gamma / \lambda_\Gamma) = -q \cdot R_\Gamma \\ T_5 - T_a &= -q / h_a = -q \cdot R_a \end{aligned}$$

Προσθέτοντας τις ανωτέρω εξισώσεις κατά μέλη προκύπτει ότι :

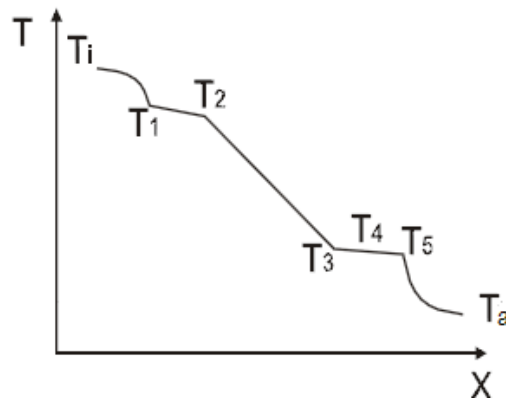
$$T_i - T_a = -q \cdot (R_i + R_\Sigma + R_O + R_M + R_\Gamma + R_a) = -q \cdot R_{ολ} \quad (2.10)$$

Η υπολογιζόμενη ολική θερμική αντίσταση  $R_{ολ}$  ισούται με το άθροισμα των εν σειρά αντιστάσεων σε ομοιογενείς στρώσεις :



$$R_{ΟΛ} = R_i + R_\Sigma + R_o + R_M + R_\Gamma + R_a \quad (2.11)$$

Σε σχηματική μορφή, η κατανομή των θερμοκρασιών στην περιοχή του εσωτερικού αέρα, του τοίχου και του εξωτερικού αέρα έχει ως εξής:



Ο συντελεστής θερμοπερατότητας  $U$  ορίζεται ως :

$$U = 1/R_{0\Delta} \text{ σε } W/m^2 \cdot ^\circ C. \quad (2.12)$$

Βάσει του συντελεστού αυτού, η εξίσωση 1.9 γράφεται ως εξής :

$$q = U (T_i - T_a) \quad (2.13)$$

**Παράδειγμα 2.4:** Δίδεται κατακόρυφος τοίχος ο οποίος περιλαμβάνει τις επίπεδες στρώσεις υλικών που δίδονται στην στήλη 1 του πίνακα που ακολουθεί. Στη στήλη 3 δίδεται το πάχος της κάθε στρώσης ενώ η αγωγιμότητα του υλικού κάθε στρώσης δίδεται στην στήλη 4. Στην στήλη 5 υπολογίζεται η θερμική αντίσταση  $R$  κάθε στρώσης .

	1	2	3	4	5 = (3 / 4)
	Στρώσεις δομικού στοιχείου από μέσα προς τα έξω	Πυκνότητα	Πάχος $d$	Αγωγιμότητα $\lambda$	$R$
		$kg/m^3$	$m$	$W/(m \cdot ^\circ C)$	$m^2 \cdot ^\circ C/W$
1.	Επίχρισμα	1.800	0,025	0,870	0,029
2.	Οπτόπλινθοι διπλή σειρά (τούβλα)	1.500	0,180	0,510	0,353
3.	Πλάκες θερμομονωτικού υλικού	20	0,050	0,039	1,282
7.	Αντίσταση μετάβασης εσωτ. $R_i$				0,100
8.	Αντίσταση μετάβασης εξωτ $R_a$				0,040
	Σύνολο πάχους		0,255	Σύνολο $R$	<b>1,804</b>
	Συνολική θερμοπερατότητα $U = 1/R = \mathbf{0,554} \text{ } W/(m^2 \cdot ^\circ C)$				

Το άθροισμα όλων των αντιστάσεων υπολογίζεται σε  $1,804 (m^2 \cdot ^\circ C)/W$ . Επομένως ο συνολικός συντελεστής θερμοπερατότητας υπολογίζεται ίσως με :  $U = 1/R = 1/1,804 = 0,554 \text{ } W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ .

Σημειώνεται ότι εάν ληφθεί μηδενικό πάχος μονωτικού υλικού και επαναληφθούν οι υπολογισμοί, τότε η τιμή του  $U$  γι' αυτόν τον αμόνωντο τοίχο προκύπτει  $1,92 \text{ } W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ .

## 2.3 Υπολογισμός ετήσιας ζήτησης ενέργειας για θέρμανση κτιρίων

### 2.3.1 Οι μέθοδος των βαθμομερών θέρμανσης

Μία από τις απλούστερες μεθόδους για τον υπολογισμό των ετησίων αναγκών για θέρμανση ενός κτιρίου με σχετικά καλή ακρίβεια είναι η μέθοδος των **βαθμομερών θέρμανσης** η οποία στηρίζεται στον τύπο 2.1.

Δια ένα δομικό στοιχείο του κτιρίου (τοίχος, παράθυρο, στέγη, κλπ) η απώλεια θερμότητας αυτού του δομικού στοιχείου ανά μονάδα χρόνου  $\dot{Q}_\Theta$  ισούται με:

$$\dot{Q}_\Theta = UA(T_i - T_a) = H_\Theta(T_i - T_a) \quad (2.14)$$

όπου  $H_\Theta = A.U$  είναι η **Διαρροή θερμοπερατότητας** η οποία έχει μονάδες W/K και  $T_a$  η εξωτερική θερμοκρασία.

Από τον τύπο 2.14 και πολλαπλασιάζοντας επί την χρονική διάρκεια μίας περιόδου θερμάνσεως, λαμβάνεται το σύνολο των θερμικών απωλειών ενεργείας κατά την περίοδο αυτή..

Εάν υποθεθεί ότι κατά τον ένα μήνα της περιόδου θερμάνσεως, π.χ. τον Ιανουάριο, η θερμοκρασία του μήνα είναι περίπου σταθερή και ίση με  $\bar{T}_a$  και εάν πολλαπλασιαστεί η εξίσωση 2.14 τον αριθμό των ημερών του μήνα (για τον Ιανουάριο  $N=31$ ), τότε προκύπτει το σύνολο των απωλειών ενέργειας κατά τον μήνα αυτό :

$$Q_\Theta = \dot{Q}.N = H_\Theta N(T_i - \bar{T}_a) \quad (2.15)$$

όπου  $N$  είναι ο αριθμός ημερών του εξεταζόμενου μήνα.

Το γινόμενο  $BH\Theta_M = N(T_i - \bar{T}_a)$  των  $N$  αριθμών ενός μήνα επί την διαφορά θερμοκρασίας της εσωτερικής θερμοκρασίας του θερμαινόμενου χώρου καλείται βαθμοημέρες θέρμανσης του μήνα και έχει μονάδες ( $^{\circ}\text{C} \cdot \text{ημέρες}$ ).

**Παράδειγμα 2.5:** Η μέση θερμοκρασία του μήνα Ιανουαρίου σε τέσσερις κλιματικά αντιπροσωπευτικές πόλεις της Ελλάδας δίδεται στην πρώτη γραμμή του πίνακα που ακολουθεί. Εάν ληφθεί ως τυπική θερμοκρασία του εσωτερικού χώρου ίση με  $18^{\circ}\text{C}$ , στην γραμμή 2 υπολογίζονται βάσει του τύπου 2.15 στη γραμμή 2 του πίνακα οι βαθμοημέρες θέρμανσης για τον μήνα Ιανουάριο.

Γραμμή	Μέγεθος	Φιλαδέλφεια (Αθήνα)	Μίκρα (Θεσσαλονίκη)	Ηράκλειο	Τρίπολη	Φλώρινα
1η	$T_{M, \text{IAN}} (^{\circ}\text{C})$	8,7	5,3	12,1	0,5	0,5
2η	$BH\Theta_{\text{IAN}} (^{\circ}\text{C} \cdot \text{ημέρες})$	288	394	183	400	543

Δια όλο το έτος οι βαθμοημέρες θέρμανσης  $BH\Theta$  υπολογίζονται με τον άθροισμα των μηνιαίων  $BH\Theta$  ως εξής :

$$BH\Theta = N_{\text{NOE}}(T_i - \bar{T}_{a_{\text{NOE}}}) + N_{\text{ΔΕΚ}}(T_i - \bar{T}_{a_{\text{ΔΕΚ}}}) + \dots + N_{\text{ΑΠΡ}}(T_i - \bar{T}_{a_{\text{ΑΠΡ}}}) \quad (2.16)$$

όπου το άθροισμα εκτείνεται για όλους τους μήνες όπου μέση θερμοκρασία  $\bar{T}_{a_k}$  ενός μήνα  $k$  να είναι μικρότερη της  $T_i$ , άρα  $(T_i - \bar{T}_{a_k})$  θετική. Για την Αθήνα και το Ηράκλειο οι μήνες αυτοί είναι από Νοέμβριο έως Απρίλιο για την Θεσσαλονίκη από Οκτώβριο έως Απρίλιο και για την Φλώρινα από Οκτώβριο έως Μάιο.

Σε ετήσια βάση η ζήτηση θερμότητας από ένα δομικό στοιχείο υπολογίζεται κατ' επέκταση του τύπου 2.15 και με την βοήθεια του τύπου 2.16 ως εξής :

$$Q_{\ominus} = H_{\ominus} \text{ BH}\Theta \quad (2.17)$$

Οι βαθμοημέρες θέρμανσης BHΘ σε ετήσια βάση για τις πόλεις του ανωτέρω παραδείγματος υπολογίζονται με βάση τον τύπο 2.15 με διαφορετικές θερμοκρασίες χώρου Ti ως εξής:

Πίνακας 2.2 : Βαθμοημέρες θέρμανσης για κλιματικά αντιπροσωπευτικές πόλεις

Εσωτερική Θερμοκρασία χώρου Ti	Βαθμοημέρες Θέρμανσης BHΘ (°C.ημέρες)					
	Ηράκλειο (Α Ζώνη)	Ελληνικό (Β Ζώνη)	Φιλαδέλφεια (Β Ζώνη)	Μίκρα (Γ Ζώνη)	Τρίπολη (Γ Ζώνη)	Φλώρινα (Δ Ζώνη)
16 °C	376	584	823	1262	1512	2076
18 °C	702	946	1185	1676	1967	2538
19 °C	883	1127	1391	1888	2210	2799
20 °C	1064	1320	1603	2110	2453	3072
22 °C	1538	1785	2077	2599	2999	3648

Για τον υπολογισμό των θερμικών απωλειών κατοικιών χρησιμοποιείται ως θερμοκρασία αναφοράς για την θερμοκρασία χώρου Ti εκείνη των 18°C διότι οι κατοικίες συνήθως θερμαίνονται με διακοπτόμενη θέρμανση με αποτέλεσμα όταν λειτουργεί η θέρμανση η θερμοκρασία εσωτερικού χώρου να είναι γύρω στους 20°C ενώ όταν δεν λειτουργεί η θερμοκρασία αυτή πέφτει στου 16°C ή και χαμηλότερα. Επομένως η θερμοκρασία των 18°C είναι αντιπροσωπευτικότερη μέση θερμοκρασία στα Ελληνικά σπίτια. Αντίθετα για Νοσοκομεία όπου η θερμοκρασία των χώρων ρυθμίζεται στους 22°C σε συνεχή βάση, τότε η θερμοκρασία αναφοράς πρέπει να είναι ακριβώς η ίδια.

Εάν αντί για ημέρα. ληφθεί ως μονάδα χρόνου η ώρα, τότε ο τύπος 2.17 γράφεται:

$$Q_{\ominus} = 24 \cdot (\text{BH}\Theta) \cdot H_{\ominus} \quad (2.18)$$

Το γινόμενο 24 BHΘ αντιστοιχεί στις βαθμοώρες θερμάνσεως (BΩΘ) με μονάδες (°C.h)

**Παράδειγμα 2.6:** Ένα αμόνωτο δομικό στοιχείο τοίχου στην Θεσσαλονίκη (Μίκρα) έχει συντελεστή θερμοπερατότητας  $U = 3,0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{°C})$ . Οι ετήσιες απώλειες θερμότητας για το δομικό στοιχείο αυτό ανά τετραγωνικό μέτρο υπολογίζονται ως εξής :

$$Q_{\ominus} = 24 \times 1676 \text{ (°C.h)} \times 3,0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{°C}) \times 1\text{m}^2 = 120672 \text{ Wh} = 120,672 \text{ kWh}$$

### 2.3.2 Απώλειες θερμότητας λόγω αερισμού

Απώλειες θερμότητας δεν έχουμε μόνο από την θερμοπερατότητα των δομικών στοιχείων αλλά και λόγω αερισμού ενός κτιρίου, είτε ηθελμένου είτε αθέλητου. Ο αερισμός ενός χώρου είναι απαραίτητος για λόγους υγιεινής και ποικίλει ανάλογα με την χρήση του χώρου. Π.χ. στις κατοικίες ο απαιτούμενος αερισμός κυμαίνεται στα 0,75 κυβικά μέτρα νωπού αέρα ανά τετραγωνικό μέτρο δαπέδου. Εάν θεωρηθεί ότι το μέσο ύψος κατοικίας είναι περί τα 3 μέτρα, τότε αυτή η απαίτηση αντιστοιχεί σε  $0,75 \times 3 = 2,25 \text{ m}^3$  νωπού αέρα ανά  $\text{m}^2$  δαπέδου.

Με άλλα λόγια αυτό σημαίνει ότι οι απαιτήσεις αερισμού ισοδυναμούν με 2,25 αλλαγές αέρα ανά ώρα. Από την άλλη πλευρά ο αθέλητος αερισμός, δηλαδή ο αερισμός ο οποίος γίνεται από χαραμάδες, καμινάδες, πόρτες και παράθυρα, είναι συνήθως της τάξεως της 1,0 αλλαγής αέρα ανά ώρα. Επομένως ο συνολικός αερισμός ενός χώρου μπορεί να κυμαίνεται από 2 έως 3 αλλαγές την ώρα.

Ο εισερχόμενος αέρας έχει θερμοκρασία εξωτερικού αέρα  $T_a$  και πρέπει να θέρμανση θερμανθεί έως την εσωτερική θερμοκρασία  $T_i$ . Η απαιτούμενη θερμότητα για την αυτή, υπολογίζεται με βάση τον γνωστό τύπο της θερμοχωρητικότητας:

$$Q_A = mc(T_i - T_a) \rightarrow \dot{Q}_A = \dot{m}c(T_i - T_a) \quad (2.19)$$

όπου  $m$  είναι η μάζα μίας ποσότητας αέρα και  $c$  είναι η θερμοχωρητικότητα αέρα σε  $J/(kg \cdot K)$ . Η δεύτερη εξίσωση είναι η πρώτη διαιρεμένη με τον χρόνο και έτσι οι τελείες πάνω από το  $Q$  και  $m$  σημαίνουν ροή θερμότητας και μάζας αντιστοίχως. Λαμβάνοντας υπ' όψιν ότι η πυκνότητα  $\rho$  ενός αερίου έχει μονάδες μάζας ανά κυβικό μέτρο ( $kg/m^3$ ), τότε η μάζα  $m$  μπορεί να γραφεί ως  $m = \rho V$ , όπου  $V$  είναι ο όγκος του αέρα που περιέχει την μάζα  $m$ . Επομένως

$$Q_A = \rho c V (T_i - T_a) \rightarrow \dot{Q}_A = \rho c \dot{V} (T_i - T_a) \quad (2.20)$$

Για τον αέρα στους  $20^\circ C$  το γινόμενο  $\rho c$  ισούται με  $1200 J/(m^3 \cdot ^\circ C)$ . Μετατρέποντας την μονάδα  $J$  σε  $Wh$ , ήτοι διαιρώντας με  $3600$ , τότε :

$$\rho c = 1200 J/(m^3 \cdot ^\circ C) = \frac{1}{3} Wh/(m^3 \cdot ^\circ C) \quad (2.21)$$

Έστω  $\dot{V}$  ο ρυθμός αερισμού ενός χώρου σε κυβικά μέτρα νωπού αέρα ανά ώρα ( $m^3/h$ ). Τότε το γινόμενο  $\rho c \dot{V}$  καλείται Διαρροή αερισμού  $H_A$  και έχει μονάδες  $W/^\circ C$  μετά από απαλοιφή μονάδων:

$$\text{Διαρροή αερισμού : } H_A = (\rho c) \left( \frac{Wh}{m^3 \cdot ^\circ C} \right) \dot{V} \left( \frac{m^3}{h} \right) = \frac{\dot{V}}{3} \frac{W}{^\circ C} \quad (2.22)$$

Το γινόμενο αυτό και έχει μονάδες  $W/^\circ C$ , όπως ακριβώς και η Διαρροή θερμοπερατότητας  $H_\Theta$  λόγω θερμοπερατότητας..

Αντικαθιστώντας στην εξίσωση 2.20 προκύπτει ότι οι απώλειες θερμότητας λόγω αερισμού :

$$\dot{Q}_A = \frac{\dot{V}}{3} (T_i - T_a) = H_A (T_i - T_a) \quad (2.23)$$

**Παράδειγμα 2.7:** Σε ένα χώρο διαστάσεων  $4m \times 7m \times 3m=84m^3$  και με εσωτερική θερμοκρασία  $20^\circ C$  γίνονται δύο αλλαγές αέρα ανά ώρα για λόγους υγιεινής. Εάν η θερμοκρασία του εξωτερικού αέρα ισούται με  $5^\circ C$  τότε οι απώλειες του αερισμού υπολογίζονται από την εξίσωση 2.23 :  $\dot{Q}_A = 2 \frac{84}{3} (20 - 5) = 840 W$  ~

Σε ετήσια βάση η ζήτηση θερμότητας για την κάλυψη των φορτίων αερισμού προκύπτει ευθέως κατά τρόπο ανάλογο με την περίπτωση της θερμοπερατότητας :

$$Q_A = 24 \cdot BH\Theta \cdot H_A \quad (2.24)$$

**Παράδειγμα 2.8:** Για τον χώρο του προηγούμενου παραδείγματος, οι ετήσιες απαιτήσεις θερμότητας για την κάλυψη του φορτίου αερισμού για την πόλη της Φλώρινας υπολογίζεται από την εξίσωση 2.24 ως  $Q_A = 24 \times 3072 \times \frac{2 \times 84}{3} = 4.128.768 \text{ W.h} = 4.128,768 \text{ kWh}$ .  
 Διαιρώντας με το εμβαδό του χώρου των  $28\text{m}^2$ , τότε οι απαιτήσεις ισούνται με  $147,5 \text{ kWh/m}^2$ .

### 2.3.3 Συνολικές ετήσιες θερμικές απώλειες κτιρίου

Για τον υπολογισμό των ετησίων απαιτήσεων για την θέρμανση ενός κτιρίου, υπολογίζουμε πρώτα τις Διαρροές θερμοπερατότητας  $H_{\Theta}$  και αερισμού  $H_A$ , όπως γίνεται στον Πίνακα που ακολουθεί για μία παλαιά μονοκατοικία εμβαδού  $120$  τετραγωνικών μέτρων .

ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΘΕΡΜΟΠΕΡΑΤΟΤΗΤΑΣ	Επιφάνεια ( $\text{m}^2$ )	τιμή U ( $\text{W/m}^2 / ^\circ\text{C}$ )	$H_{\Theta}$ ( $\text{W}/^\circ\text{C}$ )
Οριζόντιες επιφάνειες			
Οροφή	120	2,7	324
Δάπεδο	120	1,3	156
Κατακόρυφες επιφάνειες			
Θυροπαράθυρα με μονό υαλοπίνακα	5,52	5	27,6
Παράθυρα με διπλό υαλοπίνακα	13,8	3	41,4
Τοίχος	118,68	2,5	296,7
<b>Ολική Διαρροή θερμοπερατότητας <math>\Sigma H_{\Theta}</math></b>			<b>845,7</b>
ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΑΕΡΙΣΜΟΥ	Όγκος ( $\text{m}^3$ )	n (αλλαγές αέρα/h)	$H_A$ ( $\text{W}/^\circ\text{C}$ )
Υπονοδωμάτια	144	1	48,0
Μαγειρίο (κουζίνα)	63	3	63,0
Προθάλαμος	27	2	18,0
Λουτρό	45	3	45,0
Άλλοι χώροι	81	1	27,0
<b>Ολική Διαρροή αερισμού <math>\Sigma H_A</math></b>			<b>201,0</b>
<b>Ολική Διαρροή θερμοπερατότητας και αερισμού</b>			<b>1046,7</b>

Για μία κατοικία στα νότια προάστια των Αθηνών και σε ετήσια βάση, οι απαιτήσεις θερμότητας για μέση εσωτερική θερμοκρασία  $18^\circ\text{C}$ , υπολογίζονται από τις εξισώσεις 2.18 και 2.24 :

Απώλειες θερμοπερατότητας :  $Q_{\Theta} = 24 \times 845,7 \times 946 = 19.200.773 \text{ W.h} = 19.200,773 \text{ kWh}$

Απώλειες αερισμού :  $Q_A = 24 \times 201,0 \times 946 = 4.563.504 \text{ W.h} = 4.563,504 \text{ kWh}$

Συνολικές απώλειες :  $Q_{\Theta A} = 23.764,3 \text{ kWh}$

Εάν διαιρεθεί η ετήσια αυτή απαίτηση θερμότητας με το εμβαδόν της κατοικίας ( $120 \text{ m}^2$ ) τότε η ζήτηση ισούται με  $198,0 \text{ kWh/m}^2$  εκ των οποίων οι  $160,0 \text{ kWh/m}^2$  αντιστοιχούν στις απώλειες θερμοπερατότητας και οι  $38 \text{ kWh/m}^2$  στον αερισμό.

## 2.4 Εσωτερικά και ηλιακά θερμικά κέρδη

### 2.4.1 Γενικά

Η τελική ζήτηση θερμότητας  $Q_Z$  σε ένα κτίριο δεν ταυτίζεται με τις συνολικές απώλειες θερμότητας  $Q_{\Theta A}$  διότι ένα μέρος των απωλειών αυτών καλύπτεται από τα ηλιακά κέρδη και τα εσωτερικά κέρδη.

Τα εσωτερικά κέρδη  $Q_E$  περιλαμβάνουν την θερμότητα την οποία εκπέμπουν άνθρωποι, τα φώτα και οι άλλες συσκευές εντός του κτιρίου. Ηλιακά κέρδη  $Q_H$  καλούνται τα θερμικά κέρδη της ηλιακής ακτινοβολίας η οποία εισέρχεται εντός του κτιρίου μέσω παραθύρων ή άλλων διαφανών υαλοστασίων καθ' όλη την διάρκεια της περιόδου θέρμανσης.

Τα εσωτερικά και τα ηλιακά κέρδη συμβάλουν και αυτά, έστω και κατ' ολίγον, στην θέρμανση του κτιρίου και διά τούτο λαμβάνονται υπ' όψιν από τους κανονισμούς υπολογισμού απαιτήσεων θέρμανσης. Ειδικότερα όμως στα επικαλούμενα βιοκλιματικά κτίρια, τα ηλιακά κέρδη αναλαμβάνουν την κάλυψη ενός μεγάλου μέρους των αναγκών θέρμανσης ενός κτιρίου.

### 2.4.2 Τα εσωτερικά θερμικά κέρδη

Ένα άτομο εκπέμπει κατά μέσο όρο θερμότητα περί τα 75 με 90 W ενώ η ισχύς των συσκευών εν λειτουργία μπορεί κυμαίνεται από 2 έως 20 W/m<sup>2</sup> θερμαινόμενης επιφάνειας : Σε κτίρια κατοικίας τα εσωτερικά φορτία ανθρώπων και συσκευών μπορεί να ληφθούν ίσα με 9 W/m<sup>2</sup> για τους κυρίους χώρους και την κουζίνα ενώ για τα υπνοδωμάτια και τους βοηθητικούς χώρους ίσα με 3,0 W/m<sup>2</sup>, δηλαδή κατά μέσο όρο ίσα από 5,7 έως 6,8 W/m<sup>2</sup>. Για κτίρια γραφείων η τιμή αυτή ανέρχεται στα 5,7 W/m<sup>2</sup>.

**Παράδειγμα 2.9:** Για ένα κτίριο κατοικίας 120 m<sup>2</sup>, τα εσωτερικά φορτία παρέχουν καθ όλη την περίοδο θέρμανσης τα εξής εσωτερικά θερμικά κέρδη από συσκευές και φωτισμό:

$$Q_{\Sigma} = 5,7 \text{ W/m}^2 \times 120 \text{ m}^2 \times 150 \text{ ημέρες} \times 24 \text{ h/ημέρα} = 1.166.400 \text{ Wh} = 1.166,400 \text{ kWh.}$$

Σημειώνεται ότι ο αριθμός 150 αντιστοιχεί στον αριθμό των ημερών της περιόδου θέρμανσης από 1η Νοεμβρίου έως και 31 Μαρτίου, αγνοώντας τις ημέρες θέρμανσης του Απριλίου.

### 2.4.3 Τα ηλιακά θερμικά κέρδη

Η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία επί των παραθύρων, είναι συνάρτηση του προσανατολισμού τους. Κατά προσέγγιση η συνολική ηλιακή ενέργεια που προσπίπτει σε ένα κατακόρυφο άνοιγμα μπορεί να ληφθεί από τον Πίνακα 2.3. για όλη την περίοδο θέρμανσης δηλαδή την περίοδο 1 Νοεμβρίου – 30 Απριλίου για την Νότιο Ελλάδα (Αθήνα, Ηράκλειο) και 1 Οκτωβρίου - 30 Απριλίου για την Βόρειο Ελλάδα (Θεσ/κη, Καστοριά) και την Τρίπολη λόγω υψομέτρου .

Πόλη	Προσανατολισμός		
	A/Δ	NA/ΝΔ	N
Ηράκλειο	353	489	559
Αθήνα	337	485	564
Θεσ/κη	358	518	606
Καστοριά	378	553	649
Τρίπολη	390	555	646

Πίνακας 2.3 : Προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία σε kWh, ανά προσανατολισμό παραθύρου κατά την περίοδο θέρμανσης  
A : Ανατολικά, Δ: Δυτικά,  
NA :Νοτιοανατολικά, ΝΔ Νοτιοδυτικά,  
N: Νότια



Η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία δεν εισέρχεται πλήρως δια μέσου του υαλοπίνακα διότι ένα μέρος αυτής αντανακλάται ενώ άλλο μέρος μπορεί να σκιάζεται από εξωτερικά εμπόδια όπως πρόβολοι πάνω από το παράθυρο, απέναντι κτίρια ή πλαϊνά εμπόδια. Όλα αυτά εκφράζονται με τον συντελεστή σκίασης  $F$  ο οποίος ισούται με το γινόμενο όλων των επιμέρους συντελεστών σκίασης:  $F_Y$  για τον Υαλοπίνακα,  $F_O$  για Οριζόντιο πρόβολο πάνω από το παράθυρο,  $F_A$  για τα Απέναντι Κτίρια και  $F_{\Pi}$  για τις Πλευρικές προεξοχές.

Ο συντελεστής υαλοπίνακα  $F_Y$  ισούται με 0,8 για μονά τζάμια με  $U=5,0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , 0,72 για διπλά τζάμια με  $U=3,0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  ενώ για τους νέους τους ενεργειακούς υαλοπίνακες με  $U=2,2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  ή και μικρότερο, ο συντελεστής  $F_Y$  κυμαίνεται περί το 0,6.

Οι συντελεστές σκίασης  $F_Y$ ,  $F_A$  και  $F_{\Pi}$ , μπορεί να κυμαίνονται από 1,0 έως 0, ανάλογα με το μέγεθος των γεωμετρικών στοιχείων τα οποία σκιάζουν τα παράθυρα.

**Παράδειγμα 2.10:** Για την κατοικία της παραγράφου 2.3.3 γίνεται η υπόθεση ότι όλα τα παράθυρα και διαφανείς πόρτες έχουν προσανατολισμό Ανατολικό ή Δυτικό. Επίσης γίνεται η υπόθεση ότι τα παράθυρα δεν σκιάζονται από εξωτερικά εμπόδια. Τότε η εισερχόμενη ηλιακή ακτινοβολία μέσω των παραθύρων καθ' όλη την περίοδο θέρμανσης υπολογίζεται ως εξής :

ΗΛΙΑΚΑ ΚΕΡΔΗ	Επιφάνεια ( $\text{m}^2$ )	Προσπίπτουσα ηλιακή (kWh)	Συντελεστής σκίασης	Ηλιακό κέρδος kWh
Θυροπαράθυρα με μονό υαλοπίνακα	3,1	337	0,8	835,76
Παράθυρα με διπλό υαλοπίνακα	13,8	337	0,72	3.348,4
			<b>Σύνολο</b>	<b>4184,16</b>

Επομένως το σύνολο των ηλιακών κερδών υπολογίζεται σε  $Q_H = 4836,6 \text{ kWh}$ .

#### 2.4.4 Θερμική αδράνεια κτιρίου και χρησιμοποίηση κερδών

Τα ανωτέρω ηλιακά και εσωτερικά κέρδη συμβάλλουν στην θέρμανση ενός κτιρίου μόνο κατά ένα ποσοστό  $\eta_K$  το οποίο καλείται **συντελεστής χρησιμοποίησης θερμικών κερδών** και τούτο διότι τα ηλιακά κέρδη δεν προσλαμβάνονται ομαλά και συνεχώς, αλλά πραγματοποιούνται μόνο κατά την διάρκεια της ημέρας ενώ η απαίτηση θέρμανσης είναι συνεχής ημέρα-νύχτα. Επομένως συχνά τα κέρδη, ηλιακά και εσωτερικά, όταν προσλαμβάνονται, υπερβαίνουν τις απαιτήσεις θέρμανσης κατά την διάρκεια της ημέρας, και επομένως ένα μέρος αυτών απορρίπτεται εις το περιβάλλον ενώ ένα άλλο μέρος αποθηκεύεται ως θερμότητα στους τοίχους και τα δομικά στοιχεία του κτιρίου. Η αποθήκευση της θερμότητας είναι ανάλογη της θερμοχωρητικότητας των δομικών στοιχείων η οποία χαρακτηρίζει την «θερμική αδράνεια» του κτιρίου.

Ο συντελεστής χρησιμοποίησης κερδών  $\eta_K$  εξαρτάται από το λόγο  $\gamma_K$  των συνολικών θερμικών κερδών διά των συνολικών απαιτήσεων θέρμανσης :

$$\gamma_K = (Q_H + Q_S) / (Q_{\Theta} + \Theta_A) \quad (2.25)$$

όπου οι απώλειες  $Q_{\Theta}$  και  $\Theta_A$  υπολογίζονται στην παράγραφο 2.3.1 και 2.3.2.

Επίσης εξαρτάται από την θερμική αδράνεια του κτιρίου, δηλαδή την μάζα των δομικών στοιχείων ανά τετραγωνικό μέτρο δαπέδου. Όσο μεγαλύτερη είναι η θερμική αδράνεια, τόσο μεγαλύτερη είναι η ικανότητα του κτιρίου να αποθηκεύει τα θερμικά κέρδη στα δομικά του

στοιχεία, ώστε να είναι σε θέση να αποδώσει αργότερα τα κέρδη αυτά, και επομένως να συμβάλει εις την αύξηση του συντελεστή χρησιμοποίησης κερδών  $\eta_K$ . Η θερμική αδράνεια χαρακτηρίζεται από την παράμετρο  $\alpha_K$  η οποία για τα ελληνικά κτίρια τα οποία είναι βαριές κατασκευές και μεγάλης θερμικής αδράνειας μπορεί να υπολογιστεί ως εξής :

$$\alpha_K = 0,8 + 3,43 A_{\Delta} / (H_{\Theta} + H_A) \quad (2.26)$$

όπου  $A_{\Delta}$  είναι επιφάνεια του δαπέδου του κτιρίου σε  $m^2$ , και  $H_{\Theta}$  και  $H_A$  είναι συνολική Διαρροή θερμοπερατότητας και αερισμού αντιστοίχως σε  $W/^{\circ}C$ , όπως ορίζονται στην παράγραφο 2.3.1 και 2.3.2.

Βάσει των παραμέτρων αυτών ο συντελεστής  $\gamma_K$  υπολογίζεται από τον τύπο :

$$\eta_K = \frac{1 - \gamma_K^{\alpha_K}}{1 - \gamma_K^{\alpha_K + 1}} \quad \text{εάν } \gamma_K \neq 1$$

$$\eta_K = \frac{\alpha_K}{\alpha_K + 1} \quad \text{εάν } \gamma_K = 1$$
(2.27)

Επομένως τα χρησιμοποιήσιμα θερμικά κέρδη υπολογίζονται ως εξής:

$$Q_{\Theta K} = \eta_K (Q_H + Q_{\Sigma}) \quad (2.28)$$

Τέλος η ζήτηση θερμότητας ενός κτιρίου  $Q_Z$  θα ισούται με τις απώλειες μείον τα κέρδη:

$$Q_Z = Q_{\Theta A} - Q_{\Theta K} = Q_{\Theta A} - \eta_K (Q_H + Q_{\Sigma}) \quad (2.29)$$

**Παράδειγμα 2.11:** Εις το παράδειγμα του κτιρίου της παραγράφου 2.3.3. οι παράμετροι  $\gamma_K = (Q_H + Q_{\Sigma}) / (Q_{\Theta} + \Theta_A)$  και  $\alpha_K$  υπολογίζονται ως ακολούθως:

$$\gamma_K = (4184,16 + 1166,4) / (19.200,773 + 4.563,504) = 0,225$$

$$\alpha_K = 0,8 + 3,43 \cdot 120 / (845,7 + 201) = 1,193$$

Αντικαθιστώντας στην εξίσωση 2.25 λαμβάνεται  $\eta_K = 0,864$

Συνεπώς από την 2.28 τα χρησιμοποιήσιμα θερμικά κέρδη υπολογίζονται σε  $Q_{\Theta K} = (4184,16 + 1166,4) \cdot 0,864 = 4622,3$  kWh. Επομένως τα χρήσιμα θερμικά κέρδη αντιστοιχούν στο :

$Q_{\Theta K} / Q_{\Theta A} = 4622,6 / (19.200,773 + 4.563,504) = 19,3\%$  των θερμικών απωλειών του κτιρίου ενώ η ζήτηση θερμότητας του κτιρίου βάσει του τύπου 2.29 υπολογίζεται ως :

$$Q_Z = (19.200,773 + 4.563,504) - 4622,3 = 19141,7 \text{ kWh}$$

## 2.5 Ζήτηση για ζεστό νερό χρήσης (ZNX)

Τα συστήματα θέρμανσης, εκτός από την θέρμανση του αέρα του χώρου, συχνά αναλαμβάνουν και την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης (ZNX). Η συνήθης κατανάλωση ZNX στις κατοικίες ανέρχεται περί τα 50 λίτρα ανά άτομο την ημέρα. Για τα ξενοδοχεία η ημερήσια κατανάλωση κυμαίνεται από 60 έως 100 λίτρα ανά κλίνη, για τα μικρά νοσοκομεία περί τα 80 λίτρα/κλίνη ενώ για τα μεγάλα άνω των 500 κλινών ανέρχεται στα 120 λίτρα ανά κλίνη την ημέρα.

Το ZNX θερμαίνεται προς χρήση στους  $45^{\circ}C$ , ενώ η θερμοκρασία του κρύου νερού βρύσης ποικίλει κατά περιοχή και εποχή του έτους. Η μέση ετήσια θερμοκρασία του νερού βρύσης για τις διάφορες κλιματικές ζώνες της χώρας έχουν ως εξής :

Κλιματικές ζώνες	Θερμοκρασία νερού ύδρευσης (°C)		
	Ιανουάριος	Αύγουστος	Μέση ετήσια
Ζώνη Α : Ηράκλειο	13	26,6	19,3
Ζώνη Β : Αθήνα	10,4	25,8	17,6
Ζώνη Γ : Θεσσαλονίκη	6,5	24,6	15,5
Ζώνη Δ : Φλώρινα	4,2	22,7	13,5

Η απαίτηση θερμότητας για την θέρμανση μάζας νερού  $m$  από την θερμοκρασία βρύσης  $T_B$  έως την θερμοκρασία χρήσης του ΖΝΧ  $T_{ZNX}$  των  $45^\circ\text{C}$  υπολογίζεται από τον τύπο :

$$Q_{ZNX} = mc(T_{ZNX} - T_B) \quad (2.30)$$

όπου η θερμοχωρητικότητα του νερού  $c = 4,187 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$ . Λαμβάνοντας υπ' όψιν ότι η πυκνότητα του νερού σε συνήθεις θερμοκρασίες ισούται με  $1,0 \text{ kg}/\text{λίτρο}$ , τότε εις τον τύπο 2.30 είναι δυνατόν αντί της μάζας σε  $\text{kg}$  να γίνει χρήση του όγκου του νερού σε λίτρα.

**Παράδειγμα 2.12:** Η ετήσια απαίτηση θερμότητας για ζεστό νερό χρήσης σε μία κατοικία τεσσάρων ατόμων υπολογίζεται ως εξής :

$$Q_{ZNX} = 4 \times 80 \text{ λίτρα} \times 365 \text{ (ημέρες ανά έτος)} \times 4,187 \text{ kJ}/(\text{λίτρα}\cdot^\circ\text{C}) \times (45 - 17,6)^\circ\text{C} = 13.398.779,7 \text{ kJ} = 3721,9 \text{ kWh.}$$

Εάν η κατοικία είναι  $120 \text{ m}^2$  τότε η απαίτηση αυτή αντιστοιχεί σε  $31 \text{ kWh}/\text{m}^2$  κατοικίας.

## 2.6 Εξοικονόμηση ενέργειας με ενεργειακή θωράκιση του κτιρίου

### 2.6.1 Γενικά

Με βάση την ενεργειακή ανάλυση του παρόντος κεφαλαίου για την ζήτηση θερμότητας στα κτίρια, είναι δυνατόν να αξιολογηθούν επεμβάσεις ενεργειακής θωράκισης οι οποίες αποσκοπούν στην μείωση της ζήτησης θερμότητας. Οι προτάσεις αυτές αφορούν το κέλυφος των κτιρίων και περιλαμβάνουν :

- α' επεμβάσεις εξωτερικής ή εσωτερικής θερμομόνωσης των τοίχων στους τοίχους, της στέγης ή του δαπέδου των κτιρίων
- β' επεμβάσεις αντικατάστασης κουφωμάτων ή υαλοπινάκων στα παράθυρα ή τις υάλινες προσόψεις του κτιρίου με σκοπό την δραστική μείωση των συντελεστών θερμοπερατότητας
- γ' επεμβάσεις ανάκτησης θερμότητας του αέρα του εξαερισμού του κτιρίου που απορρίπτεται στο περιβάλλον
- δ' βιοκλιματικές παρεμβάσεις για την ενίσχυση των ηλιακών κερδών και την μείωση των απαιτήσεων θερμότητας

### 2.6.2 Ενεργειακή θωράκιση και η συμβολή των ηλιακών κερδών

Όλες οι επεμβάσεις ενεργειακής θωράκισης, κάνουν ακριβώς αυτό : μειώνουν τις απαιτήσεις θερμότητας  $Q_{\Theta A} = Q_{\Theta} + Q_A$ , δηλαδή μειώνουν τις απώλειες θερμοπερατότητας και αερισμού. Με την μείωση όμως του  $Q_{\Theta A}$  κατά ένα ποσοστό  $x$ , αυξάνεται ταυτόχρονα κατά

1/x τόσο ο λόγος κερδών/απωλειών  $\gamma_K = (Q_H + Q_{\Sigma}) / (Q_{\Theta} + \Theta_A)$  (τύπος 2.25) όσο και η παράμετρος  $\alpha$  (τύπος 2.26).

Π.χ. μία τυπική επέμβαση εξωτερικής θερμομόνωσης σε ένα κτίριο είναι δυνατόν να επιφέρει μείωση της καταναλώσεως κατά 40% του συνολικού θερμικού φορτίου. Όμως η συνολική μείωση της θερμικής ζήτησης  $Q_{\Theta A}$  θα είναι μεγαλύτερη του ποσοστού μείωσης όπως αποδεικνύεται με το ακόλουθο παράδειγμα

**Παράδειγμα 2.13:** Έστω ότι με μία επέμβαση εξωτερικής θερμομόνωσης στη κατοικία της παραγράφου 2.3.3, οι συνολικές θερμικές απώλειες μειώνονται κατά 40%. Οι υπολογισμοί του παραδείγματος 2.11 αναθεωρούνται με τον μειωτικό πολλαπλασιαστή (1-0,4) έναντι των αρχικών θερμικών απωλειών  $Q_{\Theta A}$  και  $H_{\Theta A}$  και έχουν ως εξής:

$$\gamma'_K = 0,225/0,6 = 0,375$$

$$\alpha'_K = 0,8 + 3,43 \cdot 120 \cdot 0,6 / (845,7 + 201) = 1,455$$

Αντικαθιστώντας στην εξίσωση 2.25 λαμβάνεται  $\eta'_K = 0,835$ . Συνεπώς τα χρησιμοποιήσιμα θερμικά κέρδη υπολογίζονται ως :  $Q'_{\Theta K} = (Q_E + Q_H) \cdot \eta'_K = (4184,16 + 1166,4) \cdot 0,835 = 4467,6$  kWh. Επομένως τα χρήσιμα θερμικά κέρδη αντιστοιχούν πλέον στο :

$$Q'_{\Theta K} / Q'_{\Theta A} = 4467,6 / \{(19.200,773 + 4.563,504) \cdot 0,6\} = 31,3\%$$

των νέων μειωμένων θερμικών απωλειών του κτιρίου έναντι του παλαιού 19,3%. Δηλαδή μετά την επέμβαση θερμομονώσεως, μειώνονται οι θερμικές απώλειες και επομένως αυξάνει το ποσοστό των εσωτερικών και ηλιακών κερδών τα οποία παραμένουν αναλλοίωτα μετά την επέμβαση.

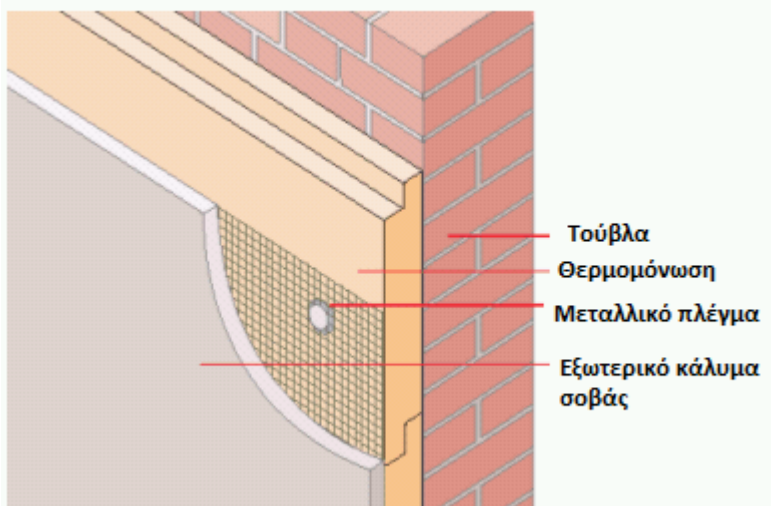
Τέλος η νέα ζήτηση  $Q'_Z = \{(19.200,773 + 4.563,504) \cdot 0,6\} - 4467,6 = 9791$  kWh

Συγκρίνοντας την ζήτηση αυτή με την παλαιά  $Q_Z = 19141,7$  kWh διαπιστώνεται ότι η μείωση της ζήτησης ανέρχεται σε  $(19141,7 - 9791) / 19141,7 = 48,9\%$

Από το παράδειγμα 2.13 διαπιστώνεται με την επέμβαση της θερμομόνωσης, ενώ οι απώλειες μειώθηκαν κατά 40% το συνολικό ποσοστό μείωσης της ζήτησης ανέρχεται στα 48,9%, λόγω ακριβώς μειώσεων των θερμικών απωλειών και αύξησεως της συμβολής των θερμικών κερδών εις το ενεργειακό ισοζύγιο του κτιρίου.

### 2.6.3 Θερμομόνωση τοίχων και στεγών

Πριν το έτος 1979, τα κτίρια κατασκευάζονταν στην χώρα μας χωρίς θερμομόνωση. Δια τούτο ο συντελεστής θερμοπερατότητας των αδιαφανών δομικών στοιχείων, δηλαδή των τοίχων και των στεγών είναι αμόνωτες και εμφανίζουν συντελεστή θερμοπερατότητας  $U$  της τάξεως των  $3,0 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ . Μετά το έτος 1979 τέθηκε σε εφαρμογή το Κανονισμός Θερμομόνωσης βάσει του οποίου η μόνωση έγινε υποχρεωτική και οι συντελεστές θερμοπερατότητας περιορίστηκαν μέχρι το 0,5 για τις στέγες και στο  $0,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  για τους τοίχους. Όμως μετά από την παρέλευση μερικών χρόνων και λόγω ατελειών της κατασκευής, σήμερα η μόνωση αυτή είναι συχνά ανεπαρκής και χαρακτηρίζεται από συντελεστές θερμοπερατότητας της τάξεως του  $0,9 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ .



Με το νέο κανονισμό ενεργειακής απόδοσης κτιρίων (ΚΕΝΑΚ) του 2010 οι συντελεστές θερμοπερατότητας περιορίστηκαν περαιτέρω και σήμερα κυμαίνονται περί το 0,4 με 0,6 για τους τοίχους και 0,35 έως 0,55 για τις οροφές, ανάλογα με την κλιματική ζώνη.

Η μεθοδολογία για τον υπολογισμό του συντελεστή θερμοπερατότητας δίδεται με τον τύπο 2.10. Ο υπολογισμός του νέου συντελεστή θερμοπερατότητας  $U'$  μετά

από θερμομόνωση ενός τοίχου ή στέγης, γίνεται επίσης βάσει του τύπου 2.10

$$R' = R_{\text{υφιστάμενο}} + R_{\text{νέας μόνωσης}} \rightarrow 1/U' = 1/U + d/\lambda \quad (2.31)$$

**Παράδειγμα 2.14:** Εάν στον μη θερμομονωμένο τοίχο του κτιρίου της παραγράφου 2.3.3 με  $U = 2,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , τοποθετήσουμε εξωτερική θερμομόνωση με πλάκες θερμομόνωσης πάχους  $d = 7 \text{ cm}$  και αγωγιμότητας  $\lambda = 0,035 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  τότε ο νέος συντελεστής θερμοπερατότητας του τοίχου υπολογίζεται από την εξίσωση 2.10 ως εξής :

$$R' = R_{\text{παλαιός τοίχος}} + R_{\text{νέας μόνωσης}} \rightarrow 1/U' = 1/U + d/\lambda$$

Επομένως  $1/U' = 1/U + d/\lambda = 1/2,5 + 0,07/0,035 = 2,4 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C)/W}$

$$\text{Άρα : } U' = 1/2,4 = 0,412 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

**Παράδειγμα 2.15:** Εάν εις το κτίριο της παραγράφου 2.3.3 γίνει η θερμομόνωση του Παραδείγματος 2.14, η μείωση των απαιτήσεων θέρμανσης υπολογίζεται ως εξής:

Ποσοστιαία μείωση της θερμοπερατότητας :  $(2,5 - 0,412) / 2,5 = 83,5\%$ .

Μείωση Διαρροής θερμοπερατότητας τοίχων:  $\Delta H_{\Theta} = 296,7 \cdot 83,5\% = 247,6 \text{ W}/^\circ\text{C}$

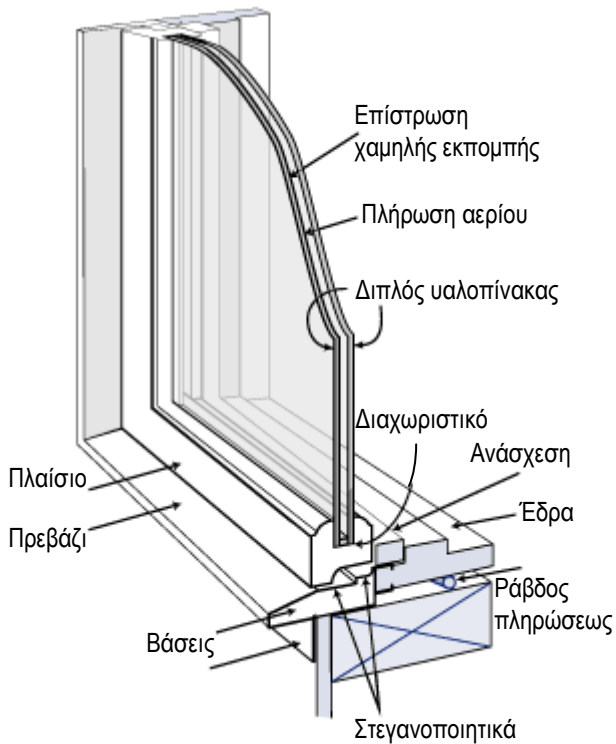
Ποσοστό μείωσης απωλειών :  $\Delta H_{\Theta} / (H_{\Theta} + H_A) = 247,6/1046,7 = 23,7\%$ .

Μείωση απωλειών ενέργειας :  $\Delta Q_{\Theta A} = 23.764,3 \text{ kWh (23,7\%)} = 5627,9 \text{ kWh}$

Σημειώνεται ότι με βάση το Παράδειγμα 2.13, το ποσοστό μείωσης των απαιτήσεων θέρμανσης θα είναι ακόμα μεγαλύτερο (της τάξεως του 25 με 27%) διότι με την μείωση των θερμικών απωλειών αυξάνει η συμβολή των ηλιακών και εσωτερικών κερδών στην κάλυψη των απωλειών θερμότητας.

#### 2.6.4 Αντικατάσταση κουφωμάτων

Οι παλαιοί υαλοπίνακες έχουν μεγάλες απώλειες θερμότητας διότι εμφανίζουν συντελεστές θερμοπερατότητας της τάξεως των 5,0 με 5,5  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ . Σήμερα διατίθενται στο εμπόριο καλοί και φθηνοί σχετικά κουφώματα με ολικό συντελεστή θερμοπερατότητας περί τα 2,8 έως 3,0  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ . Οι τιμές αυτές έχουν καταστεί πλέον υποχρεωτικές με τον νέο κανονισμό ενεργειακής απόδοσης κτιρίων (ΚΕΝΑΚ).



Οι νέοι αυτοί υαλοπίνακες διαθέτουν διπλά τζάμια με επίστρωση χαμηλής εκπομπής, δηλαδή επίστρωση η οποία ανακλά προς τα μέσα την υπέρυθρη ακτινοβολία η οποία εκπέμπεται από το εσωτερικό του κτιρίου προς τα έξω. Επίσης το διάκενο μεταξύ δύο υαλοπινάκων είναι πληρωμένο με αδρανές αέριο. Το πλαίσιο του κουφώματος διακρίνεται από πολλές κατασκευαστικές λεπτομέρειες η οποίες διακόπτουν την ροή θερμότητας προς τα έξω μέσω του πλαισίου (θερμοδιακοπτόμενα πλαίσια).

Ο υπολογισμός των ενεργειακών ωφελειών από την αντικατάσταση των παλαιών κουφωμάτων με νέα είναι ακριβώς ο ίδιος με εκείνο της θερμομόνωσης της παραγράφου 2.6.3 ανωτέρω, σε ότι αφορά τις απώλειες θερμοπερατότητας.

Τα νέα όμως κουφώματα έχουν επιπρόσθετα οφέλη λόγω καλύτερης στεγανοποίησης η οποία περιορίζει σημαντικό τον αθέλητο αερισμό μέσα

από τα κουφώματα. Επίσης επισημαίνεται ότι τα νέα ενεργειακά κουφώματα ενδέχεται να έχουν μικρότερο συντελεστή σκίασης υαλοπίνακα  $F_g$ , γεγονός που μειώνει ελαφρώς τα ηλιακά κέρδη του κτιρίου.

Με βάση τα νέα δεδομένα τεχνολογίας κουφωμάτων, εκτιμάται ότι η αντικατάσταση των παλαιών υαλοπινάκων ή κουφωμάτων με νέα κουφώματα συνολικού συντελεστή θερμοπερατότητας  $U$  περί τα  $2,8 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$  αποτελεί ενεργειακή επέμβαση πρώτης προτεραιότητας.

### 2.6.5 Αεροστεγάνωση παλαιών κτιρίων και μείωση αθέλητου αερισμού

Όπως παρατηρείται από την παράγραφο 2.3.3., σε ένα αμόνωτο σπίτι οι απώλειες αερισμού φθάνουν περίπου στο 20% των συνολικών θερμικών απωλειών. Αντίθετα σε ένα θερμομονωμένο σπίτι με σύγχρονα κουφώματα, οι απώλειες αερισμού φθάνουν στο 50%.

Σε κτίρια με έλλειψη αεροστεγανότητας, η περίσσεια αερισμού ή ο αθέλητος αερισμός καταλαμβάνουν συχνά το 50% των απωλειών αερισμού. Διά τούτο μία από τις πρώτες επεμβάσεις σε παλαιά κτίρια είναι η αεροστεγάνωση των παραθύρων και των θυρών με την χρήση στεγανοποιητικών ταινιών ή παρεμβυσμάτων τα οποία προσαρμόζονται κάτω πόρτες ή σε παράθυρα. Οι επεμβάσεις αυτές είναι άμεσης προτεραιότητας και επιφέρουν σημαντική μείωση στις θερμικές απώλειες αερισμού.

**Παράδειγμα 2.16:** Εάν σε ένα κτίριο α) οι απώλειες αερισμού ανέρχονται στο 20% των συνολικών θερμικών απωλειών όπως συμβαίνει στην περίπτωση του κτιρίου της παραγράφου 2.3.3. και β) με την αεροστεγάνωση και την αποφυγή του αθέλητου αερισμού οι απώλειες αυτές μειωθούν κατά 40%, τότε η συνολική μείωση των απαιτήσεων θερμότητας του κτιρίου θα ανέλθει σε  $20\% (40\%) = 8\%$ .

## 3 Συμβατικά συστήματα θέρμανσης

### 3.1 Γενικά

Οι επιδιωκόμενοι στόχοι του παρόντος κεφαλαίου περιλαμβάνουν:

- Να γνωρίσει ο μαθητής (-τρια) την τεχνολογία των κλασικών συστημάτων θέρμανσης
- Να γνωρίσει τα είδη και τον τρόπο ανάλυσης των καυσαερίων
- Να γνωρίσει τα απαραίτητα στοιχεία για τις διάταξεις αυτοματισμού και εξισσορόπησης του συστήματος.

### 3.2 Είδη θερμάνσεων

Οι τεχνολογίες και οι τεχνικές θέρμανσης είναι δυνατόν να διαχωρίζονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες: την **κεντρική θέρμανση** και την **τοπική θέρμανση**

Με την κεντρική θέρμανση (π.χ. καλοριφέρ) η θερμότητα παρέχεται και διανέμεται με την μορφή θερμού νερού ή θερμού αέρα σε ένα σύνολο χώρων ή ακόμα ενός κτιρίου ή ακόμα και σε ένα σύνολο κατοικιών (πολυκατοικίες) ή κτιρίων. Αντίθετα με την τοπική θέρμανση (π.χ. με θερμάστρα ή με τζάκι), η θερμότητα παρέχεται μόνο σε ένα περιορισμένο χώρο (π.χ. ένα δωμάτιο ή και ακόμα μία γωνία ενός δωματίου)

Η κεντρική θέρμανση αποτελεί μία από τις στοιχειώδεις ανθρώπινες ανέσεις. Η άνεση αυτή άρχισε να παρέχεται με τις πρώτες πολυκατοικίες που κατασκευάστηκαν στην χώρα μας από την δεκαετία του 60 και κυρίως του 70 και μετά. Σήμερα η κεντρική θέρμανση εφαρμόζεται ακόμα και σε μονοκατοικίες.



Η τοπική θέρμανση είναι συχνά οικονομικότερη από την κεντρική θέρμανση, ιδιαίτερα σε μεγάλες κατοικίες, διότι με αυτή θερμαίνεται μόνο ένα υποσύνολο της κατοικίας. Το βασικό της μειονέκτημα είναι ότι δεν δημιουργεί περιβάλλον

άνεσης σε όλους τους χώρους που χρησιμοποιούνται.

Οι κυριότερες συσκευές ή εξοπλισμός τοπικής θέρμανσης είναι :

- θερμάστρες (ή σόμπες) πετρελαίου
- ηλεκτρικές θερμάστρες αντιστάσεως
- ηλεκτρικές θερμάστρες ελαίου ή ελαιόθερμα
- αντλίες θερμότητας (κλιματιστικά)
- θερμάστρες υγραερίου
- ηλεκτρικοί θερμοσυσσωρευτές
- τζάκια
- ξυλόσομπες
- νέες τεχνολογίες (συσκευές αλογόνου, υπερύθρων, κλπ)



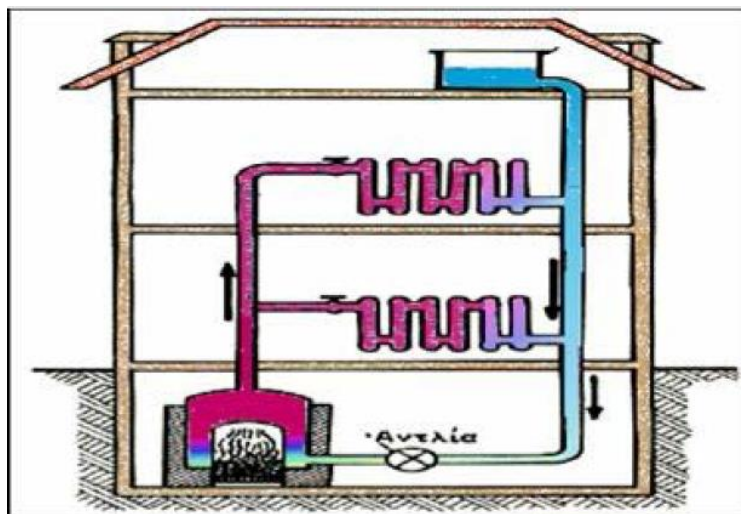
Η τοπική θέρμανση όταν γίνεται με πετρέλαιο, ξύλα ή υγραέριο πρέπει να συνοδεύεται από τακτικό αερισμό του χώρου για την αναπλήρωση του οξυγόνου. Ο αερισμός είναι ακόμα πιο αναγκαίος όταν δεν υπάρχουν αγωγοί καυσαερίων (μπουριά).

Οι ηλεκτρικοί θερμοσυσσωρευτές είναι οικονομικοί όταν λειτουργούν με νυχτερινό τριφασικό τιμολόγιο της ΔΕΗ το οποίο είναι φθηνότερο. Οι αντλίες θερμότητας είναι οι πλέον οικονομικές αλλά πότε-πότε χρειάζονται απόψυξη προκειμένου να λιώνει ο πάγος στο εξωτερικό στοιχείο. Τα ελαιόθερμα, οι ηλεκτρικές θερμάστρες και τα αερόθερμα είναι ακριβότερα από την κεντρική θέρμανση με πετρέλαιο ανά παραγόμενη μονάδα θερμότητας. Εάν όμως ληφθεί υπ' όψιν ότι με τα τοπικά συστήματα είναι δυνατόν να περιοριστεί σημαντικά η έκταση του θερμαινόμενου χώρου, τότε ακόμα και με τις υψηλές τιμές του πετρελαίου θέρμανσης, τα συστήματα αυτά καθίστανται συχνά οικονομικά και ανταγωνιστικά, όταν οι απαιτήσεις θέρμανσης είναι περιορισμένες χρονικά και τοπικά.

### 3.3 Συστήματα κεντρικής θέρμανσης

Η θέρμανση είναι μία από τις βασικές παροχές που πρέπει να προβλέπονται σε όλα τα κτήρια και τους χώρους κύριας χρήσης. Σκοπός των συστημάτων θέρμανσης είναι να εξασφαλίσουν τις απαραίτητες και προβλεπόμενες από τους σχετικούς κατά περίπτωση κανονισμούς, συνθήκες εσωτερικού περιβάλλοντος (θερμική άνεση) για τους εξής λόγους :

Σχήμα 3.1: Κλασικό σύστημα κεντρική θέρμανσης



- την ευχάριστη και υγιεινή διαβίωση των χρηστών στα κτήρια,
- τη διατήρηση ομαλών συνθηκών μέσα στα κτήρια προς αποφυγή δυσάρεστων καταστάσεων αυξημένης σχετικής υγρασίας με τα συνακόλουθα προβλήματα εμφανίσεων μούχλας, δυσάρεστων μυρωδιών και τέλος, φθοράς δομικών υλικών και άλλων στοιχείων των κτηρίων.

«Εγκατάσταση κεντρικής θέρμανσης» είναι το σύνολο των συσκευών, κατασκευών, διατάξεων, μηχανισμών κλπ. που παραλαμβάνει θερμική ενέργεια από μία πηγή (εστία παραγωγής της θερμότητας) μέσω ενός φορέα μεταφοράς θερμότητας (θερμαντικού μέσου) και την κατανέμει σε διάφορους χώρους προκειμένου να καλύψει απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον και να διατηρήσει τη θερμοκρασία αυτών των χώρων σε επιθυμητά επίπεδα.



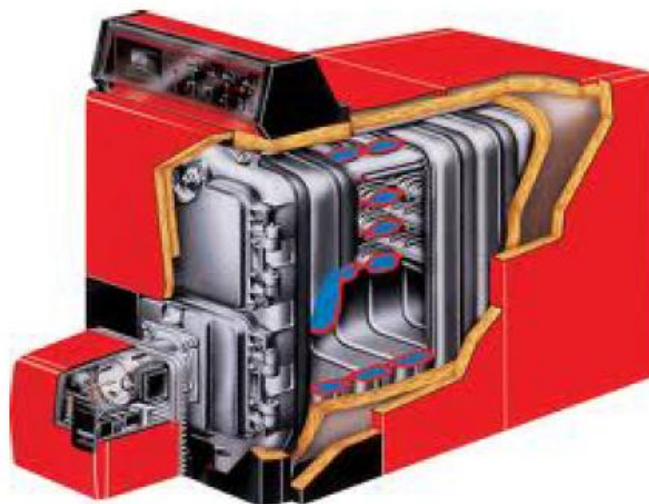
Περιλαμβάνει συνήθως το λέβητα (όπου διατίθεται ενέργεια από την καύση πετρελαίου ή αερίου ή στερεού καυσίμου), το σύστημα διανομής (αντλίες και σωληνώσεις μεταφοράς του ζεστού νερού - φορέα της θερμότητας), τα θερμαντικά σώματα, το σύστημα προσαγωγής και αποθήκευσης του καυσίμου, τον καυστήρα, το δίκτυο απαγωγής του καυσαερίου, το χώρο του λεβητοστασίου, τα συστήματα ρύθμισης και αυτοματοποίησης της εγκατάστασης και τα συστήματα ασφαλούς λειτουργίας. Η χρησιμοποιούμενη εστία παραγωγής της θερμότητας βρίσκεται μακριά από τους θερμαινόμενους χώρους, στο χώρο του λεβητοστασίου.

### 3.4 Μονάδες λεβήτων-καυστήρων

#### 3.4.1 Παραγωγή θερμότητας

Ο λέβητας θερμού νερού είναι το παλαιότερο και πιο δημοφιλές σύστημα θέρμανσης χώρων. Σε μεγάλες – κυρίως - βιομηχανικές εγκαταστάσεις (όπου υπάρχει συχνά ανάγκη χρήσης ατμού) χρησιμοποιούνται και λέβητες παραγωγής ατμού (ατμολέβητες). Στις περιπτώσεις αυτές και πάλι το τελικό εργαζόμενο μέσο (νερό) παράγεται από εναλλάκτες ατμού / νερού, όπου εκμεταλλευόμαστε την λανθάνουσα ενέργεια μεταβολής της φάσης του νερού (ατμός > υγρή φάση).

Σχήμα 3.2: Σύστημα Λέβητα – Καυστήρα



Τα βασικά στοιχεία του συστήματος παραγωγής είναι :

- ο λέβητας θερμού νερού, η συσκευή δηλαδή όπου γίνεται η αρχική συναλλαγή θερμότητας από τα παραγόμενα καυσαέρια της καύσης του καυσίμου, προς το νερό που κυκλοφορεί στο δίκτυο και περνάει μέσα από τον λέβητα,
- ο καυστήρας, που είναι η συσκευή στην οποία γίνεται η έγχυση και καύση του καυσίμου για την παραγωγή της φλόγας και των καυσαερίων στο θάλαμο του λέβητα.

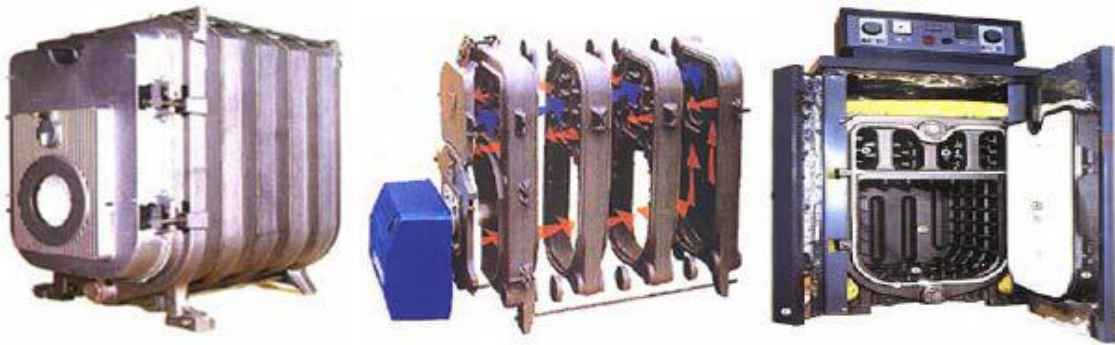
Η φλόγα και τα παραγόμενα καυσαέρια, στη διαδρομή τους προς την καπνοδόχο, θερμαίνουν τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης του λέβητα, από την άλλη πλευρά των οποίων διέρχεται το νερό του δικτύου και θερμαίνεται.

Οι λέβητες διακρίνονται :

- ανάλογα με το υλικό κατασκευής τους σε χαλύβδινους και μαντεμένιους,
- ανάλογα με τον τύπο του εναλλάκτη σε ενιαίου θαλάμου, αεριαυλωτούς, απλής ή πολλαπλής διαδρομής καυσαερίων κλπ.,
- ανάλογα με τη δυνατότητά τους για αξιοποίηση της θερμότητας καυσαερίων και τις παραγόμενες θερμοκρασίες νερού, σε συμβατικούς (Υ/Θ), χαμηλών θερμοκρασιών (Χ/Θ) και συμπύκνωσης, όπου εκμεταλλευόμαστε την ανώτερη θερμογόνο δύναμη του καυσίμου.

Η επιλογή του λέβητα εξαρτάται από τις υπολογιζόμενες απαιτήσεις θέρμανσης των χώρων, τις οποίες πρέπει να καλύψει. Αυτό καθορίζεται από τη μελέτη θερμικών απωλειών του κτιρίου. Όταν είναι γνωστό αυτό μπορεί να επιλεγεί ο κατάλληλος λέβητας με κριτήριο τη “**θερμαντική ισχύ**”. Η ωφέλιμη θερμική ισχύς του λέβητα εξαρτάται από τη θερμαινόμενη επιφάνεια του και μετράται σε **kW**.

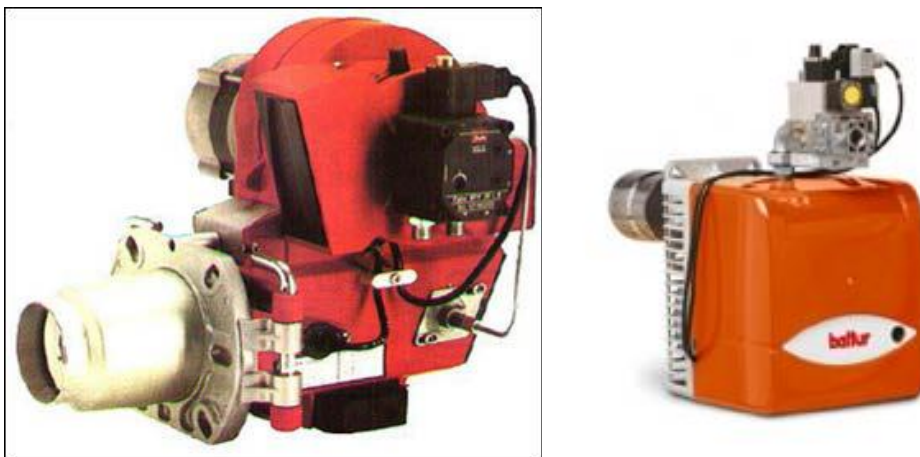
*Σχήμα 3.3: Χυτοσιδηρός και χαλύβδινος Λέβητας πετρελαίου*



Αντίστοιχα, οι καυστήρες διακρίνονται :

- ανάλογα με το χρησιμοποιούμενο καύσιμο σε πετρελαίου (απλοί ή με προθέρμανση του πετρελαίου πετρελαίου για βελτίωση της καύσης), φυσικού αερίου, διπλού καυσίμου (συνήθως πετρελαίου-αερίου), υγραερίου, μαζούτ, κωκ, ξυλείας κλπ.,
- ανάλογα με την πίεση λειτουργίας τους σε ατμοσφαιρικούς ή πιεστικούς,
- ανάλογα με τη δυνατότητά τους για προσαρμογή στη ζήτηση, σε μονοβάθμιους και πολυβάθμιους.

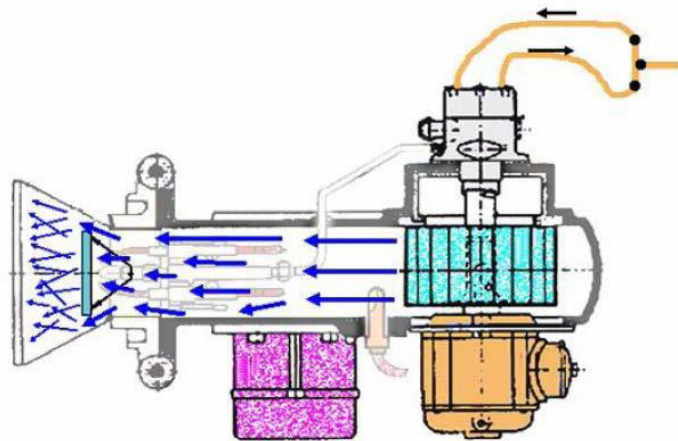
*Σχήμα 3.4: Καυστήρες πετρελαίου και φυσικού αερίου*



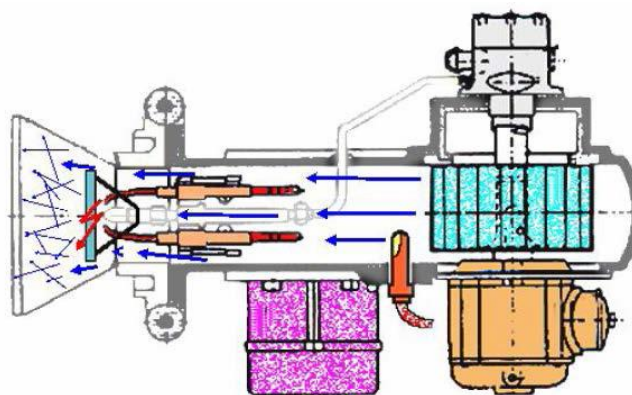
### 3.4.2 Λειτουργία του καυστήρα.

Η παροχή του ρεύματος συνδέεται στις κατάλληλες επαφές του αυτόματου ελέγχου. Οι άλλοι μηχανισμοί για να λειτουργήσουν παίρνουν ρεύμα δια μέσου του αυτόματου. Δηλαδή ο αυτόματος με βάση των προγραμματισμό του εκκινεί με μία σειρά τις συσκευές. Η λειτουργία του καυστήρα σε φάσεις:

**α. Φάση πρώτη: Προ-αερισμός.** Η λειτουργία του καυστήρα ξεκινά, με την εκκίνηση του ηλεκτροκινητήρα. Με την εκκίνηση του ηλεκτροκινητήρα λειτουργεί η φτερωτή παροχής αέρα και η αντλία πετρελαίου η οποία είναι συνδεδεμένη στον άξονα του ηλεκτροκινητήρα. Η φτερωτή αναρροφά αέρα από το περιβάλλον. Ο αέρας περνώντας μέσα από το φλογοσωλήνα, οδηγείται στον διασκορπιστή και διασκορπίζεται στην εστία του λέβητα. Αυτό λέγεται προ-αερισμός του λέβητα και διαρκεί περίπου 20-30 sec. Ο χρόνος αυτός εξαρτάται από τον κατασκευαστή του καυστήρα. Ο προαερισμός καθαρίζει την εστία και τους αεριοαλούς του λέβητα από τυχόν αναθυμιάσεις άκαυτου πετρελαίου, καπνιάς κ.τ.λ.

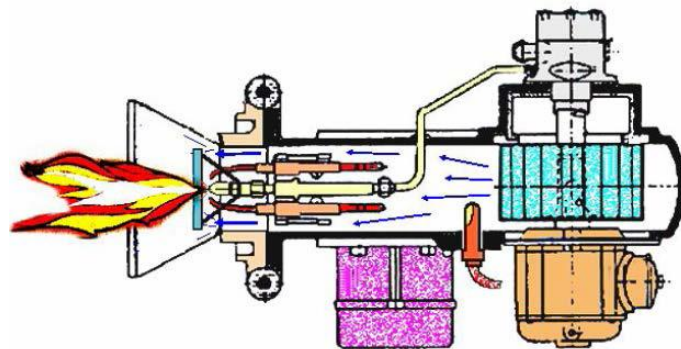


**β. Φάση δεύτερη: Σπινθηρισμός.** Η δεύτερη εντολή του αυτόματου ελέγχου, είναι η τροφοδότηση του πολλαπλασιαστή με 220 V. Ο πολλαπλασιαστής πολλαπλασιάζει την τάση των 220 V σε 15.000 V. Η τάση αυτή οδηγείται με καλώδια υψηλής τάσης στα ηλεκτρόδια.

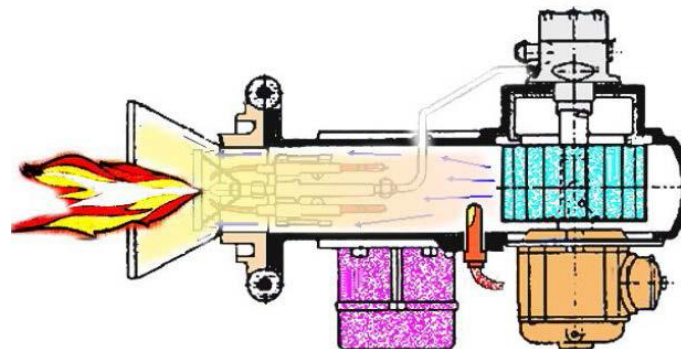


**γ. Φάση τρίτη: Έγχυση πετρελαίου.** Μετά από τον προ-αερισμό και σχεδόν τον ταυτόχρονο σπινθηρισμό, η τρίτη εντολή του αυτόματου ελέγχου, είναι να τροφοδοτήσει με ρεύμα την ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα παροχής πετρελαίου. Η βαλβίδα ανοίγει και το

πετρέλαιο με υψηλή πίεση οδηγείται στο μπεκ. Με τη βοήθεια του διασκορπιστήρα αναμειγνύεται με τον αέρα (που ήδη στροβιλίζεται) και δημιουργείται ένα καύσιμο μίγμα, αέρα-πετρελαίου. Ταυτόχρονα αναφλέγεται από τον σπινθήρα.



**δ. Φάση τέταρτη: Ασφάλεια.** Σε αυτό το χρονικό σημείο και μέχρι να σταθεροποιηθεί η φλόγα μέσα στην εστία του λέβητα, ο σπινθηρισμός δεν σταματά. Για να προχωρήσει στην επόμενη εντολή ο αυτόματος ελέγχου πρέπει ο φωτοηλεκτρικός αισθητήρας να ενεργοποιηθεί από την φωτεινότητα της φλόγας. Σε περίπτωση που η φλόγα δεν είναι αυτή που πρέπει, ή δεν υπάρχει καθόλου φλόγα για οποιονδήποτε λόγο μέσα σε **3-5 sec**, ο αυτόματος ελέγχου σταματά όλες τις ενέργειες και ανάβει ένα ενδεικτικό λαμπάκι.



**ε. Φάση πέμπτη: Σωστής λειτουργίας.** Όταν η ωμική αντίσταση της φωτοαντίστασης δεν είναι η κανονική, τότε ο αυτόματος ελέγχου σταματά μόνο τον σπινθηρισμό και αφήνει να λειτουργεί ο ηλεκτροκινητήρας, η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα και παράλληλα ελέγχει τη φλόγα από τη φωτοαντίσταση. Σε περίπτωση που σβήσει ή αδυνατίσει η φλόγα (λόγο έλλειψης αέρα, πετρελαίου ή άλλη αιτία) τότε το σήμα της φωτοαντίστασης δεν είναι το σωστό και ο αυτόματος διακόπτει όλες τις λειτουργίες του καυστήρα ανάβοντας το ενδεικτικό λαμπάκι.

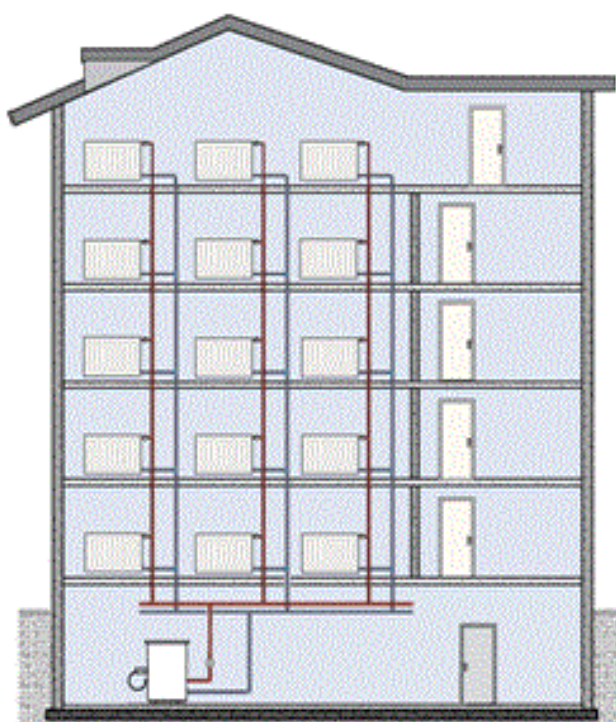
### 3.5 Δίκτυα διανομής

Τα δίκτυα διανομής είναι το σύνολο των σωληνώσεων μέσα στα οποία κυκλοφορεί το μέσο μεταφοράς θερμότητας – θερμό νερό στην περίπτωση των κεντρικών θερμάνσεων, μέσω του οποίου αποδίδεται η θερμότητα στους θερμαινόμενους χώρους. Τα δίκτυα διανομής είναι κλειστοί βρόχοι : το νερό αναχωρεί θερμό από τη μονάδα παραγωγής (λέβητας, Α/Θ, εναλλάκτης Τ/Θ ή ΣΗΘ κλπ.), φτάνει στις τερματικές μονάδες απόδοσης θερμότητας και επιστρέφει – ψυχρότερο και πάλι στη μονάδα παραγωγής για αναθέρμανση. Τα βασικά δίκτυα είναι το δισωλήνιο και το μονοσωλήνιο.

### 3.5.1 Δισωλήνιο (κλασσικό) σύστημα.

Ουσιαστικά όλα τα κλειστά συστήματα είναι δισωλήνια υπό την έννοια πως αναγκαστικά υπάρχει ο/οι κλάδος/οι προσαγωγής που αναχωρεί/ούν από το σύστημα παραγωγής και ο/οι κλάδος/οι επιστροφής που επιστρέφει/ουν στη μονάδα παραγωγής για να κλείσει το κύκλωμα. Το δισωλήνιο είναι ο παλαιότερος και συνηθέστερος τύπος δικτύου κεντρικής θέρμανσης και συναντάται σχεδόν αποκλειστικά σε όλα τα κτήρια προ του ~1980, οπότε και άρχισε σταδιακά η εφαρμογή συστημάτων αυτόνομης θέρμανσης στα ελληνικά κτήρια. Τυπική εικόνα ενός δισωληνίου συστήματος είναι η γνώριμη των περισσότερων κτηρίων εκείνης της εποχής, όπου υπάρχουν πολλές κατακόρυφες στήλες διανομής (ζευγάρια προσαγωγής-επιστροφής) και σε σχετικά μικρή απόσταση – αν όχι δίπλα – βρίσκονται τα θερμαντικά σώματα που συνδέονται με τον προαναφερόμενο τρόπο στις κεντρικές στήλες.

Σχήμα 3.5: Παρουσίαση δισωληνίου συστήματος

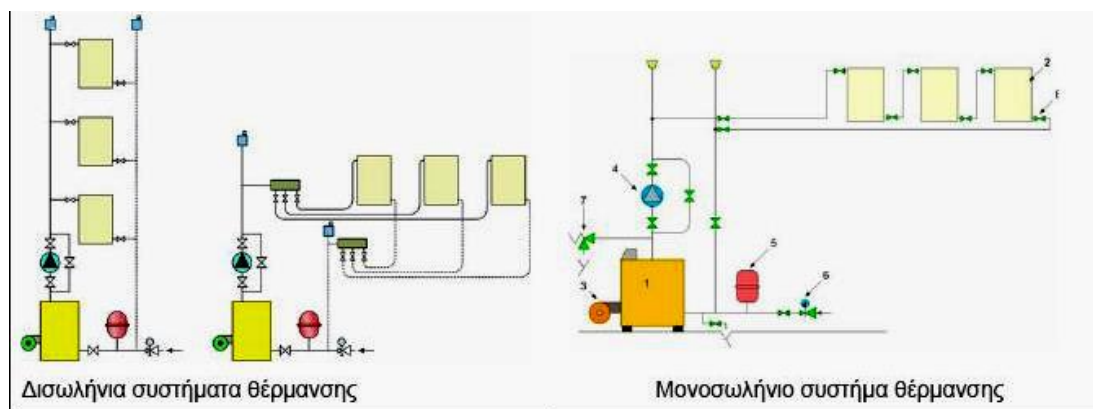


### 3.5.2 Μονοσωλήνιο σύστημα.

Σε αντίθεση με το δισωλήνιο, το μονοσωλήνιο σύστημα που αποτελεί πλέον τον «μονόδρομο» τουλάχιστον για τις περιπτώσεις που απαιτείται αυτονομία θέρμανσης ιδιοκτησιών σε μικρή σχετικά κλίμακα κτηρίων (π.χ. πολυκατοικίες – αυτονομία διαμερισμάτων). Ο όρος «μονοσωλήνιο» και πάλι αναφέρεται στον τρόπο σύνδεσης των σωμάτων στους κλάδους προσαγωγής-επιστροφής. Στην περίπτωση του μονοσωληνίου – όπου και πάλι προφανώς υπάρχουν δύο σωλήνες σύνδεσης για κάθε σώμα – υπάρχουν βρόχοι μεταξύ των κλάδων προσαγωγής-επιστροφής, πάνω στους οποίους συνδέονται εν σειρά (παρεμβάλλονται δηλαδή) τα θερμαντικά σώματα. Έτσι, η εξαγωγή (επιστροφή) ενός σώματος αποτελεί την εισαγωγή (προσαγωγή) για το επόμενο κ.ο.κ. Ωστόσο, η χρηστική αυτή ευκολία συνοδεύεται από ορισμένα προβλήματα που τεχνικά μπορεί να υποβαθμίσουν την ποιότητα των μονοσωληνίων συστημάτων. Συγκεκριμένα, τα προβλήματα του μονοσωληνίου δικτύου είναι κατά βάση τα εξής :

- τα σώματα (τερματικές μονάδες) έχουν διαφορετική μέση θερμοκρασία, αφού συνδέονται σειριακά το ένα μετά το άλλο στους βρόχους θέρμανσης.
- σε συνέχεια των προηγούμενων, ενίοτε σε βρόχους με πολλά σώματα (που πρέπει να αποφεύγεται), π.χ. 3 ή 4, υπάρχει περίπτωση το τελευταίο σώμα να υποτροφοδοτείται και η απόδοσή του να καταλήγει ανεπαρκής, χωρίς να είναι πάντα εύκολο να βρεθεί λύση,
- απαιτούνται αρκετά μεγαλύτερα μήκη δικτύου (που γίνονται ακόμη μεγαλύτερα αν επιλεγεί η λύση του εκφυλισμένου δισωληνίου, δηλαδή βρόχος και σώμα),

Σχήμα 3.6: Παρουσίαση δισωληνίου και μονοσωληνίου συστήματος



### 3.6 Τερματικές μονάδες

Οι τερματικές μονάδες είναι οι συσκευές που μεταφέρουν τελικά την θερμότητα στους προς θέρμανση χώρους. Πρόκειται δηλαδή για εναλλάκτες μεταξύ του αέρα του θερμαινόμενου χώρου και του μέσου μεταφοράς της θερμότητας από το σύστημα παραγωγής και μέσω του δικτύου διανομής στους χώρους.

Διακρίνονται με βάση την θερμοκρασία λειτουργίας τους σε : α) υψηλών θερμοκρασιών (προσαγωγή νερού στους  $90^{\circ}\text{C}$  και επιστροφής στους  $70^{\circ}\text{C}$ ), β) μεσαίων θερμοκρασιών (προσαγωγή από  $60$  έως  $70^{\circ}\text{C}$  και επιστροφής  $35$  έως  $55^{\circ}\text{C}$ ) και γ) χαμηλών θερμοκρασιών (προσαγωγή τους  $30$  έως  $40^{\circ}\text{C}$  και επιστροφής τους  $25^{\circ}\text{C}$  έως  $35^{\circ}\text{C}$ ).

Η λειτουργία των τερματικών μονάδων θέρμανσης, βασίζεται κυρίως σε δύο τρόπους μετάδοσης θερμότητας α) στη μεταφορά/συναγωγή και β) στην ακτινοβολία, ενώ συνηθέστερα συνδυάζονται και οι δύο τρόποι. Το ποσοστό μετάδοσης της θερμότητας με τον ένα ή τον άλλο τρόπο εξαρτάται από τον τύπο της τερματικής μονάδας και τη θερμοκρασία λειτουργίας της. Οι συνηθέστεροι τύποι τερματικών μονάδων θέρμανσης είναι οι ακόλουθοι :

#### 3.6.1 Σώματα ακτινοβολίας (άβακες-radiators)

Είναι ο δημοφιλέστερος τύπος θερμαντικού σώματος, όπου η θερμότητα ακτινοβολείται στο περιβάλλον από τις θερμές επιφάνειες του σώματος. Φυσικά, σημαντικό τμήμα της μετάδοσης θερμότητας γίνεται και με μεταφορά, από την – φυσική – κυκλοφορία του αέρα γύρω από το σώμα. Είναι τερματικές μονάδες υψηλών θερμοκρασιών.



Ανάλογα με τη διαμόρφωση των επιφανειών του σώματος, η σχέση ακτινοβολίας / μεταφοράς μεταβάλλεται : έτσι, σώματα με σχετικά επίπεδες επιφάνειες (π.χ. σώματα πάνελ) παρουσιάζουν μεγαλύτερο ποσοστό ακτινοβολίας, ενώ σώματα με πτυχές, φέτες, μαιάνδρους κλπ. (π.χ. παραδοσιακά σώματα τύπου Ακάν) αποδίδουν περισσότερο με μεταφορά. Τα σώματα ακτινοβολίας πλεονεκτούν στην αίσθηση θέρμανσης, μιας και η ακτινοβολία είναι η πιο ευχάριστη πηγή θερμότητας, καθώς και στο μικρότερο πάχος τους.

### 3.6.2 Σώματα φυσικής μεταφοράς (κονβέκτορες-convectors)

Είναι σώματα από τα οποία η θερμότητα μεταδίδεται κατά κύριο λόγο με μεταφορά από τα ρεύματα αέρα γύρω από το σώμα. Η μεταφορά (συναγωγή) θερμότητας είναι τόσο μεγαλύτερη όσο μεγαλύτερη είναι η ενεργή επιφάνεια συναλλαγής του σώματος και όσο μεγαλύτερη η ταχύτητα του ρεύματος αέρα. Για τους λόγους αυτούς, οι – συνήθως αποκαλούμενοι – κονβέκτορες χαρακτηρίζονται από πληθώρα «ψυκτρών», δηλαδή πτυχών που αποτελούν τις ενεργές επιφάνειες συναλλαγής. Είναι σώματα τα οποία τα οποία λειτουργούν τόσο σε υψηλές όσο και σε μεσαίες θερμοκρασίες.



Όπως συμβαίνει και με τα σώματα ακτινοβολίας, έτσι και στους κονβέκτορες ένα ποσοστό της θερμότητας μεταδίδεται και με ακτινοβολία. Αυτό δεν συμβαίνει μόνο στην υποπερίπτωση των «αερόθερμων», δηλαδή σωμάτων με βεβιασμένη μεταφορά, όπου οι θερμές επιφάνειες του σώματος είναι κρυμμένες σε κέλυφος και συνεπώς η θερμότητα μεταδίδεται μόνο με τα θερμά ρεύματα αέρα.

Οι κονβέκτορες είναι προτιμητέοι σε περιπτώσεις όπου τα σώματα, για λόγους κυρίως λειτουργικούς και αισθητικούς, είναι επιθυμητό να είναι «κρυμμένα». Επίσης επιλέγονται και ως σώματα άμεσης απόκρισης σε χώρους μεγάλους και με μεγάλες κρύες επιφάνειες (π.χ. εκτεταμένα υαλοστάσια), όπου τα θερμά ρεύματα αέρα είναι – τοπικά - επιθυμητά για αποφυγή συμπυκνώσεων στο εσωτερικό των επιφανειών αυτών.

### 3.6.3 Σώματα βεβιασμένης μεταφοράς (αερόθερμα, FCU, ή στοιχεία ανεμιστήρα)

Προκειμένου να αυξηθεί η απόδοση ενός σώματος μεταφοράς, όπως προαναφέρθηκε μία εκ των δύο βασικών παραμέτρων είναι η αύξηση της ταχύτητας του ρεύματος αέρα. Ετσι, προκύπτει και η περίπτωση των σωμάτων με βεβιασμένη κυκλοφορία αέρα μέσω αντίστοιχου ανεμιστήρα. Στην περίπτωση αυτή δεν υπάρχει μετάδοση με ακτινοβολία, αφού το σώμα αποτελείται από έναν εναλλάκτη, όπου από την πλευρά του αέρα, η κυκλοφορία είναι εξαναγκασμένη και με πολύ μεγαλύτερη παροχή και ταχύτητα από ό,τι στα σώματα φυσικής κυκλοφορίας.



Είναι σώματα τα οποία λειτουργούν τόσο σε μεσαίες όσο και σε χαμηλές θερμοκρασίες.

Συνήθεις εφαρμογές χρήσης αερόθερμων, εκτός από τις περιπτώσεις κατοικιών με μεγάλα φορτία και πολλές ψυχρές επιφάνειες, είναι και οι περιπτώσεις επαγγελματικών και βιομηχανικών χώρων, λόγω της άμεσης απόκρισης των συστημάτων αυτών.

Τα FCU (αλλά και τα αερόθερμα, σε μικρότερη γκάμα ωστόσο) είναι διαθέσιμα σε πολλούς τύπους:

- δαπέδου εμφανή ή κρυφά (που παραδίδονται χωρίς κάλυμμα και ο χρήστης τοποθετεί κάλυμμα της αρεσκείας του),
- τοίχου εμφανή (όπως τα γνωστά μας «κλιματιστικά»),
- οροφής εμφανή (για χρήση κυρίως σε καταστήματα και γενικότερα χώρους μειωμένων αισθητικών απαιτήσεων),
- «καναλάτα», δηλαδή κατάλληλα για σύνδεση με δίκτυο αεραγωγών που συνήθως αναπτύσσεται μέσα σε ψευδοροφές. Αυτός ο τύπος είναι ακριβότερος τόσο άμεσα (ως συσκευή δηλαδή) όσο και έμμεσα (απαιτούνται επιπλέον εργασίες, οικοδομικές όπως π.χ. η εγκατάσταση ψευδοροφών και μηχανολογικές, όπως τα δίκτυα αεραγωγών). Πλεονεκτούν ωστόσο σε αισθητική (η μονάδα είναι κρυφή) και φυσικά σε καλύτερη και πιο ομοιογενή κάλυψη του χώρου.

### 3.6.4 Ενσωματωμένα (εντοιχισμένα) συστήματα

Τα τελευταία χρόνια έχει διευρυνθεί και στη χώρα μας η εφαρμογή «ενσωματωμένων» συστημάτων, δηλαδή συστημάτων απόδοσης θερμότητας που ενσωματώνονται-εντοιχίζονται σε οικοδομικά στοιχεία των χώρων. Είναι τερματικές μονάδες χαμηλών θερμοκρασιών.

Μεταξύ αυτών των συστημάτων το πιο διαδεδομένο είναι η θέρμανση δαπέδου, που σε άλλες χώρες αποτελεί ήδη το βασικό σύστημα θέρμανσης. Βασικό πλεονέκτημα της θέρμανσης



δαπέδου είναι η ήπια ακτινοβολία που συνεπάγεται την καλύτερη δυνατή αίσθηση ποιότητας θέρμανσης, λόγω και της πολύ καλής καθ' ύψος ομοιογένειας στις θερμοκρασίες χώρου.



Συμπληρωματικά η θέρμανση δαπέδου αποτελεί μια πιο οικονομική – λειτουργικά – θέρμανση, δεδομένου πως πρόκειται για ένα αδρανειακό σύστημα χαμηλών θερμοκρασιών, ενώ συγχρόνως αφήνει ελεύθερους χώρους και δεν προκαλεί το πρόβλημα των «μαυρίλων» που συνοδεύει τα σώματα υψηλών θερμοκρασιών.

Σε ζεστά κλίματα και σε κλίματα με απότομες αλλαγές προς το θερμότερο (ξαφνική ηλιοφάνεια και άνοδος θερμοκρασίας), η θέρμανση δαπέδου χαρακτηρίζεται από ένα ακόμη μειονέκτημα που οφείλεται ακριβώς στο εγγενές βασικό της πλεονέκτημα, την αδρανειακή λειτουργία. Λόγω της υστέρησης στην απόκριση, όπως συμβαίνει με κάθε αδρανειακό σύστημα, απότομη βελτίωση του καιρού (η ηλιακή ακτινοβολία είναι βασική παράμετρος), μπορεί να επιφέρει μικροϋπερθερμάνσεις, για μικρές σχετικά χρονικές περιόδους (λίγες ώρες).

Επιπλέον, υπήρξαν στο παρελθόν και κάποιες ενστάσεις σχετικές με θέματα υγείας (λόγω της επαφής των ποδιών με θερμές επιφάνειες), όμως έχουν μάλλον εγκαταληφθεί, ως μειωμένης αξιοπιστίας.

### **3.7 Διατάξεις εξοικονόμησης ενέργειας**

#### **3.7.1 Θερμοστάτες – Θερμοστατικοί διακόπτες**

Οι θερμοστάτες αποτελούν τη βασική διάταξη ελέγχου της θερμοκρασίας ενός χώρου ή μιας θερμικής ζώνης. Με τη λειτουργία τους γίνεται έναρξη της θέρμανσης ή ψύξης της ζώνης ή του χώρου όταν υπάρχει σχετική ανάγκη, ενώ όταν ο χώρος είναι επαρκώς ζεστός ή ψυχρός σταματά η λειτουργία του συστήματος. Είναι βασική διάταξη αυτοματισμού των εγκαταστάσεων θέρμανσης ή/και ψύξης και οι σωστές ρυθμίσεις σε αυτούς μπορούν να επιφέρουν σημαντική εξοικονόμηση ενέργειας. Ανάλογα με το μέγεθος του κτηρίου και των θερμικών ζωνών χρησιμοποιείται ο αντίστοιχος τουλάχιστον αριθμός θερμοστατών. Στον οικιακό τομέα συνήθως τοποθετείται ένας θερμοστάτης ανά διαμέρισμα, ενώ στον τριτογενή τομέα συνήθως υπάρχει ένας θερμοστάτης ανά ιδιοκτησία και θερμική ζώνη καθώς και όροφο του κτηρίου. Δηλαδή ακόμα και αν το κτήριο θεωρείται μία θερμική ζώνη, με διαφορετικές ιδιοκτησίες – ανεξάρτητους χώρους, τοποθετούνται ξεχωριστοί θερμοστάτες ανά ιδιοκτησία, ενώ αν αλλάζουν και οι όροφοι, πάλι μπορούν να τοποθετηθούν διαφορετικοί θερμοστάτες.

Σχήμα 3.7 Θερμοστάτες διαφόρων τύπων. (α) Ηλεκτρομηχανικός με διακόπτη on/off, (β) ηλεκτρονικός με χειροκίνητη εντολή παραγωγής ζεστού νερού χρήσης, (γ) θερμοστατικός διακόπτης



Μια άλλη διάταξη με την οποία επιτυγχάνεται ο έλεγχος της εγκατάστασης θέρμανσης είναι ο θερμοστατικός διακόπτης, ο οποίος είναι μηχανοκίνητη βαλβίδα που ελέγχεται από θερμοστατική κεφαλή. Οι θερμοστατικοί διακόπτες χρησιμοποιούνται σε εγκαταστάσεις θέρμανσης ζεστού νερού για τοπικό έλεγχο της θερμοκρασίας σε επίπεδο θερμαντικών σωμάτων. Χρησιμοποιούνται σε συνδυασμό με θερμοστατικές κεφαλές και πιο σπάνια με ηλεκτρικούς κινητήρες που ελέγχονται από θερμοστάτες. Οι θερμοστατικές κεφαλές είναι διατάξεις με αισθητήριο θερμοκρασίας το οποίο ανταποκρίνεται στις αποκλίσεις από την επιθυμητή τιμή της θερμοκρασίας χώρου. Όταν η θερμοκρασία χώρου ανεβαίνει, η κεφαλή ενεργοποιείται αναγκάζοντας τη βάννα να είναι συνεχώς κλειστή, οπότε και μειώνεται η απόδοση θερμότητας του σώματος. Όταν η θερμοκρασία χώρου πέσει, ανοίγει και πάλι τη βάννα, οπότε και η απόδοση του σώματος μεγαλώνει πάλι. Αυτός ο σχεδιασμός επιτρέπει τη συνεχή λειτουργία της βάννας και επιτυγχάνει ομαλή ρύθμιση της προσαγωγής του νερού θέρμανσης προς το θερμαντικό σώμα, διατηρώντας σταθερή τη θερμοκρασία χώρου και σύμφωνη με την επιθυμητή τιμή της. Βασικά προτείνονται για όλους τους χώρους, ιδιαίτερα όπου απαιτούνται διαφορετικοί περίοδοι θέρμανσης ή επίπεδα θερμοκρασίας.

### 3.7.2 Δίοδες και τρίοδες ηλεκτροβάνες – ηλεκτροκίνητες βαλβίδες

Οι ηλεκτροβάνες είναι βάνες οι οποίες κινούνται αυτόματα από ηλεκτροκινητήρες και ρυθμίζουν την παροχή του νερού προσαγωγής στις θερμικές ζώνες ή και τις τερματικές μονάδες. Οι ηλεκτροκινητήρες αυτοί ελέγχονται με τη σειρά τους από αισθητήρια ή από χρονοδιακόπτες. Χρησιμοποιούνται συνήθως σε συνδυασμό με θερμοστάτες ή χρονοδιακόπτες για τον έλεγχο προσαγωγής νερού σε μια θερμική ζώνη ή μια τερματική μονάδα αντίστοιχα. Σε αρκετές περιπτώσεις χρησιμοποιούνται για τη ρύθμιση και τη λειτουργία χρονοθερμοστάτες ώστε να επιτυγχάνεται το απαιτούμενο από τους χρήστες επίπεδο θερμικής άνεσης, τις χρονικές περιόδους που απαιτείται λόγω της χρήσης του χώρου ή της ζώνης. Έχουν μεγάλη εφαρμογή τόσο σε συστήματα θέρμανσης όσο και ψύξης. Οι δίοδες (έχουν δηλαδή μία είσοδο και μία έξοδο), χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο μεμονωμένων κυκλωμάτων ή μικρών παροχών – φορτίων, ενώ για την περίπτωση μεγαλύτερων φορτίων χρησιμοποιούνται κυρίως οι τρίοδες. Οι τρίοδες βάνες συνήθως ρυθμίζουν τη θερμοκρασία του νερού προσαρμογής στα θερμαντικά σώματα. Βασικό πλεονέκτημα και των δύο είναι ότι διατηρούν σχεδόν σταθερή τη ροή του κυκλοφορητή στο δίκτυο, μεταβάλλοντας την παροχή μόνο μέσα στο θερμαντικό σώμα. Έτσι επιτυγχάνουν μια ικανοποιητική διανομή της θερμότητας καθώς ελαχιστοποιούν τις μεταβολές στην αντίσταση του συστήματος και στην πίεση που ο κυκλοφορητής παρέχει στο δίκτυο.

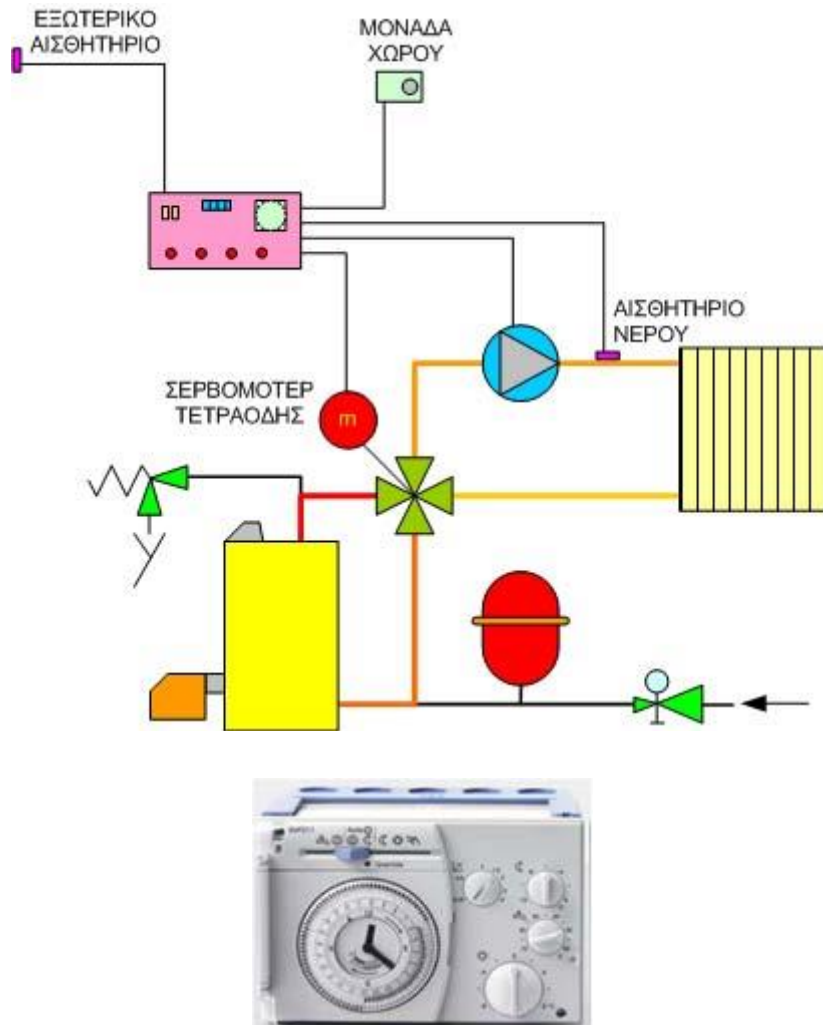


### 3.7.3 Συστήματα αντιστάθμισης εξωτερικής θερμοκρασίας

Η αντιστάθμιση είναι ένα αυτόματο σύστημα, το οποίο μέσω ενός ελεγκτή παρακολουθεί τις καιρικές συνθήκες, καθώς και τη θερμοκρασία νερού του λέβητα, ρυθμίζει κατάλληλα τη θερμοκρασία του νερού προσαγωγής. Η αντιστάθμιση εφαρμόζεται σε εγκαταστάσεις με θερμαντικά σώματα, ενδοδαπέδιας θέρμανσης και σε εγκαταστάσεις συνδυαστικής λειτουργίας αυτών με ηλιακή ενέργεια. Επίσης εφαρμόζεται και σε εγκαταστάσεις ψύξης με την ίδια λογική και φιλοσοφία λειτουργίας, με διαφοροποίηση στο κομμάτι των τερματικών μονάδων.

Σε μία αντισταθμισμένη εγκατάσταση η θερμοκρασία του νερού προσαγωγής (δηλαδή του νερού που αποστέλλεται στα θερμαντικά σώματα) ρυθμίζεται ανάλογα με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος, έτσι ώστε όταν έχει "πολύ κρύο" η θερμοκρασία στα σώματα να είναι υψηλή ενώ όταν έχει "καλό καιρό" η θερμοκρασία στα σώματα είναι σχετικά χαμηλή (κυκλοφορεί χλιαρό νερό). Η κυκλοφορία νερού χαμηλότερης θερμοκρασίας στο δίκτυο μπορεί να επιτυγχάνεται ή με το σύστημα ανάμιξης ή με επίδραση στη θερμοκρασία λειτουργίας του θερμοστάτη του καυστήρα. Το σύστημα ανάμιξης επιτρέπει την λειτουργία του λέβητα χωρίς κίνδυνο διάβρωσης (από υγραποίηση ατμών θειικού οξέως) πρέπει όμως να είναι τέτοιο ώστε να μην προκαλεί συχνές διακοπές της λειτουργίας του καυστήρα και επανεκκινήσεις. Αντίστοιχη λειτουργία παρουσιάζει και μια εγκατάσταση ψύξης. Η μονάδα αντιστάθμισης μπορεί να είναι ψηφιακή ή αναλογική και αποτελείται τουλάχιστον από τα εξής τμήματα:

- Αισθητήριο θερμοκρασίας περιβάλλοντος (εξωτερικού χώρου)
- Αισθητήριο θερμοκρασίας νερού προσαγωγής
- Βάνα ανάμιξης, ρυθμιστής παροχής καυσίμου ή άλλο σύστημα ρύθμισης της θερμοκρασίας νερού προσαγωγής
- Αναλογικός ή ψηφιακός ελεγκτής αντιστάθμισης όπου συνδέονται τα παραπάνω.



### 3.8 Ανάλυση καυσαερίων και ρύθμιση καύσεως

Ο έλεγχος της ενεργειακής αποδοτικότητας του λεβητοστασίου είναι απαραίτητος προκειμένου να κρίνουμε πόσο αποδοτική είναι η παραγωγή θέρμανσης και ΖΝΧ , αλλά και τι δυνατότητες βελτίωσης υπάρχουν

Ανάλυση καυσαερίων. Βασική μέτρηση για την ενεργειακή απόδοση ενός συστήματος θέρμανσης με λέβητα είναι ο βαθμός απόδοσης καύσης. Η μέτρηση αυτή γίνεται με τον αναλυτή καυσαερίων. Ο αναλυτής καυσαερίων μετράει κάποιες βασικές παραμέτρους στα καυσαέρια (θερμοκρασία, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>) ακριβώς στην έξοδο του λέβητα προς την καμινάδα και υπολογίζει τον βαθμό απόδοσης καύσης. Λόγω του γεγονότος ότι ο βαθμός απόδοσης ορίζεται ως το πηλίκο της αποδιδόμενης ισχύος προς το γινόμενο της παροχής καυσίμου επί την κατωτέρα θερμογόνο δύναμη του καυσίμου είναι δυνατόν ο βαθμός απόδοσης να είναι και μεγαλύτερος του 100% για τους λέβητες συμπυκνώσεως, οι οποίοι εκμεταλλεύονται και την λανθάνουσα θερμότητα υγροποίησης του νερού των καυσαερίων, η οποία δεν περιλαμβάνεται στον παρονομαστή.



Απώλειες καμινάδας σε κατάσταση αναμονής. Η καμινάδα έχει απώλειες ακόμα και μετά την παύση της λειτουργίας του καυστήρα. Οι απώλειες αυτές οφείλονται στον φυσικό ελκυσμό της καμινάδας μέσω του οποίου αφαιρείται ένα ποσό θερμότητας από τον λέβητα. Η μέτρηση πρέπει να γίνεται 30 s μετά την παύση του καυστήρα και αφορά την παροχή αέρα μέσα από την καμινάδα. Οι απώλειες αυτές μετρώνται από ειδικά όργανα.



Απώλειες επιφανείας λέβητα. Για τον υπολογισμό των απωλειών επιφανείας λέβητα πρέπει να θεωρήσουμε όλες τις μερικές επιφάνειες του λέβητα. Στην συνέχεια μετράμε την θερμοκρασία του περιβάλλοντος του λέβητα και την θερμοκρασία σε κάθε ξεχωριστή επιφάνεια. Με βάση αυτές τις επιφάνειες και θερμοκρασίες υπολογίζονται οι συνολικές απώλειες επιφανείας του λέβητα.



Με βάση την ανάλυση καυσαερίων ελέγχετε αν η λειτουργία του λέβητα καυστήρα είναι εντός των προβλεπόμενων ορίων με βάση την Υ.Α 189533/2011. Στην συγκεκριμένη απόφαση έχει αναρτηθεί πίνακας στον οποίο δίνονται τα μέγιστα επιτρεπτά όρια εκπομπών των ρύπων. Τα όρια αυτά παρουσιάζονται παρακάτω:

<b>ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΣ</b>	<b>ΟΡΙΑΚΗ ΤΙΜΗ ΠΕΤΡΕΛΑΙΟ</b>	<b>ΟΡΙΑΚΗ ΤΙΜΗ ΑΕΡΙΑ ΚΑΥΣΙΜΑ</b>
Μέγιστη επιτρεπόμενη τιμή απωλειών θερμότητας λόγω θερμών καυσαερίων, σε %	15	15
Μέγιστη επιτρεπόμενη τιμή της περιεκτικότητας κατ' όγκο των καυσαερίων σε μονοξειδίο του άνθρακα (CO) ανηγμένη σε οξυγόνο αναφοράς 3%, σε ppm.	90	90
Μέγιστη επιτρεπόμενη τιμή της περιεκτικότητας κατ' όγκο των καυσαερίων σε οξειδία του αζώτου (NOx) ανηγμένη σε οξυγόνο αναφοράς 3%, σε ppm.	150	150 για Υγραέριο 125 για Φυσικό Αέριο
Μέγιστη επιτρεπόμενη τιμή του Δείκτη αιθάλης, κατά Bacharach.	1	1 για Υγραέριο 0 για Φυσικό Αέριο
Μέγιστη επιτρεπόμενη τιμή της περιεκτικότητας των καυσαερίων σε οξυγόνο (O <sub>2</sub> ), σε % κ.ο. (Ισχύει μόνο για πιεστικούς καυστήρες)	7	7

Με βάση τα δεδομένα αυτά, κατά την ετήσια συντήρηση του συστήματος λέβητα καυστήρα, ο συντηρητής θα πρέπει να ελέγχει με τον αναλυτή καυσαερίων τις παραμέτρους αυτές και αν διαπιστώσει ότι υπάρχει πρόβλημα στην καύση, και άρα στη δημιουργία παραπάνω καυσαερίων ρύπων, τότε θα πρέπει να προβεί στις απαραίτητες ενέργειες.



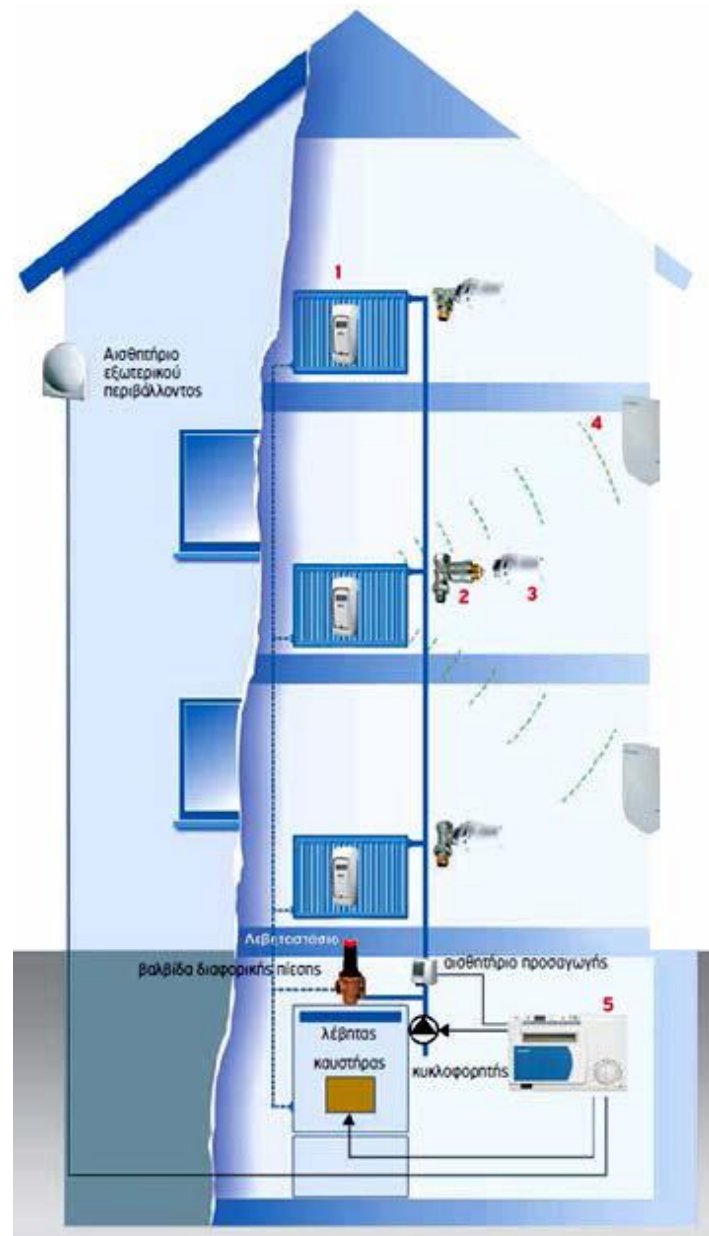
Καταρχήν στον έλεγχο της καύσης, αφού πρώτα κάνει σωστή συντήρηση και καθαρισμό του συστήματος, σπουδαίο ρόλο παίζει ο αέρας της καύσης. Με τη ρύθμιση της παραμέτρου του οξυγόνου έχουμε καύση με περίσσεια αέρα και λιγότερους ρύπους μονοξειδίου του άνθρακα (CO) και οξειδίων του αζώτου (NOx). Επιπλέον η ρύθμιση της ποσότητας του καυσίμου, μέσω της αντλίας καυσίμου, οδηγεί σε καύση πλούσια σε καύσιμο και άρα σε λιγότερο οξυγόνο, άρα περισσότερους ρύπους. Τέλος με την μετακίνηση της φλόγας του καυστήρα μέσω του φλογοσωλήνα, παρατηρείται αλλαγή στην ποσότητα των ρύπων λόγω της ροής του αέρα προς τη φλόγα. Ο συνδυασμός όλων των παραπάνω παραμέτρων οδηγεί σε σωστή ρύθμιση της φλόγας και της καύσης, με μεγάλο βαθμό απόδοσης και όσο το δυνατόν λιγότερους ρύπους.

### **3.9 Τοπικές διατάξεις ελέγχου**

Οι τοπικές διατάξεις ελέγχου είναι οι διατάξεις οι οποίες τοποθετούνται για την επίτευξη ελέγχου τοπικά σε επίπεδο συνήθως τερματικής μονάδας ή μιας εγκατάστασης. Οι τοπικές διατάξεις ελέγχου μπορούν ενδεχομένως να αποτελούν από μόνες τους ένα πλήρες σύστημα ελέγχου ικανό να βελτιστοποιήσει τη λειτουργία μιας εγκατάστασης και να επιτύχει σημαντική μείωση στην κατανάλωση αυτής της εγκατάστασης. Επίσης πολύ βασικό είναι και το γεγονός ότι στις διατάξεις ελέγχου αυτές συμπεριλαμβάνονται οι συμβατικοί αυτοματισμοί των Η/Μ εγκαταστάσεων, ενώ ο εξοπλισμός που χρησιμοποιείται σε αυτούς (τους συμβατικούς) είναι σε μεγάλο βαθμό ίδιος.

### **3.10 Εγκατάσταση συστήματος αυτονομίας με αντιστάθμιση εξωτερικής θερμοκρασίας σε παλαιά πολυκατοικία.**

Στο παρακάτω σχήμα δείχνεται σχηματικά η τοποθέτηση ενός πλήρους συστήματος αυτοματισμού και αυτονομίας με αντιστάθμιση εξωτερικής θερμοκρασίας και ασύρματη επικοινωνία σε παλαιά πολυκατοικία με δισωλήνιο σύστημα θέρμανσης.



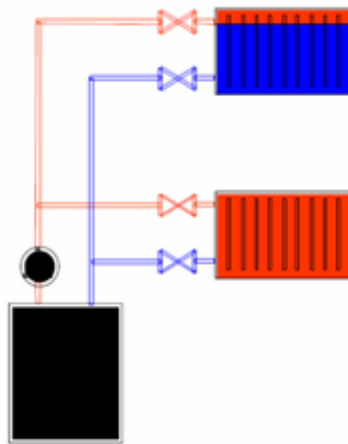
Σε κάθε θερμαντικό σώμα προσαρμόζεται ασύρματος θερμοδομετρητής (1) με ειδικό μηχανισμό στήριξης επάνω σε αυτό, χωρίς να τρυπάει το σώμα και χωρίς να μπορεί να αφαιρεθεί απ' αυτό. Καταγράφει αυτόματα την κατανάλωση ενέργειας του σώματος, όσο αυτό λειτουργεί και μεταδίδει ασύρματα και σε τακτά χρονικά διαστήματα κάθε ημέρα, τις μονάδες κατανάλωσης στον ασύρματο δέκτη (4). Ο ασύρματος δέκτης (4) ελέγχει ανά 24ωρο την ορθή λειτουργία του θερμοδομετρητή και καταγράφει τα δεδομένα. Οι μετρήσεις και όλα τα δεδομένα λειτουργίας και ελέγχου του θερμοδομετρητή συλλέγονται ασύρματα. Ο παλιός διακόπτης των σωμάτων αντικαθίσταται από θερμοστατικό διακόπτη (2) με τη θερμοστατική κεφαλή (3), η οποία δίνει τη δυνατότητα ελέγχου της θερμοκρασίας του δωματίου. Εναλλακτικά αντί για την απλή συμβατική θερμοστατική κεφαλή (3) μπορεί να τοποθετηθεί πάνω στο θερμοστατικό διακόπτη, θερμοστατική κεφαλή με δυνατότητα να ελέγχεται ασύρματα, από κεντρική μονάδα τοποθετημένη εντός του διαμερίσματος. Στο λεβητοστάσιο τοποθετείται ένας ελεγκτής αντιστάθμισης (5) ο οποίος ρυθμίζει τη θερμοκρασία του νερού, που διαρρέει όλη την εγκατάσταση ανάλογα με τις επικρατούσες καιρικές συνθήκες, εξοικονομώντας έτσι ενέργεια.



### 3.11 Υδραυλική εξισορρόπηση

#### 3.11.1 Γενικά

Όσο μεγαλύτερο είναι το δίκτυο διανομής από το σημείο παραγωγής της θέρμανσης ή/και ψύξης μέχρι την τερματική μονάδα, τόσο μεγαλύτερη αντίσταση συναντά το νερό. Η αντίσταση μεγαλώνει επιπλέον, όσο περισσότερες διακλαδώσεις, βάνες, γωνίες κλπ έχει αυτή η διαδρομή. Οι σωλήνες, οι θερμοστάτες, οι βαλβίδες, τα σώματα και άλλα στοιχεία του δικτύου θέρμανσης θεωρούνται ως αντιστάσεις σε σειρά. Το νερό, θερμό ή ψυχρό, θα κινηθεί ευκολότερα μέσα από τη διαδρομή με τη μικρότερη αντίσταση. Έτσι, τα δωμάτια που είναι πιο μακριά από τον λέβητα δέχονται (αν δεν ληφθούν κατάλληλα μέτρα) λιγότερο ζεστό νερό από ότι αυτά που είναι κοντά του (αντίστοιχα για την περίπτωση ψύξης με κύκλωμα νερού).

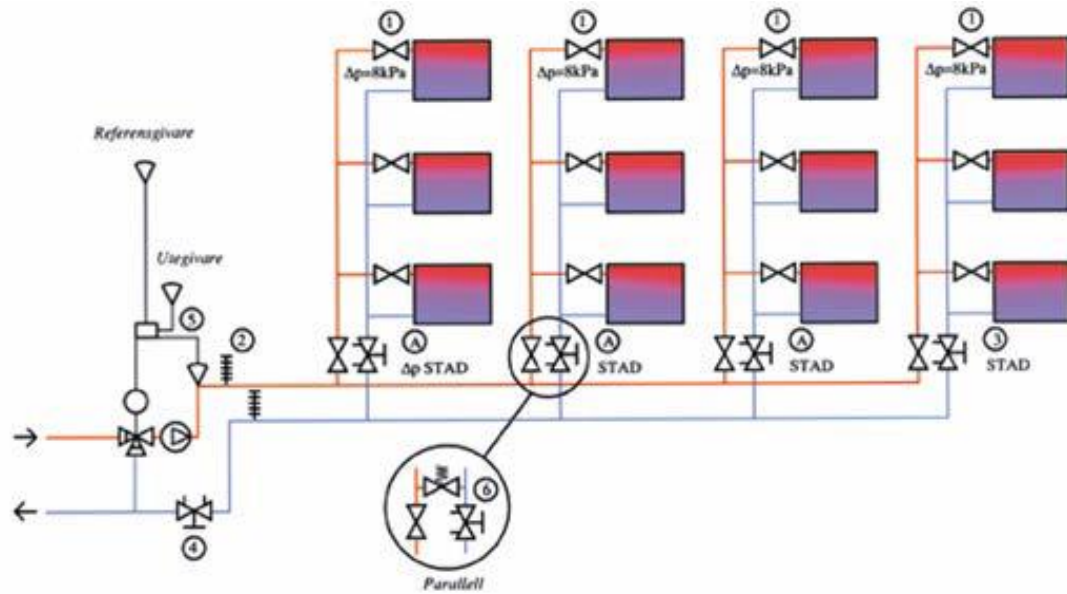


Η υδραυλική βελτιστοποίηση (εξισορρόπηση) επιτυγχάνεται με το στραγγαλισμό της ροής κυρίως στα κοντινά (πρώτα στο κύκλωμα) σώματα για να αυξηθεί η αντίστασή τους, έτσι ώστε η ροή του νερού να είναι η βέλτιστη προκειμένου να αποδίδεται η απαιτούμενη θερμική ισχύ από κάθε σώμα. Η μείωση της ροής του νερού, έχει ως συνέπεια και την μείωση των θερμικών απώλειες κατά την παραγωγή και διανομή της θερμότητας. Σε ένα υδραυλικά εξισορροπημένο σύστημα, οι κυκλοφορητές καταναλώνουν χαμηλότερη ηλεκτρική ενέργεια, κυρίως λόγω της μειωμένης ροής (παροχής) νερού.

#### 3.11.2 Υδραυλική ισορροπία

Τα υδραυλικά στοιχεία που χρησιμοποιούνται για την υδραυλική εξισορρόπηση είναι οι στραγγαλιστικές βαλβίδες ελεγχόμενης  $\Delta P$ , οι αναλογικές ηλεκτροβάνες και οι διαφορικοί υδραυλικοί ελεγκτές. Τα πρώτο στοιχείο απαιτεί χειροκίνητο έλεγχο και είναι κατάλληλο μόνο για στατική ρύθμιση. Τα υπόλοιπα δύο στοιχεία είτε είναι ηλεκτροκίνητα είτε κινούμενα μέσω σερβομηχανισμών (ελατήριο – μεμβράνη). Είναι δε κατάλληλα και για στατική και για δυναμική ρύθμιση. Στην περίπτωση της στατικής ρύθμισης θα ακολουθήσουν αυτόνομα μία επαναληπτική διαδικασία στραγγαλισμού εωσότου επιτύχουν τις ζητούμενες παροχές. Στην περίπτωση της δυναμικής ρύθμισης δηλαδή της απαίτησης να προσαρμόζουν στραγγαλισμούς τους στα μεταβαλλόμενα υδραυλικά χαρακτηριστικά του δικτύου, ακολουθούν μεν μία αυτόνομη διαδικασία συνεχούς στραγγαλισμού, αλλά είναι πλέον σχετικό εάν θα επιτευχθούν ποτέ οι ζητούμενες παροχές. Και αυτό γιατί τα στραγγαλιστικά στοιχεία έχουν ένα εύρος  $\Delta P$ , στο οποίο συμπεριφέρονται αναλογικά και

ουσιαστικά λειτουργούν. Εκτός αυτού του ορίου δεν μπορούν να ανταποκριθούν. Τελικά παρουσιάζεται το φαινόμενο, όλα τα δυναμικά ρυθμιστικά στοιχεία να βρίσκονται σε συνεχή επαναληπτική διαδικασία στραγγαλισμού.



## 4 Κατανάλωση ενέργειας στην θέρμανση

### 4.1 Γενικά

Εις το δεύτερο κεφάλαιο παρουσιάστηκαν οι μεθοδολογίες υπολογισμού των **ενεργειακών απαιτήσεων-αναγκών δια την θέρμανση ενός κτιρίου**, δηλαδή της **ζήτησης ενέργειας** για την διατήρηση της εσωτερικής θερμοκρασίας του κτιρίου εις τα απαιτούμενα επίπεδα.

Η ζήτηση αυτή όμως δεν ταυτίζεται με την **κατανάλωση** ενέργειας θέρμανσης διότι μεσολαβούν οι εγκαταστάσεις θέρμανσης οι οποίες εμφανίζουν κι' αυτές απώλειες θερμότητας. Συνεπώς η κατανάλωση ενέργειας για την θέρμανση είναι μεγαλύτερη από την ζήτηση και επομένως πρέπει η κατανάλωση αυτή να υπολογίζεται χωριστά με βάση την υπολογισθείσα ζήτηση ενέργειας.

Εις το παρόν κεφάλαιο παρουσιάζονται οι τρόποι υπολογισμού της κατανάλωσης ενέργειας και των απωλειών θερμότητας εις τις εγκαταστάσεις θερμάνσεως. Επίσης δίδονται οι βασικές τεχνικές της ενεργειακής επιθεώρησης και πιστοποίησης λεβήτων και εγκαταστάσεων θέρμανσης, οι οποίες έχουν πλέον καταστεί υποχρεωτικής εφαρμογής από την Οδηγία 2010/31 και τα σχετικά ευρωπαϊκά πρότυπα.

### 4.2 Κεντρική θέρμανση : ζήτηση θερμότητας και κατανάλωση ενέργειας

#### 4.2.1 Τα υποσυστήματα

Μία συμβατική εγκατάσταση της κεντρικής θέρμανσης περιλαμβάνει τρία υποσυστήματα :

Υποσύστημα παραγωγής : Λέβητας για την παραγωγή θερμού νερού ή θερμού αέρα με καύση πετρελαίου ή φυσικού αερίου και εξαγωγή καυσαερίων στο περιβάλλον με καμινάδα. Επίσης περιλαμβάνει δεξαμενή πετρελαίου ή παροχή φυσικού αερίου με μετρητή παροχής, παροχή ηλεκτρισμού στο λεβητοστάσιο, αυτοματισμοί του λεβητοστασίου, και λοιπό εξοπλισμό

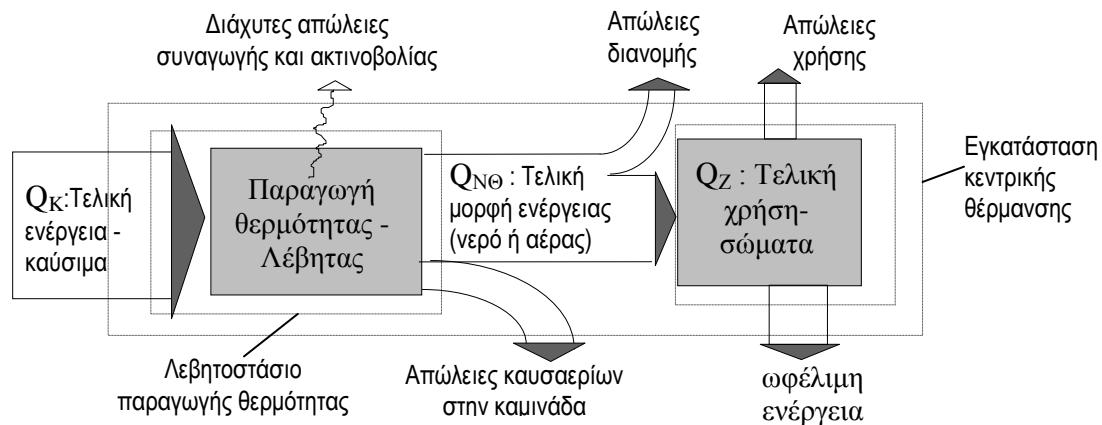
Υποσύστημα διανομής: Διανομή θερμού νερού ή θερμού αέρα προς τους θερμαινόμενους χώρους, με χρήση θερμομονωμένων σωληνώσεων ή αεραγωγών αντιστοίχως.

Υποσύστημα εκπομπής : Εκπομπή θερμότητας προς τον θερμαινόμενο χώρο μέσω θερμαντικών σωμάτων ή στοιχείων ανεμιστήρα (FANCOILS) ή ενδοδαπέδιας εγκαταστάσεως

#### 4.2.2 Απώλειες μετατροπής και βαθμοί απόδοσης

Σε κάθε υποσύστημα συντελούνται μετατροπές ενέργειας και υπάρχουν απώλειες θερμότητας. Στο Σχήμα 4.1 αποτυπώνονται αυτές οι απώλειες μετατροπής. Εις τον λέβητα, δύο είναι βασικές απώλειες θερμότητα : οι απώλειες καυσαερίων οι οποίες είναι της τάξεως του 10 με 20% και οι απώλειες μετάδοσης θερμότητας από το κέλυφος του λέβητα προς τον αέρα του λεβητοστασίου, μέσα από συναγωγή και ακτινοβολία.

Σχήμα 4.1: Τυπικά όρια εγκατάστασης κεντρικής θέρμανσης



Στο σύστημα κεντρικής θέρμανσης διακρίνονται οι ακόλουθες ροές ενέργειας: :

$\dot{Q}_K$  : Ροή ενέργειας καυσίμου, κατανάλωση ενέργειας

$\dot{Q}_{N\Theta}$  : Ροή ενέργεια του νερού θέρμανσης (ή αέρα)

$\dot{Q}_Z$  : Ζήτηση θερμότητας στον χώρο

Βάσει και του ανωτέρω σχήματος, η κατανάλωση ενέργειας σχετίζεται με την ζήτηση ως ακολούθως :

$$Q_K = Q_Z / (\eta_A \eta_{\Delta} \eta_X), \text{ όπου} \quad (4.1)$$

$\eta_A$  : βαθμός απόδοσης λέβητα

$\eta_{\Delta}$  : βαθμός απόδοσης διανομής = 1 –(απώλειες διανομής)%

$\eta_X$  : Βαθμός απόδοσης χρήσης ενέργειας

Οι ανωτέρω βαθμοί απόδοσης εξετάζονται αναλυτικά στη συνέχεια

### 4.3 Βαθμός απόδοσης λέβητα

#### 4.3.1 Ορισμός και απευθείας μέτρηση

Ο βαθμός απόδοσης λέβητα ορίζεται ως ο λόγος της θερμικής ισχύος  $\dot{Q}_{N\Theta}$  του παραγόμενου θερμού νερού ως προς την παρεχόμενη ισχύ καυσίμου  $\dot{Q}_K$  :

$$\eta_A = \dot{Q}_{N\Theta} / \dot{Q}_K \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_K K\Theta\Delta \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{N\Theta} = \dot{m}_N c_P \Delta T \quad (4.4)$$

όπου



$\dot{m}_K$  (kg/h) είναι η παροχή καυσίμου,

$\dot{m}_N$  είναι η παροχή θερμού νερού θέρμανσης στο λέβητα (kg/h),

$c_P$  είναι η θερμοχωρητικότητα του νερού (4,187 kJ/(kg.°C)

$\Delta T$  είναι η αύξηση της θερμοκρασίας του νερού από τον λέβητα (συνήθως  $\Delta T \sim 20^\circ C$ )

Επομένως ο πρώτος τρόπος για την εκτίμηση του βαθμού αποδόσεως ενός λέβητα είναι η απ' ευθείας μέτρηση όλων των μεγεθών τα οποία υπεισέρχονται στις εξισώσεις 4.2, 4.3 και 4.4, δηλαδή : α) μέτρηση της παροχής καυσίμου, β) μέτρηση της παροχής θερμού νερού, γ) μέτρηση των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου του θερμού νερού από τον λέβητα. Η ΚΘΔ του καυσίμου λαμβάνεται από τον προμηθευτή του

καυσίμου, ή με βάση τις τυπικές τιμές που δίδονται στο κεφάλαιο 1.

Παράδειγμα 4.1 : Σε ένα λέβητα φυσικού αερίου μετρήθηκαν τα ακόλουθα μεγέθη : α) παροχή φυσικού αερίου ίση με 12 Nm<sup>3</sup>/h, β) παροχή θερμού νερού 4700 kg/h και γ) η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του θερμού νερού ίση με 60°C και 80°C αντιστοίχως. Ο υπολογισμός του βαθμού απόδοσης του λέβητα γίνεται ως ακολούθως:

Η ΚΘΔ του φυσικού αερίου λαμβάνεται ίση από τον Πίνακα 1.3 με 8626 kcal/Nm<sup>3</sup>. Μετατρέποντας σε kWh διαιρώντας με 860 τότε προκύπτει ότι ΚΘΔ = 10 kWh/Nm<sup>3</sup>. Επομένως η ισχύς του παρεχόμενου καυσίμου ισούται με 10 kWh//Nm<sup>3</sup> x 12 Nm<sup>3</sup>/h = 120 kW. Η προσδιδόμενη θερμική ισχύς στο θερμό νερό ισούται με :

$$\dot{Q}_{N\Theta} = \dot{m}_N \cdot c \cdot \Delta T = 4700 \text{ kg/h} \times 4,187 \text{ kJ/(kg.}^\circ\text{C)} \cdot 20^\circ\text{C} = 376.830 \text{ kJ/h}$$

Διαιρώντας με 3600 για την μετατροπή των kJ σε kWh, τότε:  $\dot{Q}_{N\Theta} = 104,67 \text{ kW}$ .

Τέλος ο βαθμός απόδοσης του λέβητα προκύπτει ίσος με :  $\eta_A = 104,67/120 = 87,2\%$

#### 4.3.2 Μέτρηση απωλειών και βαθμός απόδοσης

Εναλλακτικά ο βαθμός απόδοσης του λέβητα  $\eta_A$  μπορεί να εκτιμηθεί από τις μετρήσεις απωλειών ως εξής :

Με βάση την αρχή διατήρησης της ενέργειας, (1ο θερμοδυναμικό αξίωμα), οι ροές ενέργειας στο λέβητα πρέπει να ικανοποιούν την εξίσωση (βλέπε Σχήμα 4.1):

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_{N\Theta} + \dot{A}_K + \dot{A}_\Delta + \dot{A}_A \quad (4.5)$$

όπου  $\dot{A}_K$  και  $\dot{A}_\Delta$  είναι οι ροές απωλειών καυσαερίων και οι διάχυτες απώλειες κελύφους ενώ  $\dot{A}_A$  είναι κάθε άλλη απώλεια θερμότητας. Δηλαδή με την εξίσωση 4.5 διατυπώνεται η αρχή ότι η ενέργεια δεν χάνεται αλλά όταν ένα σύστημα είναι σε μόνιμη κατάσταση (δηλαδή η

θερμοκρασιακή του κατάσταση είναι σταθερή), όση ενέργεια εισέρχεται σε ένα σύστημα, τόση, τόση εξέρχεται. Διαιρώντας την 4.5 με την ισχύ του καυσίμου προκύπτει ότι :

$$1 = \frac{\dot{Q}_{N\Theta}}{\dot{Q}_K} + \frac{\dot{A}_K}{\dot{Q}_K} + \frac{\dot{A}_\Delta}{\dot{Q}_K} + \frac{\dot{A}_A}{\dot{Q}_K}$$

$$\frac{\dot{Q}_{N\Theta}}{\dot{Q}_K} = \eta_\Lambda = 1 - \frac{\dot{A}_K}{\dot{Q}_K} - \frac{\dot{A}_\Delta}{\dot{Q}_K} - \frac{\dot{A}_A}{\dot{Q}_K} = 1 - \pi_K - \pi_\Delta - \pi_A \quad (4.6)$$

Από την εξίσωση 4.6 προκύπτει ότι ο βαθμός απόδοσης του λέβητα μπορεί να εκτιμηθεί εάν μετρηθούν ή εκτιμηθούν τα ποσοστά  $\pi$  των επιμέρους απωλειών θερμότητας.

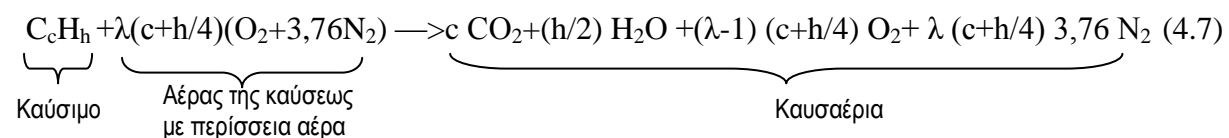
### 4.3.3 Καύση και απώλειες καυσαερίων

Οι απώλειες καυσαερίων του λέβητα είναι η σπουδαιότερη μορφή απωλειών και δια τούτο είναι το πρώτο που εξετάζεται για την βελτίωση της απόδοσης ενός λέβητα. Εξαρτώνται από δύο παράγοντες : την περίσσεια αέρα και την θερμοκρασία των καυσαερίων. Δηλαδή οι απώλειες αυξάνονται δραματικά όσο περισσότερος είναι ο αέρας της καύσεως ή όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων.

#### 4.3.3.1 Η περίσσεια αέρα

Ο συντελεστής περίσσειας αέρα  $\lambda$  ορίζεται ως ο λόγος του παρεχόμενου αέρα της καύσεως ως προς τον θεωρητικά απαιτούμενο αέρα (στοιχειομετρική καύση).

Π.χ. μία γενική μορφή της εξίσωσης της καύσεως έχει ως ακολούθως :



- όπου οι δείκτες  $c$  και  $h$  συμβολίζουν τον αριθμό των ατόμων άνθρακος και υδρογόνου εις τον χημικό τύπον του καυσίμου  $C_c H_h$ . Για το φυσικό αέριο οι δείκτες αυτοί είναι 1 και 4 αντιστοίχως ενώ για το πετρέλαιο δύναται ληφθούν με μεγάλη ακρίβεια ίσοι με 16 και 28,72 αντιστοίχως.
- η καύση γίνεται όχι καθαρό οξυγόνο αλλά με αέρα και διά τούτο ένας όγκος οξυγόνου (21% κατ' όγκο στον αέρα) στον αέρα της καύσεως συνοδεύεται από  $79/21 = 3,76$  όγκους αζώτου
- δια κάθε στοιχείο της αντίδρασης, ο αριθμός των ατόμων του στα προϊόντα είναι ίσος με εκείνον στα αντιδρώντα.

Εάν τεθεί στην εξίσωση της καύσεως  $\lambda = 1$ , τότε έχουμε την θεωρητική (στοιχειομετρική) καύση. Το  $\lambda$  συνήθως λαμβάνεται  $> 1$  δια λόγους αποφυγής ατελούς καύσεως, δηλαδή φλόγα χωρίς πλήρη καύση όλων των μορίων του καυσίμου.

Ο συντελεστής περίσσειας αέρα  $\lambda$ , μπορεί να υπολογιστεί εάν γνωρίζουμε την κατ' όγκο σύσταση του οξυγόνου ή του διοξειδίου του άνθρακα στα ξηρά καυσαέρια (δηλαδή στα καυσαέρια χωρίς τους υδρατμούς  $H_2O$ ). Π.χ. με βάση τον ανωτέρω τύπο η κ.ο. σύσταση των ξηρών καυσαερίων σε οξυγόνο ισούται με :

$$O_2 \% = \frac{(\lambda - 1)(c + h/4)}{c + (\lambda - 1)(c + h/4) + \lambda(c + h/4) 3,76} \quad (4.8)$$

Επιλύοντας την εξίσωση 4.8 λαμβάνεται ο συντελεστής περίσσειας ως συνάρτηση της κατ' όγκο συστάσεως του οξυγόνου στα ξηρά καυσαέρια:

$$\lambda = 1 + \left[ \frac{c}{3,76(c + h/4)} + 1 \right] \left[ \frac{3,76 O_2 \%}{1 - 4,76 O_2 \%} \right] \quad (4.9)$$

Η μέτρηση της σύστασης του οξυγόνου στα ξηρά καυσαέρια γίνεται πλέον εύκολα με σύγχρονες διαθέσιμες διατάξεις μετρητών καυσαερίων.

Από την εξίσωση 4.9 διαπιστώνεται ότι όταν η σύσταση  $O_2$  στα καυσαέρια είναι μηδενική, τότε ο συντελεστής περίσσειας  $\lambda$  ισούται με 1, δηλαδή έχουμε στοιχειομετρική καύση.

Η σχέση 4.9 δίδεται σε γραφική παράσταση στα Σχήματα 4.2 και 4.3 για το πετρέλαιο και φυσικό αέριο αντιστοίχως με την καμπύλη ιώδους χρώματος. Από την παράσταση αυτή όταν έχουμε την μέτρηση της κατ' όγκο σύστασης του οξυγόνου στα ξηρά καυσαέρια, προκύπτει ευθέως ο συντελεστής περίσσειας  $\lambda$ .

Εάν αντί της μέτρησης οξυγόνου, έχουμε μέτρηση της κατ' όγκο σύστασης του  $CO_2$  στα ξηρά καυσαέρια, ο συντελεστής περίσσειας  $\lambda$  εκτιμάται από την ερυθρά καμπύλη.

#### 4.3.3.2 Οι θερμικές απώλειες των καυσαερίων

Έχοντας προσδιορίσει τον συντελεστή περίσσειας αέρα  $\lambda$ , τότε με βάση την εξίσωση της καύσεως 4.7, μπορούμε πλέον να προσδιορίσουμε ακριβώς την παροχή εκάστου συστατικού των καυσαερίων όταν γνωρίζουμε την παροχή καυσίμου. Γνωρίζοντας επίσης την θερμοκρασία των καυσαερίων, είναι πλέον δυνατόν να προσδιορίσουμε τις απώλειες θερμότητας κάθε ενώσεως στα καυσαέρια. Π.χ. οι απώλειες του διοξειδίου του άνθρακα με βάση τον γνωστό τύπο :

$$\dot{Q}_{CO_2} = \dot{m}_{CO_2} c_{CO_2} (T_K - T_a) \quad (4.10)$$

όπου  $c_{CO_2}$  η θερμοχωρητικότητα του διοξειδίου του άνθρακα σε  $kJ/(kg \cdot ^\circ C)$ .

$\dot{m}_{CO_2}$  Η παροχή μάζας  $CO_2$  σε  $kg/h$ , η οποία ισούται με  $\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_K \frac{44c}{12c + h}$

$\dot{m}_K$  : Η παροχή μάζας καυσίμου ( $kg/h$ ) η οποία σε περίπτωση αερίου καυσίμου ισούται με:  $\dot{m}_K = \rho_N \dot{V}_N$ , σε περίπτωση αερίου καυσίμου όπου

$\dot{V}_N$  Η παροχή όγκου καυσίμου ( $Nm^3/h$ ) σε κανονικές συνθήκες ( $0^\circ C$ ,  $1atm$ ) και

$\rho_N$  η πυκνότητα καυσίμου σε  $kg/Nm^3$ .

Διαιρώντας την 4.10 με την ισχύ του καυσίμου  $\dot{m}_K K\Theta\Delta$ , όπου η  $K\Theta\Delta$  σε  $kJ/kg$ , τότε προκύπτει ο ποσοστό απώλειας θερμότητας από το  $CO_2$ :

$$\dot{A}_{CO_2} = \frac{\dot{Q}_{CO_2}}{\dot{Q}_K} = \frac{\dot{m}_{CO_2} c_{CO_2} (T_K - T_a)}{\dot{m}_K K\Theta\Delta} = \frac{44c}{12c + h} \frac{c_{CO_2} (T_K - T_a)}{K\Theta\Delta} \quad (4.11)$$

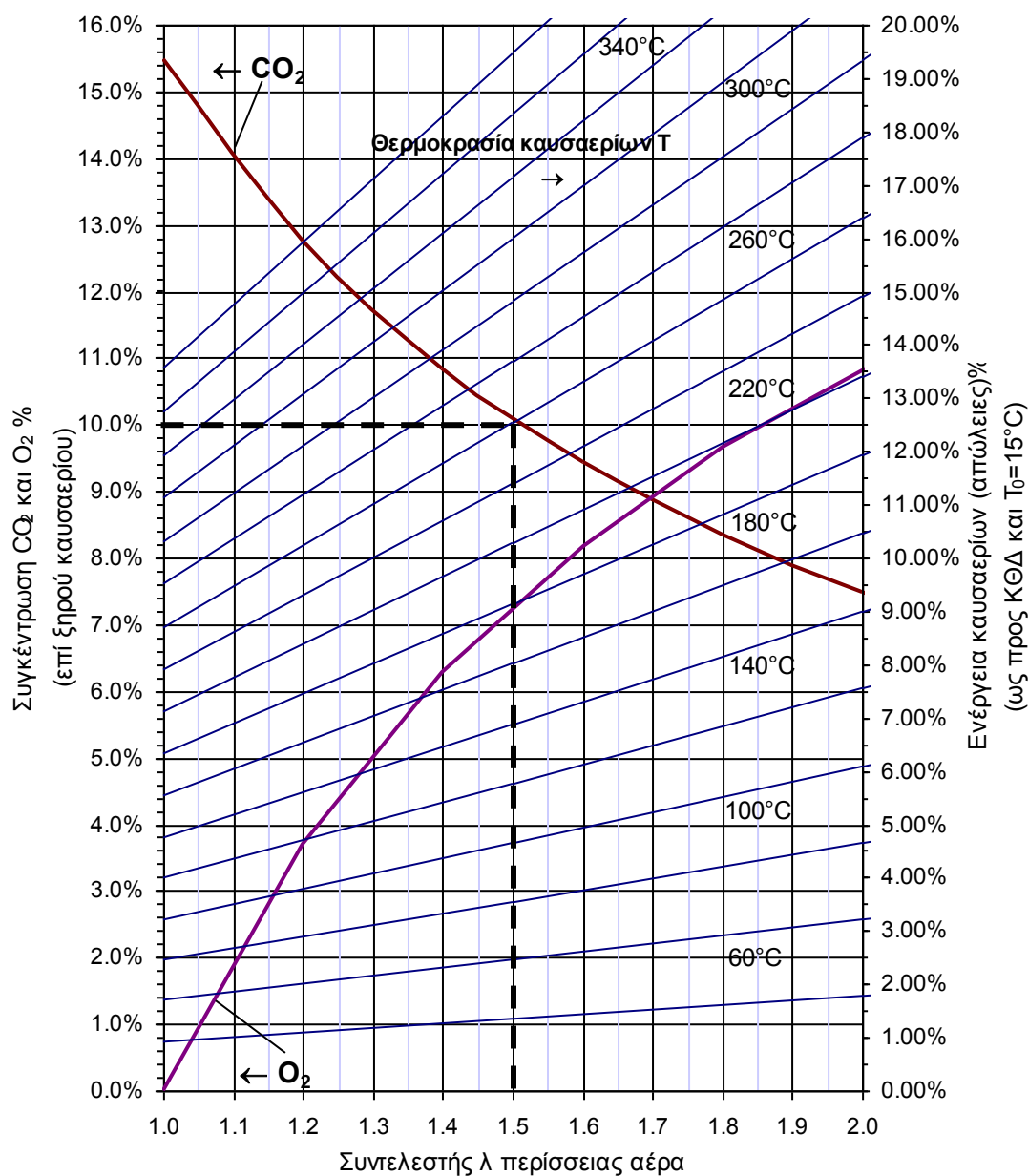
$$\text{Ομοίως } \dot{A}_{N_2} = \frac{\dot{Q}_{N_2}}{\dot{Q}_K} = \frac{\dot{m}_{N_2} c_{N_2} (T_K - T_a)}{\dot{m}_K K\Theta\Delta} = \frac{28\lambda (c + h/4) 3,76}{12c + h} \cdot \frac{c_{N_2} (T_K - T_a)}{K\Theta\Delta} \quad (4.12)$$

Αντίστοιχα υπολογίζονται και οι απώλειες των άλλων αερίων στοιχείων των καυσαερίων και στη συνέχεια κατασκευάζονται τα νομογράφημα των Σχημάτων 4.2 και 4.3.

Ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης του λέβητα  $\eta_{\Lambda, E}$  υπολογίζεται ως ακολούθως :

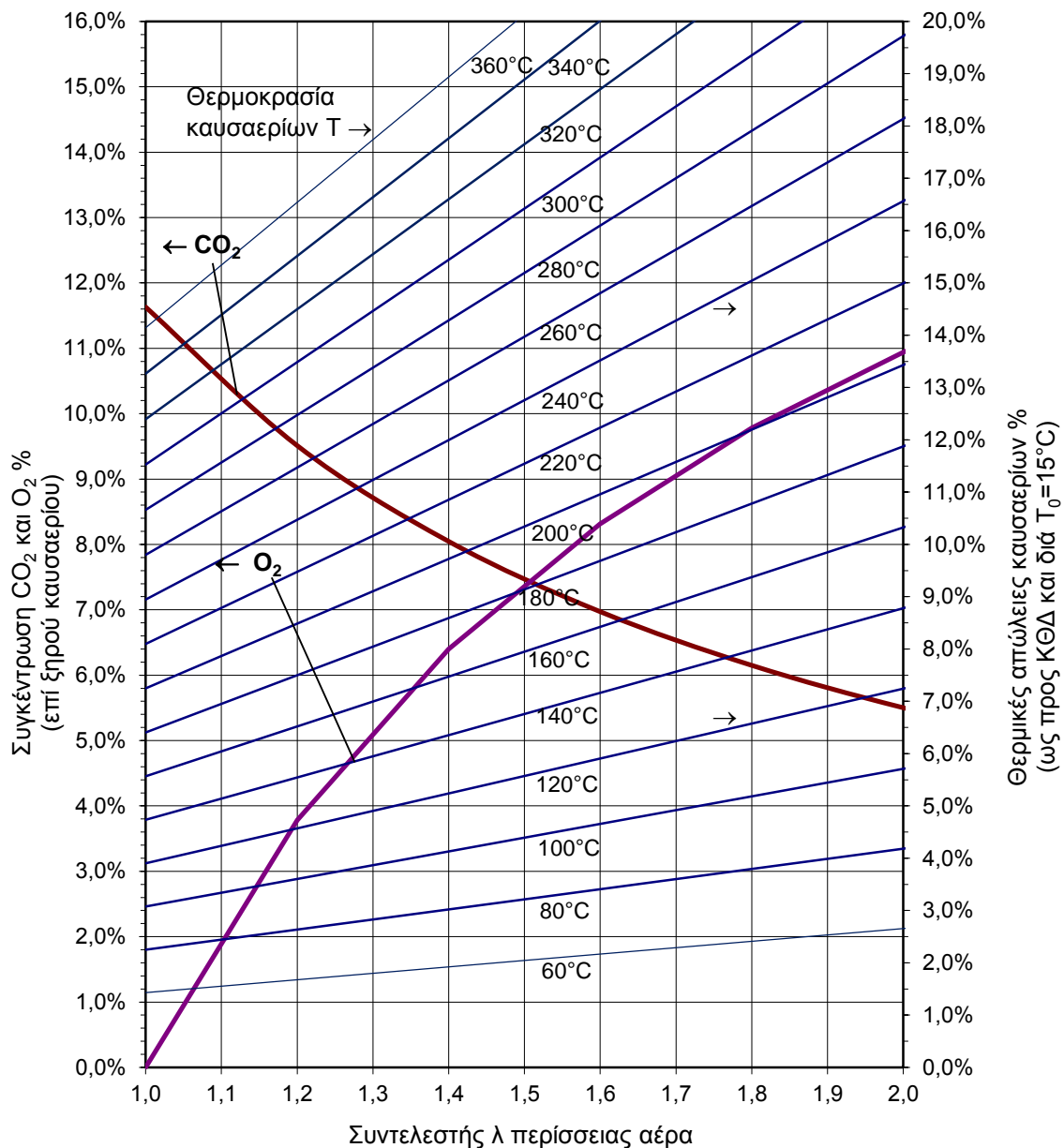
$$\eta_{\Lambda, E} = 1 - \frac{\dot{A}_K}{\dot{Q}_K} \quad (4.13)$$

Σχήμα 4.2 : Νομογράφημα πετρελαίου ντήζελ (Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος 15°C και υγρασία  $\phi=60\%$ , ψύξη καυσαερίων κατά την έξοδο έως τους 15°C)





Σχήμα 4.3 : Νομογράφημα καύσεως φυσικού αερίου (Θερμοκρασία αέρα περιβάλλοντος 15°C και υγρασία φ=60%, ψύξη καυσαερίων κατά την έξοδο έως τους 15°C)



**Παράδειγμα 4.2:** Σε λέβητα πετρελαίου μετρήθηκαν : α) η κατ' όγκο σύσταση CO<sub>2</sub>% στα ξηρά καυσαέρια ίση με 10%, β) η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων ίση με 240°C. Τότε βάσει του Νομογραφήματος 4.2. προσδιορίζεται ο συντελεστής περίσσειας  $\lambda = 1,5$  και στη συνέχεια οι θερμικές απώλειες καυσαερίων ίσες με 11,5%. Επομένως ο εσωτερικός βαθμός απόδοσης της καύσεως  $\eta_{\lambda,E}$  ισούται με  $1 - 0,115 = 88,5\%$

**4.3.4 Θερμικές απώλειες κελύφους του λέβητα λόγω συναγωγής και ακτινοβολίας**

Πέραν των απωλειών καυσαερίων, η δεύτερη πιο σημαντική απώλεια είναι η θερμική απώλεια του κελύφους του λέβητα μέσω μετάδοσης θερμότητας στο περιβάλλον με συναγωγή και ακτινοβολία.

Το πρότυπο ΕΛΟΤ EN 15378 προτείνει δύο μεθόδους υπολογισμού των απωλειών ακτινοβολίας κελύφους : την μέθοδο επιφανειακής θερμοκρασίας λέβητα και την μέθοδο των πινακοποιημένων τιμών. Στη συνέχεια παρουσιάζεται η πρώτη μέθοδος.

Ως απώλειες  $\Pi_{\Lambda, \text{ΚΕΛ}}(\%)$  ορίζεται το ποσοστό των θερμικών απωλειών του κελύφους του λέβητα  $\Phi_{\Lambda, \text{ΚΕΛ}}$  (σε W) λόγω μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή και ακτινοβολία, ως προς την παρεχόμενη ενέργεια καυσίμου στον καυστήρα του λέβητα  $\Phi_{\text{ΚΛ}}$ . Οι απώλειες αυτές να υπολογιστούν μετά από αυτοψία με βάση την ακόλουθη διαδικασία:

α) Υποδιαίρεση του κελύφους του λέβητα σε ένα αριθμό στοιχειωδών επιφανειών, ο αριθμός των οποίων κατ' ελάχιστον θα είναι :

- 2 για μη θερμομονωμένα μέρη
- 6 για θερμομονωμένα μέρη

β) Σε κάθε στοιχειώδη επιφάνεια  $i$  προσδιορίζονται με μετρήσεις:

- η επιφάνεια  $A_i$
- η μέση θερμοκρασία επιφάνειας  $\theta_N$

γ) Για κάθε στοιχειώδη επιφάνεια  $N$ , προσδιορίζεται ο συντελεστής μεταδόσεως θερμότητας  $\alpha_i$  σύμφωνα με τον Πίνακα Ε.3 του προτύπου ΕΛΟΤ EN 15378.

Πίνακας Ε.3 του προτύπου για τον συντελεστή μεταδόσεως θερμότητας  $\alpha_i$

Θερμοκρασία επιφάνειας	(°C)	30	80	150
Συντελεστής μετάδοσης θερμότητας $\alpha_i$	(W/m <sup>2</sup> .°C)	9	12	15

δ) Υπολογισμός των απολύτων τιμών απωλειών από το κέλυφος με την εξίσωση :

$$\Phi_{\Lambda, \text{ΚΕΛ}} = \sum_{i=1}^N A_i \cdot \alpha_i \cdot (\theta_i - \theta_{\text{int}}) = A_1 \cdot \alpha_1 \cdot (\theta_1 - \theta_{\text{int}}) + A_2 \cdot \alpha_2 \cdot (\theta_2 - \theta_{\text{int}}) + \dots + A_N \cdot \alpha_N \cdot (\theta_N - \theta_{\text{int}}) \quad (4.14)$$

όπου  $\theta_{\text{int}}$  είναι η εσωτερική θερμοκρασία του αέρα λεβητοστασίου και  $N$  ο αριθμός των επιφανειών του λέβητα.

ε) Υπολογισμός των απωλειών κελύφους ως ποσοστό της μέγιστης ισχύος καυστήρα :

$$\Pi_{\Lambda, \text{ΚΕΛ}} = \frac{100 \Phi_{\Lambda, \text{ΚΕΛ}}}{\Phi_{\text{ΚΛ}}} \quad (5.15\alpha)$$

όπου  $\Phi_{\text{ΚΛ}}$  είναι η μέγιστη θερμική ισχύς του καυστήρα η οποία μπορεί επίσης να εκτιμηθεί μέσω της μετρήσεως της πραγματική ποσότητας ροής καυσίμου εντός της περιόδου δοκιμής και πολλαπλασιασμού με την κατωτέρω θερμογόνο δύναμη



Η δοκιμή πρέπει να γίνεται για μέση θερμοκρασία νερού λέβητα στου 70°C. Εάν η θερμοκρασία νερού  $\theta_N$  δεν είναι τόση όπως επίσης και εάν η θερμοκρασία του λεβητοστασίου δεν είναι ίση με 20°C, τότε το ανωτέρω ποσοστό διορθώνεται ως εξής:

$$\Pi_{\Lambda, \text{ΚΕΛ}} = \Pi_{\Lambda, \text{ΚΕΛ}, \text{μέτρηση}} \cdot \frac{50}{\theta_N - \theta_{\text{int}}} \quad (4.15\beta)$$

**Παράδειγμα 4.3:** Υπολογίζονται οι απώλειες κελύφους σε λέβητα ονομαστικής ισχύος καυστήρα 25 kW

Στοιχεία λέβητα	Ύψος	Μήκος ή πλάτος	A	$\theta_{\text{επιφάνειας}}$	$\theta_{\text{χώρου}}$	$\Delta\theta$	A. $\Delta\theta_{\text{Επιφανείας}}$
	m	m	m <sup>2</sup>	°C	°C	°C	m <sup>2</sup> °C
πρόσθια πλευρά	0,95	0,60	0,57	35	11	24	13,68
πίσω πλευρά	0,95	0,60	0,57	32	11	21	11,97
αριστερή πλευρά	0,95	0,77	0,73	29	11	18	13,14
δεξιά πλευρά	0,95	0,77	0,73	29	11	18	13,14
πάνω πλευρά προστατεύεται από κάλυμμα							0,00
Βάση με δεξαμενή θερμού νερού κάτωθεν							0,00
Σύνολο (A . $\Delta\theta_{\text{Επιφανείας}}$ )							51,93

Με συντελεστή μεταδόσεως θερμότητας  $\alpha_i=10\text{W}/(\text{m}^2\text{°C})$  οι απώλειες κελύφους προκύπτουν:

$$\Pi_{\Lambda, \text{ΚΕΛ}} = \frac{\sum_i A_i \cdot \alpha_i \cdot (\theta_i - \theta_{\text{int}})}{\Phi_{\text{ΚΛ}}} = \frac{51,93(\text{m}^2 \text{K}) \cdot 10 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}}{24.000 \text{W}} = 2,2\%$$

Εναλλακτικά και ένα δεν υπάρχουν περιθώρια μέτρησης, οι απώλειες κελύφους δύναται να εκτιμηθούν προσεγγιστικά από την εξίσωση:

$$\Pi_{\Lambda, \text{ΚΕΛ}} = A - B \text{Log} \Phi_{\text{ΚΛ}} [\%] \quad (4.16)$$

όπου A, B είναι παράμετροι που δίδονται στον πίνακα που ακολουθεί, και  $\Phi_{\text{ΚΛ}}$  είναι η ονομαστική ισχύς καυστήρα του λέβητα σε kW

Τύπος μόνωσης λέβητα	A	B
Καλή μόνωση, λέβητας υψηλής αποδόσεως	1,72	0,44
Καλά μονωμένος και συντηρημένος	3,45	0,88
Παλιός λέβητας με μέση μόνωση	6,90	1,76
Παλιός λέβητας, πτωχή μόνωση	8,36	2,2
Χωρίς μόνωση	10,35	2,64

Π.χ. για παλιό λέβητα με καυστήρα ισχύος 100 kW και με μέση μόνωση:  $\Pi_{\Lambda, \text{ΚΕΛ}} = 6,9 - 2 \times 1,76 = 3,4\%$



#### 4.3.5 Απώλειες καμινάδας με καυστήρα κλειστό

Τέλος μία άλλη απώλεια του λέβητα είναι η θερμική απώλεια από την καμινάδα του λέβητα όταν ο καυστήρας είναι κλειστός και ορίζεται ως ποσοστό  $\Pi_{\kappa, \text{ΕΚΤΟΣ}}\%$  επί της παρεχόμενης ενέργειας καυσίμου στον καυστήρα  $\Phi_{\kappa\lambda}$ . Η απώλεια αυτή εμφανίζεται ενώ η λειτουργία του καυστήρα έχει σταματήσει αλλά ο αέρας του χώρου του λεβητοστασίου εισέρχεται με φυσική κυκλοφορία μέσα στον λέβητα και εξέρχεται από την καμινάδα. Ο αερισμός αυτός κρυώνει τον λέβητα και συμβάλει στις θερμικές απώλειές του. Τυπικές τιμές των απωλειών  $\Pi_{\kappa, \text{ΕΚΤΟΣ}}\%$  είναι :

- 0,2% για σύγχρονα λεβητοστάσια με αυτόματο διάφραγμα στην καμινάδα που κλείνει όταν ο καυστήρας σταματά,
- 0,4% για τους σύγχρονους επίτοιχους λέβητες φυσικού αερίου
- 1,2% για παλαιούς πιεστικούς λέβητες, δηλαδή λέβητες με ανεμιστήρα αναρρόφησης του αέρα στον καυστήρα  $\gamma$
- 1,6% για παλαιούς ατμοσφαιρικούς λέβητες, δηλαδή λέβητες χωρίς ανεμιστήρα αναρρόφησης αέρα στον καυστήρα.

#### 4.3.6 Εποχιακός βαθμός απόδοσης λέβητα.

Οι λέβητες κεντρικής θερμάνσεως σπανίως λειτουργούν σε πλήρες φορτίο, δηλαδή στο μέγιστο της θερμικής τους ισχύος. Τούτο συμβαίνει μόνο μερικές ώρες τον χρόνο όπου η εξωτερική θερμοκρασία ευρίσκεται στα ελάχιστα σημεία του έτους (στην Αθήνα περί τους 0°C). Τις περισσότερες ώρες της περιόδου θέρμανσης, ο λέβητας λειτουργεί σε μερικό φορτίο  $\varphi = \Phi_{\kappa\lambda}/\Phi_{\kappa\lambda,0}$  το οποίο παραμένει κάτω από το 50%, διότι η θερμοκρασία του εξωτερικού περιβάλλοντος κυμαίνεται κατά κανόνα μεταξύ 10 και 17° C. Η παράμετρος  $\Phi_{\kappa\lambda}$  σημαίνει την παροχή καυσίμου στον καυστήρα του λέβητα ενώ  $\Phi_{\kappa\lambda,0}$  σημαίνει την μέγιστη παροχή καυσίμου στο καυστήρα (ονομαστική φόρτιση).

Πως υπολογίζεται όμως ο βαθμός απόδοσης του λέβητα υπό μερικό φορτίο; Η μέθοδος αυτή εξετάζει τον περιοδικό τρόπο λειτουργίας ενός λέβητα-καυστήρα και λαμβάνει υπ' όψιν τις απώλειες τόσο κατά τον χρόνο λειτουργίας του καυστήρα, όσο και τις απώλειες του λέβητα όταν ο καυστήρας είναι κλειστός. Οι απώλειες αυτές του λέβητα περιλαμβάνουν :

- A τις απώλειες καυσαερίων, οι οποίες προσδιορίζονται από τον εσωτερικό βαθμό αποδόσεως της καύσεως  $\eta_{\Lambda, \text{Ε}}$
- B τις απώλειες θερμότητας μέσω ακτινοβολίας και συναγωγής από το κέλυφος του λέβητα προς το περιβάλλον  $\Pi_{\Lambda, \text{ΚΕΛ}}$ .
- Γ τις απώλειες θερμότητας μέσω του εξαερισμού της καμινάδος όταν ο καυστήρας είναι κλειστός  $\Pi_{\kappa, \text{ΕΚΤΟΣ}}$ .

Οι απώλειες A υφίσταται μόνο κατά την διάρκεια λειτουργίας του καυστήρα ενώ αντιθέτως οι απώλειες Γ μόνο όταν ο καυστήρας είναι κλειστός. Οι απώλειες B ισχύουν καθ' όλη την διάρκεια λειτουργίας του λέβητα, δηλαδή καθ' όσον ο λέβητας λειτουργεί η παραμένει σε ετοιμότητα λειτουργίας (θερμή εφεδρεία).

Για την εκτίμηση του εποχιακού βαθμού αποδόσεως ακολουθείται η εξής διαδικασία:

1. Μέτρηση του εσωτερικού βαθμού αποδόσεως της καύσεως  $\eta_{\Lambda,E}$  όπως προκύπτει από την ανάλυση των καυσαερίων
2. Εκτίμηση του συντελεστή απωλειών κελύφους του λέβητα  $\Pi_{\Lambda,ΚΕΛ}$ , σύμφωνα με την παράγραφο 4.4.4.
3. Εκτίμηση των απωλειών αναμονής καμινάδας  $\Pi_{Κ,ΕΚΤΟΣ}$ , δηλαδή όταν ο καυστήρας είναι κλειστός, σύμφωνα με την παράγραφο 4.4.5.
4. Εκτίμηση του μέσου ποσοστού εποχιακού φορτίου  $\phi\%$ , το οποίο σε ετήσια βάση λαμβάνεται περί το 38% για ένα λέβητα ορθά διαστασιολογημένο. Αντίθετα για ένα λέβητα υπερδιαστασιολογημένο, δηλαδή με διπλάσια θερμική ισχύ απ' ό τι απαιτείται για την πιο κρύα ημέρα του έτους, το μέσο εποχιακό φορτίο λειτουργίας πέφτει στο  $38\%/2 = 19\%$ .

Βάσει των ανωτέρω εκτιμάται ο εποχιακός βαθμός αποδόσεως  $\eta_{\Lambda,ΕΠΟΧ}$ , από τον ακόλουθο τύπο:

$$\eta_{\Lambda,ΕΠΟΧ} = \eta_{\Lambda,E} - \left( \frac{1}{\phi} - 1 \right) \Pi_{Κ,ΕΚΤΟΣ} - \frac{1}{\phi} \Pi_{\Lambda,ΚΕΛ} \quad (4.17)$$

**Παράδειγμα 4.4:** Σε ένα λέβητα μετρήθηκαν ή εκτιμήθηκαν τα ακόλουθα μεγέθη : α) εσωτερικός βαθμός απόδοσης της καύσεως  $\eta_{\Lambda,E} = 88\%$ , β) απώλειες κελύφους 5% και γ) απώλειες κλειστού καυστήρα 1,2%. Τότε ο εποχιακός βαθμός απόδοσης του λέβητα για  $\phi = 38\%$ , υπολογίζεται από την 4.17:

$$\eta_{\Lambda,ΕΠΟΧ} = 88\% - \left( \frac{1}{38\%} - 1 \right) 1,2\% - \frac{1}{38\%} 5\% = 76,8\%$$

Στους υπολογισμούς ενεργειακής απόδοσης πρέπει να εφαρμόζεται ο εποχιακός βαθμός αποδόσεως του τύπου 4.17 και όχι ο στιγμιαίος βαθμός αποδόσεως του τύπου 4.2.

#### 4.3.7 Υπερδιαστασιολόγηση και μέσο εποχιακό φορτίο λειτουργίας λέβητα

Ένας απλός τρόπος για τον προσεγγιστικό προσδιορισμό της υπερδιαστασιολόγησης  $Y$  ενός υφιστάμενου λέβητα προκύπτει ως εξής : Αφήνουμε τον λέβητα να λειτουργεί συνεχώς για δύο 24-ωρα και μετά αρχίζουμε την δοκιμή. Δια τα επόμενα 60 λεπτά μετράμε α) την μέση εξωτερική θερμοκρασία  $T_a$  και β) τον συνολικό χρόνο λειτουργίας του καυστήρα  $t$ .

Η υπερδιαστασιολόγηση  $Y$  υπολογίζεται ως εξής :

$$Y = \frac{60}{t} \left( \frac{20^\circ C - T_a}{20^\circ C} \right) \quad (4.18)$$

Βάσει του  $Y$  εκτιμάται το μέσο εποχιακό φορτίο λειτουργίας  $\phi$  ενός λέβητα ως :

$$\phi = (38\%)/Y \quad (4.19)$$

Εναλλακτικά εάν είναι διαθέσιμη η μελέτη θέρμανσης του κτιρίου, τότε ο συντελεστής υπερδιαστασιολόγησης μπορεί να προσδιορίζεται από τα στοιχεία της μελέτης αυτής.

## 4.4 Απώλειες διανομής θερμότητας

### 4.4.1 Η μετάδοση θερμότητας και οι γραμμικές απώλειες θερμότητας

Μία θερμή σωλήνα με θερμοκρασία ανώτερη εκείνης του περιβάλλοντος αποβάλλει θερμότητα προς το περιβάλλον με συναγωγή και ακτινοβολία. Η θεωρία της μεταδόσεως θερμότητας σε κυλινδρικούς σωλήνες είναι ανάλογη με εκείνη για τις επίπεδες πλάκες στην παράγραφο 2.2. Οι απώλειες θερμότητας ανά τρέχον μέτρο σωλήνα είναι συνάρτηση της διαμέτρου του σωλήνα, του πάχους της μονώσεως εξωτερικά του σωλήνα και της θερμικής αγωγιμότητας του υλικού θερμομόνωσης του σωλήνα.

Ένας απλουστευμένος τύπος απωλειών θερμότητας ανά μήκος σωλήνα δίδεται από την σχέση :

$$U_{\Sigma}' = \frac{\pi}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_o}{d_{\Sigma}} + \frac{1}{\alpha_{\Sigma} d_o}} \quad (4.20)$$

όπου  $U_{\Sigma}$ : οι γραμμικές θερμικές απώλειες από τον σωλήνα σε  $W/(m \cdot ^\circ C)$

$\lambda$ : η θερμική αγωγιμότητα του υλικού θερμομόνωσης του σωλήνα

$d_o$ : η εξωτερική διάμετρος του σωλήνα μαζί με την μόνωση

$d_{\Sigma}$ : η εξωτερική διάμετρος του σωλήνα χωρίς την μόνωση

$\alpha_{\Sigma}$ : ο συντελεστής συναγωγής-ακτινοβολίας θερμότητας του σωλήνα ο οποίος λαμβάνεται ίσος με  $7 W/(m \cdot ^\circ C)$  όταν έχει θερμομόνωση και  $10 W/(m \cdot ^\circ C)$  για την περίπτωση χωρίς θερμομόνωση

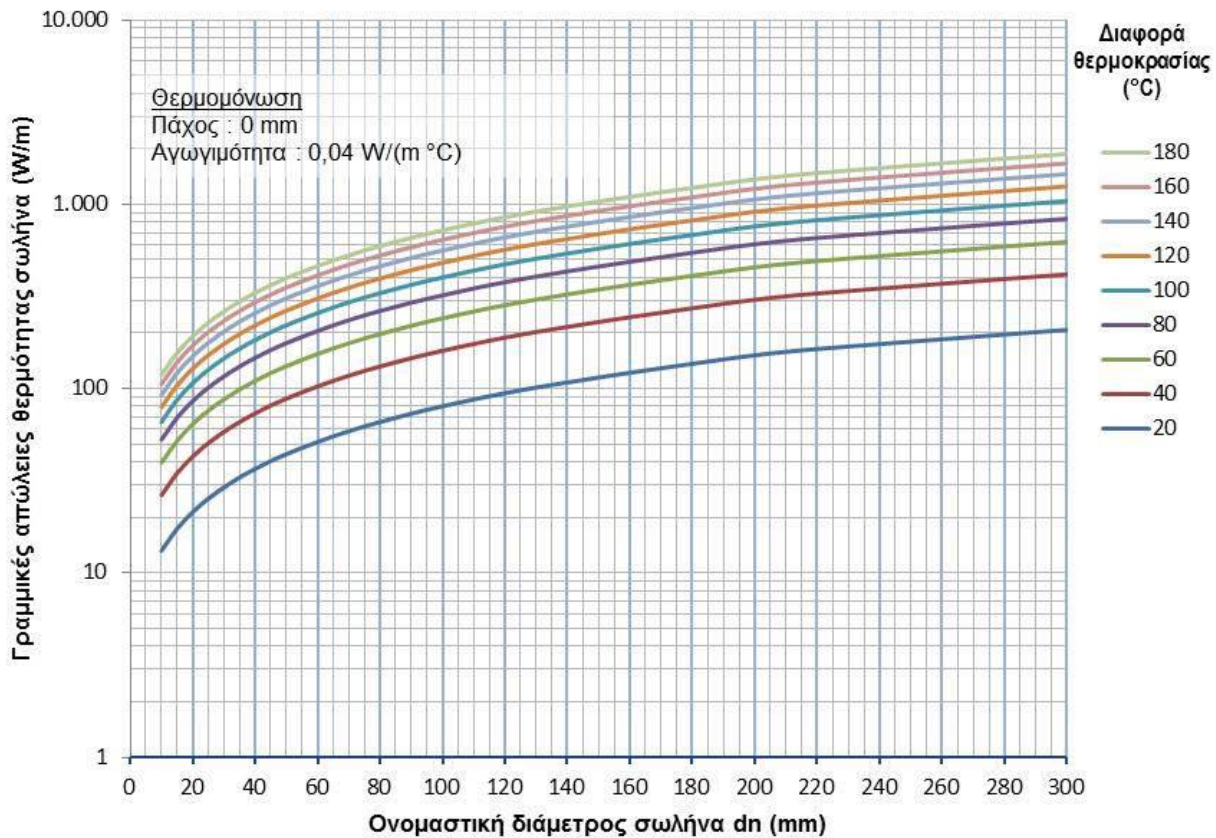
Μία ακριβέστερη απεικόνιση των απωλειών θερμότητας από θερμούς σωλήνες δίδεται στα σχήματα 4.4, 4.5 και 4.6.

**Παράδειγμα 4.5** : Σωλήνα νερού θερμάνσεως ονομαστικής διαμέτρου 40 mm με θερμοκρασία νερού  $70^\circ C$  και πάχος θερμομόνωσης 20mm διέρχεται μέσα από μη θερμαινόμενο φρεάτιο με εσωτερική θερμοκρασία  $10^\circ C$ . Οι απώλειες θερμότητας ανά τρέχον μέτρο λαμβάνεται από το Σχήμα 3.5 ίση με  $19 W/m$ . Εάν οι απώλειες θερμότητας υπολογιστούν με την εξίσωση 4.20 τότε λαμβάνοντας πάχος σωλήνα περί τα 3,0mm προκύπτει : Εξωτερική διάμετρος σωλήνα :  $40 + 2 \times 3 = 46$  mm. Εξωτερική διάμετρος σωλήνα με θερμομόνωση :  $46 + 2 \times 20 = 86$  mm

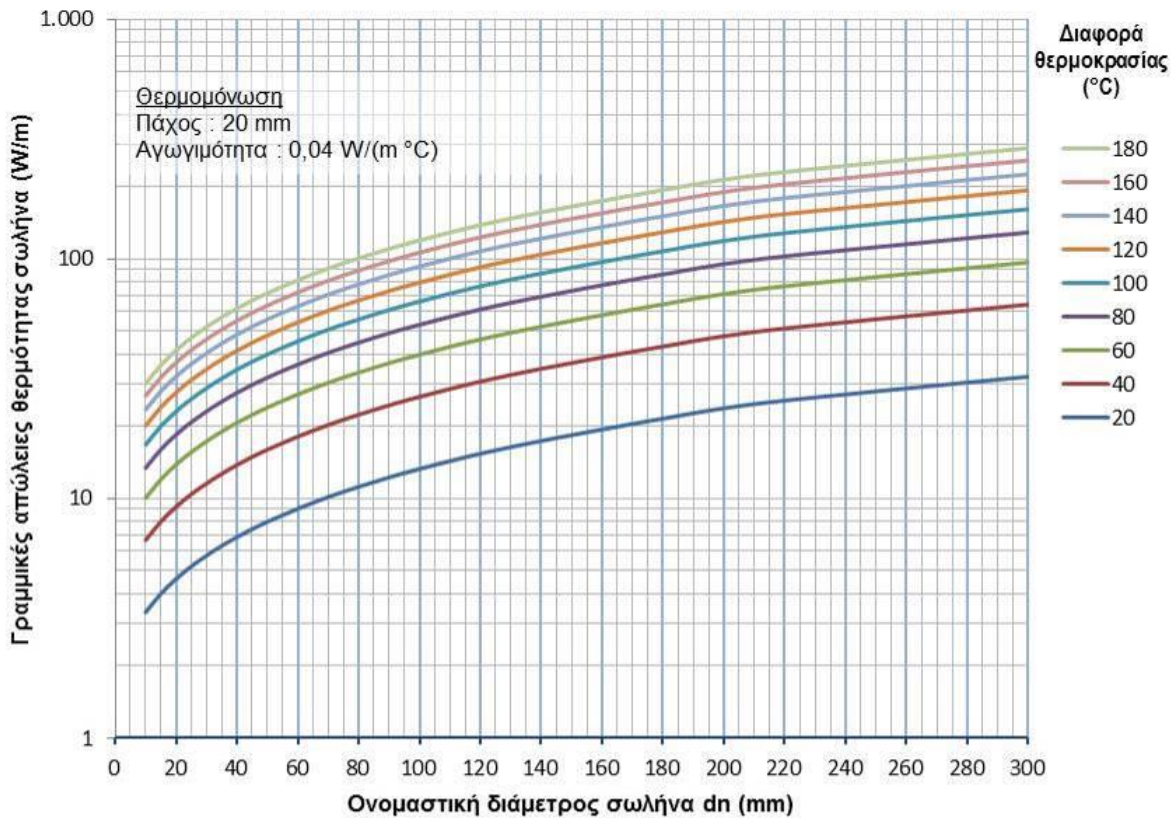
$$U_{\Sigma}' = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \times 0,04} \ln \frac{86}{46} + \frac{1}{7(86)}} = 0,3313 \text{ W}/(m \cdot ^\circ C). \text{ Πολλαπλασιάζοντας με την διαφορά}$$

θερμοκρασίας  $(70-10)^\circ C$  λαμβάνεται αποτέλεσμα ίσο με  $19,9 W/m$ . Η ίδια περίπτωση τιμή, ήτοι  $20 W/m$  λαμβάνεται από το Σχήμα 4.5.

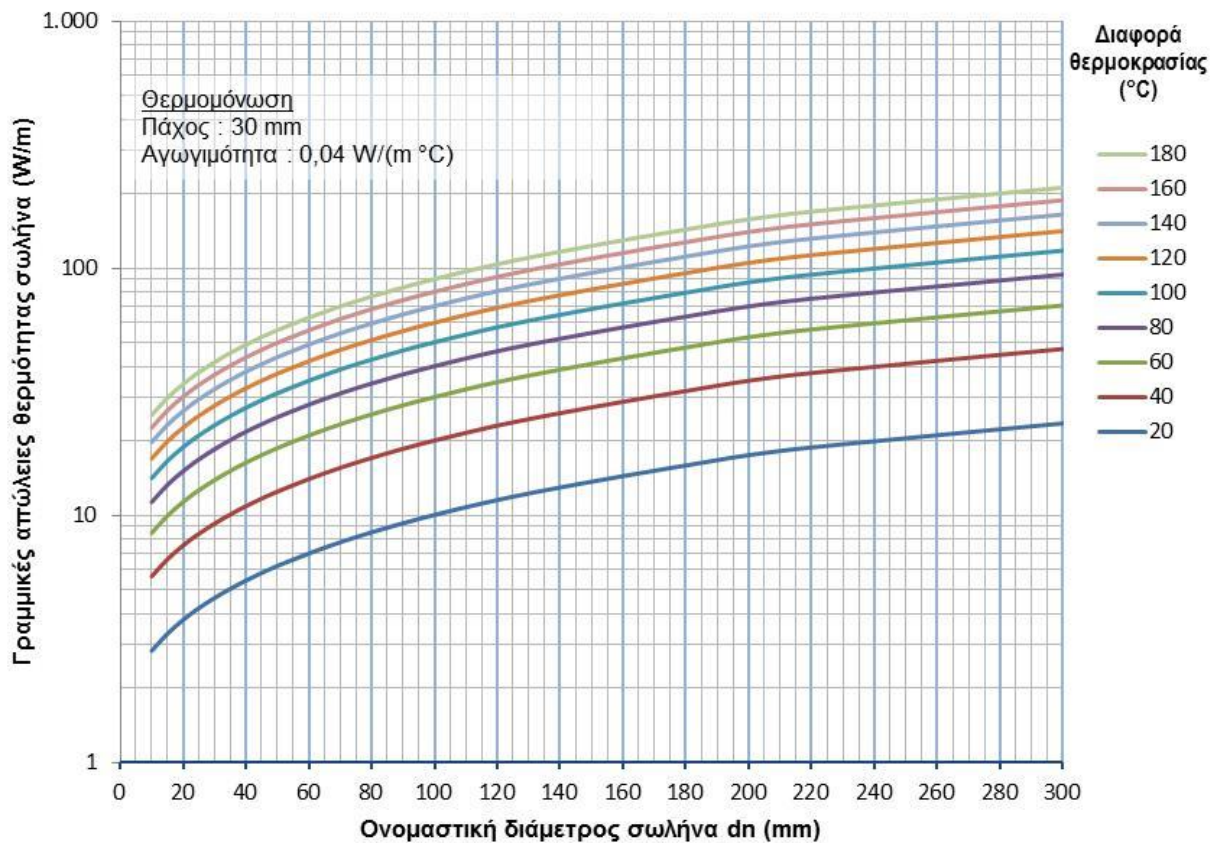
Σχήμα 4.4 : Απώλειες θερμότητας σε μη μονωμένους σωλήνες



Σχήμα 4.5 : Απώλειες θερμότητας σε σωλήνες με πάχος μόνωσης 20mm



Σχήμα 4.6 : Απώλειες θερμότητας σε σωλήνες με πάχος μόνωσης 30mm



Τα Σχήματα αυτά έχουν κατασκευαστεί με υλικό θερμομόνωσης με αγωγιμότητα 0,04 W/(m.°C) και δίδουν αποτέλεσμα σε W/m ήτοι σε μονάδες  $U'_{\Sigma}$  ( $\Delta T$ ).

#### 4.4.2 Συνολικές απώλειες και βαθμός αποδόσεως διανομής

Οι απώλειες διανομής αφορούν τις σωληνώσεις κεντρικής θέρμανσης οι οποίες διέρχονται είτε εξωτερικά του κτιρίου είτε εσωτερικά αυτού αλλά σε μη θερμαινόμενους χώρους. Τέτοιο χώροι είναι τα υπόγεια των κτιρίων, τα κλιμακοστάσια ή οι φωταγωγοί μέσα στους οποίους διέρχονται κατακόρυφα οι σωληνώσεις.

Για όλα τα τμήματα σωληνώσεων τα οποία διέρχονται από μη θερμαινόμενους χώρους οι συνολικές απώλειες διανομής  $\dot{A}_{\Delta N}$  σε ετήσια βάση υπολογίζονται ως εξής :

$$\dot{A}_{\Delta N} = \sum_{i=1}^N U'_{\Sigma,i} (T_{\Sigma} - T_{\alpha,i}) L_i, \text{ δηλαδή}$$

$$\dot{A}_{\Delta N} = U'_{\Sigma,1} (T_{\Sigma} - T_{\alpha,1}) L_1 + U'_{\Sigma,2} (T_{\Sigma} - T_{\alpha,2}) L_2 + \dots + U'_{\Sigma,N} (T_{\Sigma} - T_{\alpha,N}) L_N \quad (4.20)$$

όπου  $U'_{\Sigma,i}$  : ο γραμμικός συντελεστής θερμικών απωλειών του σωλήνα  $i$  σε W/(m.°C)

$T_{\Sigma}$  : η θερμοκρασία του νερού εντός του σωλήνα (°C)

$T_{\alpha,i}$  : η θερμοκρασία του μη θερμαινόμενου χώρου  $i$  (°C)

$L_i$  : το μήκος του σωλήνα εντός του χώρου  $i$  (m)



Ο βαθμός αποδόσεως  $\eta_{\Delta}$  του συστήματος διανομής μπορεί να υπολογιστεί αναλογικά με την εξίσωση 4.13 ως :

$$\eta_{\Delta N} = 1 - \frac{\dot{A}_{\Delta N}}{\dot{Q}_{\Delta N}} \quad (4.21)$$

όπου  $\dot{Q}_{\Delta N}$  είναι η μεταφερόμενη θερμότητα από το δίκτυο διανομής η οποία δύναται να υπολογιστεί ως :

$$\dot{Q}_{\Delta N} = \dot{m}c\Delta T \quad (4.21)$$

όπου  $\dot{m}$  είναι η παροχή του θερμού νερού εντός του σωλήνα διανομής,  $c$  η θερμοχωρητικότητα του νερού  $4,187 \text{ kJ}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$  και  $\Delta T = 20^\circ\text{C}$  είναι η διαφορά μεταξύ θερμού νερού προσαγωγής και επιστροφής από τα θερμοκρατικά σώματα.

Η παροχή θερμού νερού μπορεί να υπολογιστεί ως  $\dot{m} = \rho \dot{V}$  όπου  $\rho$  η πυκνότητα του νερού στους  $60^\circ\text{C}$ , δηλαδή  $\rho \simeq 980 \text{ kg}/\text{m}^3$  και  $\dot{V}$  είναι η ογκομετρική παροχή σε  $\text{m}^3/\text{s}$ , η οποία μπορεί να υπολογιστεί ως το γινόμενο ταχύτητας του νερού εντός του σωλήνα επί την διατομή του σωλήνα:  $\dot{V} = v \cdot (\pi d^2 / 4)$ . Εν προκειμένω λαμβάνεται  $v = 1,0 \text{ m/s}$  από την συνήθη πρακτική σχεδιασμού των σωληνώσεων. Αντικαθιστώντας στην ανωτέρω εξίσωση 4.21 προκύπτει :

$$\dot{Q}_{\Delta N} = \rho v \frac{\pi d^2}{4} c \Delta T = 980 \times 1,0 \times \frac{\pi d^2}{4} \times 4,187 \times 20 = 64421,18 d^2 \text{ (kW)} \quad (4.21)$$

**Παράδειγμα 4.6** : Έστω ότι ο σωλήνας του παραδείγματος 4.5 είναι σωλήνας προσαγωγής θερμού νερού προς τα διαμερίσματα και έχει συνολικό μήκος  $100 \text{ m}$ . Τότε οι συνολικές απώλειες θα είναι ίσες με  $\dot{A}_{\Delta N} = 20 \text{ W/m} \cdot 100 \text{ m} = 2000 \text{ W} = 2 \text{ kW}$ .

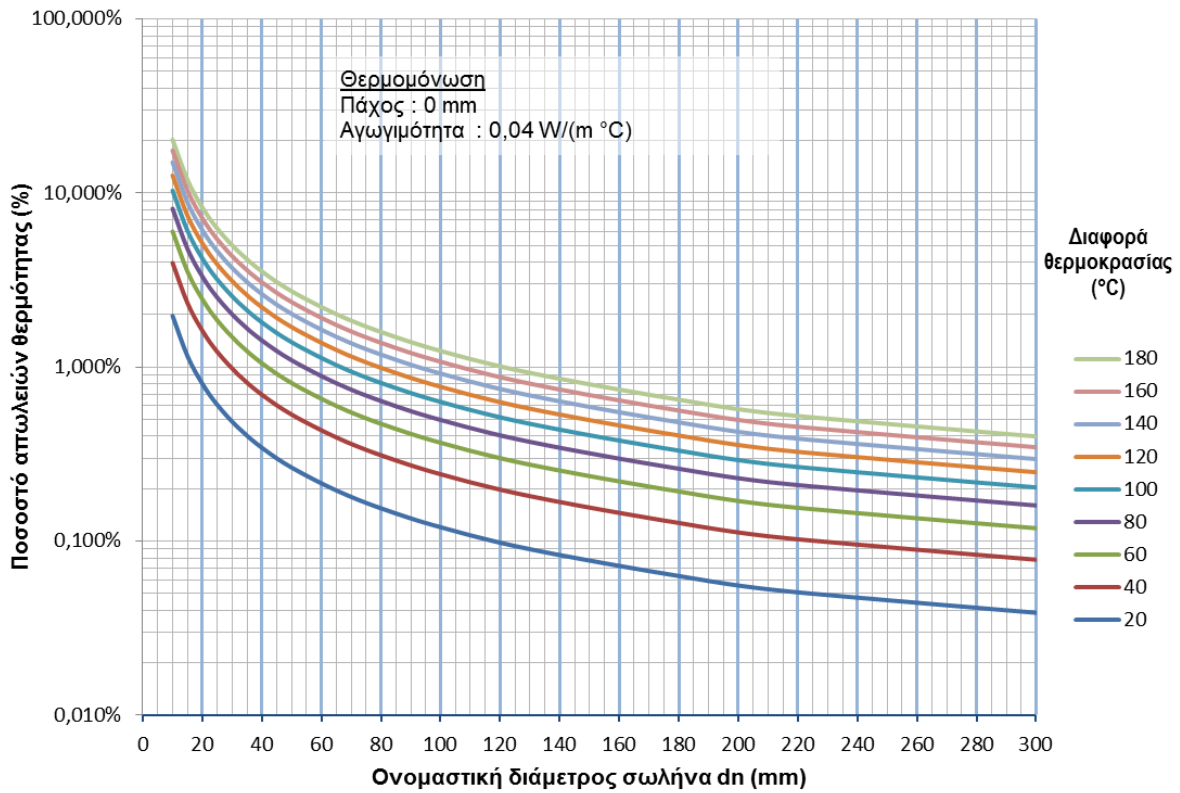
Ο σωλήνας επιστροφής έχει ίδια διάμετρο, μόνωση και μήκος αλλά είναι σε θερμοκρασία  $20^\circ\text{C}$  χαμηλότερη και επομένως  $\Delta T = 40^\circ\text{C}$ . Τότε εκ του Σχήματος 4.5 οι απώλειες ανά μέτρο είναι  $14 \text{ W/m}$ . Επομένως οι συνολικές απώλειες του σωλήνα επιστροφής ισούται με  $14 \cdot 100 \text{ m} = 1400 \text{ W} = 1,4 \text{ kW}$ . Επομένως οι συνολικές απώλειες των σωληνώσεων προσαγωγής και επιστροφής ανέρχονται στα  $3,4 \text{ kW}$ .

Από την άλλη πλευρά η μεταφερόμενη θερμότητα ανέρχεται σε  $\dot{Q}_{\Delta N} = 64421,18 d^2 \text{ (kW)}$ .  $= 103,1 \text{ kW}$ . Επομένως οι συνολικές απώλειες ανέρχονται σε  $3,4/103,1 = 3,3\%$  και ο βαθμός απόδοσης της διανομής ανέρχεται σε  $\eta_{\Delta N} = 1 - 3,3\% = 96,7\%$ .

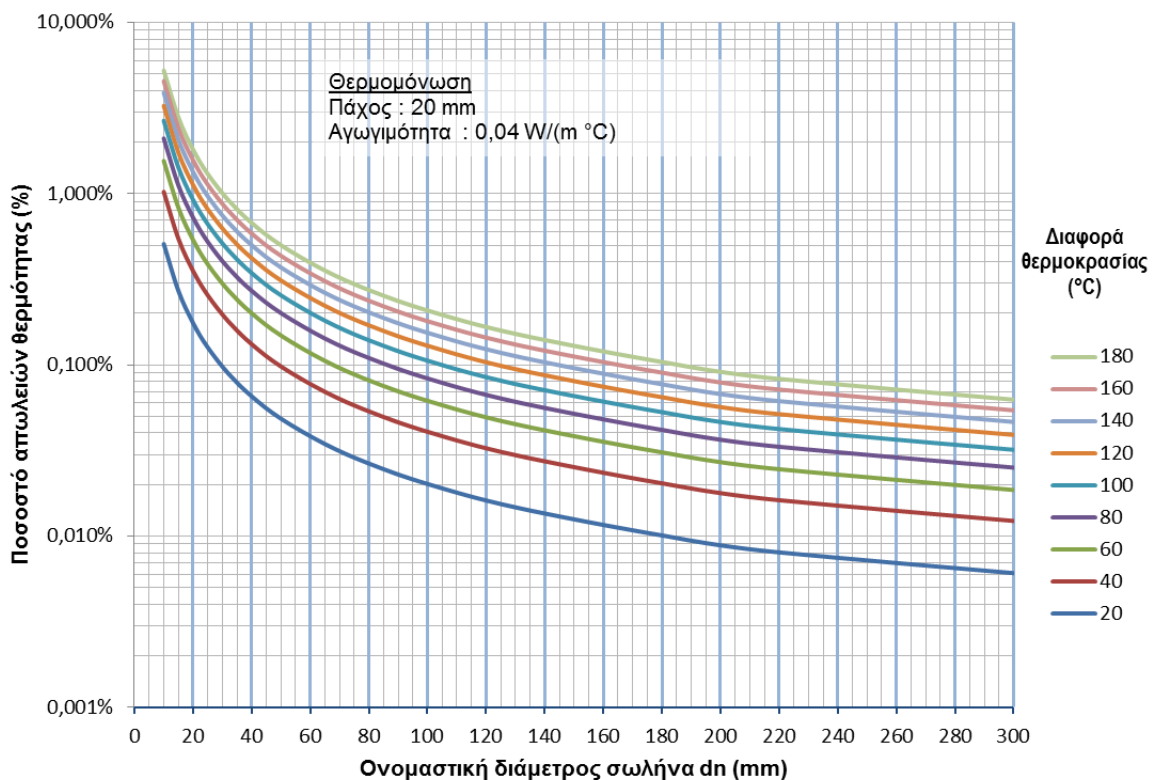
Εάν οι σωληνώσεις προσαγωγής και επιστροφής ήταν αμόνωτες, τότε οι γραμμικές απώλειες θα ήταν από το Σχήμα 4.4 ίσες με  $105$  και  $70 \text{ W/m}$  αντιστοίχως. Επομένως οι συνολικές απώλειες τότε θα ήταν  $175 \text{ W/m} \cdot 100 \text{ m} = 17,5 \text{ kW}$ . Επομένως οι συνολικές απώλειες θα ανέρχονταν σε  $17,5/103,1 = 17\%$  και ο βαθμός απόδοσης της διανομής ανέρχεται σε  $\eta_{\Delta N} = 1 - 17\% = 83\%$ .

Η επίλυση της υπολογιστικής διαδικασίας του Παραδείγματος 4.6 δίδεται γραφικά με τα νομογραφήματα του Σχήματος 4.7, τα οποία έχουν κατασκευαστεί με ταχύτητα νερού θέρμανσης μέσα στους σωλήνες ίση με  $1,0 \text{ m/s}$ . Σε περίπτωση διπλασιασμού της ταχύτητας, τότε οι εκτιμώμενες απώλειες βάσει του Σχήματος 4.7 πρέπει να διαιρεθούν με το 2.

Σχήμα 4.7 : Ποσοστό απωλειών θερμότητας ανά 10m μήκους σε σωλήνες σε σύστημα θερμάνσεως με ταχύτητα νερού στους σωλήνες ίση 1 m/s και  $\Delta T$  θερμοκρασίας νερού προσαγωγής επιστροφής ίσο με 20 °C  
α) χωρίς θερμομόνωση



β) με πάχος μόνωσης 20mm,



## 4.5 Βαθμός απόδοσης κατά την χρήση της θερμότητας

### 4.5.1 Οι απώλειες θερμότητας - Γενικά

Όπως αναφέρεται στην παράγραφο 4.3.2, η ζήτηση θερμότητας σε ένα χώρο  $\dot{Q}_{\Theta A}$  είναι η θερμότητα η οποία απαιτείται για την διατήρηση της θερμοκρασίας του χώρου σε μία συγκεκριμένη στάθμη (π.χ. 20°C). Η κατανάλωση ενέργειας για την ικανοποίηση αυτής της ζήτησης είναι συνάρτηση των βαθμών αποδόσεως κατά την παραγωγή, διανομή και χρήση της θερμότητας  $\eta_A$ ,  $\eta_{\Delta}$  και  $\eta_X$  αντιστοίχως.

Οι απώλειες θερμότητας και ο βαθμός απόδοσης κατά την χρήση εξαρτάται από τον βαθμό επίτευξης της αρχής των τριών όμικρον ΟΟΟ : «Θερμότητα, όπου, όταν και όσο χρειάζεται». Οι απώλειες θερμότητας κατά την χρήση αυξάνουν:

- όπου ή όταν θερμαίνονται χώροι του κτιρίου χωρίς να χρησιμοποιούνται ή χωρίς να απαιτείται, με αποτέλεσμα την αντίστοιχη απώλεια θερμότητας
- όταν η παρεχόμενη θέρμανση είναι μεγαλύτερη από την απαιτούμενη με συνέπεια η θερμοκρασία του χώρου να διατηρείται σε υψηλότερα επίπεδα, π.χ. στους 22°C αντί για τους 20°C

Βεβαίως η απόλυτη επίτευξη της αρχής ΟΟΟ είναι ανέφικτη αλλά στην πράξη οι άνθρωποι βελτιώνουν συνεχώς τα συστήματα ρύθμισης και ελέγχου της παρεχόμενης θερμότητας προκειμένου να ικανοποιείται η αρχή αυτή στον μέγιστο δυνατό βαθμό. Στην παρούσα παράγραφο δίδονται ποσοτικά στοιχεία αναφορικά με τις τυπικές απώλειες θερμότητας αναλογικά με τα συστήματα θέρμανσης τα οποία εφαρμόζονται

Η απώλεια θερμότητας  $A_X$  κατά την χρήση της θερμότητας εκτιμάται από τον τύπο:

$$A_X = \left( \frac{f_A f_{\Delta} f_Y}{n_{X,εκπ}} - 1 \right) Q_Z \quad (4.22)$$

όπου  $n_{X,εκπ}$  ο βαθμός απόδοσης εκπομπής της θερμότητας

$f_Y$  ο συντελεστής υδραυλικής εξισορρόπησης ο οποίος λαμβάνεται:

- 1,0 για πλήρως εξισορροπημένο δίκτυο με αυτόματες βαλβίδες εξισορρόπησης σε κάθε κλάδο του δικτύου ανά οκτώ θερμομαντικά σώματα
- 1,03 για δίκτυο το οποίο εξισορροπήθηκε πλήρως κατά την εγκατάσταση και διαθέτει πλήρη αρχεία δια την εξισορρόπηση αυτή
- 1,07 για κάθε άλλη περίπτωση (μη εξισορροπημένα δίκτυα)

$f_{\Delta}$  ο συντελεστής για διακοπτόμενη λειτουργία ο οποίος λαμβάνεται :

- 1,0 για συνεχή λειτουργία της θέρμανσης
- 0,97 για διακοπτόμενη λειτουργία της θέρμανσης

$f_A$  ο συντελεστής για θέρμανση με κυρίως με ακτινοβολία, ο οποίος λαμβάνεται:

- 0,85 για θέρμανση με θερμομαντικά σώματα οροφής ή τοίχων ακτινοβολίας καθώς και για ενδοδαπέδια θέρμανση,
- 1,0 για όλους τους άλλους τύπους θέρμανσης

Ο βαθμός απόδοσης της εκπεμπόμενης θερμότητας  $n_{X,εκπ}$  υπολογίζεται από τον τύπο

$$n_{X,εκπ} = \frac{1}{(4 - (n_L + n_C + n_B))} \quad (4.23)$$

ενώ ο συνολικός βαθμός απόδοσης κατά την χρήση  $n_X$  προκύπτει ίσος με :

$$n_X = \frac{n_{X,εκπ}}{f_A f_\Delta f_Y} \quad (4.24)$$

όπου :

- $\eta_L$ : ο μερικός βαθμός απόδοσης λόγω ανομοιόμορφης κατακόρυφης κατατομής της θερμοκρασίας
- $\eta_C$ : ο μερικός βαθμός απόδοσης ανάλογα με την τεχνολογία ρύθμισης της εσωτερικής θερμοκρασίας του χώρου
- $\eta_B$ : ο μερικός βαθμός απόδοσης λόγω ειδικών απωλειών μέσω εξωτερικών δομικών στοιχείων

#### 4.5.2 Βαθμός αποδόσεως θερμαντικών σωμάτων

Για την θέρμανση χώρων με θερμαντικά σώματα (με φέτες, ή επίπεδα τύπου πάνελ) οι συντελεστές  $\eta_L$ ,  $\eta_C$  και  $\eta_B$  υπολογίζονται με την βοήθεια του Πίνακα 4.1.

Διακρίνονται τρεις κατηγορίες παραγόντων που επηρεάζουν τον βαθμό απόδοσης:

Παράγοντας 1ος : Οι διατάξεις ρύθμισης της θερμοκρασίας του χώρου (μερική απόδοση  $\eta_C$ )

Η πρώτη κατηγορία «χωρίς ρύθμιση» αφορά παλαιές πολυκατοικίες εις τις οποίες οι κεντρικές θερμάνσεις λειτουργούν χωρίς κανένα ρυθμιστικό στοιχείο εκτός βεβαίως του θερμοστάτη στον κεντρικό λέβητα με τον οποίο διατηρείται η θερμοκρασία του παρεχόμενου θερμού νερού στα επιθυμητά επίπεδα (π.χ.  $70^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ )

Η δεύτερη κατηγορία αφορά την Κεντρική Αντιστάθμιση της Θερμοκρασίας του Νερού (ΚΑΘΝ) με βάση την εξωτερική θερμοκρασία (καιρική αντιστάθμιση). Με την ρύθμιση αυτή η θερμοκρασία του παρεχόμενου νερού κεντρικής θέρμανσης δεν παραμένει σταθερή, αλλά μεταβάλλεται με βάση την εξωτερική θερμοκρασία. Π.χ. όταν η εξωτερική θερμοκρασία είναι  $^\circ\text{C}$ , τότε το προσαγόμενο νερό ρυθμίζεται στους  $70^\circ\text{C}$  ενώ όταν η εξωτερική θερμοκρασία ανέλθει στους  $10^\circ\text{C}$ , τότε η θερμοκρασία νερού προσαγωγής ρυθμίζεται στους  $60^\circ\text{C}$ . Με τον τρόπο αυτό αποφεύγεται η υπερθέρμανση του κτιρίου όταν η εξωτερική θερμοκρασία είναι μεγαλύτερη από την θερμοκρασία σχεδιασμού (π.χ.  $0^\circ\text{C}$ ).

Η τρίτη κατηγορία αφορά τα κτίρια τα οποία διαθέτουν μονοσωλήνιο σύστημα θέρμανσεως και κεντρικό θερμοστάτη χώρου ανά διαμέρισμα. Εις την περίπτωση αυτή, όταν ο θερμοστάτης χώρου μετρήσει εσωτερικές θερμοκρασίες άνω του σημείου ρύθμισης (π.χ.  $20^\circ\text{C}$ ), τότε ο θερμοστάτης δίνει εντολή στην εξωτερική βάννα να κλείσει και έτσι αποφεύγεται η υπερθέρμανση του διαμερίσματος.

Πίνακας 4.1 : Μερικοί βαθμοί απόδοσης για θέρμανση με θερμαντικά σώματα

Παράγοντες επιρροής		Μερικές αποδόσεις		
		$\eta_L$	$\eta_C$	$\eta_B$
1. Ρύθμιση θερμοκρασίας χώρου δωματίου	Χωρίς ρύθμιση (XP)		0,70	
	XP-Κεντρική αντιστάθμιση θερμοκρασίας νερού (ΚΑΘΝ)		0,80	
	Κεντρικός θερμοστάτης χώρου χωρίς ΚΑΘΝ		0,83	
	Κεντρικός θερμοστάτης χώρου + ΚΑΘΝ		0,88	
	Αναλογικός Ρυθμιστής P (2 Κ)		0,93	
	Αναλογικός Ρυθμιστής P (1 Κ)		0,95	
	Αναλογικός/Ολοκληρωτικός Ρυθμιστής PI Αναλογικός/Ολοκληρωτικός Ρυθμιστής PI με λειτουργίες βελτιστοποίησης (π.χ. αισθητήρας παρουσίας, προσαρμοζόμενος ρυθμιστής)		0,97 0,99	
2. Διαφορά θερμοκρασίας νερού υπεράνω της θερμοκρασίας αναφοράς 20°C)	60 °C (π.χ. 90/70)	$\eta_{L1}$	$\eta_{L2}$	
	42,5 °C (π.χ. 70/55)	0,88		
	30 °C (π.χ. 55/45)	0,93 0,95		
3. Ειδικές απώλειες μέσω εξωτερικών στοιχείων (ΕΥ : Επιφάνεια Υαλοπίνακα)	Θερμαντικό σώμα σε εσωτερικό τοίχο		0,87	1
	Θερμαντικό σώμα σε εξωτερικό τοίχο			
	- σε ΕΥ χωρίς προστασία ακτινοβολίας		0,83	1
	- σε ΕΥ με προστασία ακτινοβολίας *		0,88	1
	- σε κανονικό εξωτερικό τοίχο		0,95	1

\* Η προστασία ακτινοβολίας πρέπει να εμποδίζει το 80% των απωλειών ακτινοβολίας από το θερμαντικό σώμα προς την επιφάνεια του υαλοπίνακα μέσω μονώσεως ή/και ανάκλασης .

Οι επόμενες τέσσερις κατηγορίες διατάξεων αφορούν ηλεκτρονικούς αναλογικούς θερμοστάτες διαφόρων τύπων υψηλής απόδοσης οι οποίοι επιτυγχάνουν όλο και καλύτερη τελική ρύθμιση της θερμοκρασίας

#### Παράγοντας 2ος : θερμοκρασία θερμαντικού μέσου (μερική απόδοση $\eta_{L1}$ )

Όσο χαμηλότερη είναι η θερμοκρασία των θερμαντικών σωμάτων, τόσο πιο ομοιόμορφη είναι η κατακόρυφη κατατομή της θερμοκρασίας, δηλαδή η θερμοκρασία είναι περίπου ίδια τόσο χαμηλά όσο και ψηλά στο δωμάτιο. Αντίθετα με υψηλή θερμοκρασία νερού θερμάνσεως, όπως είναι τα κλασσικά συστήματα καλοριφέρ, τότε η θερμότητα συγκεντρώνεται στα υψηλότερα μέρη του δωματίου, αυξάνοντας εκεί την θερμοκρασία, συχνά έως και 3°C υψηλότερα από τα χαμηλά σημεία του δωματίου.

Παράγοντας 3ος : Οι ειδικές απώλειες των θερμαντικών σωμάτων (μερική απόδοση  $\eta_{L2}$ )

Τα θερμαντικά σώματα όταν τοποθετούνται κοντά σε παράθυρα ή υαλοστάσια έχουν απώλειες θερμότητας ακτινοβολίας μέσω των υαλοστασίων προς το εξωτερικό περιβάλλον. Γι' αυτό λαμβάνονται μέτρα περιορισμού της θερμικής ακτινοβολίας των σωμάτων προς τα υαλοστάσια για την σχετική μείωση των απωλειών αυτών.

Ο βαθμός απόδοσης  $\eta_L$  εκτιμάται ως ο μέσος όρος των δύο τιμών :

$$\eta_L = (\eta_{L1} + \eta_{L2})/2 \quad (4.25)$$

**Παράδειγμα 4.7:** Ο βαθμός απόδοσης θερμαντικού σώματος, τοποθετημένου σε εξωτερικό τοίχο, θερμοκρασίας 70/55°C και με αναλογικό ρυθμιστή τύπου 2 K (ισοδυναμεί με ρυθμιστή τύπου ON-OFF), υπολογίζεται ως εξής :

$\eta_C = 0,93$ ,  $\eta_L = (\eta_{L2} + \eta_{L2})/2 = (0,93 + 0,95)/2 = 0,94$  και  $\eta_B = 1,0$ . Άρα από τον τύπο 4.23 :  
 $\eta_{X,εκπ} = 1/[4 - (0,94+0,93+1)] = 0,88$

**Παράδειγμα 4.8:** Σε διαμέρισμα πολυκατοικίας με μονοσωλήνιο σύστημα και θερμαντικά σώματα υπάρχει κεντρικός θερμοστάτης χωρίς κεντρική αντιστάθμιση νερού θερμοκρασίας νερού (ΚΑΘΝ). Εάν τα σώματα είναι τοποθετημένα σε εξωτερικούς τοίχους με θερμοκρασία νερού 90/70°C, το υδραυλικό κύκλωμα είναι αρρύθμιστο και η θέρμανση διακοπτόμενη, προσδιορίζεται ο ολικός βαθμός απόδοσης εκπομπής  $\eta_X$  ως ακολούθως :

$\eta_C = 0,83$ ,  $\eta_L = (\eta_{L2} + \eta_{L2})/2 = (0,88 + 0,95)/2 = 0,915$  και  $\eta_B = 1,0$ . Άρα από τον τύπο 4.23:  
 $\eta_{X,εκπ} = 1/[4 - (0,83+0,915+1)] = 0,797$ . Λαμβάνοντας επίσης ;  $f_Y = 1,07$  ,  $f_\Delta = 0,97$  και  $f_A = 1,0$  τότε από τον τύπο 4.24 :  $\eta_X = 0,797 / (1,07 \cdot 0,97 \cdot 1,0) = 0,768$

#### 4.5.3 Βαθμός αποδόσεως ενδοδαπέδιας θέρμανσης

Ανάλογη είναι και εδώ η προσέγγιση με εκείνη της προηγούμενης παραγράφου για τα θερμαντικά σώματα. Οι μερικοί βαθμοί απόδοσης για τα ενδοδαπέδια και εντοιχισμένα συστήματα δίδονται στον Πίνακα 4.2. Στον πίνακα αυτό οι παράγοντες 1 και 3 είναι παρόμοιοι με εκείνους του Πίνακα 4.1. Ο 2ος όμως παράγοντας είναι διαφορετικός και αναφέρεται εις τον τύπο του ενδοδαπέδιου ή εντοιχισμένου συστήματος θέρμανσης. Ο βαθμός απόδοσης  $\eta_B$  προσδιορίζεται ως ο μέσος όρος δύο επιμέρους τιμών :

$$\eta_B = (\eta_{B1} + \eta_{B2})/2 \quad (4.25)$$

**Παράδειγμα 4.9:** Μονοκατοικία έχει ενδοδαπέδια θέρμανση χωρίς κάτωθεν θερμομόνωση, με κεντρικό θερμοστάτη χωρίς κεντρική αντιστάθμιση νερού θερμοκρασίας νερού (ΚΑΘΝ). Εάν τα σώματα είναι τοποθετημένα σε εξωτερικούς τοίχους με θερμοκρασία νερού 90/70°C, το υδραυλικό κύκλωμα είναι αρρύθμιστο και η θέρμανση συνεχής, προσδιορίζεται ο ολικός βαθμός απόδοσης εκπομπής  $\eta_X$  ως ακολούθως :

$\eta_C = 0,83$ ,  $\eta_L = 1,0$  και  $\eta_{B1} = 0,93$  ,  $\eta_{B2} = 0,86$  δηλαδή  $\eta_B = 0,895$ . Άρα από τον τύπο 4.23:  
 $\eta_{X,εκπ} = 1/[4 - (0,83+1 + 0,895)] = 0,785$ . Λαμβάνοντας επίσης ;  $f_Y = 1,07$  ,  $f_\Delta = 1,0$  και  $f_A = 0,85$  τότε από τον τύπο 4.24 :  $\eta_X = 0,785 / (1,07 \cdot 1,0 \cdot 0,85) = 0,863$

Πίνακας 4.2 : Μερικοί βαθμοί απόδοσης για θέρμανση με ενδοδαπέδια συστήματα

Παράγοντες επιρροής		Μερικές αποδόσεις			
		η <sub>L</sub>	η <sub>C</sub>	η <sub>B</sub>	
1. Ρύθμιση θερμοκρασίας χώρου δωματίου	<b>Θέρμανση με νερό</b>				
	Χωρίς ρύθμιση (XP)		0,75		
	XP- Κεντρική αντιστάθμιση θερμοκρασίας νερού (ΚΑΘΝ)		0,78		
	Κεντρικός θερμοστάτης χώρου χωρίς ΚΑΘΝ		0,83		
	Κεντρικός θερμοστάτης χώρου + ΚΑΘΝ		0,88		
	Διβάθμιος Αναλογικός Ρυθμιστής P		0,93		
	Αναλογικός/Ολοκληρωτικός Ρυθμιστής PI		0,95		
	<b>Ηλεκτρική θέρμανση</b>				
	Διβάθμιος Ρυθμιστής		0,91		
	Αναλογικός/Ολοκληρωτικός Ρυθμιστής PI		0,93		
2. Σύστημα	Ενδοδαπέδια θέρμανση			η <sub>B1</sub>	η <sub>B2</sub>
	- υγρό σύστημα (με νερό)	1		0,93	
	- ξερό σύστημα (ηλεκτρική θέρμανση)	1		0,96	
	Εντοιχισμένη θέρμανση	0,96		0,93	
	Εντοιχισμένη θέρμανση οροφής	0,93		0,93	
3. Ειδικές απώλειες μέσω εξωτερικών επιφανείας διαστρώσεως	Ενδοδαπέδια θέρμανση χωρίς ελάχιστη θερμομόνωση*				0,86
	Ενδοδαπέδια θέρμανση με επαρκή θερμομόνωση				0,95
	Ενδοδαπέδια θέρμανση με υπερεπαρκή θερμομόνωση				0,99

#### 4.6 Συνολικός βαθμός απόδοσης και κατανάλωση καυσίμου

Έχοντας υπολογίσει όλους τους επιμέρους συντελεστές αποδόσεως κατά την παραγωγή, διανομή και εκπομπή θερμότητας είναι δυνατόν να υπολογιστεί η απαιτούμενη ετήσια κατανάλωση καυσίμου  $M_K$  σε kg, λίτρα ή Nm<sup>3</sup> ανάλογα με τον ορισμό της κατωτέρας θερμογόνου δυνάμεως ως ακολούθως

$$M_K = \frac{Q_Z}{\eta_{O\Delta} (K\Theta\Delta)} \quad (4.26)$$

$$\text{όπου ο συνολικός βαθμός απόδοσης : } \eta_{O\Delta} = (\eta_L \eta_\Delta \eta_X), \quad (4.27)$$

Η κατωτέρα θερμογόνος δύναμη ΚΘΔ είναι σε kWh/kg ή kWh/λίτρο για το πετρέλαιο ή kWh/Nm<sup>3</sup> για τα αέρια καύσιμα.

ΚΘΔ πετρελαίου = 11,92 kWh/kg = 10,0 kWh/λίτρο (παράγραφος 1.3.2).

ΚΘΔ φυσικού αερίου = 13,67 kWh/kg = 10,0 kWh/Nm<sup>3</sup>

**Παράδειγμα 4.10:** Να υπολογιστεί η ετήσια κατανάλωση πετρελαίου για το κτίριο της παραγράφου 2.3.3 με ετήσια ζήτηση θερμότητας  $Q_Z$  ίση με 19141,7kWh (Παράδειγμα 2.11) με τους ακόλουθους βαθμούς αποδόσεως :

- για την παραγωγή θερμότητας :  $\eta_{\Lambda,ΕΠ} = 76,8\%$  του Παραδείγματος 4.4
- για την διανομή θερμότητας :  $\eta_{\Delta N} = 96,7\%$ . του Παραδείγματος 4.6
- για την διανομή θερμότητας :  $\eta_X = 0,768$  του Παραδείγματος 4.8

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης ισούται με :  $\eta_{ΟΛ} = 0,635 \cdot 0,967 \cdot 0,768 = 0,57$

Η συνολική ενέργεια καυσίμου ισούται με  $Q_Z / \eta_{ΟΛ} = 19141,7 / 0,57 = 33581,9$  kWh

Διαιρώντας με την ΚΘΔ προκύπτει ότι η ετήσια κατανάλωση πετρελαίου ισούται με 3358,2 λίτρα. Επίσης διαιρώντας την ενέργεια καυσίμου με το εμβαδό της θερμαινόμενης επιφάνειας των 120 τ.μ. προκύπτει κατανάλωση ίση με 279,8 kWh/m<sup>2</sup>.

Από το ανωτέρω παράδειγμα προκύπτει ότι σχεδόν η μισή κατανάλωση πετρελαίου οφείλεται στις απώλειες θερμότητας κατά την μετατροπή του πετρελαίου σε ωφέλιμη θερμότητα. Για τούτο τα περιθώρια εξοικονόμησης ενέργειας με την βελτίωση των επιμέρους βαθμών αποδόσεως είναι πολύ μεγάλα. Στο επόμενο κεφάλαιο δίδονται οι βασικές τεχνικές εξοικονόμησης ενέργειας αναφορικά με την βελτίωση των εγκαταστάσεων παραγωγής, διανομής και εκπομπής θερμότητας.



## 5 Εξοικονόμηση ενέργειας στην θέρμανση

### 5.1 Γενικά

Εις το Κεφάλαιο 3, παράγραφος 2.6, εξετάστηκαν οι τεχνικές εξοικονόμησης ενέργειας οι οποίες αποσκοπούν στην μείωση των απαιτήσεων θέρμανσης μέσω της ενεργειακής θωράκισης του κτιρίου με θερμομονώσεις, τοποθέτηση νέων κουφωμάτων ή αεροστεγάνωσης του κτιρίου. Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζονται συνοπτικά οι βασικές δυνατότητες για εξοικονόμηση ενέργειας στην κεντρική θέρμανση οι οποίες είναι άμεσης οικονομικής απόδοσης και ελάχιστης δαπάνης. Πρόκειται για τεχνολογίες και τεχνικές που δύναται να επιφέρουν μεγάλα ποσοστά οικονομίας καυσίμου, χωρίς να απαιτούν μεγάλες δαπάνες ή οικονομικά κίνητρα από πλευράς πολιτείας.

Με μία συστηματική εφαρμογή των κατάλληλων τεχνικών και τεχνολογιών οι οποίες παρουσιάζονται στο παρόν κεφάλαιο, είναι δυνατόν να μειωθούν τα υφιστάμενα έξοδα καυσίμων της κεντρικής θέρμανσης κατά 25 έως 40%, διατηρώντας τα ίδια επίπεδα θερμικής άνεσης. Βασικός σκοπός του κεφαλαίου αυτού είναι να εισάγει τις βασικές τεχνικές των τεχνητών κεντρικής θερμάνσεως με εξειδίκευση στην εξοικονόμηση ενέργειας.

Στη συνέχεια οι επεμβάσεις παρατίθενται με την σειρά, από εκείνες που είναι άμεσης απόδοσης και χαμηλής δαπάνης έως εκείνες των οποίων η απόσβεση χρειάζεται μερικά έτη.

### 5.2 Νοικοκύρεμα

#### 5.2.1 Γενικά

Το μέτρο αυτό περιλαμβάνει όλες τις δυνατές επεμβάσεις χαμηλού τιμήματος και ταχείας οικονομικής αποσβέσεως οι οποίες μεταξύ άλλων περιλαμβάνουν:

- Την σωστή και τακτική συντήρηση του λέβητα
- την θερμομόνωση των δικτύων διανομής θερμότητας
- Την αεροστεγάνωση των χαραμάδων παραθύρων και θυρών
- Την σωστή διαχείριση των παραπετασμάτων (κουρτίνες) και των παραθυρόφυλλων

Συνολικά με τα μέτρα νοικοκυρέματος, η εξοικονόμηση ενέργειας μπορεί να κυμανθεί από 7% έως και 12% με ελάχιστη δαπάνη, η οποία αποσβένει ταχύτητα (σε μερικές ημέρες)..

#### 5.2.2 Η τακτική συντήρηση του λέβητα

Η συντήρηση του λέβητα και η σωστή ρύθμιση του αέρα της καύσεως είναι κεφαλαιώδους σημασίας μέτρο. Με την τακτική και σωστή ρύθμιση της καύσεως και καθαρισμό των επιφανειών του λέβητα η επιτυγχανόμενα εξοικονόμηση είναι της τάξεως του 5% με 7%, με μόνη δαπάνη την αποζημίωση δύο έως τριών συντηρήσεων ετησίως.

Η διαπίστωση της εξοικονόμησης από την ρύθμιση της καύσης μπορεί να γίνει με τις τεχνικές τις παραγράφου 4.3.3.2. Εάν π.χ. σε λέβητα πετρελαίου κάνουμε μετρήσεις καυσαερίων και βρούμε ότι η κ.ο. σύσταση του διοξειδίου του άνθρακα ισούται με  $CO_2 = 8\%$  (δηλαδή έχει μεγάλη περίσσεια αέρα) και η θερμοκρασία ίση με  $220\text{ }^\circ C$  από το νομογράφημα 4.2 διαπιστώνεται ότι οι απώλειες καυσαερίων ανέρχονται στα 12,5%.

Με μία απλή συντήρηση του λέβητα (καθαρισμός επιφανειών) και στη συνέχεια με ρύθμιση του αέρα της καύσης είναι συχνά εύκολο να ανεβάσουμε το  $CO_2$  στο 11% και την

θερμοκρασία καυσαερίων σε 180 °C. Τότε οι απώλειες καυσαερίων μειώνονται στο 8% και επομένως έχουμε αμέσως μία εξοικονόμηση ενέργειας κατά  $12,5\% - 8\% = 4,5\%$ .

### 5.2.3 Θερμομόνωση των δικτύων διανομής θέρμανσης

Η θερμομόνωση των σωληνώσεων των δικτύων διανομής είναι δυνατόν να επιφέρουν σημαντική εξοικονόμηση ενέργειας με ελάχιστη δαπάνη. Π.χ. εις το Παράδειγμα 4.6 διαπιστώνεται ότι οι απώλειες διανομής ενός θερμομονωμένου δικτύου με πάχος μονώσεως 20mm είναι της τάξεως του 3,3% ενώ οι απώλειες ενός αμόνωτου δικτύου, ή δικτύου με καταστραμμένη μόνωση ανέρχονται στο 17%. Επομένως η αποκατάσταση της θερμομονώσεων δικτύου διανομής είναι δυνατόν να συμβάλει σε μεγάλη εξοικονόμηση ενέργειας της τάξεως του 5 με 10%.

### 5.2.4 Η αεροστεγάνωση

Η αεροστεγάνωση των χαραμάδων είναι επίσης μία σημαντική επέμβαση διότι με τον τρόπο αυτό μειώνονται σημαντικά τα φαινόμενα του παρασιτικού (αθέλητου) αερισμού, επιτυγχάνοντας οικονομία έως και 7% ανάλογα με την κατάσταση των κουφωμάτων. Όπως αναλύεται στο Παράδειγμα 2.16, η μείωση του παρασιτικού αερισμού συχνά επιφέρει εξοικονόμηση έως 8%.

### 5.2.5 Ο ηλιασμός

Τέλος η σωστή διαχείριση του αερισμού και του ηλιασμού της οικίας μπορεί επίσης να είναι πολύ αποδοτική. Οι κάτοικοι θα πρέπει να γνωρίζουν άριστα την θέση του ήλιου σε κάθε ώρα της ημέρας και σε κάθε εποχή του έτους. Όταν κάποιο άνοιγμα της οικίας ηλιάζεται, τότε τα παραθυρόφυλλα και τα παραπετάσματα θα πρέπει να παραμένουν ανοιχτά ώστε να επιτρέπουν την είσοδο των ακτίνων του ήλιου εντός της οικίας.

Εκείνο το μέρος του δαπέδου το οποίο ηλιάζεται θα πρέπει να είναι ελεύθερο καλυμμάτων ώστε οι ακτίνες είτε να απορροφώνται από το υλικό του δαπέδου, εφ' όσον αυτό διαθέτει ικανή θερμοχωρητικότητα (π.χ. τσιμέντο, μάρμαρο ή πλακάκι) είτε να αντανακλώνται προς την εσωτερική τοιχοποιία του δωματίου. Μόλις παρέλθει ο ηλιασμός, τότε θα πρέπει κατά το δυνατόν να κλείνονται παραπετάσματα και ανάλογα με την ώρα, και τα εξωτερικά παραθυρόφυλλα ώστε να αποφευχθεί η απώλεια θερμότητας από το εσωτερικό της οικίας μέσω των παραθύρων.

Επειδή τα ελληνικά κτίρια είναι βαριές κατασκευές, διαθέτουν επομένως μεγάλη θερμοχωρητικότητα και θερμική αδράνεια η οποία επιτρέπει την αποθήκευση της ηλιακής θερμότητας στα δομικά στοιχεία του κτιρίου και την σταδιακή απελευθέρωση αυτής κατά τις απογευματινές και βραδινές ώρες.

## 5.3 Αυτοματισμοί εξοικονόμησης ενέργειας

### 5.3.1 Γενικά

Μία άλλη μεγάλη κατηγορία επεμβάσεων εξοικονόμησης ενέργειας είναι η τοποθέτηση αυτοματισμών της θέρμανσης με σκοπό την βελτίωση του βαθμού απόδοσης κατά την χρήση της θερμότητας (βλέπε παράγραφο 4.5). Σε μία τυπική εγκατάσταση ο η<sub>χ</sub> κυμαίνεται περί το 75 έως 80%, όπως φαίνεται στο Παράδειγμα 4.8, γεγονός το οποίο καταδεικνύει την σημασία και δυναμικό εξοικονόμησης μέσω αυτοματισμών.

Στη συνέχεια εξετάζονται αναλυτικότερα οι ακόλουθοι αυτοματισμοί:

- Θερμοστατικός έλεγχος κατά ζώνη και αυτονομία κατά ζώνη
- Κεντρική Αντιστάθμιση θερμοκρασίας Νερού θέρμανσης (ΚΑΘΝ)
- Νέοι ρυθμιστές αναλογικού θερμοκρασιακού ελέγχου
- Τεχνολογία υδραυλικής ρύθμισης των δικτύων θέρμανσης

Που οφείλεται όμως η εξοικονόμηση ενέργειας με τους αυτοματισμούς; Την απάντηση δίνει η αρχή των τριών ΟΟΟ : «Θερμότητα, **Ό**που, **Ό**ταν και **Ό**σο χρειάζεται»

Χωρίς κατάλληλους αυτοματισμούς δεν είναι δυνατόν να σταθεροποιηθεί η θερμοκρασία των θερμαινόμενων χώρων στα επιθυμητά επίπεδα ενώ και συνήθως διακυμαίνεται εντόνως ενώ η μέση θερμοκρασία είναι κατά 1 έως 3°C υψηλότερη της επιθυμητής.

Η εκτίμηση της σπατάλης ενέργειας η οποία συμβαίνει για κάθε βαθμό Κελσίου πάνω από την επιθυμητή θερμοκρασία μπορεί να γίνει με την βοήθεια του Πίνακα 2.2. των βαθμομερών θέρμανσης. Επειδή όσο αυξάνουν οι ΒΗΘ αυξάνονται αναλόγως οι ενεργειακές καταναλώσεις, και επειδή οι ΒΘΗ είναι αύξουσα συνάρτηση της μέσης εσωτερικής θερμοκρασίας του χώρου Ti, κατασκευάζεται ο Πίνακας 5.1 με τα στοιχεία του Πίνακα 2.2 ο οποίος δίνει την αύξηση της κατανάλωσης ενέργειας με την αύξηση της θερμοκρασίας Ti.

*Πίνακας 5.1. : Αύξηση κατανάλωσης ενέργειας με την αύξηση της εσωτερικής θερμοκρασίας*

Ti : Εσωτερική Θερμοκρασία χώρου	Ηράκλειο (Α Ζώνη)		Ελληνικό (Β Ζώνη)		Μίκρα (Γ Ζώνη)		Φλώρινα (Δ Ζώνη)	
	ΒΘΗ	Αύξηση%	ΒΘΗ	Αύξηση%	ΒΘΗ	Αύξηση%	ΒΘΗ	Αύξηση%
18 °C	702	-	946	-	1676	-	2538	-
19° C	883	25,8%	1127	19,1%	1888	12,6%	2799	10,3%
20 °C	1064	51,6%	1320	39,5%	2110	25,9%	3072	21,0%

Από τον Πίνακα 5.1 παρατηρείται ότι τυχόν αύξηση της μέσης θερμοκρασίας κατά 1°C επιφέρει μία αύξηση της κατανάλωσης κατά 19,1% στην Αθήνα ενώ στο Ηράκλειο κατά 25,8%. Αντίθετα εις την Βόρειο Ελλάδα η αύξηση είναι μικρότερη αλλά παραμένει σημαντική ήτοι 12,6% στην Θεσσαλονίκη και 10,3% στην Φλώρινα. Η αύξηση της εσωτερικής θερμοκρασίας κατά 2°C επιφέρει διπλάσια αύξηση της κατανάλωσης έναντι της αύξησης του 1°C. Επομένως ακόμη και αύξηση μισού βαθμού Κελσίου είναι δυνατόν να συμβάλει σε σημαντική αύξηση της κατανάλωσης.

Λόγω ακριβώς αυτής της μεγάλης σπατάλης ενέργειας, είναι απαραίτητο σε κάθε περίπτωση κτιρίου να σχεδιάζεται ή/και να αναβαθμίζεται προσεκτικά το σύστημα αυτοματισμών θέρμανσης.

### 5.3.2 Θερμοκρασιακός έλεγχος κατά ζώνη

#### 5.3.2.1 Οι θερμικές ζώνες

Οι χώροι κάθε κατοικίας, έστω και μικρού μεγέθους δεν έχουν την ίδια χρήση την κάθε ώρα του 24-ώρου. Π.χ. τα υπνοδωμάτια παραμένουν κενά για πολλές ώρες της ημέρας όπως και άλλοι χώροι (γραφεία, διάδρομοι, προθάλαμοι, χώροι υποδοχής, κλπ). Για τον λόγο αυτό οι χώροι αυτοί πρέπει να διαθέτουν την δυνατότητα διακοπής της θέρμανσης σε χώρους που δεν χρησιμοποιούνται και παράλληλα ελέγχου της θερμοκρασίας του χώρου. Χωρίς αυτή την

δυνατότητα όλοι οι χώροι θερμαίνονται ταυτοχρόνως και αυτό συνιστά σπατάλη ενέργειας, διότι έχουν χώρους που θερμαίνονται χωρίς να χρειάζεται.

Θα πρέπει να παρέχεται η δυνατότητα «ζωνοποίησης» του χώρου, μέσω του περιορισμού της θέρμανσης ή ακόμα και της απομόνωσης των σχετικών σωμάτων στις ζώνες εκείνες και κατά τις ώρες όπου δεν απαιτείται χρήση

Η θερμική ζωνοποίηση είναι επίσης απαραίτητη λόγω διαφορετικού προσανατολισμού των κτιριακών χώρων. Οι χώροι με ανατολικό προσανατολισμό λαμβάνουν ηλιακά κέρδη καθ' όλη την διάρκεια του πρωΐνου ενώ αντίστοιχα οι άλλοι προσανατολισμοί (Βοράς, Νότος, Δύση) λαμβάνουν ελάχιστα. Επομένως και από πλευράς εσωτερικών και ηλιακών κερδών, απαιτείται η διαμόρφωση διαφορετικών ζωνών κατά χρήση και προσανατολισμό.

Όμως σήμερα τέτοιου είδους ζώνες δεν υπάρχουν κατά κανόνα στις υφιστάμενες εγκαταστάσεις κεντρικής θέρμανσης. Η θερμοκρασία και η παροχή του νερού θερμάνσεως παραμένει η ίδια σε όλους τους χώρους, ανεξαρτήτως προσανατολισμού, ηλιακών κερδών ή εσωτερικών κερδών από ανθρώπους και συσκευές. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα οι χώροι οι οποίοι λαμβάνουν ηλιακά κέρδη ή πρόσθετα εσωτερικά κέρδη λόγω παρουσίας ατόμων να υπερθερμαίνονται και συνεπώς να κάνουν έλεγχο θερμοκρασίας μέσω απόρριψης θερμότητας από τα ανοίγματα των συναφών χώρων.

#### 5.3.2.2 Οι θερμοστατικές κεφαλές



Μία εκ των υστέρων αντιμετώπιση του προβλήματος της έλλειψης θερμοστατικού ελέγχου ανά ζώνη είναι η εγκατάσταση θερμοστατικών βαλβίδων ή κεφαλών ανά θερμαντικό σώμα σε όλους τους χώρους του συγκροτήματος. Η θερμοστατική βαλβίδα τοποθετείται σε κάθε σώμα και δύναται να διακόψει την παροχή του ζεστού νερού στο εν λόγω σώμα. Η λειτουργία της βαλβίδας ελέγχεται από αισθητήριο-θερμοστάτη το οποίο διαθέτει επιλογή θερμοκρασίας για την επιθυμητή θερμοκρασία του χώρου (π.χ. 18 °C). Ο χρήστης μπορεί να καθορίζει να καθορίζει την επιθυμητή θερμοκρασία του χώρου ή και να διακόπτει την λειτουργία του σώματος, με

μία απλή περιστροφή του επιλογέα..

Για τον λόγο αυτό προτείνεται η εγκατάσταση θερμοστατικών βαλβίδων σε όλες τις θερμικές ζώνες της οικίας ή του εμπορικού καταστήματος. Η δαπάνη προμήθειας και εγκατάστασης ανέρχεται είναι πολύ χαμηλή.

Η ετήσια εξοικονόμηση ενέργειας την οποία μπορεί να επιφέρει αυτή η επένδυση είναι ανάλογη του τρόπου χρήσεως ενός κτιρίου και της διακύμανσης των απαιτήσεων θέρμανσης. Επίσης η εξοικονόμηση εξαρτάται από την συνείδηση των χρηστών του χώρου ώστε να εφαρμόζουν τους κανόνες της κοινής λογικής για την επίτευξη της οικονομίας. Πάντως και κατά κανόνα η ζωνοποίηση της θέρμανσης μπορεί να φέρει εξοικονόμηση η οποία συχνά φθάνει στο 15% της κατανάλωσης.



Βέβαια η δυνατότητα λειτουργίας θερμικών ζωνών σε ένα χώρο είναι επίσης συνάρτηση του οικονομικού κινήτρου των ενοίκων. Εάν π.χ. το σύστημα της κεντρικής θέρμανσης είναι το παλιό δισωλήνιο σύστημα, τότε δεν υπάρχει δυνατότητα καταλογισμού της επιταχυνόμενης οικονομίας σε επίπεδο διαμερίσματος. Το ίδιο ισχύει και για τα διαμερίσματα με μονοσωλήνιο σύστημα αλλά με κατανομή δαπανών μέσω ωρομέτρησης και όχι θερμιδομέτρησης. Για τον λόγο αυτό το μέτρο της ζωνοποίησης είναι δυνατόν να εφαρμοστεί σήμερα είτε σε αυτόνομες κατοικίες είτε σε συγκροτήματα με θερμιδομέτρηση ανά χώρο. Πάντως ακόμα και στα παλιά συστήματα υπάρχει σήμερα τεχνολογία για τον υπολογισμό της καταναλισκόμενης θερμότητας ακόμα και σε επίπεδο σώματος, και επομένως να δημιουργείται έτσι κίνητρο για εξοικονόμηση ενέργειας.

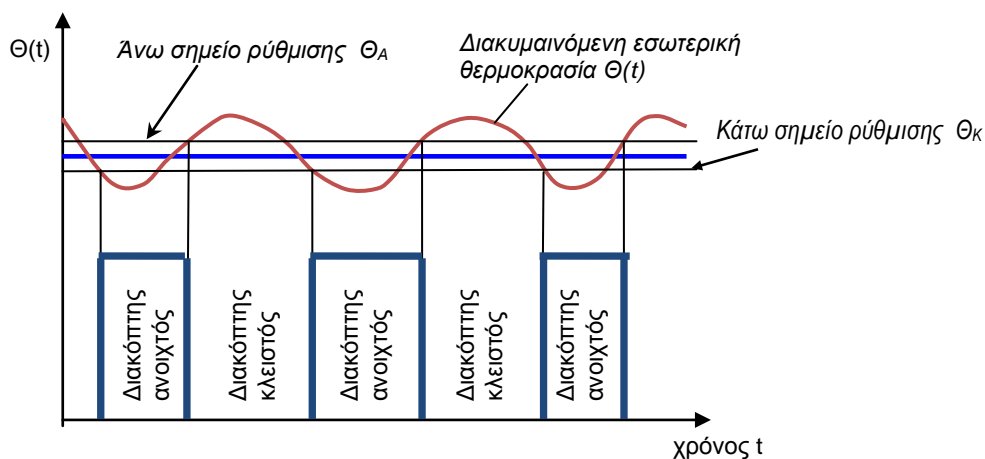
### 5.3.2.3 Ο θερμοστατικός έλεγχος

Ο θερμοστατικός έλεγχος της θερμοκρασίας ενός χώρου μπορεί να γίνει είτε με θερμοστατικές κεφαλές είτε με κεντρικό θερμοστάτη χώρου, όπως συμβαίνει σήμερα στις πολυκατοικίες με δισωλήνιο σύστημα.



Ο θερμοστάτης χώρου αναλαμβάνει την διακοπή της τροφοδοσίας της ζώνης ή των σωμάτων με νερό θέρμανσης όταν η εσωτερική θερμοκρασία υπερβεί το ανώτερο σημείο ρύθμισης. Ο θερμοστάτης πάλι ανοίγει αυτομάτως τον διακόπτη όταν η θερμοκρασία του χώρου πέσει κάτω από το κατώτερο σημείο ρύθμισης. Η ρύθμιση αυτή είναι τύπου ΑΨΕ/ΣΒΗΣΕ (ON/OFF). Έτσι η θερμοκρασία ενός εσωτερικού χώρου υπόκειται σε μία συνεχή ταλάντωση όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.1 που ακολουθεί. Ο έλεγχος αυτός τύπου ON/OFF ονομάζεται και θερμοστατικός έλεγχος.

Σχήμα 5.1 : Εσωτερική διακύμανση θερμοκρασίας με θερμοστατικό έλεγχο ON/OFF



Από το Σχήμα 5.1 παρατηρείται ότι στην περίπτωση του θερμοστατικού ελέγχου, η εσωτερική θερμοκρασία παρουσιάζει διακυμάνσεις με αποτέλεσμα η μέση θερμοκρασία να είναι συχνά πάνω από την απαιτούμενη (π.χ. 22°C αντί για τους 20°C), με σκοπό τα χαμηλά επίπεδα της θερμοκρασιακής διακύμανσης να μην είναι κατώτερα της επιθυμητής θερμοκρασίας, αλλιώς επικρατεί αίσθημα ψύχρας.

#### 5.3.2.4 Αναλογικός έλεγχος θερμοκρασίας

Οι θερμοστάτες νέας τεχνολογίας λειτουργούν με αναλογική ρύθμιση τύπου P, και ανοίγουν ή κλείνουν προοδευτικά την βαλβίδα παροχής θερμού νερού ανάλογα με την μετρούμενη απόκλιση της εσωτερικής θερμοκρασίας από την θερμοκρασία ρύθμισης του θερμοστάτη. Αυτοί οι «έξυπνοι» θερμοστάτες σταθεροποιούν καλύτερα την εσωτερική θερμοκρασία έναντι των κλασσικών θερμοστατών τύπου ON/OFF.

#### 5.3.2.5 Εκτίμηση της απόδοσης των αυτοματισμών θερμοκρασιακού ελέγχου.

Η εκτίμηση της απόδοσης των αυτοματισμών αυτών μπορεί να γίνει με την βοήθεια των Πινάκων 4.1 και 4.2.

**Παράδειγμα 5.1.** Μία πολυκατοικία με δισωλήνιο σύστημα θέρμανσης θερμοκρασίας 90/70°C δεν διαθέτει ούτε κεντρική αντιστάθμιση ούτε θερμοστατικό έλεγχο στα σώματα. Ζητείται η εξοικονόμηση ενέργειας μετά την εγκατάσταση των δύο αυτών διατάξεων.

Από τον πίνακα 4.1. λαμβάνεται αρχικώς  $\eta_C = 0,7$ . Μετά την τοποθέτηση αντιστάθμισης ο συντελεστής αυτός γίνεται  $n'_C = 0,8$  και στη συνέχεια με την παράλληλη τοποθέτηση θερμοστατικών κεφαλών στα σώματα, φθάνει στο  $n''_C = 0,88$ .

Από τον Πίνακα αυτόν επίσης λαμβάνεται ότι  $\eta_{L1} = 0,88$  και  $\eta_{L2} = 0,87$  και επομένως  $\eta_L = 0,875$ . Επομένως

$$n_{\Delta} = \frac{1}{(4 - (0,875 + 0,7 + 1))} = 0,701$$

$$n'_{\Delta} = \frac{1}{(4 - (0,875 + 0,8 + 1))} = 0,755$$

$$n''_{\Delta} = \frac{1}{(4 - (0,875 + 0,87 + 1))} = 0,80$$

Δηλαδή με την αντιστάθμιση εκτιμάται μία εξοικονόμηση ενέργειας της τάξεως του  $(0,755 - 0,701)/0,701=7,7\%$  ενώ με την προσθήκη των θερμοστατικών κεφαλών η εξοικονόμηση αυξάνει στο  $(0,80 - 0,701)/0,701=14,1\%$

### 5.3.3 Κεντρική αντιστάθμιση της θερμοκρασίας του νερού θέρμανσης

#### 5.3.3.1 Γενικά

Για εγκαταστάσεις κεντρικής θέρμανσης οι οποίες είναι παλαιότερης τεχνολογίας και δεν διαθέτουν κάποιου είδους θερμοστατικό έλεγχο στον χώρο (π.χ. δισωλήνια συστήματα) είναι υποχρεωτικό να διαθέτουν αντιστάθμιση της θερμοκρασίας του νερού κεντρικής θέρμανσης με βάση την εξωτερική θερμοκρασία. (Υπουργική Απόφαση Αριθ. 20840/1296 της 5/13 Απρ. 1979, ΦΕΚ Β' 366).

Η αντιστάθμιση αυτή καλείται επίσης και καιρική αντιστάθμιση και αποτελεί ένα από τα πλέον αποδοτικά μέτρα εξοικονόμησης ενέργειας στην κεντρική θέρμανση

### 5.3.3.2 Κεντρική αντιστάθμιση χωρίς θερμοκρασιακό έλεγχο στους θερμαινόμενους χώρους

Στις παλαιές πολυκατοικίες δισωλήνιων συστημάτων, ο μόνος αυτοματισμός που λειτουργεί είναι ο θερμοστάτης του λέβητα ο οποίος διακόπτει τον καυστήρα όταν η θερμοκρασία του νερού θέρμανσης υπερβαίνει κατά 2 έως 3 °C την θερμοκρασία ρύθμισης (π.χ. 90°C). Έτσι η θερμοκρασία του νερού θέρμανσης διακυμαίνεται κατά ±2°C έως ±3°C και αντίστοιχη διακύμανση παρατηρείται εις τον θερμαινόμενο χώρο.

Στις παλαιές πολυκατοικίες δισωλήνιων συστημάτων συχνά δεν υπάρχει αντιστάθμιση και φυσικά ούτε θερμοστατικός έλεγχος στο εσωτερικό του κτιρίου. Χωρίς αντιστάθμιση, η μέση θερμοκρασία του νερού θέρμανσης  $T_N$  διατηρείται σταθερή καθ' όλη την περίοδο θέρμανσης στην θερμοκρασία σχεδιασμού (π.χ. 90/70°C). Η θερμότητα  $\dot{Q}_{\Theta\Sigma}$  την οποία αποδίδουν τα θερμαντικά σώματα στον χώρο σε  $W$  είναι ανάλογη της διαφοράς θερμοκρασίας ( $T_N - T_i$ ) μεταξύ νερού και εσωτερικού χώρου :

$$\dot{Q}_{\Theta\Sigma} = h_{\Sigma} A_{\Sigma} (T_N - T_i)$$

όπου  $A_{\Sigma}$  είναι η συνολική θερμαντική επιφάνεια των σωμάτων και  $h_{\Sigma}$  είναι ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας των θερμαντικών σωμάτων προς τον εσωτερικό αέρα. Η μετάδοση αυτή γίνεται με δύο μηχανισμούς: φυσική συναγωγή και ακτινοβολία και είναι της τάξεως των 10 W/(m<sup>2</sup>.°C). Εφόσον η θερμοκρασία του νερού θέρμανσης παραμένει σταθερή, τότε η παρεχόμενη θερμότητα στους χώρους του κτιρίου παραμένει επίσης σταθερή.

Από την άλλη πλευρά όμως οι θερμικές απώλειες ενός χώρου σε  $W$  είναι ανάλογες της διαφοράς ( $T_i - T_a$ ) εσωτερικής και εξωτερικής θερμοκρασίας.

$$\dot{Q}_{\Theta+A} = (H_{\Theta} + H_A) \cdot (T_i - T_a)$$

Η επιφάνεια των θερμαντικών σωμάτων  $A_{\Sigma}$  επιλέγεται έτσι ώστε  $\dot{Q}_{\Theta\Sigma} = \dot{Q}_{\Theta+A}$  με βάση την εξωτερική θερμοκρασία  $T_a$  σχεδιασμού (0°C για την Αθήνα), την εσωτερική θερμοκρασία  $T_i$  σχεδιασμού (π.χ. 20°C) και τη μέση θερμοκρασία του νερού (90/70°C).

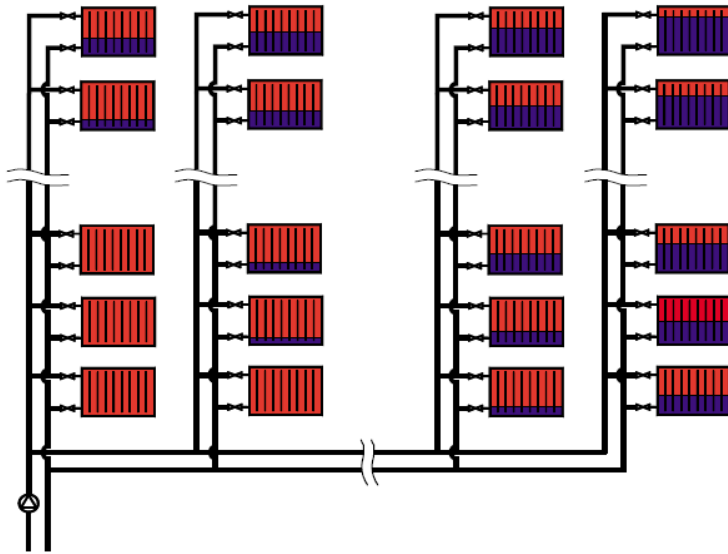
Όταν όμως η εξωτερική θερμοκρασία  $T_a$  είναι μεγαλύτερη των 0°C, όπως συμβαίνει συνήθως, τότε η διαφορά θερμοκρασίας ( $T_i - T_a$ ) είναι μικρότερη των 20°C. Στις περιπτώσεις αυτές  $\dot{Q}_{\Theta\Sigma} > \dot{Q}_{\Theta+A}$ . Η αποκατάσταση της θερμικής ισορροπίας  $\dot{Q}_{\Theta\Sigma} = \dot{Q}_{\Theta+A}$  γίνεται τότε με δύο τρόπους : είτε α) με την αύξηση της εσωτερικής θερμοκρασίας  $T_i$  ή β) με το άνοιγμα του παραθύρου και την απόρριψη θερμότητας από το παράθυρο.

Και στις δύο περιπτώσεις η σπατάλη είναι μεγάλη! Δια τους λόγους αυτούς η κεντρική αντιστάθμιση είναι βάσει νόμου υποχρεωτική από το 1979.

### 5.3.4 Υδραυλική εξισορρόπηση δικτύων κεντρικής θέρμανσης

Στην κεντρική θέρμανση συχνά γινόμαστε μάρτυρες παραπόνων ιδιοκτητών διαμερισμάτων στους υψηλότερους ορόφους ή, ενόικων απομακρυσμένων χώρων σε ένα συγκρότημα γραφείων ή ξενοδοχείου, ότι η θέρμανση δεν επαρκεί. Η κατάσταση αυτή δίδεται παραστατικά στο Σχήμα 5.3 και οφείλεται καθαρά στην έλλειψη υδραυλικής εξισορρόπησης στο δίκτυο κεντρικής θέρμανσης. Η εξισορρόπηση αυτή οφείλεται σε μεταβολές της εγκατάστασης κατά την διάρκεια της κατασκευής έναντι της αρχικής μελέτης. Επίσης μπορεί να οφείλονται σε μεταβλητές συνθήκες λειτουργίας κατά όροφο ή και κατά σώμα.

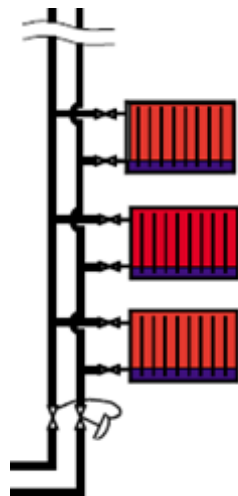
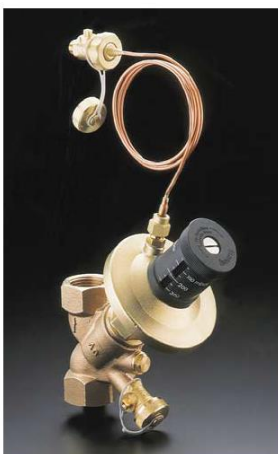
Σχήμα 5.3 : Μη εξισορροπημένο δίκτυο κεντρικής θέρμανσης με κρύα απομακρυσμένα σώματα



Συχνά οι διαχειριστές πολυκατοικιών ή άλλων κτιριακών συγκροτημάτων είναι αναγκασμένοι να εκκινούν ενωρίτερα την θέρμανση ή να διατηρούν υψηλότερη θερμοκρασία στο νερό θέρμανσης προκειμένου να επιτύχουν ανεκτές θερμοκρασίες σε όλους τους χώρους. Η κατάσταση αυτή οδηγεί σε σημαντική σπατάλη ενέργειας αφ' ενός μεν λόγω υπερθέρμανσης των κοντινών χώρων και αφ' ετέρου λόγω της πρώιμης έναρξης της λειτουργίας της θέρμανσης, προκειμένου να θερμανθούν και τα πλέον απομακρυσμένα δωμάτια τα οποία συνήθως αργούν να θερμανθούν.

Η εξοικονόμηση ενέργειας που αναμένεται να επέλθει με την υδραυλική εξισορρόπηση σε με εξισορροπημένα δίκτυα είναι συνήθως της του 4 με 7%, όπως αυτό διαπιστώνεται και από τον συντελεστή  $f_{\gamma}$  της παραγράφου 4.5.1.

Η υδραυλική εξισορρόπηση των δικτύων θέρμανσης επιτυγχάνεται με την χρήση ρυθμιστών διαφορικής πίεσης στη αρχή των επιμέρους κατακόρυφων κλάδων διανομής. Με τον έλεγχο της διαφορικής πίεσης μεταξύ του νερού προσαγωγής και του νερού επιστροφής



ελέγχεται στην ουσία η παροχή του νερού θέρμανσης στα επιμέρους κυκλώματα και διασφαλίζεται ότι ουδέν κύκλωμα αντιμετωπίζει πρόβλημα ελλιπούς παροχής νερού. Η απαιτούμενη δαπάνη σε ρυθμιστικές βαλβίδες διαφορικής πίεσης είναι μικρή και η απόσβεση της δαπάνης συνήθως επέρχεται εντός της επομένης περιόδου θέρμανσης



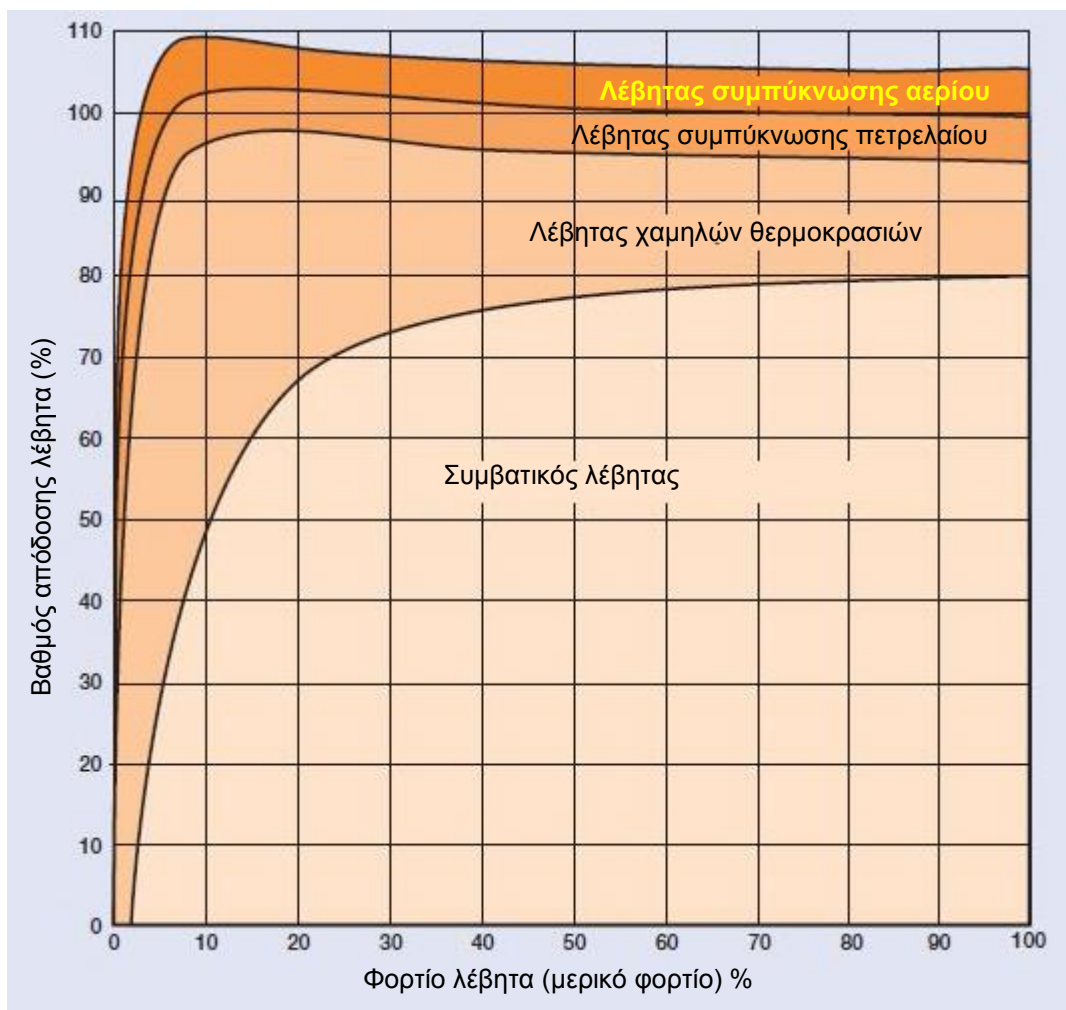
## 5.4 Αντικατάσταση λέβητα

### 5.4.1 Γενικά

Με την αύξηση των τιμών του πετρελαίου, έχουν πλέον αναπτυχθεί διεθνώς νέες τεχνολογίες λεβήτων τόσο για το πετρέλαιο όσο και το φυσικό αέριο ή υγραέριο. Οι λέβητες αυτοί εμφανίζουν πολύ χαμηλές απώλειες κελύφους ή καμινάδας ενώ ο βαθμός απόδοσης της καύσης είναι πολύ υψηλός. Αυτό επιτυγχάνεται με την εξαγωγή των καυσαερίων σε χαμηλές θερμοκρασίες προκειμένου να γίνει πλήρης εκμετάλλευση της θερμικής τους ενέργειας.

Λαμβάνοντας υπ' όψιν και το γεγονός ότι οι παλαιοί λέβητες είναι υπερδιαστασιοποιημένοι ενώ συχνά αυτοί έχουν θερμαντική ισχύ διπλάσια της απαιτούμενης, η αντικατάσταση του λέβητα με νέο λέβητα μικρότερης θερμαντικής ικανότητας και νέας τεχνολογίας αποτελεί συχνά την πρώτη επιλογή εξοικονόμησης ενέργειας στην θέρμανση.

Τυπικοί βαθμοί απόδοσης όλων των τεχνολογιών λεβήτων δίδονται στο σχήμα που ακολουθεί. Συγκεκριμένα οι νέοι λέβητες συμπύκνωσης εμφανίζουν πολύ υψηλή απόδοση ακόμα και σε μερικό φορτίο λειτουργίας ενώ αντίστοιχη συμπεριφορά έχουν και οι λέβητες χαμηλών θερμοκρασιών.



#### 5.4.2 Οι λέβητες χαμηλών θερμοκρασιών

Ένας λέβητας χαμηλών θερμοκρασιών πετρελαίου μπορεί να εξάγει τα καυσαέρια στους 65°C έως 70°C και με περίσσεια αέρα λ περί το 1,1. Με τα στοιχεία αυτά και από τον νομογράφημα του Σχήματος 4.2. προκύπτει ότι οι απώλειες των καυσαερίων είναι της τάξεως του 2,0 με 2,5%, ήτοι ο βαθμός απόδοσης της καύσεως είναι της τάξεως του 98%.

Με απώλειες κελύφους της τάξεως του 1% και αντίστοιχες απώλειες θερμότητας από την καμινάδα κατά την διάρκεια διακοπής της λειτουργίας του καυστήρα προκύπτει ότι ο βαθμός απόδοσης του λέβητα για φορτίο  $\phi = 100\%$  ισούται με  $98\% - 1\% = 97\%$  ενώ για μερικό φορτίο  $\phi = 38\%$  ο εποχιακός βαθμός απόδοσης του λέβητα προκύπτει από τον τύπο 4.17:

$$\eta_{\Lambda, \text{ΕΠΟΧ}} = \eta_{\Lambda, \text{Ε}} - \left( \frac{1}{\phi} - 1 \right) \Pi_{\text{Κ, ΕΚΤΟΣ}} - \frac{1}{\phi} \Pi_{\Lambda, \text{ΚΕΛ}} = 98\% - (1/0,38 - 1) 1\% - 1/0,38 (1\%) = 93,7\%$$

Ο εποχιακός αυτός βαθμός αποδόσεως είναι κατά πολύ μεγαλύτερος από τους συνήθεις εποχιακούς βαθμούς αποδόσεως των παλαιών λεβήτων οι οποίοι κυμαίνονται από 65% έως 70% λόγω της συχνής υπερδιαστασιολόγησής τους και της επακόλουθης λειτουργίας τους σε πολύ χαμηλό μέσο εποχιακό φορτίο  $\phi$  (~25%). Σημειώνεται ότι κατά την αντικατάσταση ο νέος λέβητας, δεν θα πρέπει να είναι πλέον υπερδιαστασιολογημένος αλλά να έχει μελετηθεί σωστά βάσει μελέτης μηχανικού.

Επομένως η αντικατάσταση ενός παλαιού λέβητα με νέο λέβητα χαμηλών θερμοκρασιών έχουμε μία εξοικονόμηση ενέργειας της τάξεως του  $(93,7\% - 70\%)/70\% = 33,8\%$ . Με μία τόσο μεγάλη εξοικονόμηση ενέργειας, η αντικατάσταση ενός παλαιού λέβητα με νέο χαμηλών θερμοκρασιών εμφανίζει πολύ υψηλούς οικονομικούς δείκτες και ταχεία οικονομική απόσβεση της τάξεως των 3 ετών.

#### 5.4.3 Λέβητες συμπύκνωσης

Οι λέβητες συμπύκνωσης λειτουργούν με καύσιμο το φυσικό αέριο και εμφανίζουν όλα τα πλεονεκτήματα των λεβήτων χαμηλών θερμοκρασιών. Επιπροσθέτως όμως οι λέβητες συμπύκνωσης εκμεταλλεύονται και την θερμότητα του ατμού των καυσαερίων ο οποίος συμπυκνώνεται και αποδίδει την θερμότητά του όταν η θερμοκρασία των καυσαερίων πέσει κάτω από τους 52 °C. Στην πράξη η συμπύκνωση δεν είναι πλήρης αλλά ανέρχεται σε ένα ποσοστό 50% έως 70% . Τούτο συμβαίνει διότι ο λέβητας συμπύκνωσης είναι ενίοτε αναγκασμένος να λειτουργεί σε υψηλότερες θερμοκρασίες όταν η εξωτερική θερμοκρασία είναι πολύ χαμηλή, με αποτέλεσμα η συμπύκνωση να μειώνεται ή/και να μηδενίζεται. Αντίθετα όταν η εξωτερική θερμοκρασία είναι υψηλότερη των 10°C, ο λέβητας λειτουργεί σε χαμηλές θερμοκρασίες και η συμπύκνωση είναι σχεδόν πλήρης.

Η αποδιδόμενη ενέργεια των υδρατμών που συμπυκνώνονται μπορεί να υπολογιστεί από την διαφορά μεταξύ ανωτέρας και κατωτέρας θερμογόνου δύναμης. Από την παράγραφο 1.3.3 γνωρίζουμε ότι η ΑΘΔ του φυσικού αερίου είναι περίπου 1,11 ΚΘΔ. Άρα σε ποσοστό επί της ΚΘΔ η ενέργεια του υδρατμού ισούται με  $(ΑΘΔ - ΚΘΔ)/ΚΘΔ = (1,11 - 1)/1 = 11,0\%$

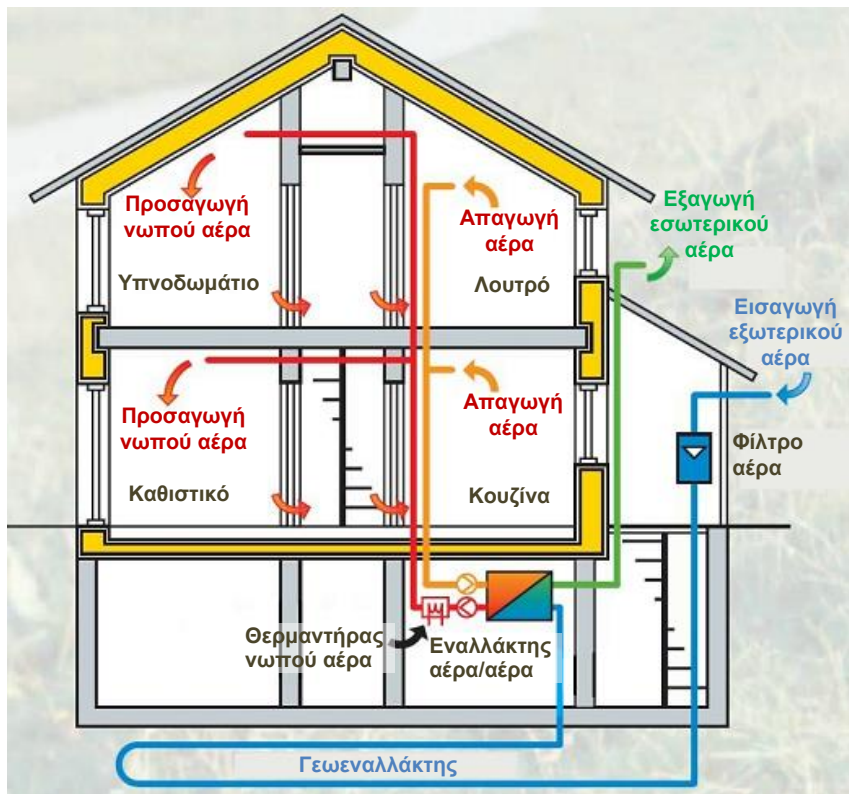
Επομένως με μία μέση συμπύκνωση των υδρατμών κατά 50% τότε ο βαθμός απόδοσης της καύσης αυξάνεται κατά  $50\% \times 11\% = 5,5\%$  και τελικά θα ανέλθει στο  $98\% + 5,5\% = 103,5\%$ .

Με μία τέτοια απόδοση, οι λέβητες συμπύκνωσης αποτελούν συχνά ένα από τα πρώτα μέτρα εξοικονόμησης ενέργειας που λαμβάνεται στην θέρμανση.

## 5.5 Κτίρια θέρμανσης με αέρα και με ανάκτηση θερμότητας

### 5.5.1 Παθητικά κτίρια

Κεντρική επιδίωξη της ευρωπαϊκής πολιτικής, είναι η κατασκευή κτιρίων από το 2020 τα οποία θα είναι *σχεδόν μηδενικής κατανάλωσης ενέργειας* τα οποία εκτός των άλλων έχουν τις ελάχιστες δυνατές θερμικές απώλειες από θερμοπερατότητα και αερισμό των κτιρίων. Η πολιτική αυτή μπορεί να επιτευχθεί μόνο με συστήματα θέρμανσης κτιρίων με αέρα και όχι με τα συμβατικά θερμαντικά σώματα. Τέτοιου είδους κτίρια σχεδόν μηδενικής κατανάλωσης ενέργειας είναι τα *παθητικά κτίρια* τα οποία κατασκευάζονται με βάση το Γερμανικό πρότυπο PassivHaus.



Ένα παράδειγμα παθητικού κτιρίου κατοικίας με θέρμανση αέρα, δίδεται στην παράπλευρη εικόνα. Ο φρέσκος (νωπός) αέρας εισάγεται από το περιβάλλον και διέρχεται μέσω φίλτρου για καθαρισμό. Στη συνέχεια ο αεραγωγός μπορεί να εισέρχεται στο έδαφος να προθερμαίνεται κατά 1 έως 2 °C λόγω της υψηλότερης θερμοκρασίας του εδάφους κατά τον χειμώνα. Μετά ο νωπός αέρας εισέρχεται στο κτίριο και θερμαίνεται θερμαντήρα αέρα, ο οποίος είναι συνήθως **εναλλάκτης** αέρα νερού

**Εναλλάκτης θερμότητας** καλείται κάθε συσκευή μέσω της οποίας διέρχονται δύο ρευστά διαφορετικής θερμοκρασίας (θερμό-ψυχρό) και ανταλλάσσουν θερμότητα χωρίς όμως να αναμειγνύονται μεταξύ τους. Ο προθερμαντήρας αέρα-νερού μοιάζει με ένα στοιχείο ανεμιστήρα (FANCOIL).

### 5.5.2 Ανάκτηση θερμότητας και εξοικονόμηση ενέργειας

Ο θερμός νωπός αέρας προσάγεται σε όλους τους χώρους κύριας χρήσης του κτιρίου (υπνοδωμάτια, καθιστικό, κλπ) ενώ ο αέρας του κτιρίου *απάγεται* από από τους βοηθητικούς χώρους (κουζίνα, λουτρό, αποθήκες, κλπ). Πριν την απόρριψή του στο περιβάλλον, ο απαγόμενος αέρας οδηγείται σε εναλλάκτη θερμότητας (αέρα/αέρα) εις τον οποίο αποδίδει έως και το 95% της θερμότητάς του στο εισερχόμενο νωπό αέρα. Έτσι με την ανάκτηση της θερμότητας αυτή, ελαχιστοποιούνται και πρακτικά μηδενίζονται οι απώλειες αερισμού του κτιρίου.

Για ένα παλιό σπίτι, όπως αυτό που υπολογίζεται στην παράγραφο 2.3.3., οι απώλειες αερισμού ανέρχονται περίπου στο 20%. Επομένως με μία ανάκτηση θερμότητας 90%, η εξοικονόμηση ενέργειας αντιστοιχεί στο 18%.

Όμως σε ένα νέο κτίριο το οποίο ικανοποιεί τις νέες απαιτήσεις θερμομόνωσης, οι απώλειες αερισμού συχνά υπερβαίνουν το 60% του συνόλου των θερμικών απωλειών. Αυτό συμβαίνει ειδικότερα με τα κτίρια σχεδόν μηδενικής κατανάλωσης ενέργειας. Δια τούτο η θέρμανση με αέρα και με ανάκτηση θερμότητας καθίσταται πλέον απαραίτητη προκειμένου να ελαχιστοποιηθούν οι απαιτήσεις αερισμού.

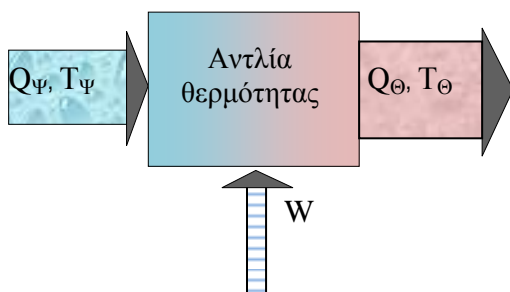
Παράλληλα ένα παθητικό σπίτι έχει πολύ χαμηλή θερμοπερατότητα τοίχων και παραθύρων, ενώ παράλληλα είναι σε πολύ μεγάλο βαθμό αεροστεγές. Επομένως ο εσωτερικός αέρας ανανεώνεται σχεδόν αποκλειστικά μέσω των αεραγωγών επιτυγχάνοντας έτσι την ανάκτηση και όχι την απόρριψη της θερμότητας αυτού στο περιβάλλον.

## 5.6 Αντλία θερμότητας

### 5.6.1 Ενεργειακό ισοζύγιο και θεωρητικός βαθμός απόδοσης

Η αντλία θερμότητας είναι σήμερα η πλέον αποδοτική τεχνολογία στην θέρμανση, τόσο από ενεργειακής όσο και από οικονομικής απόψεως. Διά τούτο περιγράφεται και εξετάζεται αναλυτικά στο επόμενο κεφάλαιο. Στην παρούσα παράγραφο εξετάζεται από πλευράς ενεργειακής απόδοσης.

Η αντλία θερμότητας είναι μία μηχανή η οποία λειτουργεί ακριβώς αντίστροφα από μία θερμική μηχανή η οποία παράγει έργο. Η αντλία θερμότητας καταναλώνει έργο  $W$  υπό την μορφή ηλεκτρικής ενέργειας, ώστε να «αντλήσει» θερμότητα  $Q_{\Psi}$  από το ψυχρό περιβάλλον θερμοκρασίας  $T_{\Psi}$  και να αποδώσει θερμότητα  $Q_{\Theta}$  θερμοκρασίας  $T_{\Theta}$  στο θερμαινόμενο χώρο.



Εφαρμόζοντας το 1ο θερμοδυναμικό αξίωμα (αρχή διατήρησης της ενέργειας) γύρω από μία αντλία θερμότητας έχουμε το εξής ενεργειακό ισοζύγιο :

$$Q_{\Psi} + W = Q_{\Theta} \rightarrow W = Q_{\Theta} - Q_{\Psi}$$

Επομένως ο βαθμός απόδοσης  $\eta_{A\Theta}$  της αντλίας θερμότητας ή αγγλιστί COP, ορίζεται ως εξής :

$$\eta_{A\Theta} = \text{COP} = Q_{\Theta} / W = Q_{\Theta} / (Q_{\Theta} - Q_{\Psi}) = 1 / (1 - Q_{\Psi} / Q_{\Theta}) \quad (8.1)$$

Ο βαθμός απόδοσης  $\eta_{A\Theta}$  ακριβώς αντίστροφος του βαθμού απόδοσης μίας θερμικής μηχανής η της εξίσωσης 1.5. Ο θεωρητικός βαθμός απόδοσης της αντλίας θερμότητας είναι :

$$\eta'_{A\Theta} = 1 / (1 - T_{\Psi} / T_{\Theta}) \quad (8.2)$$

όπου οι θερμοκρασίες  $T_{\Theta}$  και  $T_{\Psi}$  δίδονται σε βαθμούς Κέλβιν.

**Παράδειγμα 5.2 :** Μία αντλία θερμότητας αντλεί θερμότητα από το εξωτερικό περιβάλλον θερμοκρασίας  $T_{\Psi} = 0^{\circ}\text{C}$  και την αναβαθμίζει στους  $T_{\Theta} = 48^{\circ}\text{C}$ . Ο θεωρητικός βαθμός απόδοσης εκτιμάται από τον τύπο 8.2. °

$T_{\Psi} = 273,15^{\circ}\text{K}$  και  $T_{\Theta} = 273,15 + 48^{\circ}\text{C} = 321,15^{\circ}\text{K}$  και επομένως ο θεωρητικός βαθμός απόδοσης προκύπτει από την εξίσωση 8.2 ίσος με  $\eta'_{A\Theta} = 6,7$

Στον πίνακα που ακολουθεί υπολογίζεται βάσει της εξίσωσης 8.2. ο θεωρητικός βαθμός απόδοσης για διάφορες παραλλαγές θερμοκρασιών

$T_{\theta}$ (°C)	35	35	35	48	48	48
$T_{\psi}$ (°C)	0	5	12	0	5	12
$\eta_{\Lambda\theta}$	8,8	10,3	13,4	6,7	7,5	8,9

Από τον πίνακα αυτό διαπιστώνεται ότι ο θεωρητικός βαθμός απόδοσης της αντλίας θερμότητας μειώνεται όσο αυξάνεται η θερμοκρασία  $T_{\theta}$  ή όσο μειώνεται η θερμοκρασία  $T_{\psi}$ .

Η ίδια τάση εμφανίζεται και με τον πραγματικό βαθμό απόδοσης, όπως περιγράφεται στο επόμενο κεφάλαιο 6.

### 5.6.2 Ο πραγματικός βαθμός απόδοσης

Οι αντλίες θερμότητας σύγχρονης τεχνολογίας οι οποίες λειτουργούν σε χαμηλές θερμοκρασίες, εμφανίζουν εποχιακούς βαθμούς απόδοσης οι οποίοι κυμαίνονται γύρω στο  $\eta_{\Lambda\theta} = COP = 3,7$ . Εισ το σημείο αυτό γεννάται η απορία : Πως συγκρίνονται οι βαθμοί απόδοσης της αντλίας θερμότητας και του λέβητα συμπυκνώσεως ο οποίος έχει σήμερα την μεγαλύτερη δυνατή απόδοση. Ειδικότερα εξετάζεται ο βαθμός απόδοσης κατά την χρήση της πρωτογενούς ενέργειας και μάλιστα του φυσικού αερίου το οποίο μπορούμε να το χρησιμοποιήσουμε για την παραγωγή θερμότητας με δύο εναλλακτικούς τρόπους :

- Καύση φυσικού αερίου σε ένα λέβητα συμπύκνωσης ο οποίος έχει ένα εποχιακό βαθμό απόδοσης για την χώρα μας περί το 92%
- Καύση φυσικού αερίου σε μία σύγχρονη μονάδα ηλεκτροπαραγωγής και κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας για την παραγωγή θερμότητας με μία αντλία θερμότητας.

Μία μονάδα ηλεκτροπαραγωγής τελευταίας τεχνολογίας είναι η μονάδα Ηλεκτροπαραγωγής Συνδυασμένου Κύκλου η οποία έχει βαθμό απόδοσης ηλεκτροπαραγωγής περί το 54%. Εάν ληφθούν υπ' όψιν οι απώλειες ηλεκτρικής ενέργειας κατά την μεταφορά και διανομής οι οποίες είναι της τάξεως του 7%, τότε ο καθαρός βαθμός απόδοσης της ηλεκτροπαραγωγής  $\eta_H$  ανέρχεται σε 54% (1-7%) = 50,2%

Επομένως για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας  $W$  απαιτείται η κατανάλωση φυσικού αερίου ενέργειας ίσης με  $W/\eta_H$

Επομένως ο πρωτογενής βαθμός απόδοσης της αντλίας θερμότητας ισούται με :

$$\eta_{\Lambda\theta,\Pi} = Q_{\theta} / (W / \eta_H) = \eta_{\Lambda\theta} \cdot \eta_H = 3,7 (50,2\%) = 185,7\% \quad (8.3)$$

Ο βαθμός αυτός συγκρινόμενος με τον αντίστοιχο βαθμό απόδοσης του λέβητα συμπυκνώσεως του 92%, διαπιστώνεται ότι είναι διπλάσιος. Δηλαδή για την ίδια παραγωγή θερμότητας, η αντλία θερμότητας χρειάζεται την μισή ποσότητα φυσικού αερίου έναντι του καλύτερου λέβητα, ήτοι εξοικονομεί περί το 50% του καυσίμου.

Το γεγονός αυτό σε συνδυασμό με τα οικονομικά της αντλίας θερμότητας, οδηγεί στο συμπέρασμα ότι μία από τις καλύτερες δυνατές επεμβάσεις εξοικονόμησης ενέργειας στην θέρμανση είναι η αντικατάσταση των παλαιών λεβήτων των κεντρικών θερμάνσεων με σύγχρονες αντλίες θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών. Η αντικατάσταση παλαιότερων λεβήτων με σωστά διαστασιολογημένη αντλία θερμότητας, επιφέρει εξοικονόμηση πρωτογενούς ενέργειας της τάξεως του 65 με 75%.

## 6 Αντλίες θερμότητας

### 6.1 Αντλία θερμότητας και ψυκτικός κύκλος

#### 6.1.1 Ερωτήματα

Για να κατανοήσουμε τη λειτουργία και τις ιδιαιτερότητες των αντλιών θερμότητας είναι σημαντικό να απαντήσουμε στα εξής δύο βασικά ερωτήματα:

1. Τι είναι μια αντλία θερμότητας;
2. Πώς λειτουργεί μια αντλία θερμότητας;

#### 6.1.2 Τι είναι μια αντλία θερμότητας;

Η αντλία θερμότητας είναι ένα μηχάνημα που παράγει θέρμανση και ψύξη καταναλώνοντας ηλεκτρική ενέργεια. Βασίζει τη λειτουργία της στον ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμού. Μέσα στην αντλία θερμότητας υπάρχει και λειτουργεί ο ψυκτικός κύκλος. Αυτό σημαίνει ότι αν ξεβιδώναμε το καπάκι μιας αντλίας θερμότητας και κοιτάζαμε στο εσωτερικό της, θα βλέπαμε σωληνώσεις μέσα στις οποίες κυκλοφορεί ψυκτικό ρευστό (Freon). Η αντλία θερμότητας λειτουργεί ακριβώς με τον ίδιο τρόπο με τον οποίο λειτουργεί και το γνωστό μας κλιματιστικό κατά τη διάρκεια του καλοκαιριού για να παράγει ψύξη. Άλλωστε όπως θα δούμε στη συνέχεια ένα κλιματιστικό είναι και αυτό μια αντλία θερμότητας. Σήμερα, όπου η τιμή του πετρελαίου θέρμανσης ολοένα και αυξάνεται, η χρήση του ψυκτικού κύκλου διευρύνεται όχι μόνο για την παραγωγή ψυκτικής, αλλά και θερμικής ισχύος. Σήμερα, λόγω της τιμής του πετρελαίου, οι περισσότερες πολυκατοικίες δεν χρησιμοποιούν το χειμώνα το κεντρικό σύστημα θέρμανσης, αλλά τα κλιματιστικά.

### 6.2 Λειτουργία ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών

#### 6.2.1 Γενικά

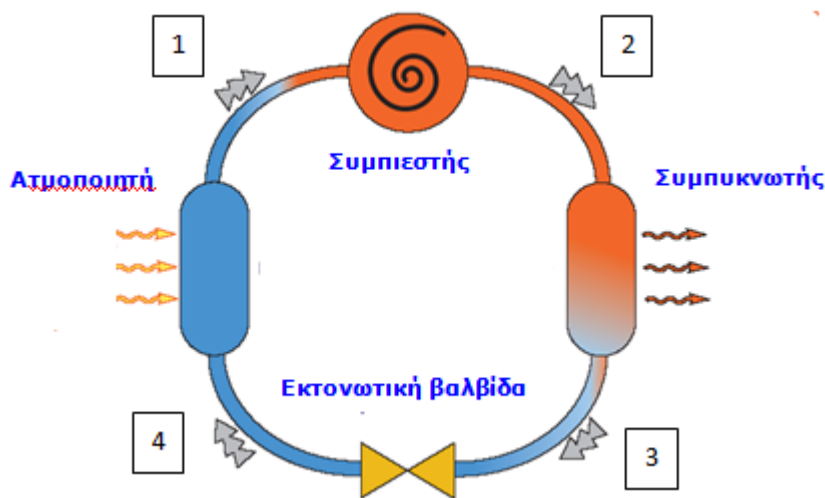
Για να απαντήσουμε στο δεύτερο ερώτημα θα χρειαστεί να μελετήσουμε τη λειτουργία του ψυκτικού κύκλου. Όπως ήδη αναφέρθηκε, η αντλία θερμότητας μπορεί να παράγει και θέρμανση και ψύξη, το κλιματιστικό διαθέτει επιλογή για θέρμανση και ψύξη, άρα και ο ψυκτικός κύκλος μπορεί να παράγει θέρμανση και ψύξη. Εμείς στο πλαίσιο του μαθήματος «Εναλλακτικές μορφές θέρμανσης» θα αναφερθούμε κυρίως στη λειτουργία της θέρμανσης.

Τα κύρια εξαρτήματα του ψυκτικού κύκλου είναι τα εξής:

- Ο συμπιεστής
- Ο συμπυκνωτής
- Η εκτονωτική βαλβίδα
- Ο ατμοποιητής

Στον ψυκτικό κύκλο υπάρχουν οι σωληνώσεις που συνδέουν τα 4 κύρια εξαρτήματα, εξαρτήματα αυτόματου ελέγχου καθώς και διάφορα βοηθητικά εξαρτήματα.

Εικόνα 6.1 : Ο ψυκτικός κύκλος



Η θέση των τεσσάρων βασικών εξαρτημάτων είναι συγκεκριμένη πάνω στον ψυκτικό κύκλο. Αυτό σημαίνει ότι το ψυκτικό ρευστό πάντα μετά από τον συμπιεστή εισέρχεται στον ατμοποιητή, μετά από τον ατμοποιητή στην εκτονωτική βαλβίδα, μετά την εκτονωτική βαλβίδα στον συμπυκνωτή. Η διαδικασία αυτή επαναλαμβάνεται.

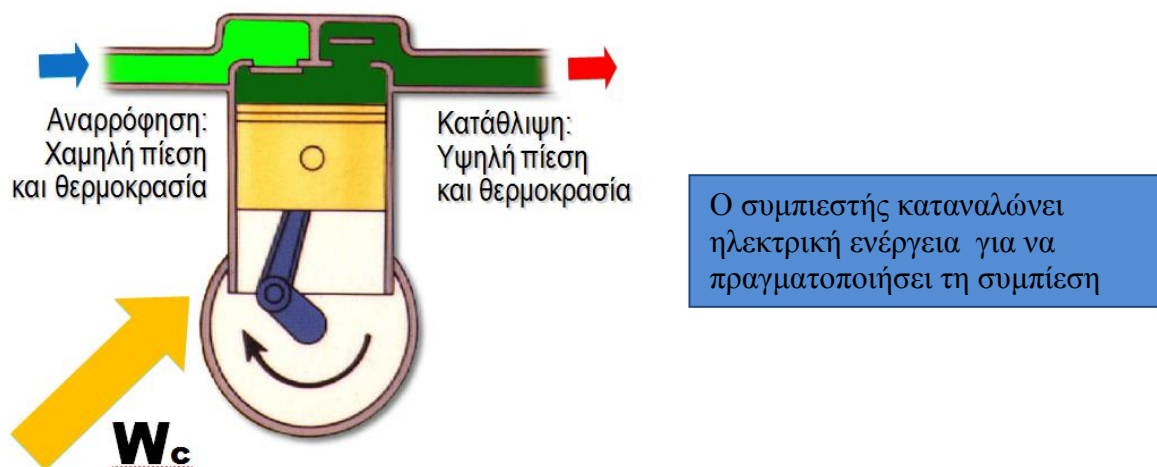
Κάθε ένα από τα παραπάνω εξαρτήματα αντιστοιχεί σε μια διεργασία/φάση του ψυκτικού κύκλου. Έχουμε τις εξής 4 φάσεις:

1. Η φάση της συμπίεσης – κίνηση ψυκτικού ρευστού από σημείο 1 προς 2 (βλέπε Εικόνα 6.1)
2. Η φάση της συμπύκνωσης – κίνηση ψυκτικού ρευστού από 2 σε 3 (Εικόνα 6.1)
3. Η φάση της εκτόνωσης – κίνηση ψυκτικού ρευστού από 3 σε 4 (Εικόνα 6.1)
4. Η φάση της ατμοποίησης – κίνηση ψυκτικού ρευστού από 4 σε 1 (Εικόνα 6.1)

### 6.2.2 Ο συμπιεστής – Η φάση της συμπίεσης

Ο συμπιεστής αποτελεί την καρδιά του ψυκτικού κύκλου. Όπως η καρδιά στο ανθρώπινο σώμα αναρροφά και συμπιέζει το αίμα, έτσι και ο συμπιεστής αναρροφά ψυκτικό **ατμό** από τον ατμοποιητή και τον συμπιέζει (καταθλίβει) προς τον συμπυκνωτή. Με αυτόν τον τρόπο αυξάνεται η πίεση και η θερμοκρασία του **ψυκτικού ατμού**, ενώ μειώνεται ο όγκος του. Ο συμπιεστής για να πραγματοποιήσει αυτή τη συμπίεση καταναλώνει μηχανικό έργο ( $W_c$ , βλέπε Εικόνα 6.2). Σε αυτό το σημείο αξίζει να αναφερθεί ένα παράδειγμα: Το κλιματιστικό, που έχουμε σπίτι μας, είναι συνδεδεμένο στη πρίζα. Όταν είναι σε λειτουργία καταναλώνει ηλεκτρική ενέργεια. Αυτή η ηλεκτρική ενέργεια είναι ίση με το μηχανικό έργο  $W_c$ .

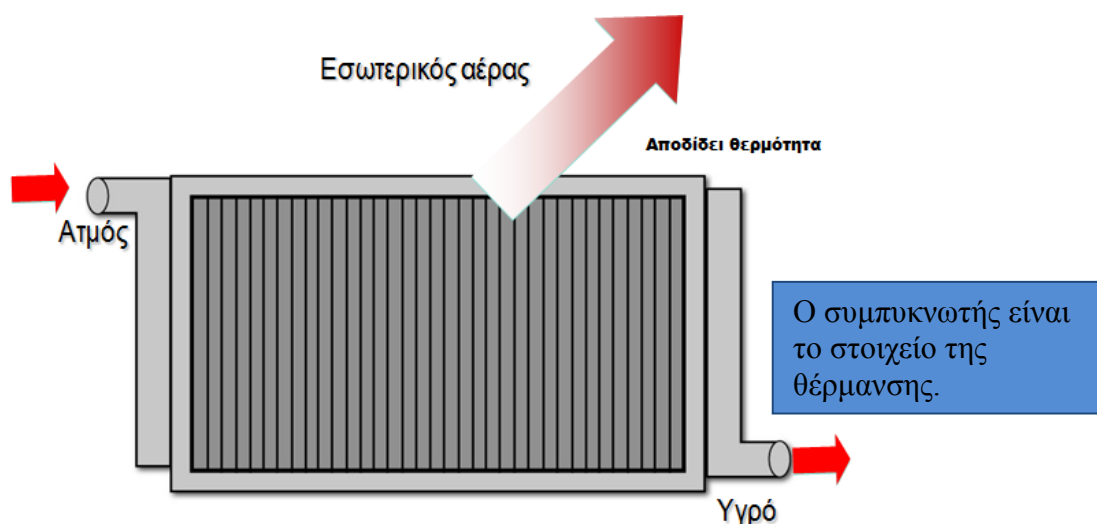
Εικόνα 6.2 Ο συμπιεστής και η λειτουργία του



### 6.2.3 Ο συμπυκνωτής – η φάση της συμπύκνωσης

Η ονομασία του συμπυκνωτή μαρτυρεί το ρόλο του στον ψυκτικό κύκλο. Καθώς ο ψυκτικός **ατμός** υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας (βλέπε Εικόνα 6.1, κίνηση 2 προς 3) διέρχεται από το συμπυκνωτή, υγροποιείται και εξέρχεται ως ψυκτικό **υγρό** υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Με την υγροποίηση του ψυκτικού ατμού αφαιρείται θερμότητα από αυτόν, η οποία προσδίδεται στο χώρο που θέλουμε να θερμάνουμε με τη βοήθεια του αέρα ή του νερού. Χρειάζεται, λοιπόν, να κατανοήσουμε ότι ο συμπυκνωτής είναι το στοιχείο θέρμανσης του ψυκτικού κύκλου.

Εικόνα 6.3 Ο συμπυκνωτής αποδίδει τη θερμότητα στον αέρα του εσωτερικού χώρου

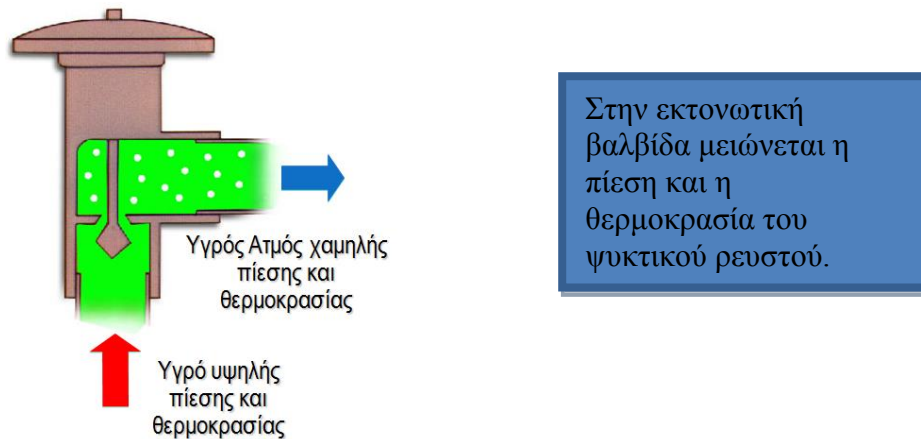




### 6.2.4 Η εκτονωτική βαλβίδα – η φάση της εκτόνωσης

Κατά τη φάση της εκτόνωσης (Εικόνα 6.1, κίνηση από 3 σε 4) το συμπυκνωμένο ψυκτικό υγρό υψηλής πίεσης περνάει μέσα από μία εκτονωτική διάταξη, όπου μειώνεται η πίεση και η θερμοκρασία του και μετατρέπεται σε ένα μείγμα από υγρό και ατμό (το μεγαλύτερο ποσοστό του μείγματος είναι υγρό) χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας.

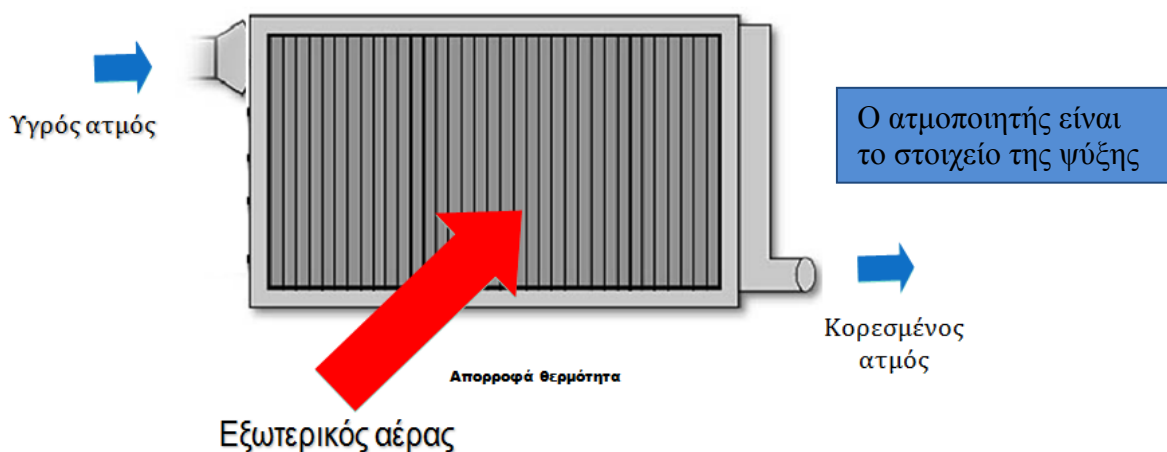
Εικόνα 6.4 Εκτονωτική βαλβίδα



### 6.2.5 Ο Ατμοποιητής – η φάση της ατμοποίησης

Ο ατμοποιητής είναι το τμήμα του ψυκτικού κύκλου στο οποίο πραγματοποιείται η ατμοποίηση του ψυκτικού υγρού. Καθώς το ψυκτικό υγρό διέρχεται μέσα από τον ατμοποιητή (βλέπε Εικόνα 6.1, κίνηση 3 προς 4) εξατμίζεται απορροφώντας θερμότητα από το εξωτερικό περιβάλλον με τη βοήθεια του αέρα ή του νερού. Χρειάζεται, λοιπόν, να κατανοήσουμε ότι ο ατμοποιητής είναι το στοιχείο της ψύξης στο ψυκτικό κύκλο.

Εικόνα 6.5 Ο ατμοποιητής απορροφά θερμότητα από τον εξωτερικό αέρα



### 6.2.6 Συμπυκνωτής και Ατμοποιητής: Εναλλαγή ρόλων

Αν κοιτάξουμε προσεκτικά τις εικόνες 6.3 και 6.5, παρατηρούμε ότι εμφανισιακά ο ατμοποιητής και ο συμπυκνωτής μοιάζουν. Οι εικόνες αυτές που είναι κατάλληλα διαμορφωμένες για εκπαιδευτικούς σκοπούς απεικονίζουν την εξής αλήθεια: Ο συμπυκνωτής και ο ατμοποιητής είναι και οι δύο εναλλάκτες θερμότητας και μοιάζουν τόσο εμφανισιακά όσο και λειτουργικά με ένα ψυγείο αυτοκινήτου. Εδώ μας δίνεται η ευκαιρία να ξαναθυμηθούμε την έννοια του εναλλάκτη θερμότητας. Ο εναλλάκτης είναι ένα στοιχείο όπου «συναντούνται» δύο ρευστά και ανταλλάσσουν ενέργεια, όπως, θα λέγαμε ότι συναντιούνται δύο γείτονες στην πλατεία και ανταλλάσσουν πληροφορίες.

Ο συμπυκνωτής και ο ατμοποιητής φέρουν τις αντίστοιχες ονομασίες για να ξεχωρίζουν τη λειτουργία τους και τη θέση τους στον ψυκτικό κύκλο.

Ας δώσουμε και πάλι ένα παράδειγμα με το γνωστό μας κλιματιστικό (Εικόνα 6.6). Το κλιματιστικό αποτελείται από δύο μονάδες, την εσωτερική και την εξωτερική. Τόσο η εξωτερική όσο και η εσωτερική μονάδα διαθέτουν ένα στοιχείο, δηλαδή έναν εναλλάκτη. Για λόγους απλοποίησης θα λέμε από εδώ και στο εξής εσωτερικό και εξωτερικό στοιχείο αναφερόμενοι στην εσωτερική και εξωτερική μονάδα αντίστοιχα.

Εικόνα 6.6 Κλιματιστικό: Λειτουργία σε θέρμανση και ψύξη



Κατά τη λειτουργία της θέρμανσης και της ψύξης το εσωτερικό και εξωτερικό στοιχείο αλλάζουν ρόλους.

Το καλοκαίρι όταν το κλιματιστικό λειτουργεί σε ψύξη παρατηρούμε τα εξής: Όταν βάλουμε το χέρι μας μπροστά από το εξωτερικό στοιχείο, θα νοιώσουμε να μας χτυπάει έντονα ζεστός αέρας, ενώ όταν σταθούμε μπροστά από το εσωτερικό στοιχείο, θα νοιώσουμε τον κρύο αέρα. Με βάση αυτά που είπαμε παραπάνω ισχύουν τα εξής για τη λειτουργία της ψύξης: Το εσωτερικό στοιχείο είναι το στοιχείο της ψύξης, δηλαδή ο ατμοποιητής, που απορροφά (αφαιρεί) θερμότητα από τον εσωτερικό χώρο. Το εξωτερικό στοιχείο είναι ο συμπυκνωτής που απορρίπτει τη θερμότητα στο εξωτερικό περιβάλλον.

Αντίστοιχα κατά τη λειτουργία της θέρμανσης θα παρατηρήσουμε τα εξής: Όταν βάλουμε το χέρι μας μπροστά από το εξωτερικό στοιχείο, θα νοιώσουμε να μας χτυπάει έντονα κρύος αέρας, ενώ όταν σταθούμε μπροστά από το εσωτερικό στοιχείο θα νοιώσουμε τον ζεστό αέρα. Με βάση αυτά που είπαμε παραπάνω ισχύουν τα εξής για τη λειτουργία της θέρμανσης: Το εσωτερικό στοιχείο είναι το στοιχείο της θέρμανσης, δηλαδή ο συμπυκνωτής, που προσδίδει θερμότητα στον εσωτερικό χώρο. Το εξωτερικό στοιχείο, είναι ο ατμοποιητής που απορροφά (αφαιρεί) τη θερμότητα από το εξωτερικό περιβάλλον.

### 6.2.7 Αναστροφή ψυκτικού κύκλου –Τετράοδος βαλβίδα

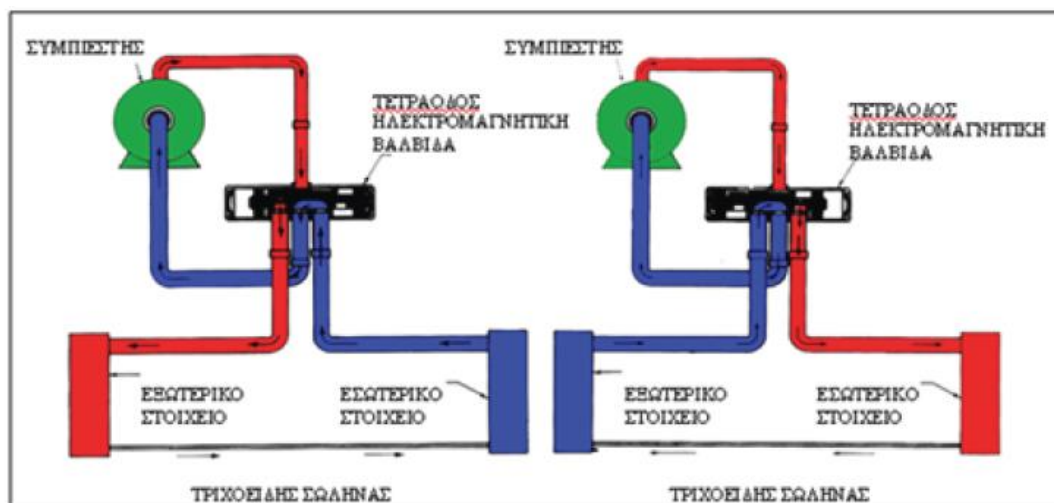
Από το παραπάνω παράδειγμα γίνεται σαφές ότι για να μπορεί να λειτουργήσει μια αντλία θερμότητας σε θέρμανση και ψύξη θα πρέπει να γίνεται εναλλαγή ρόλων μεταξύ των δύο εναλλακτών, του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή. Αυτή η διαδικασία ονομάζεται αναστροφή του ψυκτικού κύκλου.

Πώς όμως επιτυγχάνεται αυτή η αναστροφή του ψυκτικού κύκλου; Προκειμένου να απαντήσουμε στο ερώτημα πρέπει να γνωρίζουμε ότι υπάρχει ο εξής περιορισμός: Στο συμπιεστή η αναρρόφηση και η κατάθλιψη είναι συγκεκριμένες. Αυτό σημαίνει ότι το ρευστό δεν μπορεί να περάσει ανάποδα μέσα από το συμπιεστή. Αυτός ο περιορισμός αποκαλύπτει ότι η αναστροφή του κύκλου δεν μπορεί να επιτευχθεί με το να κινηθεί το ρευστό αριστερόστροφα μέσα στον ψυκτικό κύκλο.

Η αναστροφή του ψυκτικού κύκλου, δηλαδή η εναλλαγή των ρόλων μεταξύ των δύο στοιχείων, επιτυγχάνεται με τη χρήση της τετράοδης ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας (Εικόνα 6.7).

Άρα κάθε φορά που ο χρήστης από το χειριστήριο του κλιματιστικού επιλέγει: «Cooling mode» ή «Heating mode», δίνει έμμεσα ένα μήνυμα στην τετράοδο ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα.

*Εικόνα 6.7 Αναστροφή ψυκτικού κύκλου με χρήση τετράοδης ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας. Στο συγκεκριμένο σχήμα το ρόλο της εκτονωτικής βαλβίδας το παίζει ο τριχοειδής σωλήνας*

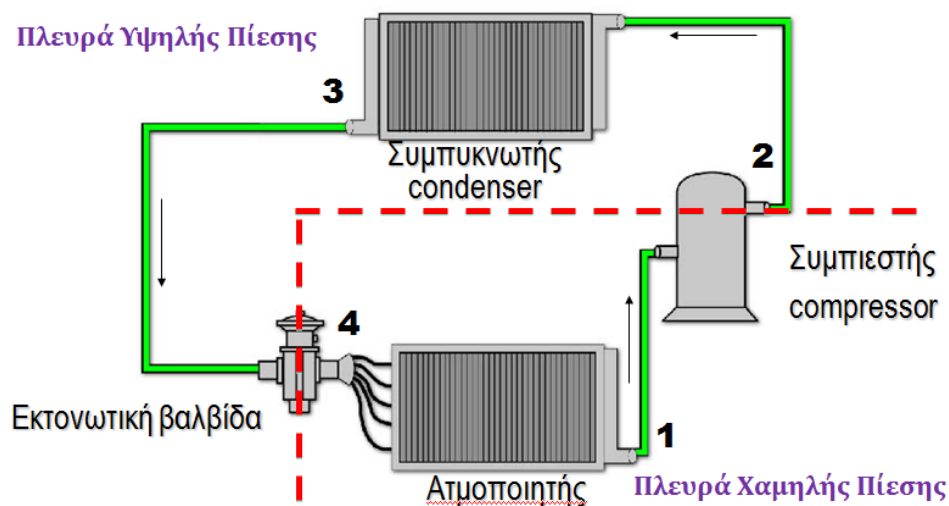


### 6.2.8 Πλευρά υψηλής και χαμηλής πίεσης στον ψυκτικό κύκλου - Αυτοματισμοί

Είναι σημαντικό να χωρίσουμε με μια νοητή γραμμή τον ψυκτικό κύκλο στην πλευρά υψηλής και χαμηλής πίεσης (Εικόνα 6.8). Οι ψυκτικοί κύκλοι που συναντάμε στις περισσότερες αντλίες θερμότητας διαθέτουν δύο πρεσοστάτες: Τον πρεσοστάτη υψηλής πίεσης που είναι εγκατεστημένος στη πλευρά υψηλής πίεσης του ψυκτικού κύκλου και τον πρεσοστάτη χαμηλής πίεσης που είναι εγκατεστημένος στην πλευρά της χαμηλής πίεσης του ψυκτικού κύκλου. Οι δύο πρεσοστάτες «διαβάζουν» συνεχόμενα τη χαμηλή και την υψηλή πίεση που αναπτύσσεται στον ψυκτικό κύκλο. Σε περίπτωση που οι τιμές αυτές ξεπεράσουν κάποια επιτρεπτά όρια, οι πρεσοστάτες σταματάνε τη λειτουργία του συμπιεστή, άρα και τη λειτουργία του ψυκτικού κύκλου. Ταυτόχρονα στέλνουν ένα ALARM

προς τον Controller της αντλίας θερμότητας που ενημερώνει σε ποια από τις δύο πλευρές παρουσιάστηκε το πρόβλημα με την πίεση. Αυτή η πληροφορία κατευθύνει τον τεχνικό - εγκαταστάτη να αντιμετωπίσει μια πιθανή περίπτωση βλάβης. (Για παράδειγμα θα αναζητήσει την αιτία στην πλευρά του ατμοποιητή ή του συμπυκνωτή)

Εικόνα 6.8 Πλευρά υψηλής και χαμηλής πίεσης στον ψυκτικό κύκλο



Εικόνα 6.9 Πρεσοστάτης



### 6.3 Απόδοση αντλιών θερμότητας – Ορισμοί

Για να αξιολογήσουμε την αποδοτικότητα μιας αντλίας θερμότητας χρησιμοποιούμε δύο δείκτες αποδοτικότητας τον C.O.P για τη θέρμανση και τον E.E.R για την ψύξη.

Συγκριμένα για τη λειτουργία της θέρμανσης:

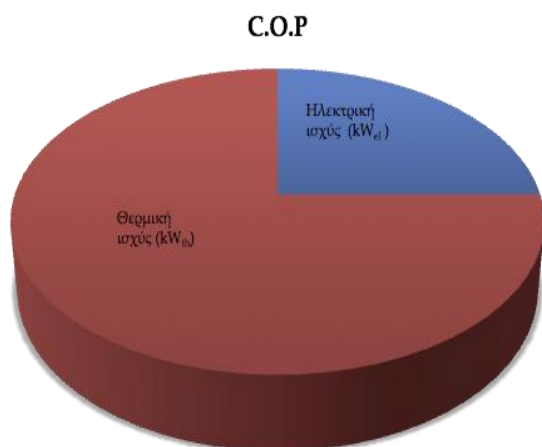
Συντελεστής συμπεριφοράς C.O.P (coefficient of performance) ονομάζεται ο λόγος της θερμικής ισχύος που αποδίδει η αντλία θερμότητας προς την ηλεκτρική ισχύ που καταναλώνει.

$$\text{C.O.P.} = \frac{Q_{th}}{Q_{el}}$$

,όπου  $Q_{th}$  η θερμική ισχύς της αντλίας θερμότητας σε kW  
και  $Q_{el}$  η ηλεκτρική ισχύς της αντλίας θερμότητας σε kW

Από τον ορισμό γίνεται κατανοητό ότι όσο μεγαλύτερο το C.O.P, τόσο πιο αποδοτική η αντλία θερμότητας. Αν μελετήσουμε τα τεχνικά χαρακτηριστικά αντλιών θερμότητας, θα δούμε ότι το C.O.P τους κυμαίνεται από 2,8 μέχρι 5,2 ανάλογα με τον τύπο της αντλίας θερμότητας. Γενικά ένα C.O.P κάτω από 3 θεωρείται χαμηλό.

Εικόνα 6.10 Αντλία θερμότητας με C.O.P=4



Αντλία θερμότητας με C.O.P=4 σημαίνει, ότι η συγκεκριμένη αντλία θερμότητας καταναλώνει 1 ηλεκτρικό kW και αποδίδει 4 θερμικά kW.

Τα αντίστοιχα ισχύουν για τη λειτουργία της ψύξης:

Δείκτης ενεργειακής αποδοτικότητας E.E.R (energy efficiency ratio) ονομάζεται ο λόγος της ψυκτικής ισχύος που αποδίδει η αντλία θερμότητας προς την ηλεκτρική ισχύ που καταναλώνει.

$$\text{E.E.R.} = \frac{Q_c}{Q_{el}}$$

,όπου  $Q_c$  η ψυκτική ισχύς της αντλίας θερμότητας σε kW  
και  $Q_{el}$  η ηλεκτρική ισχύς της αντλίας θερμότητας σε kW

### Παράδειγμα

Ένα κλιματιστικό έχει τα εξής χαρακτηριστικά:

- Θερμική ισχύς: 2,7 kW και ηλεκτρική ισχύς 0.9 kW
- Ψυκτική ισχύς 2,5 kW και ηλεκτρική ισχύς 0,85 kW

Να υπολογιστούν τα C.O.P και E.E.R.

$$\text{C.O.P.} = 2,7/0,9 = 3.0 \quad \text{και} \quad \text{E.E.R.} = 2,5/0.85 = 2.94$$

## 6.4 Κατηγοριοποίηση αντλιών θερμότητας

### 6.4.1 Γενιά

Ανάλογα με το μέσο που συναλλάσσεσαι το εξωτερικό στοιχείο (ο εξωτερικός εναλλάκτης) και το εσωτερικό στοιχείο (εσωτερικός εναλλάκτης) της αντλίας θερμότητας, οι αντλίες θερμότητας κατηγοριοποιούνται σε:

- Αντλίες θερμότητας αέρος - αέρος. Το εξωτερικό στοιχείο της αντλίας θερμότητας συναλλάσσεται με τον αέρα του εξωτερικού περιβάλλοντος, ενώ το εσωτερικό στοιχείο συναλλάσσεται με τον αέρα του εσωτερικού χώρου.
- Αντλίες θερμότητας αέρος – νερού. Το εξωτερικό στοιχείο της αντλίας θερμότητας συναλλάσσεται με τον αέρα του εξωτερικού περιβάλλοντος, ενώ το εσωτερικό στοιχείο συναλλάσσεται με το νερό που κυκλοφορεί στο υδραυλικό κύκλωμα της εσωτερικής εγκατάστασης.
- Αντλίες θερμότητας εδάφους – νερού ή γεωθερμικές αντλίες θερμότητας που θα αναλυθούν σε επόμενη ενότητα. Το εξωτερικό στοιχείο της αντλίας θερμότητας συναλλάσσεται με το έδαφος, ενώ το εσωτερικό στοιχείο συναλλάσσεται με το νερό που κυκλοφορεί στο υδραυλικό κύκλωμα της εσωτερικής εγκατάστασης.

### 6.4.2 Αντλίες θερμότητας αέρος - αέρος

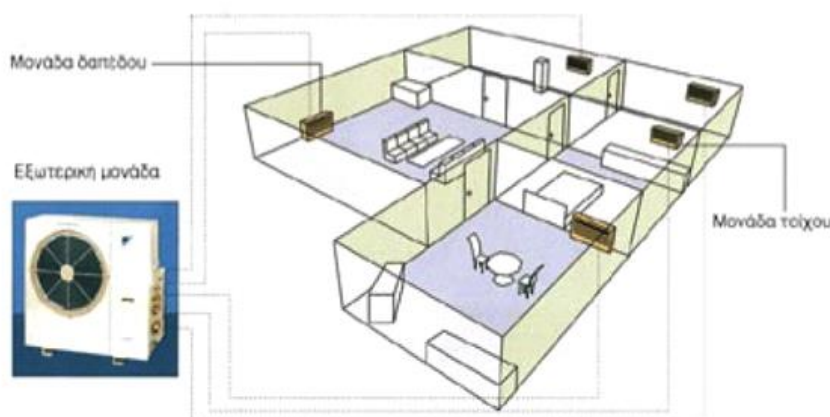
#### 6.4.2.1 Split unit – αντλία θερμότητας αέρος αέρος διαιρούμενου τύπου

Εικόνα 6.11 Split unit



Τη λειτουργία του split unit ή κλιματιστικού (όπως το αναφέραμε για λόγους απλοποίησης) την περιγράψαμε διεξοδικά. Σε αυτό το σημείο επισημαίνουμε ότι κατατάσσεται στις αντλίες θερμότητας αέρος - αέρος, αφού και τα δύο στοιχεία, εσωτερικό και εξωτερικό, εναλλάσσονται με τον εσωτερικό και εξωτερικό αέρα αντίστοιχα.

#### 6.4.2.2 Multi Αντλίες θερμότητας - Αντλίες θερμότητας πολυδιαιρούμενου τύπου



Οι multi αντλίες θερμότητας αποτελούνται από μία εξωτερική μονάδα και από περισσότερες (μέχρι 5) εσωτερικές μονάδες. Οι σωληνώσεις συνδέονται κεντρικά πάνω στην εξωτερική

μονάδα. Η εξωτερική μονάδα διαθέτει ένα ζεύγος υποδοχέων για κάθε εσωτερική μονάδα.

#### 6.4.2.3 Συστήματα μεταβλητού όγκου ψυκτικού μέσου (VRV ή VRF)

Στο σύστημα VRV υπάρχει μια εξωτερική μονάδα και πολλές εσωτερικές μονάδες. Υπάρχει, επίσης, ένα δίκτυο σωληνώσεων που συνδέει την εξωτερική μονάδα με τις εσωτερικές. Μέσα στο δίκτυο σωληνώσεων κυκλοφορεί ψυκτικό μέσο. VRV σημαίνει μεταβαλλόμενος όγκος ψυκτικού μέσου (Variable Refrigerant Volume), γνωστό και ως μεταβλητή παροχή ψυκτικού μέσου (Variable Refrigerant Flow). Αυτή η τεχνολογία κάνει αυτό το σύστημα πολύ αποδοτικό. Το σύστημα VRV/VRF έχει τη δυνατότητα να προσαρμόζει συνεχώς την ποσότητα του ψυκτικού που κυκλοφορεί μέσα από δίκτυο σωληνώσεων και να ανταποκρίνεται με ακρίβεια στις απαιτήσεις θέρμανσης και ψύξης κάθε χώρου. Η μεταβολή της παροχής του ψυκτικού μέσου επιτυγχάνεται με τη τεχνολογία inverter στο συμπιεστή. Το αισθητήριο θερμοκρασίας που είναι ενσωματωμένο σε κάθε εσωτερική μονάδα του συστήματος, ανιχνεύει τη θερμοκρασία του δωματίου και δίνει το αντίστοιχο σήμα στον inverter του συμπιεστή. Με αυτόν τον τρόπο ο συμπιεστής καταφέρνει να μεταβάλλει κάθε φορά την κίνησή του, άρα και την παροχή ψυκτικού ρευστού προς τις εσωτερικές μονάδες, προσαρμοζόμενος κάθε φορά στις απαιτήσεις του κάθε χώρου.

Τα πιο εξελιγμένα συστήματα VRV έχουν τη δυνατότητα σύνδεσης έως και δεκαέξι εσωτερικών μονάδων σε μία κοινή εξωτερική μονάδα.

Εικόνα 6.12 Σύστημα VRV/VRF

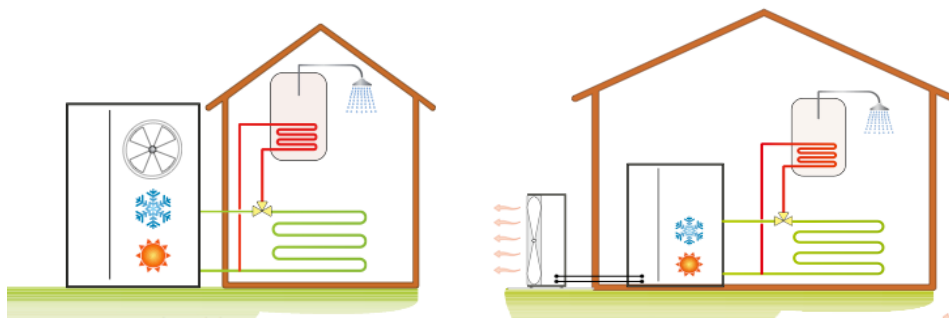


#### 6.4.3 Αντλίες θερμότητας αέρος - νερού

Οι αντλίες θερμότητας αέρος – νερού ανάλογα με τον τύπο κατασκευής τους διακρίνονται σε μονάδες διαιρούμενου τύπου (split) και σε μονάδες ενιαίου τύπου (packaged).

Μια πρώτη παρατήρηση που κάνουμε κοιτάζοντας τις παραπάνω εικόνες (εικόνα 6.13) είναι ότι οι αντλίες θερμότητας αέρος - νερού πρέπει να είναι σε επαφή με τον αέρα του περιβάλλοντος.

Εικόνα 6.13 Αντλίες θερμότητας αέρος - νερού ενιαίου τύπου και διαρούμενου τύπου



Όπως παρατηρούμε στην εικόνα 6.13, το υδραυλικό κύκλωμα της εσωτερικής εγκατάστασης του κτηρίου συνδέεται πάνω στην αντλία θερμότητας αέρος – νερού. Άρα σε αυτή την περίπτωση το εργαζόμενο μέσο είναι το νερό, δηλαδή το κτήριο θερμαίνεται μέσω του νερού που κυκλοφορεί στο υδραυλικό δίκτυο και τελικά καταλήγει στις τερματικές μονάδες (F.C.U, θέρμανση δαπέδου)

#### 6.4.3.1 Θερμοκρασία λειτουργίας εργαζόμενου μέσου

Ανάλογα με τη θερμοκρασία προσαγωγής εργαζόμενου μέσου, ανάλογα δηλαδή με τη θερμοκρασία προσαγωγής του νερού, οι αντλίες θερμότητας αέρος - νερού διακρίνονται σε αντλίες θερμότητας χαμηλών και υψηλών θερμοκρασιών.

Οι αντλίες θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών μπορούν στην πλειοψηφία τους να παράγουν νερό μέχρι  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Κάποια μοντέλα της αγοράς φτάνουν και τους  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Οι αντλίες θερμότητας υψηλών θερμοκρασιών θερμαίνουν το νερό μέχρι  $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Εμείς στο πλαίσιο του παρόντος βιβλίου θα ασχοληθούμε μόνο με τις αντλίες θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών που είναι πιο διαδεδομένες και προορίζονται για νεόδμητα κτήρια.

Οι αντλίες θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών συνδυάζονται με τερματικές μονάδες χαμηλών θερμοκρασιών (FCU, θέρμανση δαπέδου). Άρα στέλνουν στις τερματικές μονάδες νερό θερμοκρασίας  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Δουλεύουν με μια βέλτιστη διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ νερού προσαγωγής και επιστροφής  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Σημεία λειτουργίας A/Θ	$^{\circ}\text{C}$
Θερμοκρασία προσαγωγής εργαζόμενου μέσου στη θέρμανση $T_{\text{προσ.}}$ =	45
Θερμοκρασία επιστροφής εργαζόμενου μέσου στη θέρμανση $T_{\text{επ.}}$ =	40
Διαφορά θερμοκρασίας $\Delta T$ =	5
Θερμοκρασία προσαγωγής εργαζόμενου μέσου στην ψύξη $T_{\text{προσ.}}$ =	7
Θερμοκρασία επιστροφής εργαζόμενου μέσου στην ψύξη $T_{\text{επ.}}$ =	12
Διαφορά θερμοκρασίας $\Delta T$ =	5

Ας παρατηρήσουμε στο παρακάτω σχήμα πώς συνδυάζεται μια αντλία θερμότητας με το υδραυλικό κύκλωμα της εγκατάστασης (εικόνα 6.14)

Διαπιστώνουμε ότι το υδραυλικό κύκλωμα δεν διαφοροποιείται πολύ σε σχέση με ένα συμβατικό σύστημα θέρμανσης. Διαθέτει εξαρτήματα που θα συναντήσουμε και σε ένα



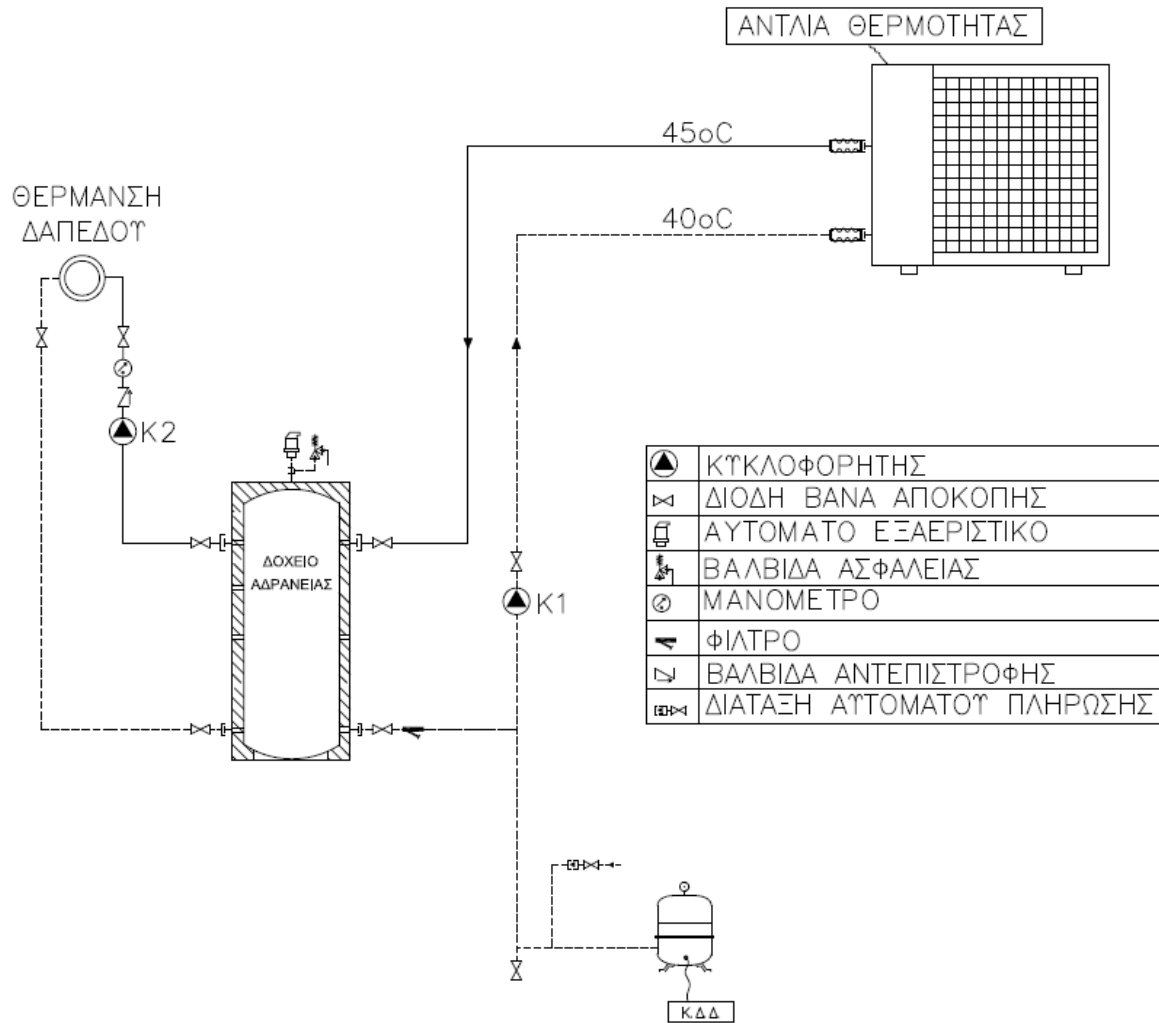
υδραυλικό κύκλωμα που συνδυάζεται και με έναν κοινό λέβητα. Εκεί, όμως, που υπάρχει διαφοροποίηση είναι η ύπαρξη του δοχείου αδρανείας.

#### **6.4.3.2 Ο Ρόλος του δοχείου αδρανείας**

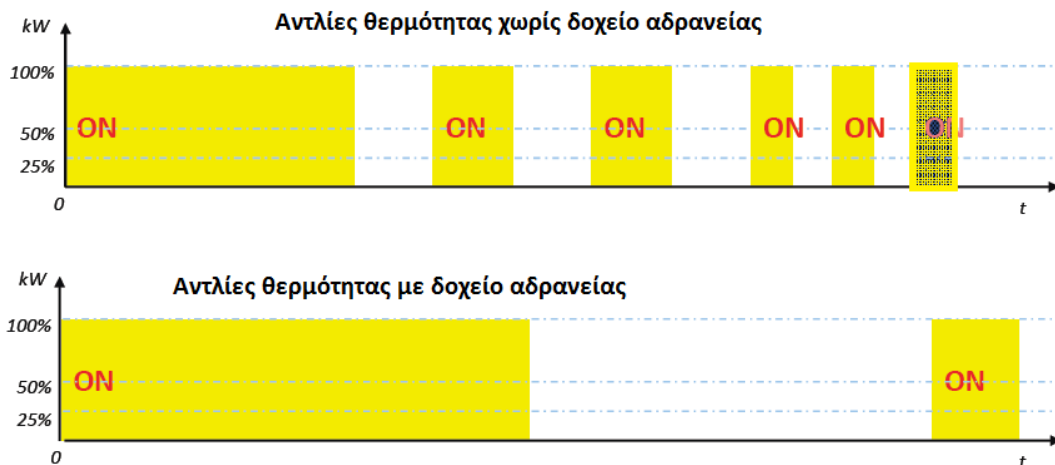
Όπως φαίνεται και στο σχέδιο της εικόνας 6.14, το δοχείο αδρανείας είναι ένα απλό δοχείο με νερό. Δεν έχει εσωτερικούς εναλλάκτες. Τα δοχεία αδρανείας χαρακτηρίζονται από τον όγκο τους. Υπάρχουν π.χ δοχεία χωρητικότητας 200 lt αλλά και 3000 lt. Όσο πιο μεγάλη είναι η θερμική και ψυκτική ισχύς της αντλίας θερμότητας, τόσο μεγαλύτερο δοχείο αδρανείας χρειαζόμαστε. Ενδεικτικά αναφέρουμε ότι μια αντλία θερμότητας 20 kWth θα χρειαστεί ένα δοχείο αδρανείας 250 lt.

1. Ο βασικότερος ρόλος του δοχείου αδρανείας είναι ότι προσθέτει επιπλέον νερό στο υδραυλικό κύκλωμα της εγκατάστασης, άρα δίνει επιπλέον αδράνεια στο υδραυλικό κύκλωμα. Δίνω επιπλέον αδράνεια στο σύστημα σημαίνει αυξάνω την ικανότητα του υδραυλικού δικτύου να αποθηκεύει θερμική ενέργεια. Αυτό είναι βοηθητικό στην εγκατάσταση, γιατί προστατεύεται η μονάδα από πολλές άσκοπες παύσεις και εκκινήσεις. Η αντλία θερμότητας καταναλώνει το μεγαλύτερο ρεύμα (άρα και το μεγαλύτερο μέρος της ηλεκτρικής ενέργειας) κατά την εκκίνηση. Το ρεύμα εκκίνησης της μονάδας είναι 4 με 7 φορές μεγαλύτερο από το ονομαστικό. Παρατηρώντας τα δύο διαγράμματα της εικόνας 6.15 παρατηρούμε ότι στη δεύτερη περίπτωση είναι πολύ λιγότερες οι εκκινήσεις (on/off) της μονάδας. Αυτό συνεπάγεται εξοικονόμηση ενέργειας. Επίσης, παρατηρούμε ότι στη δεύτερη περίπτωση μπορεί να καλύπτεται η ζήτηση ενός χώρου μόνο από το δοχείο αδρανείας, όντας η αντλία θερμότητας κλειστή.
2. Με τη χρήση του δοχείου αδρανείας μπορούμε εύκολα να διαχωρίσουμε το υδραυλικό κύκλωμα σε πρωτεύον και δευτερεύον. Στο σχέδιο της εικόνας 6.14 το πρωτεύον κύκλωμα διακρίνεται από την Α/Θ μέχρι το δοχείο αδρανείας, ενώ το δευτερεύον κύκλωμα από το δοχείο αδρανείας μέχρι και τις τερματικές μονάδες (εικόνα 6.16). Παρατηρούμε ότι κάθε μέρος πρωτεύον και δευτερεύον έχει το δικό του κυκλοφορητή, K1 και K2 αντίστοιχα. Αυτό επιτρέπει την καλύτερη ρύθμιση των ροών σε κάθε μέρος. Η αντλία θερμότητας που ανήκει στο πρωτεύον κύκλωμα θα «βλέπει» πάντα μια σταθερή παροχή, ανεξάρτητα με το πώς μεταβάλλεται η παροχή στο δευτερεύον κύκλωμα. Αξίζει να σημειώσουμε ότι η παροχή στο δευτερεύον κύκλωμα μεταβάλλεται, καθώς έχω ένα σύστημα αυτονομιών που μεταβάλλει τις παροχές

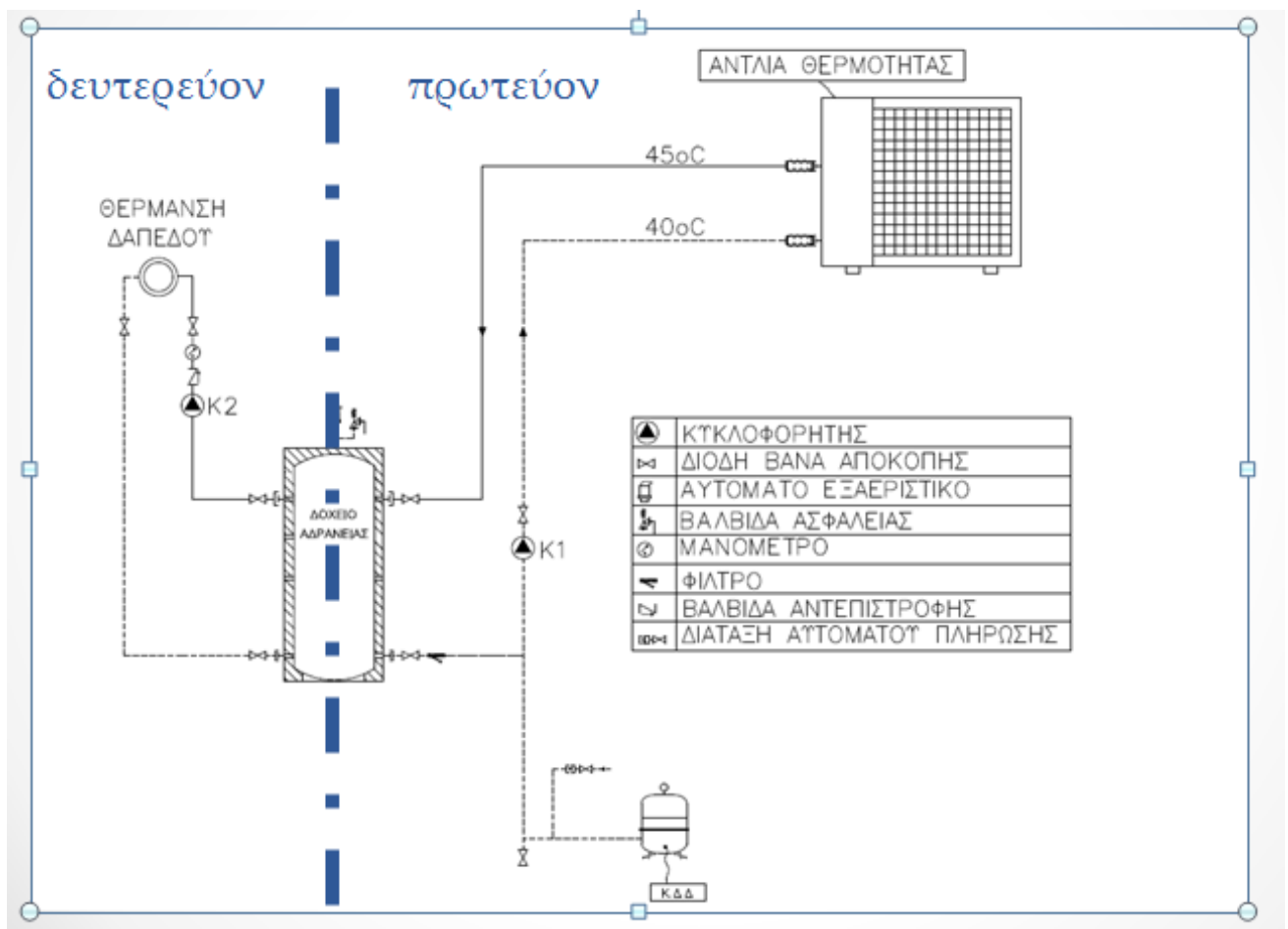
Εικόνα 6.14 Σχέδιο υδραυλικής εγκατάστασης με αντλία θερμότητας αέρος νερού



Εικόνα 6.15 Λειτουργία αντλίας θερμότητας με και χωρίς δοχείο αδρανείας



Εικόνα 6.16 Πρωτεύον και δευτερεύον κύκλωμα



3. Ο διαχωρισμός σε πρωτεύον και δευτερεύον κύκλωμα με τη βοήθεια του δοχείου αδρανείας επιτρέπει στην αντλία θερμότητας αέρος – νερού να δουλέψει σε λειτουργία απόψυξης (defrost λειτουργία). Συγκριμένα μια πολύ κρύα μέρα με χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος ( $T_{\text{περ}} < 4\text{°C}$ ) υπάρχει ο κίνδυνος να πιάσει πάγο ο εξωτερικός εναλλάκτης (ατμοποιητής) της αντλίας θερμότητας. Η αντλία

θερμότητας διαθέτει έναν αισθητήρα στον εξωτερικό εναλλάκτη. Μόλις εντοπίσει πάγο αντιστρέφει τον ψυκτικό κύκλο. Ταυτόχρονα δίνει εντολή στον κυκλοφορητή K2 του δευτερεύοντος κυκλώματος να σταματήσει (ενώ ο K1 του πρωτεύοντος συνεχίζει να λειτουργεί). Άρα, μέσα σε μια κρύο μέρα του χειμώνα η αντλία θερμότητας θα αναστρέψει τον ψυκτικό της κύκλο, χωρίς ποτέ ο τελικός χρήστης να το αισθανθεί.

4. Το δοχείο αδρανείας προσφέρει ευελιξία στο σύστημα και αποτελεί σημείο στο οποίο μπορούν να συνδεθούν και αλλά συστήματα παραγωγής θερμικής ισχύος.

Μπορούμε για παράδειγμα με τη βοήθεια του δοχείου αδρανείας να ενσωματώσουμε στο υδραυλικό μας δίκτυο ηλιακά πάνελ ώστε να έχουμε υποβοήθηση θέρμανσης. Ή ακόμα μπορούμε να ενώσουμε ένα κλασικό λέβητα πετρελαίου ή φυσικού αερίου για να μας καλύπτει τις πολύ κρύες ημέρες, έχοντας έτσι ένα υβριδικό σύστημα. Στην εικόνα 6.14 παρατηρούμε έναν τρόπο με τον οποίο μπορεί να συνδυαστεί η αντλία θερμότητας και τα θερμικά ηλιακά μέσω του δοχείου αδρανείας για υποβοήθηση θέρμανσης. Το σημείο «συνάντησης» τους γίνεται σε ειδικά διαμορφωμένο δοχείο αδρανείας. Παρατηρούμε ότι αυτό το δοχείο αδρανείας περιέχει εσωτερικό εναλλάκτη.

Όταν σε μια ανακαίνιση, άρα σε μια υπάρχουσα κεντρική θέρμανση με λέβητα, θέλουμε να τοποθετήσουμε μια αντλία θερμότητας αέρος – νερού, η συνήθης πρακτική είναι να μην καταργούμε το λέβητα. Επιλέγουμε να δημιουργήσουμε ένα υβριδικό σύστημα, όπου π.χ σε θερμοκρασίες περιβάλλοντος μεγαλύτερες των 7°C θα λειτουργεί η αντλία θερμότητας, ενώ σε μικρότερες θερμοκρασίες ο λέβητας (εικόνα 6.18).

#### **6.4.3.3 Αντλία θερμότητας αέρος - νερού και παραγωγή Ζεστού Νερού Χρήσης (Z.N.X)**

Οι αντλίες θερμότητας χαμηλών θερμοκρασιών φτιάχνουν ένα νερό έως τους 60°C. Αυτό σημαίνει ότι είναι ικανές στο να παράγουν ZNX (στους 55°C). Για να έχουμε παραγωγή ZNX μέσω της αντλίας θερμότητας θα χρειαστεί να τη συνδυάσουμε με ειδικά διαμορφωμένο θερμοδοχείο. Τα κλασικά θερμοδοχεία (boiler διπλής ενεργείας) με τα οποία συνδέαμε μέχρι σήμερα έναν λέβητα για παραγωγή ZNX δεν ικανοποιούν τις απαιτήσεις μας. Αυτό συμβαίνει, γιατί αυτά, τα θερμοδοχεία είναι υπολογισμένα και σχεδιασμένα να συνεργάζονται με πηγές θέρμανσης υψηλής θερμοκρασίας (όπως λέβητες). Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να αδυνατούν να παράγουν την επιθυμητή θερμοκρασία ZNX σε συνθήκες χαμηλότερων θερμοκρασιών.

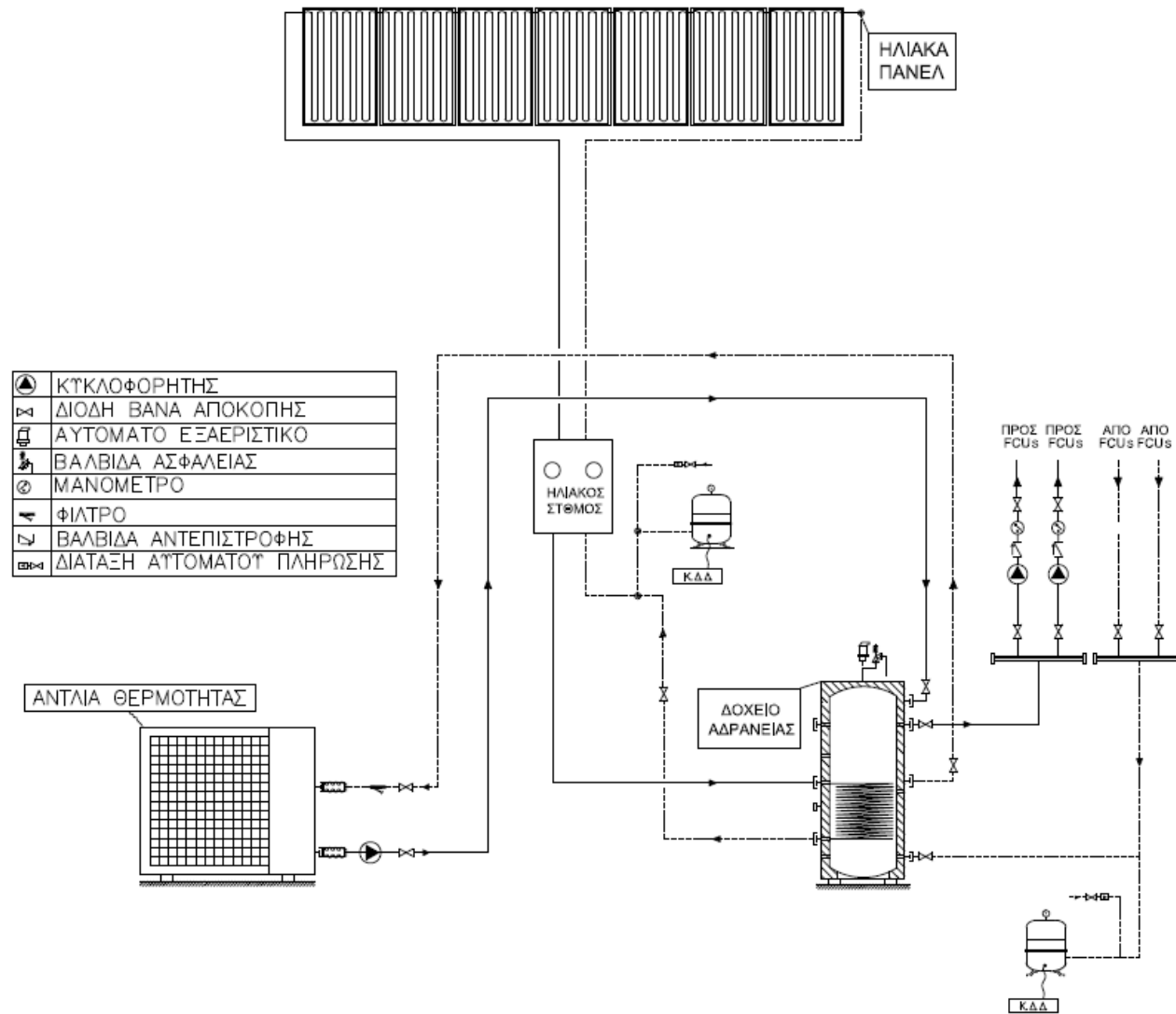
Για να αντιμετωπιστεί αυτό το πρακτικό πρόβλημα, στην αγορά υπάρχει μια πληθώρα από θερμοδοχεία που προορίζονται για αυτές τις εφαρμογές χαμηλών θερμοκρασιών. Αν παρατηρήσουμε το παρακάτω σχέδιο της εικόνας 6.19, θα διαπιστώσουμε ότι το θερμοδοχείο του ZNX είναι ένα θερμοδοχείο «βρώμικου» νερού. Είναι γεμάτο με το «βρώμικο» νερό που κυκλοφορεί στο υδραυλικό κύκλωμα, από το οποίο περνά η σερπαντίνα του ZNX. Ας δούμε τη λειτουργία του συστήματος: Μέσα στο θερμοδοχείο ZNX υπάρχει ένα αισθητήριο θερμοκρασίας. Μόλις η θερμοκρασία στο θερμοδοχείο ZNX πέσει κάτω από τους 55°C, το αισθητήριο στέλνει εντολή στην τρίοδη βάνα on-off να μεταστραφεί, έτσι ώστε η αντλία θερμότητας να τροφοδοτήσει το θερμοδοχείο ZNX. Όταν το αισθητήριο μετρήσει θερμοκρασία 55°C και άνω η τρίοδη βάνα επανέρχεται στην αρχική θέση της.

Στην περίπτωση του καλοκαιριού όπου η αντλία θερμότητας λειτουργεί σε ψύξη, άρα παράγει ένα νερό  $7^{\circ}\text{C}$  αν έχουμε ψύξη με F.C.U ή  $17^{\circ}\text{C}$  αν έχουμε δροσισμό δαπέδου, το αισθητήριο: α) θα ενεργοποιήσει την τρίοδη βάννα και β) θα προκαλέσει αναστροφή του ψυκτικού κύκλου.

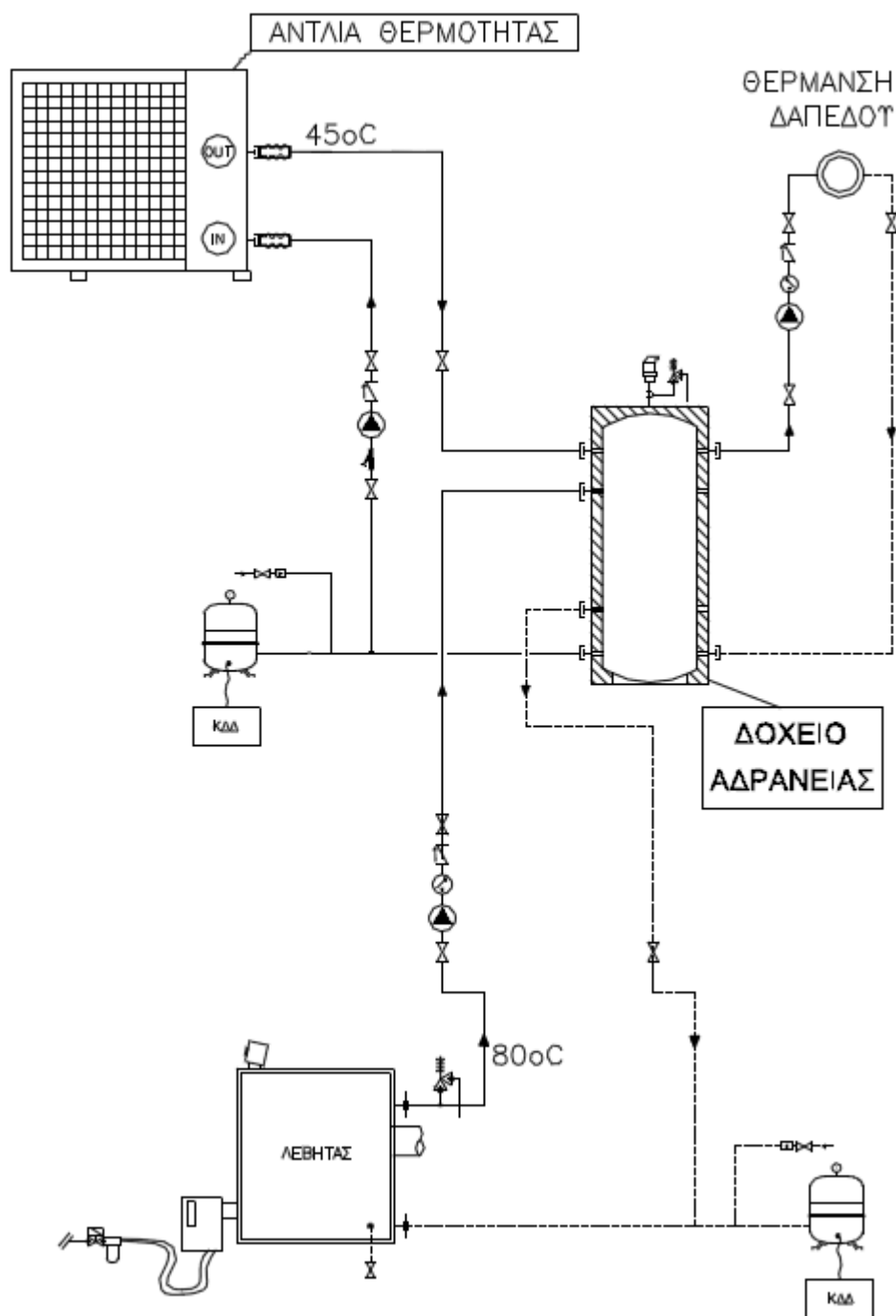
Τα θερμοδοχεία «βρώμικου» νερού έχουν χωρητικότητα από 500 μέχρι 2000 lt ανάλογα με το μέγεθος της εγκατάστασης.

Υπάρχουν, επίσης, και τα θερμοδοχεία ZNX καθαρού νερού με εσωτερικό εναλλάκτη, που θυμίζουν κατά πολύ τα γνωστά boiler. Η διαφορά είναι ότι έχουν πολύ μεγάλη επιφάνεια εσωτερικού εναλλάκτη (εικόνα 6.20).

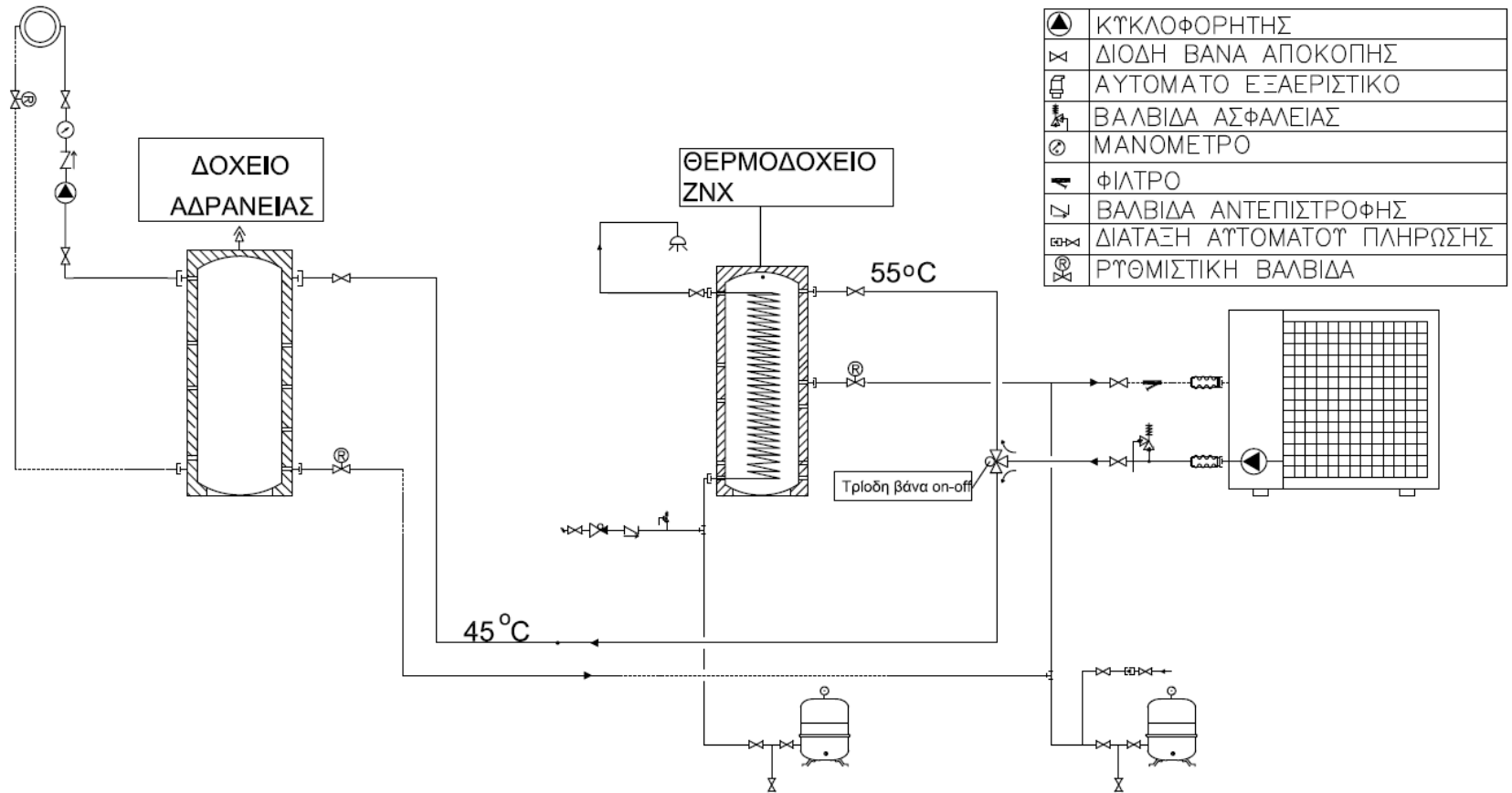
Εικόνα 6.17 Λειτουργία αντλίας θερμότητας με και χωρίς δοχείο αδρανείας



Εικόνα 6.18 Υβριδικό σύστημα θέρμανσης με λέβητα και αντλία θερμότητας

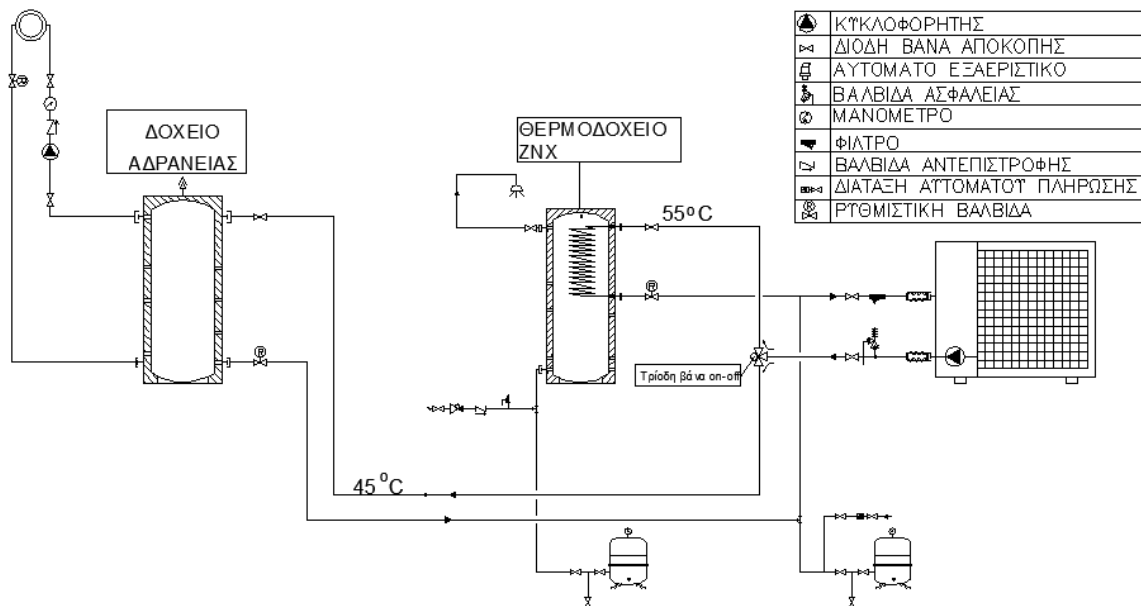


Εικόνα 6.19 Συνδεσμολογία αντλίας θερμότητας για παραγωγή ΖΝΧ





Εικόνα 6.20 Συνδεσμολογία για παραγωγή ΖΝΧ με διαφορετικού τύπου θερμοδοχείο



## 6.5 Αυτοματισμοί

Ο ρόλος του αυτοματισμού είναι ρόλος επικοινωνίας. Τα διάφορα μέρη της εγκατάστασης χρειάζεται να επικοινωνήσουν μεταξύ τους, έτσι ώστε η αντλία θερμότητας να ανταποκρίνεται κάθε φορά στις απαιτήσεις του χρήστη. Αν αντιμετωπίσαμε την εγκατάσταση του σχεδίου της εικόνας 6.14 όχι από άποψη υδραυλικού κυκλώματος, αλλά συνολικά, θα κάναμε τον εξής διαχωρισμό (εικόνα 6.21):

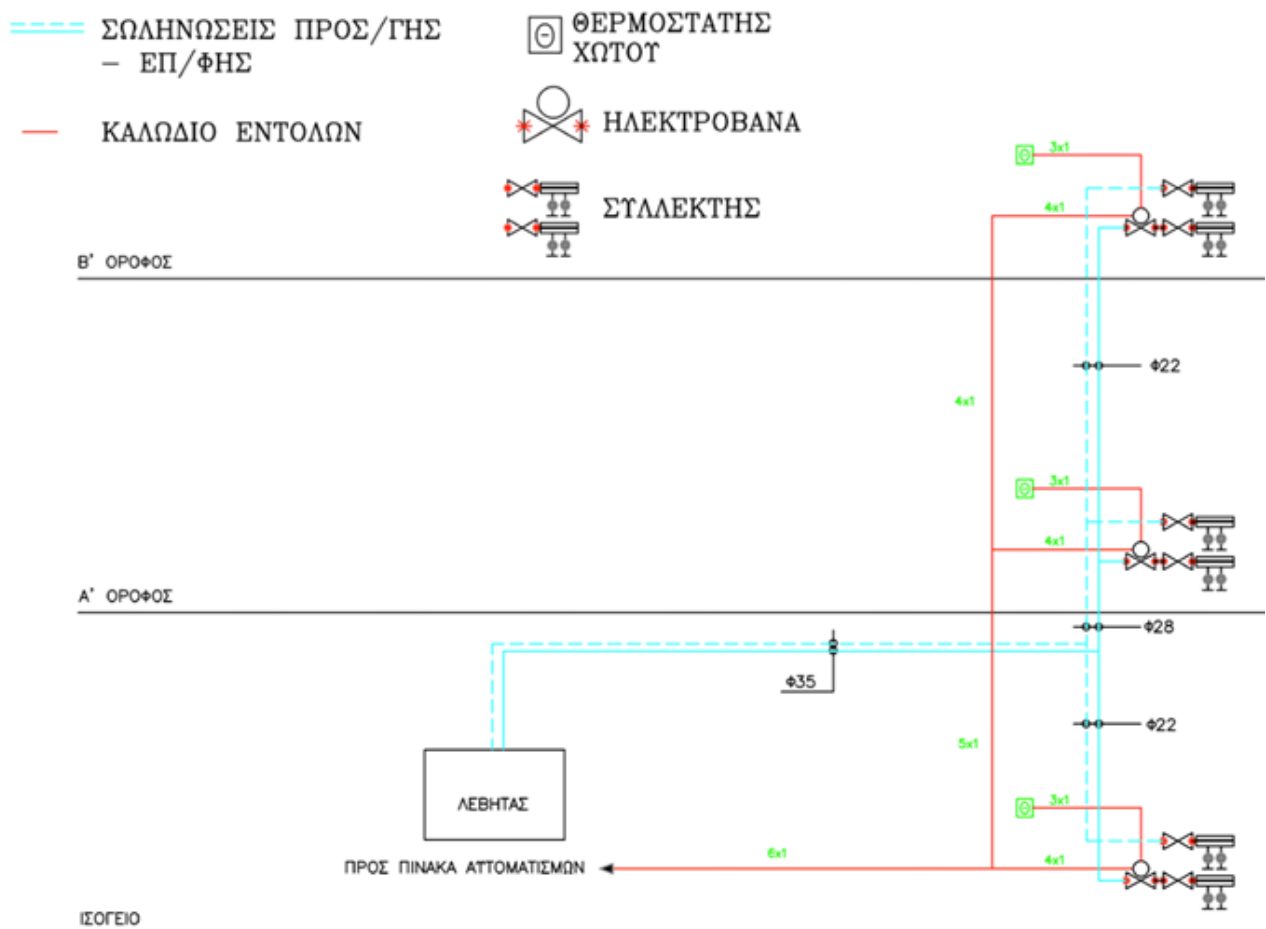
Εικόνα 6.21 Διαχωρισμός συστήματος



### 6.5.1 Αυτοματισμοί σε ένα συμβατικό σύστημα θέρμανσης με λέβητα

Πριν επεκταθούμε στη συζήτηση των αυτοματισμών της αντλίας θερμότητας αέρος –νερού, ας μελετήσουμε από άποψη αυτοματισμών την εξής περίπτωση: Έστω ότι έχουμε μια μαϊζονέτα με τρεις ορόφους που διαθέτει λέβητα πετρελαίου και μονοσωλήνιο υδραυλικό κύκλωμα, όπως φαίνεται στην εικόνα 6.22.

Εικόνα 6.22 Αυτοματισμοί σε συμβατικό σύστημα θέρμανσης (Λέβητας με μονοσωλήνιο)



Σε αυτή την περίπτωση οι αυτοματισμοί λειτουργούν ως εξής:

1. Ο χρήστης ρυθμίζει τη θερμοκρασία μέσω του θερμοστάτη.
2. Όταν η θερμοκρασία του χώρου πιάσει τη θερμοκρασία που έχει ορίσει ο χρήστης, ο θερμοστάτης δίνει εντολή στην ηλεκτροβάννα να κλείσει.
3. Όταν κλείσουν όλες οι ηλεκτροβάννες, κλείνει ο καυστήρας.
4. Αν σε έναν όροφο πέσει η θερμοκρασία κάτω από την επιθυμητή (βάσει του θερμοστάτη), ανοίγει η αντίστοιχη ηλεκτροβάννα και ο καυστήρας ξεκινάει.

## 6.5.2 Αυτοματισμοί αντλίας θερμότητας αέρος – νερού

### 6.5.2.1 Η αντλία θερμότητας δέχεται εντολή από το αισθητήριο θερμοκρασίας επιστροφής

Σε μια εγκατάσταση με αντλία θερμότητας αέρος –νερού δομούμε το σύστημα αυτοματισμού με τέτοιο τρόπο, ώστε οι θερμοστάτες να μην είναι τόσο στενά συνδεδεμένοι με την αντλία θερμότητας. Θέλουμε με αυτόν τον τρόπο να προστατεύσουμε την αντλία θερμότητας από τις άσκοπες παύσεις –εκκινήσεις. Η παύση και η εκκίνηση της αντλίας θερμότητας εξαρτάται από τη θερμοκρασία του νερού επιστροφής (Tεπ).

Αυτό σημαίνει ότι στη σωλήνωση επιστροφής του υδραυλικού κυκλώματος, κοντά στην αντλία θερμότητας, τοποθετείται ένα αισθητήριο θερμοκρασίας (εικόνα 6.23). Όταν η

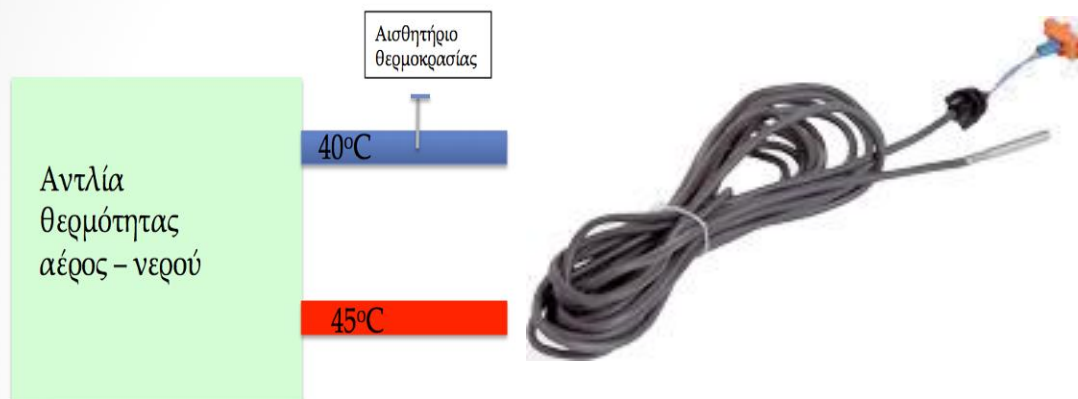
θερμοκρασία επιστροφής του νερού είναι μεγαλύτερη των 40 °C, η αντλία θερμότητας σταματάει να λειτουργεί. Αντίθετα, όταν η επιστροφή του νερού είναι μικρότερη από τους 40 °C, συνεχίζεται η λειτουργία της.



Ας πάρουμε το σχέδιο της εικόνας 6.14 και ας θεωρήσουμε ότι το δευτερεύον κύκλωμα δαπέδου τροφοδοτεί 3 ορόφους, τον κάθε ένα με την αυτονομία του.

Στην περίπτωση που όλοι οι θερμοστάτες πιάσουν την επιθυμητή θερμοκρασία και κλείσουν και οι 3 ηλεκτροβάνες, δεν θα κλείσει η αντλία θερμότητας παρά μόνο ο κυκλοφορητής K2. Η αντλία θερμότητας και ο κυκλοφορητής K1 θα συνεχίσουν να λειτουργούν, έως ότου η θερμοκρασία επιστροφής του νερού γίνει μεγαλύτερη των 40 °C, οπότε και θα σταματήσει.

Εικόνα 6.23 Αισθητήριο θερμοκρασίας και σημείο τοποθέτησης στην Σωλήνωση επιστροφής



Αξίζει να σημειώσουμε ότι ο χρήστης οφείλει να είναι συνειδητοποιημένος και να ρυθμίζει σε σταθερή θερμοκρασία το θερμοστάτη, π.χ στους 18-20°C.

#### 6.5.2.2 Χειριστήριο αντλίας θερμότητας

Μέσα στο κτήριο της εγκατάστασης υπάρχει και το κεντρικό χειριστήριο της αντλίας θερμότητας. Από εκεί ο χρήστης επιλέγει τη λειτουργία θέρμανσης ή ψύξης (heating / cooling mode). Επίσης από το χειριστήριο μπορεί να ενεργοποιεί ή να απενεργοποιεί την αντλία θερμότητας (λειτουργία το on – off).



#### 6.5.2.3 Επιτηρητής ροής – Flow switch

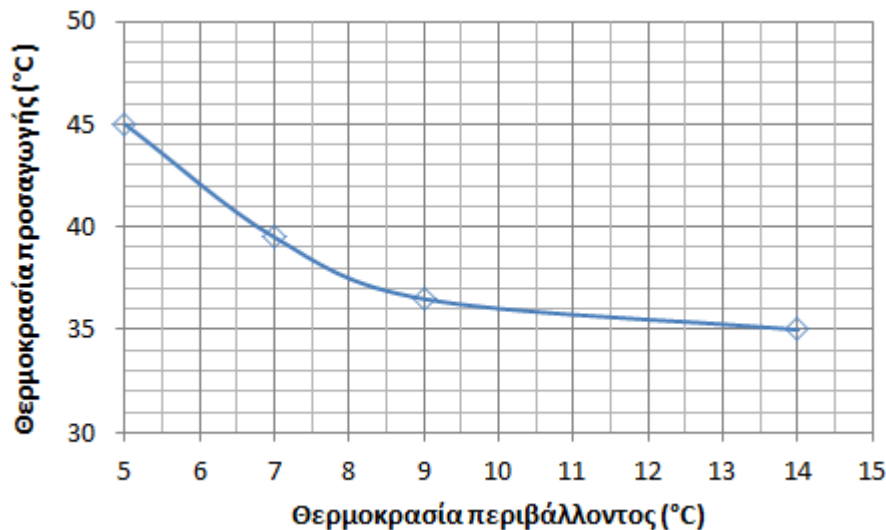
Οι αντλίες θερμότητας παίρνουν εντολή και από τον επιτηρητή ροής (flow switch), ένα εξάρτημα αυτοματισμού που ανιχνεύει αν υπάρχει παροχή νερού στο υδραυλικό κύκλωμα. Ο επιτηρητής ροής θα πρέπει να τοποθετείται πάντα στο πρωτεύον κύκλωμα. Αν για κάποιο λόγο δεν υπάρχει παροχή, ενώ ο συμπιεστής λειτουργεί (π.χ βλάβη σε κυκλοφορητή), σταματάει η λειτουργία της αντλίας θερμότητας.



#### 6.5.2.4 Αντιστάθμιση και αντλία θερμότητας

Οι περισσότερες αντλίες θερμότητας έχουν ενσωματωμένη τη λειτουργία της αντιστάθμισης. Έχουν δηλαδή ενσωματωμένες καμπύλες που συσχετίζουν την εξωτερική θερμοκρασία περιβάλλοντος με τη θερμοκρασία προσαγωγής. Ο τεχνικός - εγκαταστάτης έχει τη δυνατότητα να επιλέξει την καμπύλη που αντιστοιχεί στην εκάστοτε εγκατάσταση. Όπως γίνεται αντιληπτό για να δουλέψει το σύστημα αντιστάθμισης πρέπει να συνδεθεί στην αντλία θερμότητας ένα αισθητήριο εξωτερικής θερμοκρασίας.

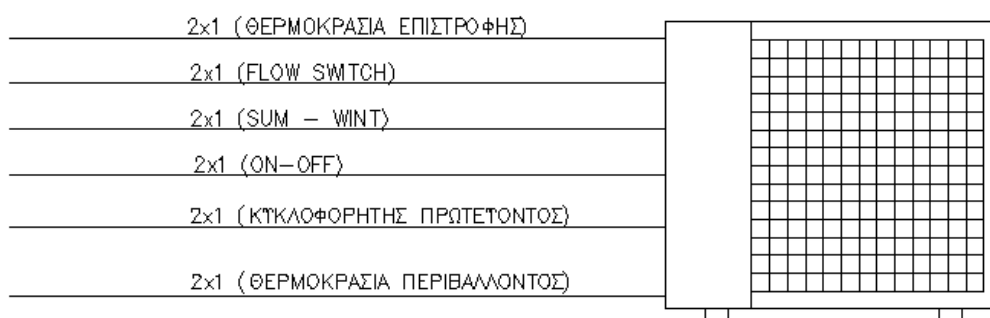
Εικόνα 6.24 Διάγραμμα μιας καμπύλης αντιστάθμισης σε αντλία θερμότητας



#### 6.5.2.5 Συγκεντρικά

Τα αισθητήρια που πρέπει να συνδέσει με δίκλωνο καλώδιο εντολών διατομής 1mm<sup>2</sup> ένας τεχνικός - εγκαταστάτης για την απλή περίπτωση του σχεδίου της εικόνας 6.14 στο controller της αντλίας θερμότητας είναι αυτά που φαίνονται στην εικόνα 6.25

Εικόνα 6.25 Καλώδια εντολών προς controller αντλίας θερμότητας



## 6.6 Αντλίες θερμότητας αέρος - νερού και C.O.P/E.E.R

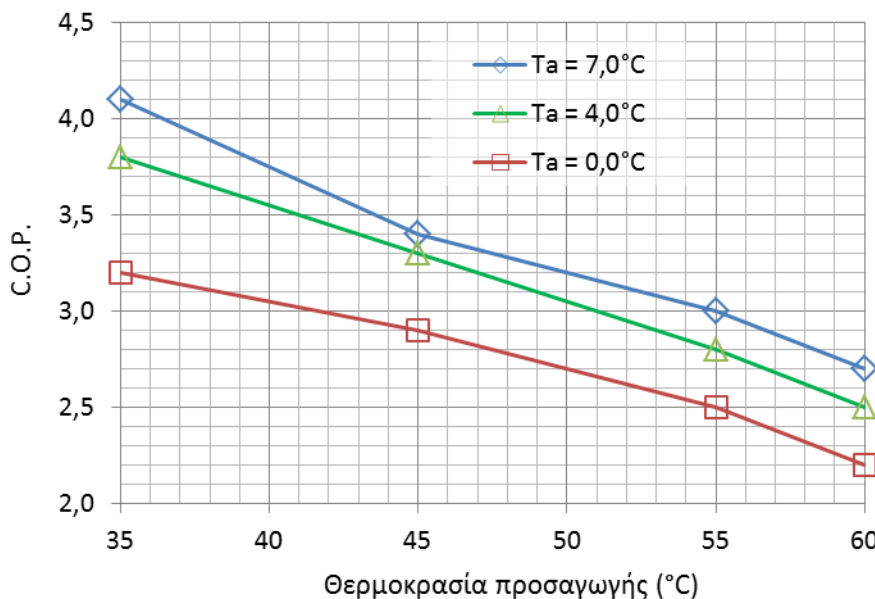
Αν παρατηρήσουμε τα τεχνικά χαρακτηριστικά μιας αντλίας θερμότητας, θα διαπιστώσουμε ότι για την ίδια αντλία θερμότητας οι δείκτες αποδοτικότητας C.O.P και E.E.R δεν είναι σταθεροί, αλλά μεταβάλλονται. Συγκεκριμένα εξαρτώνται τόσο από την εξωτερική θερμοκρασία του περιβάλλοντος, όσο και από τη θερμοκρασία προσαγωγής του εργαζόμενου μέσου.

Μιλώντας για τη λειτουργία της θέρμανσης το C.O.P μειώνεται:

- όσο μειώνεται η εξωτερική θερμοκρασία περιβάλλοντος
- όσο αυξάνεται η θερμοκρασία προσαγωγής του εργαζόμενου μέσου.

Βάσει των παραπάνω συμπεραίνουμε ότι μια κρύα ημέρα με  $T_{εξ}=0^{\circ}\text{C}$  ο C.O.P θα είναι μικρότερος συγκριτικά μια ημέρα με  $T_{εξ}=7^{\circ}\text{C}$ . Επίσης συμπεραίνουμε ότι αν χρησιμοποιούμε την αντλία θερμότητας για παραγωγή ΖΝΧ ( $T_{\text{προς}}=55^{\circ}\text{C}$ ) έχω χαμηλότερο COP από όταν την χρησιμοποιώ για θέρμανση χώρου ( $T_{\text{προς}}=45^{\circ}\text{C}$ ). Αυτά επιβεβαιώνονται παρατηρώντας το παρακάτω διάγραμμα:

Εικόνα 6.26 Μεταβολή COP σε σχέση με θερμοκρασία προσαγωγής με θερμοκρασία περιβάλλοντος  $T_a$  στους  $7^{\circ}\text{C}$ ,  $4^{\circ}\text{C}$  και  $0^{\circ}\text{C}$



### 6.6.1 Συμπεράσματα

Όταν συγκρίνω το C.O.P μεταξύ δύο αντλιών θερμότητας, υποχρεούμαι να κάνω τη σύγκριση στο ίδιο σημείο λειτουργίας.

Για παράδειγμα όλοι οι κατασκευαστές είναι υποχρεωμένοι να αναγράφουν στα τεχνικά χαρακτηριστικά της αντλίας θερμότητας το COP στις συνθήκες  $T_{εξ}=7^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{\text{προς}}=35^{\circ}\text{C}$

Αξίζει να σημειώσουμε ότι είναι απαραίτητη η αντιστάθμιση στις αντλίες θερμότητας. Κάθε φορά που μειώνω τη θερμοκρασία προσαγωγής αυξάνεται το C.O.P

Ας έχουμε υπόψη μας ότι οι αντλίες θερμότητας αέρος – νερού συνδυάζονται αποδοτικά με τερματικές μονάδες χαμηλών θερμοκρασιών (π.χ F.C.U/ενδοδαπέδιο σύστημα). Οι τερματικές μονάδες χαμηλών θερμοκρασιών για να αποδώσουν θέρμανση απαιτούν ένα νερό προσαγωγής  $\leq 45^{\circ}\text{C}$  (ενώ τα συμβατικά σώματα απαιτούν ένα νερό προσαγωγής  $80^{\circ}\text{C}$ ), γεγονός που επιτρέπει στην αντλία θερμότητας να «δουλεύει» με υψηλό συντελεστή συμπεριφοράς (C.O.P).

### 6.6.2 Μεταβολή E.E.R

Τα αντίστοιχα ισχύουν και κατά τη λειτουργία της ψύξης,

Σ τη λειτουργία της ψύξης το *E.E.R* μειώνεται:

- όσο αυξάνεται η εξωτερική θερμοκρασία περιβάλλοντος.
- όσο μειώνεται η θερμοκρασία προσαγωγής του εργαζόμενου μέσου.

Για παράδειγμα όλοι οι κατασκευαστές είναι υποχρεωμένοι να αναγράφουν στα τεχνικά χαρακτηριστικά της αντλίας θερμότητας το EER στις συνθήκες  $T_{εξ}=35^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{προς.}=7^{\circ}\text{C}$

Εικόνα 6.27 EER σε διαφορετικές συνθήκες προσαγωγής

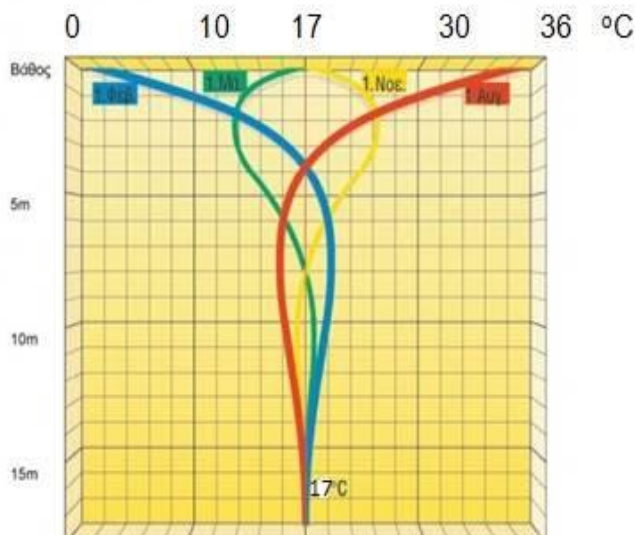


## 6.7 Γεωθερμικές αντλίες θερμότητας

### 6.7.1 Αρχή λειτουργίας

Οι γεωθερμικές αντλίες θερμότητας ή αντλίες θερμότητας εδάφους – νερού, όπως αποκαλύπτει και το όνομά τους, είναι αντλίες θερμότητας που συναλλάσσονται με το έδαφος αντί για τον εξωτερικό αέρα.

Εικόνα 6.28 Διακύμανση θερμοκρασίας μέσα στο έδαφος για διάφορες εποχές του χρόνου



Αυτό που κάνει τις γεωθερμικές αντλίες θερμότητας ιδιαίτερα αποδοτικές, είναι το γεγονός ότι συναλλάσσονται με το έδαφος που έχει μια σταθερή θερμοκρασία κατά τη διάρκεια του χρόνου (περίπου  $17^{\circ}\text{C}$ ).

Κατά τη χειμερινή περίοδο απορροφούν τη θερμότητα από το έδαφος και την αποδίδουν στο κτήριο. Αντίστοιχα τη θερινή περίοδο απάγουν τη θερμότητα από το κτήριο και την αποδίδουν στο έδαφος.

## 6.7.2 Κατηγοριοποίηση γεωθερμικών αντλιών θερμότητας

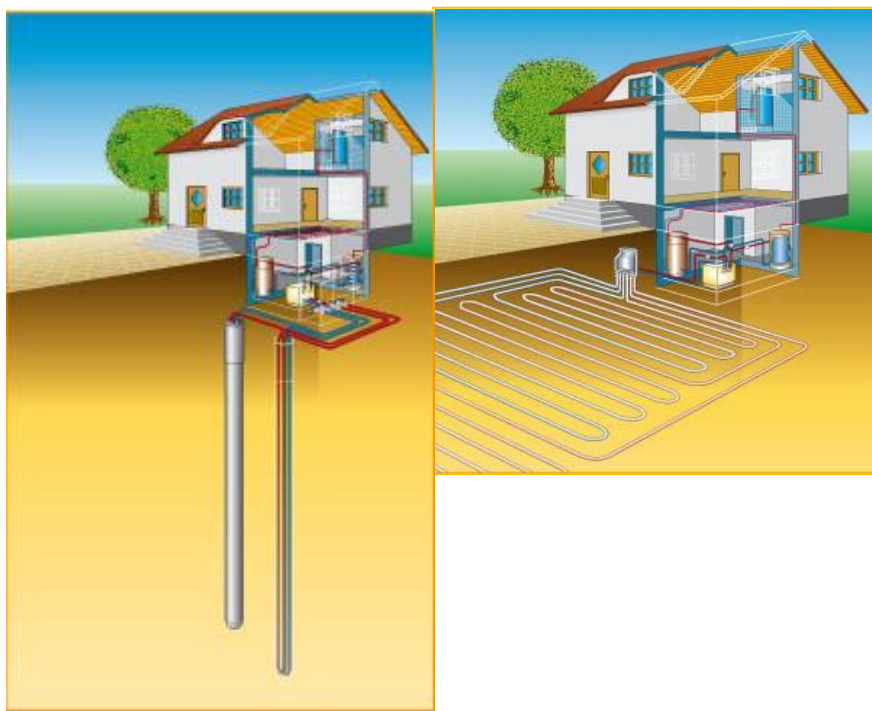
### 6.7.2.1 Γεωθερμικές αντλίες θερμότητας νερού – νερού

Οι γεωθερμικές αντλίες θερμότητας διακρίνονται σε γεωθερμικές αντλίες θερμότητας νερού-νερού και διαλύματος –νερού.

Οι γεωθερμικές αντλίες θερμότητας νερού –νερού συναλλάσσονται με τα υπόγεια νερά.

Οι γεωθερμικές αντλίες θερμότητας νερού-νερού αξιοποιούν το νερό που υπάρχει στον υδροφόρο ορίζοντα. Υπάρχουν δύο ( 2 ) υδρογεωτρήσεις: Η μία είναι άντλησης του νερού και η άλλη είναι επαναισισαγωγής του. Η ποσότητα νερού που αντλείται οδηγείται στη γεωθερμική αντλία θερμότητας, όπου γίνεται η συνδιαλλαγή της θερμότητας με τον ψυκτικό κύκλο. Στη συνέχεια η ίδια ποσότητα νερού επαναισισάγεται στον υδροφόρο ορίζοντα, από όπου προήλθε. Πριν από κάθε εγκατάσταση γεωθερμίας ελέγχεται με δοκιμαστική άντληση, αν η παροχή του υδροφόρου ορίζοντα επαρκεί για να μας δώσει τη θερμική και ψυκτική ισχύ που επιθυμούμε. Επίσης, ελέγχεται η ποιότητα των υπόγειων νερών. Για παράδειγμα ένα νερό με πολλά άλατα δεν συνιστάται, γιατί είναι επικίνδυνο να προκαλέσει φθορές στη γεωθερμική αντλία θερμότητας. Ωστόσο αν η ποιότητα του νερού δεν είναι η ενδεικνυόμενη, μπορούμε να παρέμβουμε τεχνικά, ώστε να ξεπεραστεί το πρόβλημα. Στην παραπάνω περίπτωση π.χ. πρέπει μεταξύ των υδρογεωτρήσεων και της γεωθερμικής αντλίας θερμότητας (Γ.ΑΘ) να παρεμβληθεί ένας εναλλάκτης τιτανίου. Οι γεωθερμικές αντλίες θερμότητας νερού –νερού , όπως αντιλαμβανόμαστε, βρίσκουν εφαρμογές σε παραθαλάσσιες περιοχές, όπου συνήθως υποψιαζόμαστε την ύπαρξη υδροφόρου ορίζοντα. Η απόσταση μεταξύ τη γεώτρησης άντλησης και της γεώτρησης επαναισισαγωγής πρέπει να είναι τουλάχιστον 15 μέτρα.

Εικόνα 6.29 Γεωθερμική αντλία θερμότητας νερού -νερού



Εικόνα 6.30 Γεωθερμικές αντλίες θερμότητας διαλύματος - νερού

#### 6.7.2.2 Γεωθερμική αντλία θερμότητας διαλύματος – νερού

Σε αυτή την περίπτωση ως πηγή χρησιμοποιείται η αποθηκευμένη ενέργεια του εδάφους. Η θερμική ενέργεια «απορροφάται» από το έδαφος μέσω σωληνώσεων (γεωεναλλάκτη), όπου κυκλοφορεί ένα διάλυμα νερού με αντιψυκτικό. Ο γεωεναλλάκτης μπορεί να τοποθετηθεί είτε οριζόντια είτε κατακόρυφα μέσω γεωτρήσεων και είναι σχεδιασμένος έτσι ώστε να απορροφά τη μέγιστη δυνατή ενέργεια.

Στα **οριζόντια συστήματα** ο γεωεναλλάκτης μας, δηλαδή οι εύκαμπτοι σωλήνες, εγκιβωτίζονται στο έδαφος σε ένα σκάμμα βάθους 1.5 μέτρων. Η κυριότερη πηγή ενέργειας σε αυτά τα συστήματα είναι η ακτινοβολία του ήλιου στην επιφάνεια της γης. Γι' αυτό το λόγο ο χώρος που τοποθετείται ο οριζόντιος γεωεναλλάκτης δεν πρέπει να καλύπτεται με μπετόν ή με φυτά που δημιουργούν σκίαση. Το μειονέκτημα του συγκεκριμένου συστήματος είναι ότι απαιτείται μεγάλη έκταση. Για παράδειγμα για ένα σπίτι καλά μονωμένο, επιφάνειας 100 m<sup>2</sup> χρειαζόμαστε έκταση 270 m<sup>2</sup>.

Στην περίπτωση του **κατακόρυφου γεωεναλλάκτη** οι σωληνώσεις εγκαθίστανται κατακόρυφα σε βάθος μέχρι 100 μέτρα με σκοπό να αποσπάσουμε, κατά μέσο όρο, 4 με 6kW από την κάθε γεώτρηση. Τα κάθετα κλειστά συστήματα βασίζουν τη λειτουργία τους στο ότι η θερμοκρασία του εδάφους μετά από ένα ορισμένο βάθος παραμένει σταθερή καθ' όλη τη διάρκεια του έτους. Σε αυτή την περίπτωση πραγματοποιούνται κάθετες γεωτρήσεις. Μέσα στις γεωτρήσεις τοποθετούνται οι σωλήνες του γεωεναλλάκτη σε σχηματισμό «διπλού U». Η γεώτρηση πληρούται με μπετονίτη, αγωγίμο υλικό που επιτρέπει τη μεταφορά θερμότητας μεταξύ του γεωεναλλάκτη και του εδάφους. Η ελάχιστη απόσταση μεταξύ 2 κατακόρυφων γεωεναλλακτών πρέπει να είναι τουλάχιστον 7 μέτρα.

#### 6.7.3 Γεωθερμία και απόδοση

Αυτό που κάνει τις γεωθερμικές αντλίες θερμότητας πολύ αποδοτικές είναι το γεγονός ότι δεν συνδιαλλάσσονται με τον εξωτερικό αέρα (όπως π.χ οι αντλίες θερμότητας αέρος - νερού), αλλά **«συνεργάζονται»** με το έδαφος που έχει μία σταθερή θερμοκρασία, ανεξάρτητη από τις καιρικές συνθήκες. Για αυτό το λόγο η γεωθερμική αντλία θερμότητας παρουσιάζει υψηλό COP, το οποίο παραμένει σταθερό σχεδόν όλη τη διάρκεια του έτους. Μια ενδεικτική τιμή C.O.P γεωθερμικής αντλίας θερμότητας είναι το 5,1 και μια ενδεικτική τιμή για το E.E.R είναι 4,9.

Ένα γεωθερμικό σύστημα συνδυάζεται αποδοτικά με τερματικές μονάδες χαμηλών θερμοκρασιών (π.χ F.C.U/ενδοδαπέδιο σύστημα). Οι τερματικές μονάδες χαμηλών θερμοκρασιών για να αποδώσουν θέρμανση απαιτούν ένα νερό προσαγωγής ≤45°C (ενώ τα συμβατικά σώματα απαιτούν ένα νερό προσαγωγής 80°C) , γεγονός που επιτρέπει στη γεωθερμική αντλία θερμότητας να «δουλεύει» με υψηλό συντελεστή συμπεριφοράς (C.O.P).

### 6.8 Πιστοποίηση αντλιών θερμότητας

Όλες οι αντλίες θερμότητας πρέπει να διαθέτουν πιστοποιητικό CE (Declaration of Conformity), που αποδεικνύει ότι η αντλία θερμότητας συμβαδίζει με όλες τις ευρωπαϊκές οδηγίες που πιστοποιούν την ασφάλεια του προϊόντος.

Όλοι οι κατασκευαστές αντλιών θερμότητας για να μετρήσουν το C.O.P και E.E.R υποχρεούνται να ακολουθούν την μέθοδο που περιγράφεται στην ευρωπαϊκή οδηγία EN14511. Αυτή η μέτρηση πραγματοποιείται στα εργαστήρια της κάθε κατασκευάστριας εταιρίας.



Υπάρχουν επιπλέον και διεθνείς φορείς που πιστοποιούν την εγκυρότητα της παραπάνω διαδικασίας. Στην Ευρώπη γνωστοί φορείς πιστοποίησης είναι οι eurovent και οι ehra. Έτσι παρατηρούμε ότι πολλές αντλίες θερμότητας που κυκλοφορούν στην αγορά φέρουν πιστοποίηση από τους παραπάνω φορείς.

## 6.9 Τα οικονομικά των αντλιών θερμότητας

Προκειμένου να διαμορφώσουμε αντίληψη για την εξοικονόμηση ενέργειας, καλό είναι να κάνουμε μια σύγκριση σε οικονομικό επίπεδο ανάμεσα στις αντλίες θερμότητας και στο συμβατικό λέβητα πετρελαίου. Ενδεικτικά δίνουμε τα παρακάτω μεγέθη. Ας σημειωθεί ότι οι τιμές συνεχώς μεταβάλλονται και επομένως απαιτείται διαρκής επαναξιολόγηση.

α) Υπολογίζεται η θερμιδική τιμή ( $\text{€/kWh}_{\text{th}}$ ) του πετρελαίου με τον παρακάτω τρόπο

Κατώτερα θερμογόνο δύναμη :  $10250 \text{ kcal/kg} = 11,92 \text{ kWh/kg}$

Πυκνότητα πετρελαίου:  $0,83 \text{ kg/λίτρο}$

ΚΘΔ ανά λίτρο :  $9,89 \text{ kWh/λίτρο}$

Βαθμός απόδοσης λέβητα :  $80\%$

Θερμιδική τιμή πετρελαίου θέρμανσης:

$$1,40 \text{ € /lt} / (9,89 \text{ kWh/lt}) / 0,80 = \mathbf{0,178 \text{ €/kWh}_{\text{th}}}$$

β) Υπολογίζεται η θερμιδική τιμή ( $\text{€/kWh}_{\text{th}}$ ) μιας γεωθερμικής αντλίας θερμότητας με τον παρακάτω τρόπο

Δεδομένα C.O.P = 5,1/ τιμή ηλεκτρικής kWh=0,185 €/kWh

$$0,185 \text{ €/kWh}_{\text{ηλ}} / 5,1 = \mathbf{0,036 \text{ €/kWh}_{\text{th}}}$$

γ) Υπολογίζεται η θερμιδική τιμή ( $\text{€/kWh}_{\text{th}}$ ) της αντλίας θερμότητας αέρος –νερού

Δεδομένα C.O.P = 3,2/ τιμή ηλεκτρικής kWh=0,185 €/kWh

$$0,185 \text{ €/kWh}_{\text{ηλ}} / 3,2 = \mathbf{0,058 \text{ €/kWh}_{\text{th}}}$$

## 7 Κεντρική θέρμανση με λέβητες – καυστήρες βιομάζας

### 7.1 Επιδιωκόμενοι στόχοι

- Να γνωρίσει ο μαθητής (-τρια) την τεχνολογία των λεβήτων βιομάζας και την οικονομική και περιβαλλοντική τους σημασία
- Να γνωρίσει τα είδη και τον τρόπο παρασκευής των καυσίμων
- Να γνωρίσει τα απαραίτητα στοιχεία της καύσης και τη νομοθεσία για τις ελάχιστες εκπομπές των συστημάτων

### 7.2 Γενικά

Τα τελευταία χρόνια με την αύξηση της τιμής του πετρελαίου και γενικά των υδρογονανθράκων (καύσιμα που περιέχουν στις ενώσεις τους υδρογόνο και άνθρακα), πολλοί στράφηκαν στην καύση οικονομικότερων καυσίμων όπως είναι το ξύλο και η βιομάζα.

Από τα αρχαία χρόνια η καύση του ξύλου και των υποπροϊόντων του χρησιμοποιούταν για τη θέρμανση των χώρων. Τόσο με τη βοήθεια τζακιού ή σομπών η θερμότητα μέσω της καύσης μεταφερόταν στον χώρο που χρειαζόταν να ζεσταθεί.

*Σχήμα 7.1: Κλασική μέθοδος θέρμανσης με ξύλο: Ξυλόσομπα και τζάκι*



Βέβαια τα τελευταία χρόνια Η αύξηση της τιμής του πετρελαίου και η ανάπτυξη νέων τεχνολογιών στα συστήματα κεντρικής θέρμανσης με βιομάζα, έχει οδηγήσει πολύ κόσμο στην αντικατάσταση των παλιών συστημάτων θέρμανσης με πετρέλαιο με αυτά της Βιομάζας.

### 7.3 Περιγραφή βιομάζας - πελέτα

Γενικά, ως βιομάζα ορίζεται η ύλη που έχει βιολογική (οργανική) προέλευση. Πρακτικά, στον όρο βιομάζα εμπεριέχεται οποιοδήποτε υλικό προέρχεται άμεσα ή

έμμεσα από το φυτικό κόσμο. Πιο συγκεκριμένα, σ' αυτήν περιλαμβάνονται:

- Οι φυτικές ύλες που προέρχονται είτε από φυσικά οικοσυστήματα, όπως π.χ. τα αυτοφυή φυτά και δάση, είτε από τις ενεργειακές καλλιέργειες (έτσι ονομάζονται τα φυτά που καλλιεργούνται ειδικά με σκοπό την παραγωγή βιομάζας για παραγωγή

ενέργειας) γεωργικών και δασικών ειδών, όπως π.χ. το σόργο το σακχαρούχο, το καλάμι, ο ευκάλυπτος κ.ά..

- τα υποπροϊόντα και κατάλοιπα της φυτικής, ζωικής, δασικής και αλιευτικής παραγωγής, όπως π.χ. τα άχυρα, στελέχη αραβόσιτου, στελέχη βαμβακιάς, κλαδοδέματα, κλαδιά δένδρων, φύκη, κτηνοτροφικά απόβλητα, οι κληματίδες κ.ά.
- τα υποπροϊόντα που προέρχονται από τη μεταποίηση ή επεξεργασία των υλικών αυτών, όπως π.χ. τα ελαιοπυρηνόξυλα, υπολείμματα εκκοκκισμού βαμβακιού, τοπριονίδι κ.ά., καθώς και
- το βιολογικής προέλευσης μέρος των αστικών λυμάτων και σκουπιδιών.

Σχήμα 7.2: Είδη βιομάζας στην ελληνική αγορά



Η άμεση καύση είναι ο πιο συνήθης τρόπος παραγωγής θερμικής (ή και ηλεκτρικής) ενέργειας, κατά την οποία χρησιμοποιούνται καυσόξυλα και γεωργικά υποπροϊόντα (άχυρο, καλάμια, κότσαλα, κλαδοδέματα και υπολείμματα ξύλου) με χαμηλή περιεκτικότητα σε νερό (>15%).

Η θερμαντική αξία των γεωργικών και δασικών υπολειμμάτων επηρεάζεται από τον τρόπο καύσης τους. Η θερμική απόδοση κατά την καύση σε βιομηχανικού τύπου κλιβάνους φτάνει το 40%, ενώ η απόδοση των σύγχρονων μονάδων λεβήτων καύσης τυποποιημένης βιομάζας ανέρχεται πάνω από 85%.

Η αντίστοιχη θερμική απόδοση στα παραδοσιακά τζάκια κατοικιών κυμαίνεται περίπου στο 10÷25%, ενώ στα ενεργειακά τζάκια η θερμική απόδοση ανέρχεται πάνω από 50%. Η καύση ξύλου αντιπροσωπεύει το μεγαλύτερο ποσοστό της ενέργειας που παράγεται στον κόσμο από βιομάζα.

Στα θερμοηλεκτρικά εργοστάσια, οι αποδόσεις της διαδικασίας καύσης πλησιάζουν το 30% σε μικρής αλλά και μεγάλης κλίμακας θερμοηλεκτρικά εργοστάσια. Παράλληλα έχουν

μειωθεί σημαντικά και οι ατμοσφαιρικοί ρύποι μέσω της σύγχρονης αντιρρυπαντικής τεχνολογίας.

Ήδη αναπτύσσεται τεχνολογία σε μικρές μονάδες και σε μεγάλα εργοστάσια καύσης, για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας για συστήματα θέρμανσης από ξύλο, υπολείμματα ξύλου, άχυρα και πρώτες ύλες με περιεκτικότητα σε υγρασία μέχρι 60%.

Από την φυτική βιομάζα που αναπτύσσεται στην Ελλάδα, η αγριαγκινάρα θεωρείται το πιο ενεργειακό φυτό, καθώς είναι πολυετές (άνω των 7 ετών) και με μεγάλη απόδοση παραγωγή βιομάζας από 1200 έως 3000 kg/στρέμμα, ανάλογα με το είδος της καλλιέργειας, ποτιστική ή μη. Επίσης η καλλιέργεια αγριαγκινάρας έχει ελάχιστες απαιτήσεις σε λίπασμα και καθόλου ζιζανιοκτόνα, διότι το ίδιο το φυτό είναι ισχυρό ζιζάνιο (εισβολέας).

Σχήμα 7.3: Καλλιέργεια αγριαγκινάρας



Τα σκουπίδια επίσης είναι μια σημαντική πηγή βιομάζας, με την καύση των οποίων μπορεί να παραχθεί ατμός και ηλεκτρισμός. Τα σκουπίδια και άλλου είδους απόβλητα χρησιμοποιούνται σήμερα σε αρκετά εργοστάσια ηλεκτροπαραγωγής όπως ακριβώς και ο άνθρακας (διαδικασία καύσης). Η θερμογόνος δύναμη των σκουπιδιών προσεγγίζει περίπου το 24% το άνθρακα, δηλαδή περίπου 4 kg σκουπιδιών παράγουν την ίδια ενέργεια με 1 kg άνθρακα.

Η ενεργειακή μετατροπή της βιομάζας με την πυρόλυση γίνεται θερμαίνοντας τη φυτική ύλη η οποία αποσυντίθεται και παράγει λόγω απουσίας του αέρα (οξυγόνου) βιοάνθρακα, βιοέλαιο και βιοαέριο. Η πυρόλυση γίνεται σε κλειστά δοχεία, σε θερμοκρασία 500÷600°C η οποία επιτυγχάνεται με τη χρησιμοποίηση μέρους της βιομάζας. Για τη χρήση βιομάζας στη διαδικασία πυρόλυσης η περιεκτικότητα της βιομάζας σε νερό πρέπει να είναι μικρότερη από 40%. Η αντίδραση είναι εσωθερμική και δεν χρειάζεται παρά μόνο μικρά ποσά εξωτερικής ενέργειας.

#### 7.4 Θερμογόνος δύναμη βιομάζας - πελέτας

Η **θερμογόνος δύναμη** μετρά την ικανότητα παραγωγής **θερμικής ενέργειας** ενός υλικού, το οποίο μπορεί να καεί, κατά την **καύση** του. Είναι η θερμική ενέργεια που εκλύεται κατά την καύση ενός **κιλού στερεού** ή **υγρού καυσίμου** ή ενός **κυβικού μέτρου αερίου** καυσίμου που βρίσκεται σε **κανονικές συνθήκες**. Διακρίνεται σε κατώτερα και ανώτερα θερμογόνο δύναμη

Ένας τόνος ξηρού ξύλου με πυρόλυση αποδίδει 300kg ξυλάνθρακα, 140m<sup>3</sup> βιοαέριο, 14lt μεθυλική αλκοόλη, 53lt οξικό οξύ, 8lt εστέρες, 3lt ακετόνη, 76lt ξύλου, 12lt λάδι και 30kg πίσσα. Η ενεργειακή απόδοση της βιομάζας φτάνει το 90%, ενώ για τις ενεργειακές ανάγκες της μεθόδου καταναλώνεται το 10% του παραγόμενου αερίου. Ο βιοάνθρακας που παράγεται έχει μεγάλη περιεκτικότητα σε άνθρακα (83%) και οξυγόνο (11%) ενώ περιέχει σε μικρότερες ποσότητες υδρογόνο, τέφρα και άζωτο. Η θερμογόνος δύναμή του είναι 22÷33MJ/kg. Τα χαρακτηριστικά του βιοάνθρακα που παράγεται με την πυρόλυση εξαρτώνται από την προέλευση της βιομάζας που χρησιμοποιείται.

Για παράδειγμα ο βιοάνθρακας που προέρχεται από τα υπολείμματα βελανιδιάς έχει θερμογόνο δύναμη 33MJ/kg ενώ από κλαδοδέματα ελιάς 28MJ/kg. Η ενεργειακά συμπυκνωμένη βιομάζα μπορεί να χρησιμοποιηθεί στον οικιακό τομέα για τη θέρμανση χώρων και παραγωγή ζεστού νερού, στον αγροτικό τομέα για τη θέρμανση θερμοκηπίων και την ξήρανση γεωργικών προϊόντων, σε βιομηχανικές εφαρμογές για την παραγωγή αερίων και υγρών καυσίμων.

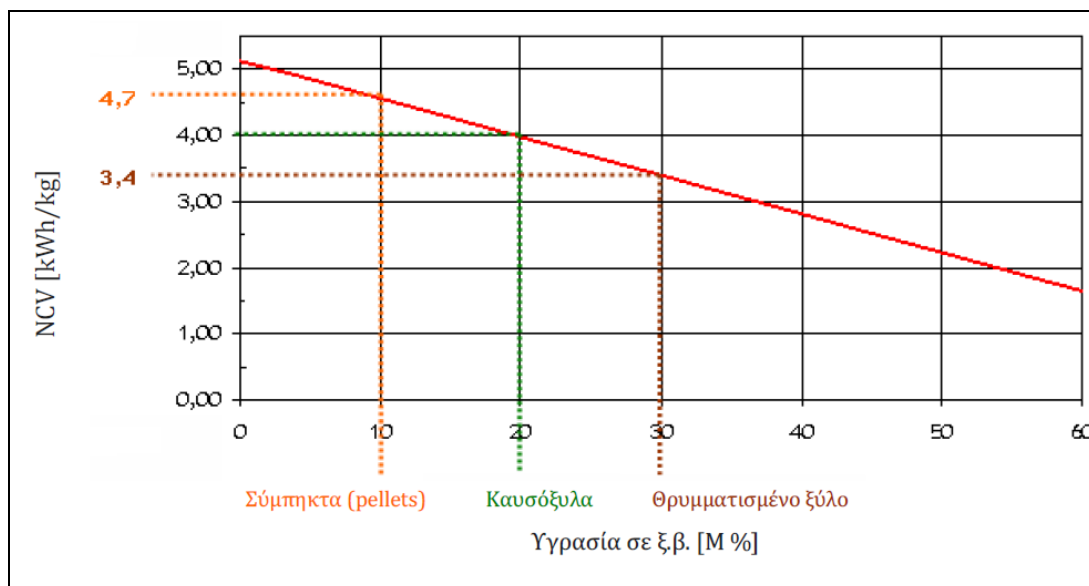
##### ***Περιεκτικότητα υγρασίας στη βιομάζα***

Η περιεκτικότητα σε υγρασία ορίζεται ως η ποσότητα νερού που βρίσκεται στη βιομάζα και μετράται ως ποσοστό επί του βάρους του υλικού. Η περιεκτικότητα σε υγρασία έχει πολύ βασική επίδραση στην ενεργειακή μετατροπή της βιομάζας, είτε πρόκειται για θερμοχημική μετατροπή (π.χ. καύση) ή για βιοχημική (π.χ. ζύμωση). Για να γίνει αντιληπτή η επίδραση της συγκεκριμένης ιδιότητας στην ποιότητα της βιομάζας σημειώνεται ότι η αύξηση της από το 0 μέχρι το 40% μειώνει την θερμογόνο δύναμή της κατά 66%. Στο σχήμα 7.4 παρουσιάζεται η σχέση

Η υγρασία μπορεί να κυμαίνεται από λιγότερο του 10%, για κάποια αγροτικά υπολείμματα όπως το άχυρο και τα τσόφλια, μέχρι πάνω από 60%, π.χ. για την βαγάση. Το ξύλο, το οποίο είναι βασική πηγή μεγάλων ποσοτήτων βιομάζας, έχει κατά μέσο όρο υγρασία μεταξύ 40 και 50%. Η βιομάζα που προέρχεται από κτηνοτροφικά απόβλητα (π.χ. κοπριά) ή από οργανικά υγρά απόβλητα (π.χ. τυρόγαλα) έχει γενικά πολύ υψηλή υγρασία, γεγονός που την καθιστά ευκολότερη στην μεταφορά της μέσω αντλιών.

Η σύγχυση στη χρήση της περιεκτικότητας σε υγρασία προέρχεται από τους διαφορετικούς τρόπους που μπορεί να εκφραστεί: είτε σε υγρή βάση ή σε ξηρή βάση. Καθώς η υγρασία έχει επιδρά σημαντικά στις διεργασίες ενεργειακής μετατροπής της βιομάζας, η βάση επί της οποίας μετράται πρέπει να δηλώνεται πάντα ξεκάθαρα. Ο συχνότερος τρόπος έκφρασης της υγρασίας της βιομάζας είναι σε υγρή βάση.

Σχήμα 7.4: Μεταβολή θερμογόνου δύναμης σε σχέση με την υγρασία



Οι βιοχημικές διεργασίες με βάση τα παραπάνω πρότυπα (π.χ. αναερόβια χώνευση) απαιτούν υλικά με υψηλή περιεκτικότητα σε υγρασία ώστε να επιτύχουν την αποδοτική μετατροπή τους σε ενέργεια, σε αντίθεση με τις θερμοχημικές (π.χ. καύση) όπου η υψηλή υγρασία έχει αρνητική επίδραση στην ενεργειακή τους απόδοση. Η αεριοποίηση, αν και κατατάσσεται στις θερμοχημικές διεργασίες, απαιτεί κάποια υγρασία από την πρώτη ύλη, καθώς με αυτό τον τρόπο αυξάνεται η περιεκτικότητα του υδρογόνου στο τελικό προϊόν (αέριο σύνθεσης). Καθώς το υδρογόνο εκλύει σημαντική ενέργεια κατά την καύση του, είναι επιθυμητό σε όσο το δυνατόν μεγαλύτερη αναλογία στο αέριο σύνθεσης. Εκτιμάται ότι βιομάζα με περιεκτικότητα σε υγρασία μικρότερη από 30% αυξάνει ελάχιστα, μόνο, την συνολική απόδοση.

Αναφορικά με τη βιομάζα που λαμβάνεται από τη γεωργία (είτε αυτούσια ή ως παραπροϊόν) η περιεκτικότητα σε υγρασία της βιομάζας εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τις καιρικές συνθήκες κατά την περίοδο συλλογής της.

Στον ακόλουθο πίνακα 7.1 παρουσιάζονται οι συνήθεις περιεκτικότητες σε υγρασία (μετρημένων σε υγρή βάση) μερικών εκ των σημαντικότερων πηγών βιομάζας.

## 7.5 Περιγραφή συστημάτων

Η βιομάζα στο κτηριακό τομέα στην Ελλάδα χρησιμοποιείται κυρίως για την παραγωγή θερμικής ενέργειας. Ο πιο παραδοσιακός τρόπος παραγωγή θερμικής ενέργειας στα κτήρια από βιομάζα, είναι οι ανοικτού τύπου εστίες καύσης (τζάκια, σόμπες, κ.ά.), καθώς επίσης και τα ενεργειακά τζάκια που παρουσιάζουν ιδιαίτερα υψηλή απόδοση (>50%) και είναι η τεχνολογία που κυρίως εφαρμόζεται στα νέα κτήρια. Τα ενεργειακά τζάκια μπορούν να τροφοδοτήσουν με θερμό νερό και μια κεντρική εγκατάσταση θέρμανσης με δίκτυο διανομής και τερματικές μονάδες απόδοσης θερμότητας όπως τα κλασικά σώματα ακτινοβολίας (άβακες-radiators), η οποία μπορεί να καλύψει τις απαιτήσεις θέρμανσης μια μέση κατοικίας

Πίνακας 7.1: Συνήθης υγρασία για διάφορες πηγές βιομάζας (σε υγρή βάση)

Πηγή Βιομάζας	Περιεκτικότητα σε υγρασία (υγρή βάση)
Θρύμματα ξύλου	10-60 %
Pellets ξύλου	8-12 %
Άχυρο	20-30 %
Πριονίδι	15-60 %
Υπολείμματα βαμβακιού	10-20 %
Switchgrass	30-70 %
Βαγάση	40-60 %
Κοπριά αγελάδας	88-94 %
Κοπριά χοίρου	90-97 %
Κοπριά πουλερικού	75-80 %
Τυρόγαλα	93-97 %
Ενσίρωμα καλαμποκιού	65-75 %
Γλυκό σόργο	20-70 %
Αγριακινάρα	15-20 %

. Στην περίπτωση αυτή η εστία καύση (τζάκι) διαθέτει ενσωματωμένο εναλλάκτη νερού, ο οποίος τοποθετείται μετά τον χώρο καύσης και πριν τον καπναγωγό της εστίας, μέσω του οποίου κυκλοφορεί το θερμό νερό που τροφοδοτεί το δίκτυο διανομής της κεντρικής εγκατάστασης θέρμανσης. Τα ενεργειακά τζάκια μπορούν να καταναλώνουν κάθε τύπο στερεάς βιομάζας, τυποποιημένης ή μη.

Σχήμα 7.5: Ενεργειακά Τζάκια και Σόμπες Πελέτας



Τα συσσωματώματα ξύλου είναι τυποποιημένο κυλινδρικό βιολογικό καύσιμο που παρασκευάζεται με τη συμπίεση ξηρών πριονιδιών, ή/και σκόνη ξύλου, ή/και μικρών τεμαχιδίων, τα οποία προέρχονται από καθαρά υπολείμματα ξύλου (π.χ. βιομηχανιών επεξεργασίας ξύλου). Για την παραγωγική διαδικασία, η οποία υπόκειται σε αυστηρά πρότυπα ( Πρότυπο ΕΛΟΤ EN 14961-1: Καύσιμα στερεής βιομάζας (pellets, πυρηνόξυλο, woodchips και άλλα) και Υπουργική απόφαση 198/2013/ΦΕΚ Β 2499/4.10.2013 Καύσιμα στερεής βιομάζας για μη βιομηχανική χρήση –Απαιτήσεις και Μέθοδοι Δοκιμών) των συσσωματωμάτων δεν χρησιμοποιούνται κόλλες ή άλλα χημικά πρόσθετα, παρά μονό υψηλή συμπίεση και ατμός. Σε ορισμένες διαδικασίες παραγωγής, χρησιμοποιούνται βιολογικά πρόσθετα σε μικρή περιεκτικότητα. Τα επιπλέον πρόσθετα και οι προσμίξεις στην παραγωγή συσσωματωμάτων, δημιουργούν λειτουργικά προβλήματα στο λέβητα λόγω αύξησης της εναπομένουσας στάχτης κατά την καύση. Σημαντικό είναι τα συσσωματώματα να έχουν τις

κατάλληλες μηχανικές ιδιότητες ώστε να μη διαλύονται κατά την καύση, αφού η σκόνη τους παρουσιάζει διαφορετικές ιδιότητες.

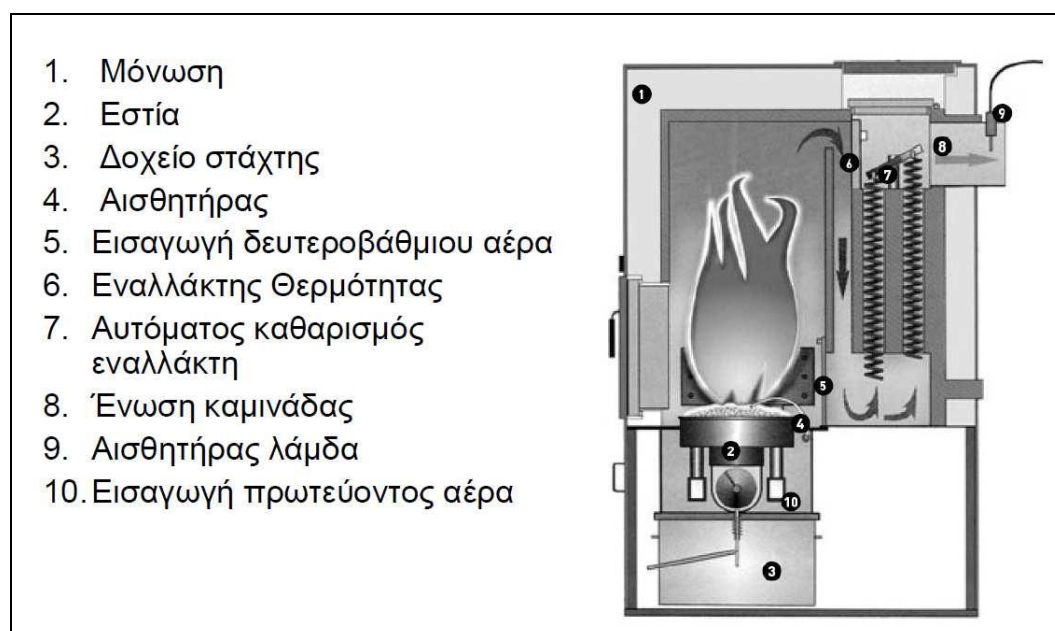
Σχήμα 7.6: Ρινίσματα και πελέτα



Οι λέβητες καύσης θρυμματισμένου ξύλου που μπορούν να διατεθούν στην Ελλάδα είναι κατάλληλοι για φορτία μεγαλύτερα των 25kW (21500kcal/h). Διαθέτουν σύστημα αυτόματης τροφοδοσίας καυσίμου, αλλά λόγω των μεταβαλλόμενων απαιτήσεων τους πρέπει να έχουν μεγάλη δεξαμενή. Η αποθήκευση επίσης (όπως και σε όλα τα συστήματα καύσης βιομάζας - πελέτας) είναι ένας σημαντικός παράγοντας.

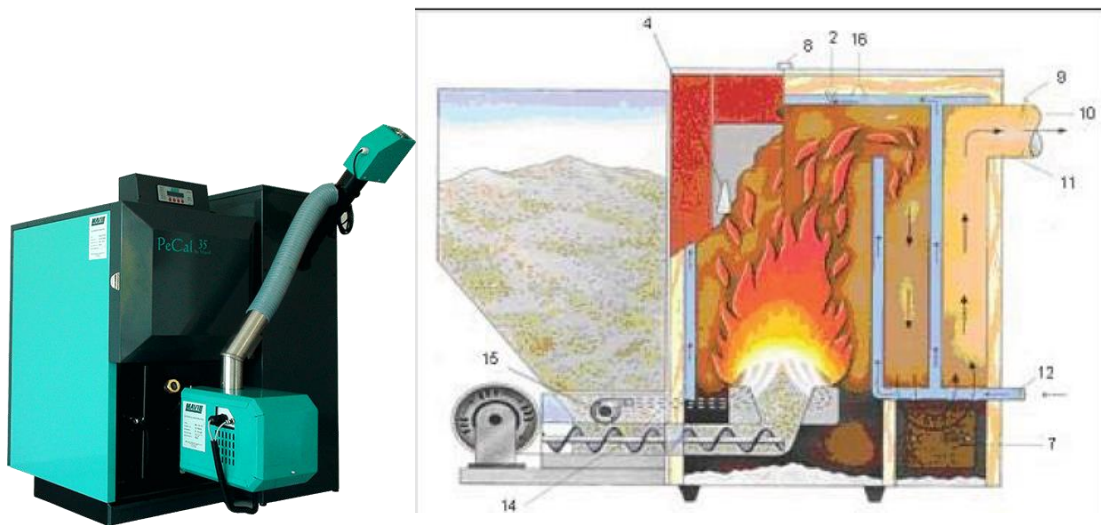
Η μεταφορά του καυσίμου μπορεί να γίνει επίσης μέσω κεκλιμένων διαδρόμων μεταφοράς. Για λόγους ασφαλείας ο χώρος αποθήκευσης πρέπει να διαχωρίζεται σαφώς από το χώρο του λεβητοστασίου (με βάση και τον κτηριοδομικό κανονισμό Αρθ-27 Αποφ-3046/304/30.1/3-2-89). Τέλος το καύσιμο είναι φτηνό αλλά θα πρέπει πάντοτε να ελέγχονται οι προδιαγραφές με βάση τα πρότυπα που παρουσιάστηκαν παραπάνω. Στο σχήμα 7.7 παρουσιάζονται τα βασικά μέρη ενός λέβητα που καίει θρυμματισμένο ξύλο.

Σχήμα 7.7: Βασικά μέρη ενός λέβητα θρυμματισμένου ξύλου





Σχήμα 7.8: Βασικά μέρη ενός λέβητα βιομάζας



Οι λέβητες καύσης στερεάς βιομάζας που υπάρχουν διαθέσιμοι στην αγορά είναι υψηλής τεχνολογίας και μπορούν να καλύψουν τόσο το φορτίο αιχμής όσο και τα μερικά φορτία. Παρόλα αυτά είναι προτιμότερο κατά το σχεδιασμό ενός συστήματος θέρμανσης σε κτηριακές εγκαταστάσεις, να προτιμάται η εγκατάσταση δύο έναντι ενός λέβητα σε περίπτωση που υπάρχει έντονη διακύμανση φορτίου. Η διακύμανση του φορτίου εξαρτάται από το προφίλ λειτουργίας του κτηρίου, την κλιματική ζώνη και το ωράριο λειτουργίας. Οι σύγχρονοι λέβητες στερεάς βιομάζας ισχύος από 50÷500kW (40000÷500000kcal/h), παρουσιάζουν τα εξής χαρακτηριστικά:

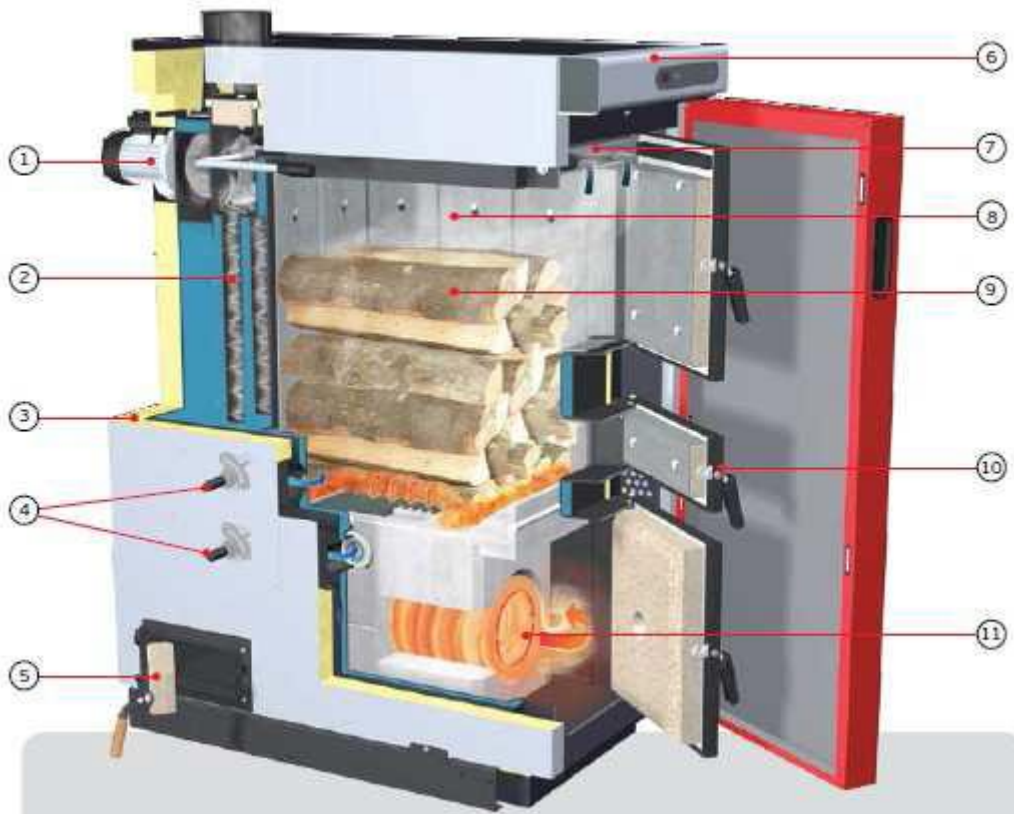
- Απόδοση καύσης μεγαλύτερη από 85%
- Χαμηλές εκπομπές μονοξειδίου του άνθρακα και τέφρας σε πλήρες φορτίο.
- Δυνατότητα διακύμανσης της αποδιδόμενης ισχύος ανάλογα με το απαιτούμενο φορτίο.
- Δυνατότητα ελέγχου της καύσης μέσω τηλεχειρισμού.
- Αυτοματοποιημένη λειτουργία για ελαχιστοποίηση των απαιτήσεων συντήρησης.
- Κατάλληλοι για λειτουργία και σε κτήρια κατοικιών.

Στο σχήμα 8 παρουσιάζεται ένας τυπικός λέβητας καύσης στερεάς βιομάζας - πελέτας. Παρατηρείται η χοάνη στην οποία τοποθετείται η βιομάζα και τροφοδοτεί συνέχεια το σύστημα. Στο κάτω μέρος της υπάρχει κοχλίας (βίδα) (14) ο οποίος τροφοδοτεί την πελέτα από τη χοάνη στο θάλαμο καύσης και ο ανεμιστήρας (15) ο οποίος στέλνει αέρα ώστε να μπορέσει να πραγματοποιηθεί η καύση. Είναι πολύ σημαντικό τα συστήματα αυτά να τροφοδοτούνται με πιστοποιημένες πελέτες ώστε να δουλεύουν σωστά. Σε περίπτωση χρήσης λάθους καυσίμου (μη πιστοποιημένο) υπάρχει περίπτωση λόγω διαφορετικής διάστασης να παρουσιαστεί βλάβη στο σύστημα μεταφοράς (κοχλίας) με αποτέλεσμα την μη καλή λειτουργία του λέβητα.

Οι λέβητες με καυσόξυλα χρησιμοποιούνται ευρέως στις αγροτικές περιοχές και ημιαστικές, λόγω της χρήσης τοπικού και φθηνού καυσίμου. Θα πρέπει και πάλι το καύσιμο να είναι πιστοποιημένο και να περιέχει μικρό ποσοστό υγρασίας για αποφυγή του φαινομένου της αιθαλομίχλης καθώς και τη σωστή καύση του και απόδοση του συστήματος. Όπως

παρουσιάστηκε παραπάνω μεγάλο ποσοστό υγρασίας οδηγεί σε πτώση της θερμογόνου δύναμης και άρα της θερμότητας που εκλύεται από την καύση. Τα μειονεκτήματα που έχει το σύστημα αυτό είναι η καθημερινή χειρονακτική φόρτωση και η έναυση του συτήματος. Η απόδοσή τους όμως είναι υψηλή και κυμαίνεται από 50 έως 90%.

Σχήμα 7.9: Βασικά μέρη ενός λέβητα καυσόξυλων



Στο σχήμα 7.9 παρουσιάζεται ένας λέβητας για καυσόξυλα που έχει τα εξής βασικά μέρη:

1. Αισθητήρας ελέγχου του συντελεστή "λάμδα" για τέλεια καύση.
2. Σύστημα βελτιστοποίησης απόδοσης (W.O.S.) για υψηλή απόδοση και εύκολο καθαρισμό. (Προαιρετικό για τα μοντέλα 18kw και 28kw ενώ περιλαμβάνεται στον βασικό εξοπλισμό για τα μοντέλα 36kw και άνω.)
3. Θερμομόνωση πετροβάμβακα υψηλής ποιότητας 10cm.
4. Χειροκίνητη ρύθμιση πρωτεύοντος και δευτερεύοντος κυκλώματος αέρα.
5. Θυρίδα με μεγάλο άνοιγμα για τον εύκολο καθαρισμό του λέβητα.
6. Πίνακας οργάνων με δυνατότητα ελέγχου του συντελεστή "λάμδα".
7. Σύστημα αναρρόφησης καπνού (αναθυμιάσεις) κατά τη διαδικασία τροφοδοσίας του λέβητα.
8. Θάλαμος φόρτωσης με ειδική επένδυση για την αποφυγή επικάθισης
9. Ο θάλαμος φόρτωσης (55cm) εξασφαλίζει μεγάλα χρονικά διαστήματα ανατροφοδότησης.
10. Αυτόματη προθέρμανση του λέβητα μέσω ειδικών αεραγωγών. (Προαιρετικά παρέχεται συσκευή αυτόματης έναυσης.)
11. Νέος θάλαμος καύσης για ακόμη μικρότερη εκπομπή ρύπων προς το περιβάλλον.

Σχήμα 7.10: Λέβητα καυσοξύλων σε τομή που παρουσιάζει την ροή των καυσαερίων



### 7.6 Καύση, εκπομπές καυσαερίων και νομοθεσία

Οι παραπάνω λέβητες με βάση την καύση της βιομάζας και το είδος τους έχουν κατηγοριοποιηθεί σε διάφορες κλάσεις. Οι ελάχιστες απαιτήσεις για την απόδοση της κάθε κλάσης στο ΕΛΟΤ EN 303.05/99 έχουν ως ακολούθως:

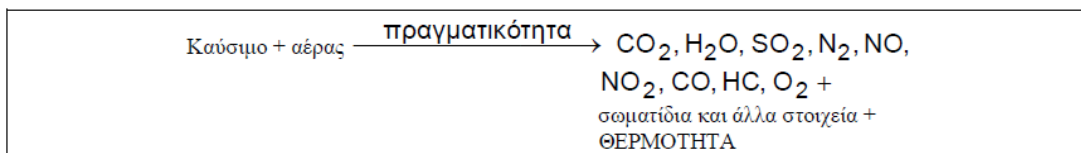
- Κλάση 1 =  $47 + 6 \log QN$
- Κλάση 2 =  $57 + 6 \log QN$
- Κλάση 3 =  $67 + 6 \log QN$

Αντίστοιχα στο υπό ψήφιση Ευρωπαϊκό πρότυπο EN 303.05/2010 με τη νέα αναθεωρημένη έκδοση του 2010 προτείνεται: Οι ελάχιστες απαιτήσεις για την απόδοση της κάθε κλάσης στο EN 303.05/10 έχουν ως ακολούθως:

- Κλάση 3 =  $67 + 6 \log QN$
- Κλάση 4 =  $80 + 2 \log QN$
- Κλάση 5 =  $87 + \log QN$

Όπου: QN είναι η ωφέλιμη ονομαστική ισχύς του λέβητα σε kW.

Η καύση οποιοδήποτε καυσίμου με τη βοήθεια του αέρα οδηγεί στην παραγωγή διοξειδίου του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) και υδρατμών (H<sub>2</sub>O). Παράλληλα δημιουργούνται και επιπλέον ενώσεις με βάση τα στοιχεία του καυσίμου και του αέρα. Τέτοιες ενώσεις είναι το μονοξείδιο του άνθρακα (CO), διοξείδιο του θείου (SO<sub>2</sub>), μονοξείδιο του αζώτου (NO), διοξείδιο του αζώτου (NO<sub>2</sub>) και φυσικά το επιπλέον οξυγόνο (O<sub>2</sub>).



Οι ενώσεις αυτές όπως του μονοξείδιο του άνθρακα, το διοξείδιο του θείου, το διοξείδιο του άνθρακα και τα οξείδια του αζώτου, επιβαρύνουν το περιβάλλον και μπορούν να οδηγήσουν στο φαινόμενο της όξινης βροχής, που ευθύνεται για την καταστροφή των μαρμάρων του Παρθενώνα.

Για το λόγο αυτό έχουν θεσπιστεί όρια για τις επιτρεπόμενες τιμές των καυσαερίων αυτών μέσω της εθνικής νομοθεσίας. Είναι εύλογο λοιπόν, ότι τα συστήματα αυτά θα πρέπει να καθαρίζονται και να συντηρούνται σωστά ώστε οι εκπομπές να κυμαίνονται στα επιτρεπτά όρια. Η απόφαση που ορίζει τα όρια αυτά είναι η Υ.Α. 189533/9-11-2011. Με βάση την απόφαση αυτή επιτρέπεται η χρήση βιομάζας στα αστικά κέντρα της Ελλάδος, εκτός από το ιστορικό κέντρο της Αθήνας που εκεί επιτρέπεται μόνο το φυσικό αέριο. Στον πίνακα 6.2 παρουσιάζονται τα επιτρεπόμενα όρια των καυσαερίων από τα συστήματα καύσης βιομάζας.

**Πίνακας 6.2: Επιτρεπόμενες τιμές εκπεμπόμενων ρύπων**

Μέθοδος τροφοδοσίας	Ονομαστική ισχύς	Οριακές τιμές εκπομπών ρύπων (εκφρασμένες σε mg/m <sup>3</sup> και ανηγμένες σε 10 % O <sub>2</sub> ) [τιμές εκφρασμένες σε ppm και ανηγμένες σε 10 % O <sub>2</sub> ]				Βαθμός Απόδοσης
	(kW)	CO	OGC (Ολικός αέριος οργανικός άνθρακας)	Σωματίδια	NO <sub>x</sub> (εκφρασμένα ως NO <sub>2</sub> )	%
Χειροκίνητη	< 50	5000 [4000]	150 [91]	150	340 [166]	η = 67 + 61log Q <sub>n</sub> , όπου Q <sub>n</sub> είναι η ονομαστική ισχύς του λέβητα σε kW.
	50 - 150	2500 [2000]	100 [61]	150		
	150 - 300	1200 [960]	100 [61]	150		
Αυτόματη	< 50	3000 [2400]	100 [61]	150		
	50 - 150	2500 [2000]	80 [49]	150		
	150 - 300	1200 [960]	80 [49]	150		

Με βάση τα παραπάνω παρατηρείται οι τιμές των μονοξειδίων του άνθρακα είναι υψηλές καθώς επίσης και η ποσόστωση σε σωματίδια και σε οξείδια του αζώτου. Η τιμές αυτές επιτρέπονται μιας και η βιομάζα θεωρείται ως Ανανεώσιμη Πηγή Ενέργειας η οποία βρίσκεται εύκολα στη φύση

## 7.7 Οικονομία της βιομάζας

Το κόστος των μονάδων λεβήτων με στερεά βιομάζα είναι δύο και τρεις φορές μεγαλύτερο σε σχέση με τους συμβατικούς λέβητες πετρελαίου και φυσικού αερίου και κυμαίνεται περίπου στα 120 έως 200€/kW, ανάλογα την θερμική ισχύ. Ταυτόχρονα απαιτείται η διαμόρφωση χώρου αποθήκευσης της βιομάζας, κατασκευή η οποία αυξάνει σημαντικά τα αρχικά κόστη μιας τέτοιας εγκατάστασης. Όσον αφορά στην περιβαλλοντική επιβάρυνση της χρήσης βιομάζας σε συστήματα κεντρικής θέρμανσης, στον πίνακα 7.3. δίνονται συγκριτικά οι εκπομπές ρύπων από καμινάδες λεβήτων που χρησιμοποιούν ως καύσιμο το πετρέλαιο, φυσικό αέριο και θρύμματα ξύλου. Οι τιμές αυτές είναι ενδεικτικές για λέβητες ισχύος 500÷600 kW.

Πίνακας 7.3: Έκλυση ρύπων ανά είδος καυσίμου από καύση σε λέβητες (Πηγή: SEI 2003)

Εκπομπές (mg/m <sup>3</sup> καυσαερίων)	SO <sub>2</sub>	NO <sub>x</sub>	Τέφρα	CO	NMVOC
Λέβητας πετρελαίου	130	78.2	0	2.3	<3
Λέβητας αερίου	0	44.5	0	14.8	0
Λέβητας συμπύκνωσης αερίου	0	12.2	0	7.4	0
Λέβητας θρυμμάτων ξύλου	27	81	24	6	<1

Το μέσο κόστος για μια εγκατάσταση βιομάζας κυμαίνεται από 3000 έως 5000 ευρώ.

Αν αναλογιστούμε το κόστος αγοράς ενός τόνου βιομάζας ότι είναι κοντά στα 250€ μπορούμε να συγκρίνουμε τα συμβατικά καύσιμα υδρογονανθράκων με την πελέτα.

Για τη θέρμανση ενός σπιτιού 150m θα χρειαστούν αν χρησιμοποιηθεί Λέβητα πετρελαίου περίπου 1750€ το χρόνο για την αγορά πετρελαίου. Αν τοποθετηθεί φυσικό αέριο θα ξοδεύονται 1400€ στη ΔΕΠΑ ενώ με τη βιομάζα από 800 έως 1000€. Γίνεται λοιπόν κατανοητό ότι μια επέμβαση τοποθέτησης συστήματος βιομάζας έχει πολύ γρήγορη απόσβεση και είναι η οικονομικότερη λύση από τις άλλες δύο.

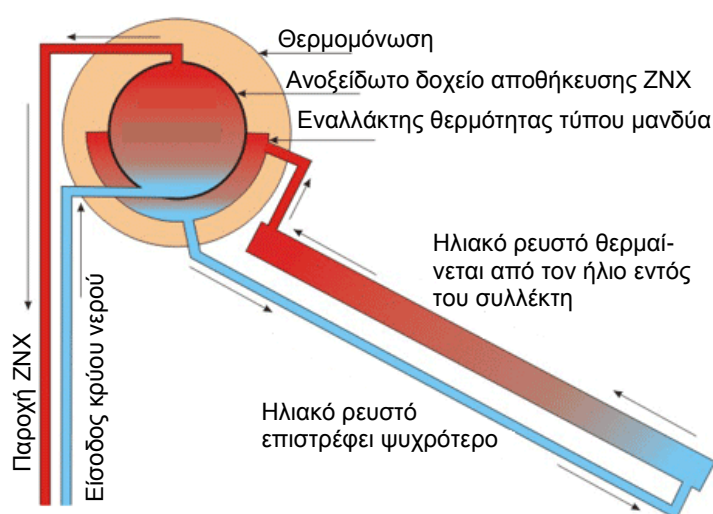
## 8 Ηλιοθερμικά συστήματα

### 8.1 Ηλιακά συστήματα για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης.

#### 8.1.1 Τα θερμοσιφωνικά ηλιακά

Η χρήση της ηλιακής ενέργειας αναπτύχθηκε διεθνώς κατά την δεκαετία του 70 για την παραγωγή ζεστού νερού χρήσης (ZNX). Κατά την δεκαετία του 80 είχαν αναπτυχθεί στην χώρα μας πάνω από 200 βιομηχανίες-βιοτεχνίες παραγωγής ηλιακών θερμοσιφωνικών συστημάτων για την παραγωγή ZNX. Σήμερα η χώρα μας ευρίσκεται μεταξύ των πρώτων χωρών ως προς τον δείκτη εγκατεστημένης θερμικής ισχύς ηλιακών συστημάτων κατά κεφαλή.

Τα ηλιακά θερμοσιφωνικά συστήματα λειτουργούν με φυσική κυκλοφορία του νερού, χωρίς



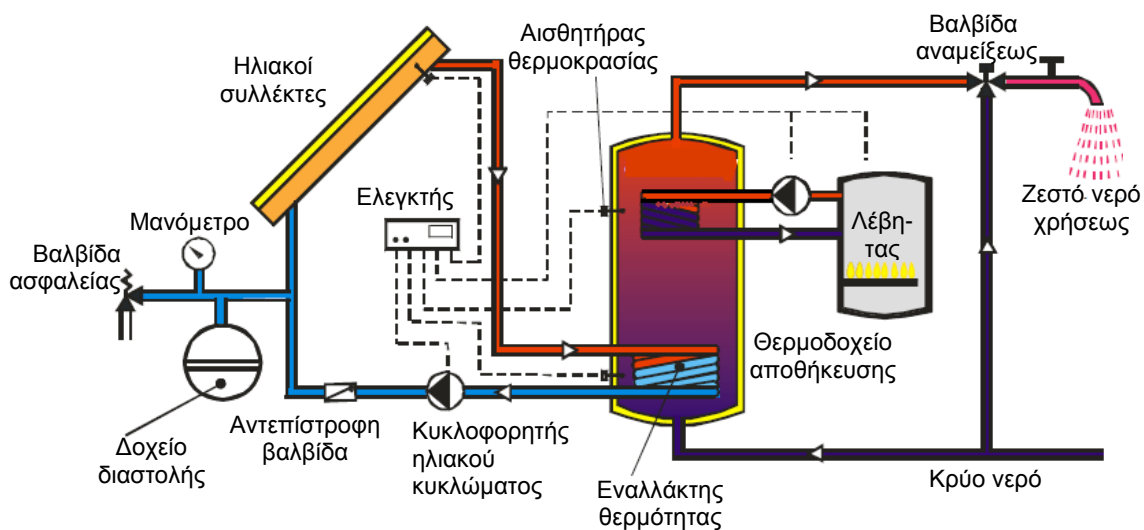
δηλαδή την χρήση αντλίας κυκλοφορίας (κυκλοφορητή). Το ηλιακό ρευστό είναι συνήθως αντιψυκτικό υγρό ή νερό και θερμαίνεται εντός του ηλιακού συλλέκτη. Καθώς θερμαίνεται μειώνεται η πυκνότητά του και το ρευστό γίνεται ελαφρύτερο. Στη συνέχεια εξέρχεται από τον συλλέκτη και εισέρχεται στον εναλλάκτη θερμότητας ο οποίος είναι τύπου μανδύα, δηλαδή έχει μορφή κυλινδρικού δακτυλίου ο οποίος περιβάλλει το κυλινδρικό δοχείο αποθήκευσης του ζεστού

νερού χρήσης. Με τον τρόπο αυτό το ηλιακό ρευστό αποδίδει την θερμότητά του στο νερό εντός του δοχείου, παράγοντας έτσι ZNX και επομένως κρύνει και επιστρέφει στον συλλέκτη με φυσική κυκλοφορία, επειδή είναι ακριβώς βαρύτερο από το θερμαινόμενο ρευστό εντός του συλλέκτη.

#### 8.1.2 Τα κεντρικά ηλιακά συστήματα

Για τις μεγαλύτερες ηλιοθερμικές εγκαταστάσεις παραγωγής ZNX σε ξενοδοχεία, πισίνες, νοσοκομεία, κλπ αναπτύχθηκαν τα κεντρικά ηλιακά συστήματα τα οποία λειτουργούν με κυκλοφορητή (αντλία) του ηλιοθερμικού ρευστού. Μία τέτοια τυπική διάταξη δίδεται στο Σχήμα 8.1. Το ηλιακό ρευστό εισέρχεται στο πεδίο των ηλιακών συλλεκτών και θερμαίνεται στους 60 έως τους 80°C. Στη συνέχεια οδεύει και τελικώς εισέρχεται σε εναλλάκτη θερμότητας είτε εμβαπτισμένου στο δοχείο παραγωγής και αποθήκευσης του ZNX (όπως φαίνεται στο Σχήμα) είτε εξωτερικού αυτού. Εκεί αποδίδεται την θερμότητά του, κρύνει περί τους 40° έως 50°C και στη συνέχεια επιστρέφει στους ηλιακούς συλλέκτες με την βοήθεια κυκλοφορητή.

Σχήμα 8.1 : Κεντρικό ηλιοθερμικό σύστημα παραγωγής ΖΝΧ



Το ΖΝΧ παράγεται και αποθηκεύεται εντός του θερμοδοχείου αποθήκευσης. Σε περίπτωση όπου η ηλιακή ενέργεια δεν επαρκεί (π.χ. σε μία συννεφιασμένη ημέρα του χειμώνα), τότε παρέχεται συμπληρωματική θερμότητα από μία βοηθητική πηγή ενέργειας, συνήθως λέβητα πετρελαίου ή αερίου. Η θερμότητα αυτή αποδίδεται στο ΖΝΧ με την βοήθεια εναλλάκτη θερμότητας, εμβαπτισμένου ή εξωτερικού του δοχείου θερμότητας.

Η λειτουργία του κυκλοφορητή του ηλιακού κυκλώματος καθώς και του κυκλοφορητή και του καυστήρα του βοηθητικού λέβητα, γίνεται από ηλεκτρονικό εγκέφαλο ή ελεγκτή, ο οποίος ελέγχει συνεχώς την θερμοκρασία του ΖΝΧ εντός του θερμοδοχείου και λαμβάνει βέλτιστες αποφάσεις την χρήση ή μη της βοηθητικής πηγής θερμότητας.

Η λήψη του ΖΝΧ προς χρήση, γίνεται από το επάνω μέρος του θερμοδοχείου, όπου η θερμοκρασία του νερού του θερμοδοχείου είναι μεγαλύτερη ενώ η τροφοδοσία του κρύου νερού το οποίο αναπληρώνει το εξαγόμενο ΖΝΧ χρήσης γίνεται εις το κάτω μέρος του θερμοδοχείου. Ως αποτέλεσμα αυτού του τρόπου τροφοδοσίας, αλλά και με βάση το φαινόμενο της θερμοκρασιακής διαστρωμάτωσης, παρατηρούνται χαμηλότερες θερμοκρασίες στα κάτω στρώματα του νερού του θερμοδοχείου οι οποίες αυξάνονται όσο ανερχόμαστε στα πάνω στρώματα του θερμοδοχείου.

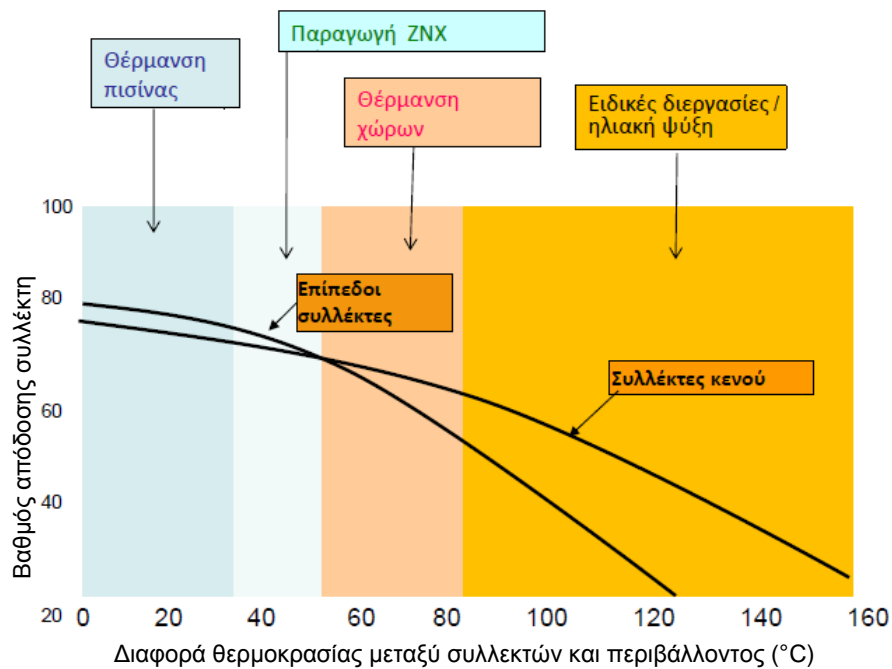
## 8.2 Οι ηλιακοί συλλέκτες

### 8.2.1 Ο βαθμός απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών

Το φαινόμενο αυτό της θερμοκρασιακής διαστρωμάτωσης είναι πολύ σημαντικό διότι επιτρέπει την λειτουργία του ηλιακού κυκλώματος σε χαμηλότερες θερμοκρασίες. Τούτο συμβαίνει διότι το νερό όταν θερμαίνεται γίνεται ελαφρύτερο και επομένως ανεβαίνει στα επάνω στρώματα του δοχείου. Αντίθετα το κρύο νερό συγκεντρώνεται στα χαμηλότερα στρώματα, εκεί δηλαδή ακριβώς που τοποθετείται ο εναλλάκτης θερμότητας του ηλιακού κυκλώματος.

Από την άλλη πλευρά ο βαθμός απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών είναι συνάρτηση της διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ του εισερχομένου ρευστού ή/και της μέσης θερμοκρασίας του ρευστού έναντι της θερμοκρασίας περιβάλλοντος  $\Delta T$ . Η σχέση αυτή παριστάνεται γραφικά στο Σχήμα 8.2 που ακολουθεί.

Σχήμα 8.2 : Βαθμός απόδοσης ηλιακών συλλεκτών ως συνάρτηση της θερμοκρασίας



Από το σχήμα παρατηρείται ότι όσο ο συλλέκτης λειτουργεί σε υψηλότερη θερμοκρασία, τόσο πέφτει ο βαθμός απόδοσης  $\eta$ , ο οποίος ορίζεται ως ο λόγος της αποδιδόμενης ωφέλιμης θερμότητας από τον συλλέκτη ως προς την προσπίπτουσα ισχύ της ηλιακής ακτινοβολίας στο επίπεδο του συλλέκτη :

$$\eta = Q / (A_c G) = F_R [G (\alpha \cdot \tau)_n - U \cdot (T_m - T_a)] \quad (8.1)$$

όπου

$Q$  : η ωφέλιμη συλλεγόμενη θερμότητα που αποδίδεται από τον συλλέκτη (W).

$A_c$  : η επιφάνεια του συλλέκτη ( $m^2$ ).

$G$  : η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο του συλλέκτη σε  $W/m^2$ .

$\tau$  : ο συντελεστής διαπερατότητας της ηλιακής ακτινοβολίας του διαφανούς καλύματος του συλλέκτη

$\alpha$  : ο συντελεστής απορροφητικότητας της μαύρης επιφάνειας του απορροφητήρα του συλλέκτη δια την ηλιακή ακτινοβολία

$F_R$  : ο συντελεστής θερμικής απολαβής του συλλέκτη

$U$  : ο ολικός συντελεστής απωλειών προς το περιβάλλον του συλλέκτη σε  $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

$T_m$  : η μέση θερμοκρασία του συλλέκτη ( $^\circ C$ ).

$T_a$  : η θερμοκρασία του περιβάλλοντος ( $^\circ C$ ).

Στην εξίσωση 8.1 ο όρος  $G (\alpha \cdot \tau)_n$  εκφράζει την συνολική ακτινοβολία η οποία εισέρχεται και απορροφάται από τον απορροφητήρα του ηλιακού συλλέκτη ενώ ο όρος  $U (T_m - T_a)$  δίδει τις θερμικές απώλειες του συλλέκτη προς το περιβάλλον λόγω μετάδοσης θερμότητας με συναγωγή και ακτινοβολία. Οι συντελεστές  $(\tau \cdot \alpha)_n$ ,  $U$  και  $F_R$  θα πρέπει να δίδονται από τον κατασκευαστή.



Με βάση το Ευρωπαϊκό πρότυπο EN 12975, σήμερα ο βαθμός απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών, αντί για τον τύπο 8.1, συνήθως εκφράζεται από τον τύπο :

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot \{(T_m - T_a) / G\} - a_2 \cdot \{(T_m - T_a)^2 / G\} \quad (8.2)$$

όπου  $\eta$  είναι ο βαθμός απόδοσης του συλλέκτη,  $T_m$  είναι η μέση θερμοκρασία του ρευστού του συλλέκτη ( $^{\circ}\text{C}$ ),  $T_a$  είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος ( $^{\circ}\text{C}$ ) και  $G$  είναι η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολία στο επίπεδο του συλλέκτη ( $\text{W}/\text{m}^2$ ).

Οι κατασκευαστές ηλιακών συλλεκτών είναι υποχρεωμένοι πλέον να παραδίδουν στον αγοραστή τις τρεις παραμέτρους της εξίσωσης 8.2 με τις οποίες υπολογίζεται ο βαθμός απόδοσης :

- α) το βαθμό απόδοσης μηδενικών απωλειών  $\eta_0$
- β) τον συντελεστή απωλειών πρώτης τάξεως  $a_1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$
- γ) τον συντελεστή απωλειών δευτέρας τάξεως  $a_2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}^2)$

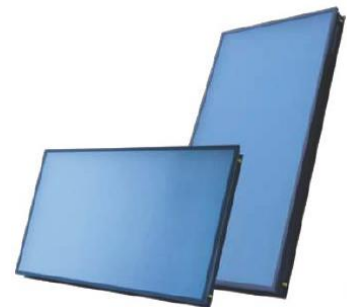
**Παράδειγμα 8.1:** Για ένα επίπεδο ηλιακό συλλέκτη, ο κατασκευαστής δίδεται τα ακόλουθα χαρακτηριστικά :  $\eta_0 = 0,8$ ,  $a_1 = 2,4 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ ,  $a_2 = 0,015 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^2)$ . Ζητείται να υπολογιστεί ο βαθμός απόδοσης του συλλέκτη όταν η θερμοκρασία εισόδου του ηλιακού ρευστού στο συλλέκτη είναι  $35^{\circ}\text{C}$  και η θερμοκρασία εξόδου  $65^{\circ}\text{C}$  ήτοι  $T_m = 50^{\circ}\text{C}$ , η θερμοκρασία περιβάλλοντος είναι  $28^{\circ}\text{C}$  και η ηλιακή ακτινοβολία  $G = 1000 \text{ W}/\text{m}^2$ . Αντικαθιστώντας στην εξίσωση 8.2 προκύπτει  $\eta = 74\%$

Επαναλαμβάνοντας τον υπολογισμό με  $G=600 \text{ W}/\text{m}^2$  τότε  $\eta = 70\%$ .

### 8.2.2 Τύποι ηλιακών συλλεκτών

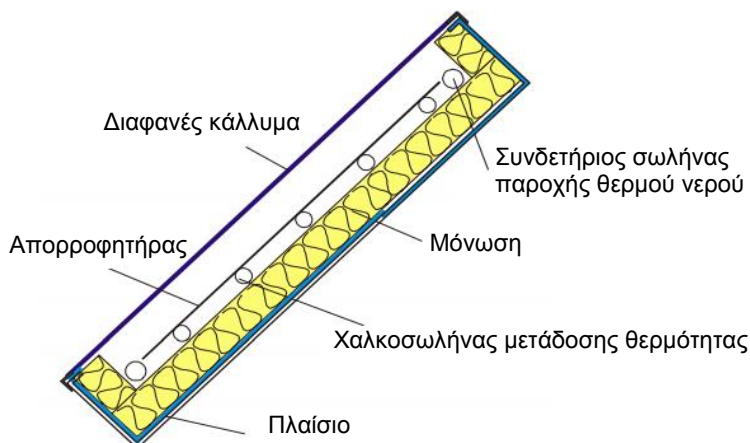
Οι κλασικοί ηλιακοί συλλέκτες είναι οι επίπεδοι συλλέκτες οι οποίοι είναι χαμηλού έως μεσαίου τιμήματος και έχουν ευρύτατες εφαρμογές στην παραγωγή ζεστού νερού χρήσης και του νερού κολυμβητικών δεξαμενών καθώς και στη θέρμανση του νερού κεντρικής θέρμανσης χώρων. Διαθέτουν τρία βασικά στρώματα :

α) το εξωτερικό διάφανο κάλυμμα, β) τον επίπεδο απορροφητήρα, μαύρου χρώματος, ο οποίος αναλαμβάνει να απορροφήσει την εισερχόμενη ηλιακή θερμότητα μέσω του διαφανούς καλύμματος και να την αποδώσει στους χαλκοσωλήνες οι οποίοι είναι ενσωματωμένοι στον απορροφητήρα, εντός των οποίων διέρχεται το ηλιακό ρευστό, γ) τον στρώμα θερμομόνωσης του συλλέκτη, προκειμένου να μην υπάρχουν απώλειες θερμότητας κάτω από τον απορροφητήρα.



Ο απορροφητήρας διατίθεται σε διάφορους τύπους : με μαύρη βαφή, με ημι-επιλεκτική επιφάνεια και με επιλεκτική επιφάνεια. Το τιμήμα του αυξάνει ανάλογα με τον τύπο της επιλεκτικής βαφής, της θερμομόνωσης και του τρόπου κατασκευής με τον οποίο μεγιστοποιείται ο συντελεστής  $\eta_0$  και ελαχιστοποιούνται οι συντελεστές  $a_1$  και  $a_2$ .

Σχήμα 8.3. Σχηματική τομή επίπεδου ηλιακού συλλέκτη



Τα τελευταία χρόνια έχει αναπτυχθεί και διατίθεται στην αγορά ένας άλλος τύπος συλλέκτη : ο συλλέκτης κενού. Ο τύπος αυτός εμφανίζει αρκετά υψηλό κόστος αλλά έχει χαμηλότερες απώλειες θερμότητας λόγω χαμηλότερους συντελεστή U. Έτσι όπως παρατηρείται από το Σχήμα 8.2. σε θερμοκρασίες  $> 50^{\circ}\text{C}$ , εμφανίζει καλύτερους βαθμούς απόδοσης από τους επίπεδους συλλέκτες. Ως εκ τούτου οι συλλέκτες κενού είναι ιδανικοί για ψυχρά κλίματα.



Από την άλλη πλευρά είναι εξαιρετικά ευαίσθητοι και σχετικά πολύπλοκοι στην εγκατάσταση. Δεν συνιστώνται σε οικιακές εφαρμογές αφού το καλοκαίρι η θερμοκρασία στο εσωτερικό τους υπερβαίνει τους  $300^{\circ}\text{C}$ . Για τον λόγο αυτό εφαρμόζονται σε εφαρμογές όπου απαιτούνται υψηλότερες θερμοκρασίες

όπως είναι ο ηλιακός κλιματισμός, η αποστείρωση, η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας και άλλες βιομηχανικές εφαρμογές.

### 8.3 Ηλιοθερμικά συνδυασμένης παραγωγής νερού θέρμανσης και ZNX

#### 8.3.1 Γενικά

Σήμερα η τεχνολογία ηλιοθερμικών συστημάτων έχει εξελιχθεί σε τέτοιο βαθμό ώστε αυτά να αποτελούν πλέον ανταγωνιστική επιλογή συστήματος θέρμανσης έναντι των άλλων συμβατικών συστημάτων με λέβητα. Αυτό οφείλεται και στο γεγονός της παράλληλης ανάπτυξης των συστημάτων θέρμανσης χαμηλών θερμοκρασιών, όπως αναπτύσσεται στα προηγούμενα κεφάλαια. Τέτοια συστήματα είναι το ενδοδαπέδιο σύστημα το οποίο απαιτεί θερμότητα θερμοκρασίας κάτω των  $35^{\circ}\text{C}$  καθώς και τα θερμαντικά πινάκια (πανέλα) τα οποία λειτουργούν περί τους  $50^{\circ}\text{C}$ .

Σε αυτές τις περιοχές των χαμηλών θερμοκρασιών, οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες λειτουργούν με υψηλό βαθμό απόδοσης όπως φαίνεται στο Σχήμα 8.2. Έτσι οι λέβητες μπορούν πλέον να συμβάλουν οικονομικά στην θέρμανση χώρων παράλληλα με την παραδοσιακή τους χρήση, δηλαδή την παραγωγή ZNX.

Έτσι διατίθενται πλέον εις την αγορά ηλιοθερμικά συστήματα για την συνδυασμένη θέρμανση χώρων και την παραγωγή ZNX, τα οποία αποκαλούνται ηλιοθερμικά τύπου Κόμπι (Combi). Τα συστήματα αυτά διακρίνονται από τα ηλιακά συστήματα παραγωγής μόνο ZNX, ως προς τον τρόπο παραγωγής και αποθήκευσης ZNX.

Τα συστήματα Combi πρέπει να συνδυάζονται πάντα με μία βοηθητική πηγή ενέργειας διότι η ηλιακή ενέργεια δεν είναι πάντοτε διαθέσιμη όταν χρειάζεται. Παρά το γεγονός ότι το θερμοδοχείο αποθηκεύει θερμότητα για τις ώρες όπου δεν υπάρχει ηλιακή ακτινοβολία, εν τούτοις αυτή η αποθηκευτική ικανότητα δεν μπορεί να καλύπτει φορτία σε περιόδους παρατεταμένης συννεφιάς. Για τον λόγο αυτό, απαιτείται η χρήση μίας συμπληρωματικής πηγής θερμότητας, συνήθως λέβητας πετρελαίου ή αερίου, η οποία καλύπτει τις ανάγκες θερμότητας σε τέτοιου είδους περιόδους.

Επισημαίνεται ότι το μέγεθος του θερμοδοχείου αποθήκευσης καθορίζεται από καθαρά οικονομικούς λόγους. Ένα πολύ μεγάλο δοχείο, θα αποτελούσε μία δαπανηρή προσθήκη, η οποία δεν δικαιολογείται από τα πρόσθετα ενεργειακά οφέλη τα οποία αυτό παρέχει. Από την άλλη πλευρά ένα πολύ μικρό δοχείο, δεν επιτρέπει στην ηλιακή ενέργεια να καλύψει ένα μεγάλο ποσοστό των θερμικών αναγκών, διότι αυτές είναι συνήθως «ετεροχρονισμένες» από την ηλιακή ακτινοβολία, δηλαδή εμφανίζονται σε διαφορετικές ώρες της ημέρας. Στην πράξη ο λόγος του όγκου του θερμοδοχείου V (σε λίτρα) ως προς την επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών  $A_C$  (σε  $m^2$ ), κυμαίνεται μεταξύ 50 και 70 λίτρα/ $m^2$ .

### 8.3.2 Τύποι συστημάτων Combi

Ενώ στα συμβατικά ηλιοθερμικά συστήματα το ZNX θερμαίνεται απ' ευθείας από το ηλιακό ρευστό και αποθηκεύεται εντός του θερμοδοχείου, στα συστήματα τύπου Combi, τα πράγματα αντιστρέφονται : εντός του θερμοδοχείου αποθηκεύεται το νερό θέρμανσης, ενώ το ZNX παράγεται με τρεις διαφορετικούς τρόπους :

Σύστημα Α : Δοχείο ZNX εμβαπτισμένο μέσα στο θερμοδοχείο νερού θέρμανσης (Tank in tank)

Σύστημα Β : Παραγωγή ZNX μέσα σε εμβαπτισμένο εναλλάκτη θερμότητας μέσα στο θερμοδοχείο

Σύστημα Γ : Παραγωγή ZNX με εξωτερικό εναλλάκτη θερμότητας.

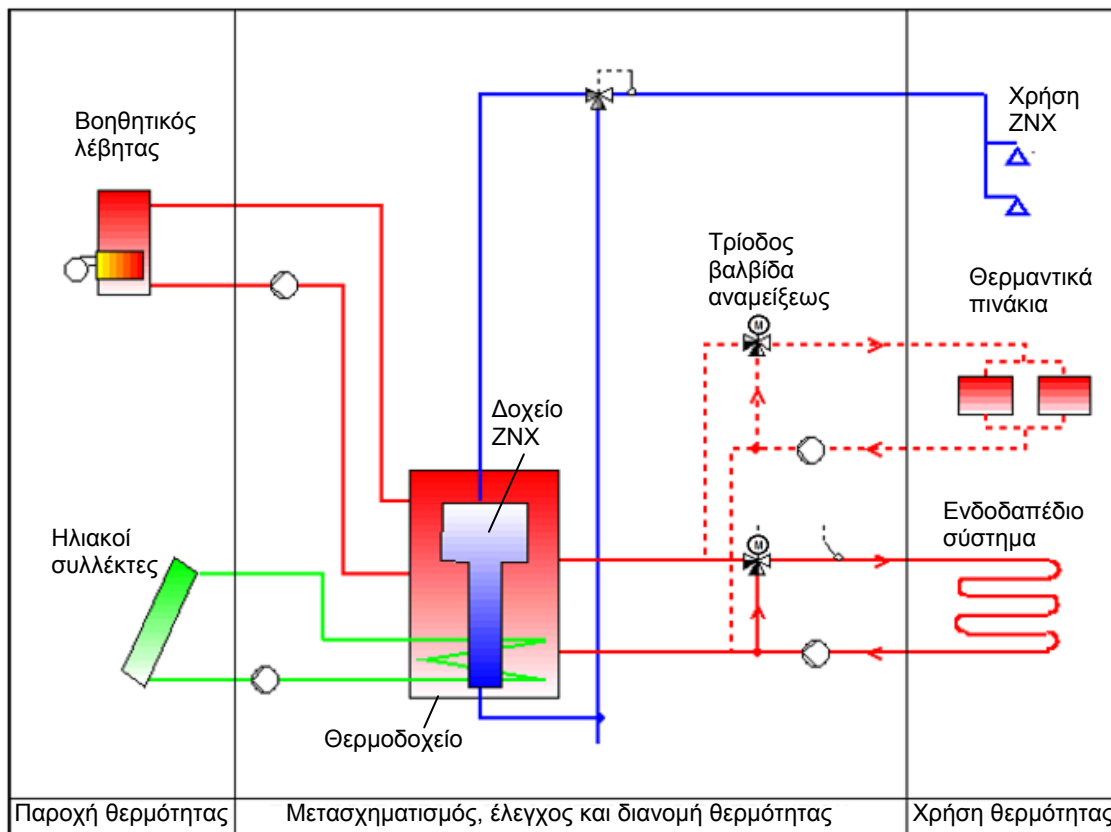
Το σύστημα Α διαθέτει μικρή έστω αποθηκευτική ικανότητα για ZNX ενώ τα συστήματα Β και Γ έχουν ελάχιστη αποθηκευτική ικανότητα και ομοιάζουν περισσότερο με ταχυθερμώσεις, δηλαδή με θερμοαντλίες νερού οι οποίοι παράγουν ZNX μόνο όταν αυτό ζητείται από τους χρήστες.

### 8.3.3 Σύστημα Α : δοχείο στο δοχείο

Το σύστημα αυτό περιγράφεται με την βοήθεια του Σχήματος 8.4. Το θερμοδοχείο του συστήματος περιέχει το δοχείο παραγωγής και αποθήκευσης ZNX, το οποίο είναι ταυτόχρονα εναλλάκτης θερμότητας.

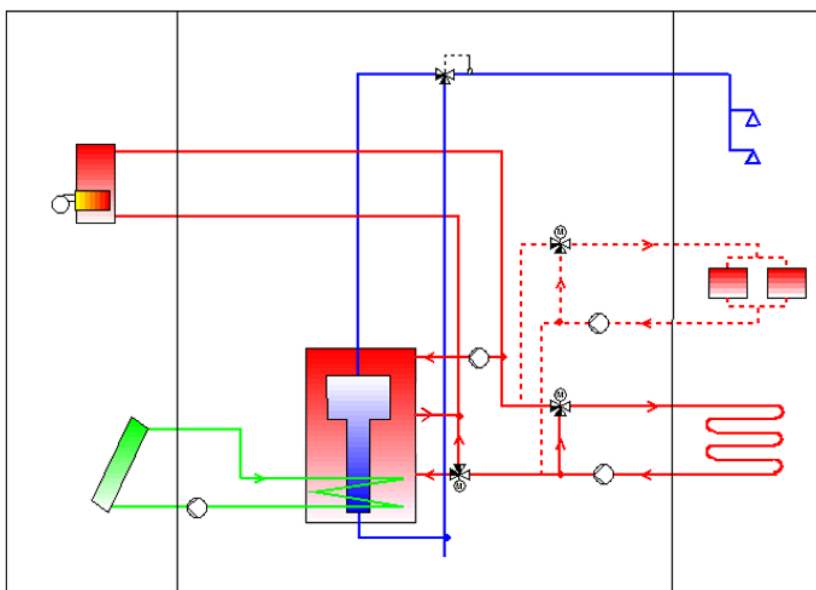
Το θερμοδοχείο αποθηκεύει θερμότητα περί τους 50 έως 80°C. Η θερμότητα αυτή παρέχεται κυρίως από τους ηλιακούς συλλέκτες και όταν αυτοί δεν επαρκούν, από την βοηθητική πηγή θερμότητας. Σημειώνεται ότι το νερό του λέβητα κυκλοφορεί ευθέως μέσα στο θερμοδοχείο χωρίς να παρεμβάλλεται εναλλάκτης θερμότητας. Αντίθετα το ηλιακό ρευστό θερμαίνει το θερμοδοχείο μέσω εμβαπτισμένου εναλλάκτη θερμότητας.

Σχήμα 8.4. Σχηματική διάταξη ηλιοθερμικού συστήματος τύπου A : Δοχείο στο δοχείο



Παρατηρείται ότι σε όλα τα θερμικά φορτία συνήθως είναι εγκατεστημένη και μία τρίοδος (ή τετράοδος) βαλβίδα αναμείξεως, με την οποία ρυθμίζεται η τελική θερμοκρασία του ZNX ή του νερού θέρμανσης. Στο Σχήμα 8.5 δίδεται ένας εναλλακτικός τρόπος σύνδεσης της βοηθητικής πηγής.

Σχήμα 8.5. Σχηματική διάταξη ηλιοθερμικού συστήματος τύπου A : Εναλλακτική σύνδεση

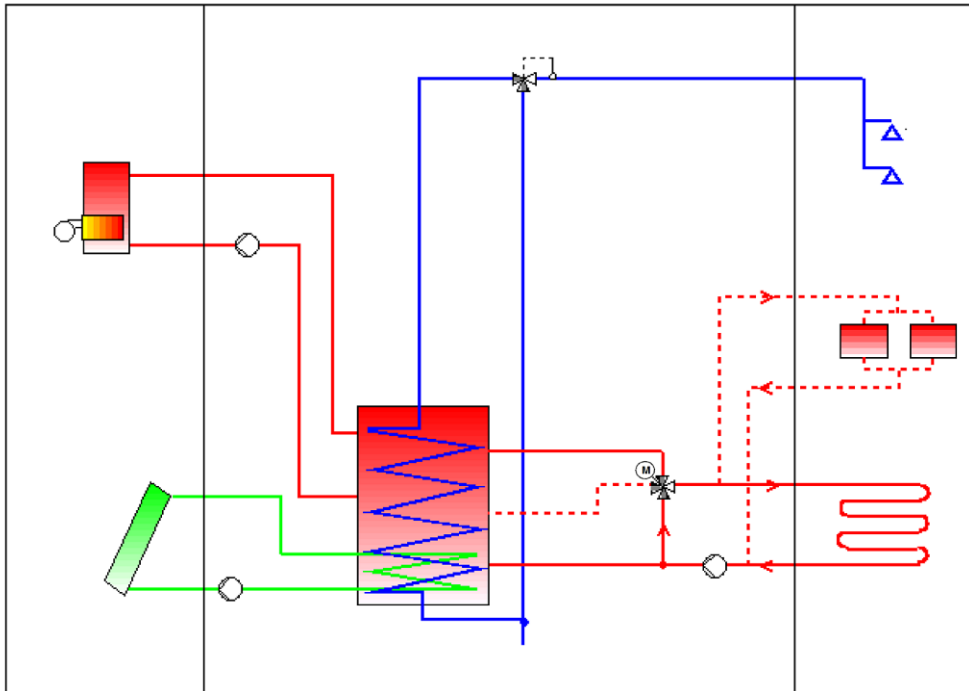


Αντί αυτή να συνδέεται απ' ευθείας με το θερμοδοχείο, συνδέεται πάνω στο κύκλωμα θέρμανσης με διττό σκοπό : αφ' ενός μεν την απ' ευθείας παροχή θερμότητας στο κύκλωμα θέρμανσης και αφ' ετέρου την παροχή θερμότητας προς το θερμοδοχείο για την διατήρηση της θερμοκρασίας του στα απαιτούμενα επίπεδα για την παραγωγή ZNX.

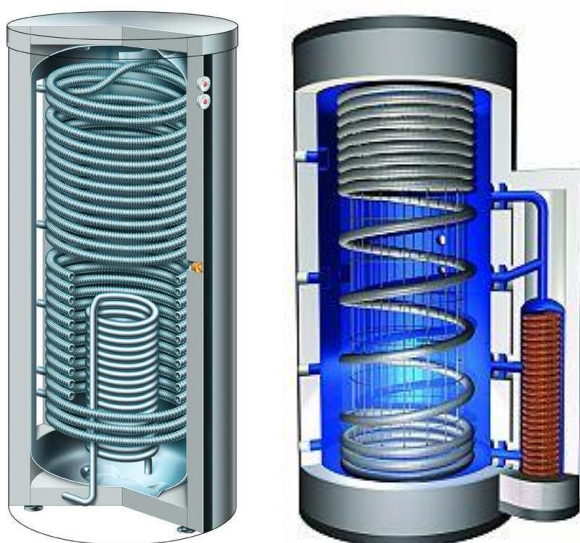
### 8.3.4 Σύστημα Β : Εμβαπτισμένος εναλλάκτης ΖΝΧ

Το σύστημα τύπου Β του εμβαπτισμένου εναλλάκτη θερμότητας δίδεται στο Σχήμα 8.6. Οι συνδέσεις των θερμικών φορτίων με το θερμοδοχείο είναι ακριβώς οι ίδιες με εκείνες του Σχήματος 8.4 ενώ η εναλλακτική διάταξη σύνδεσης του βοηθητικού λέβητα του Σχήματος 8.5. ισχύει και στην παρούσα περίπτωση.

Σχήμα 8.6. Σχηματική διάταξη ηλιοθερμικού συστήματος τύπου Β : Εμβαπτισμένος εναλλάκτης



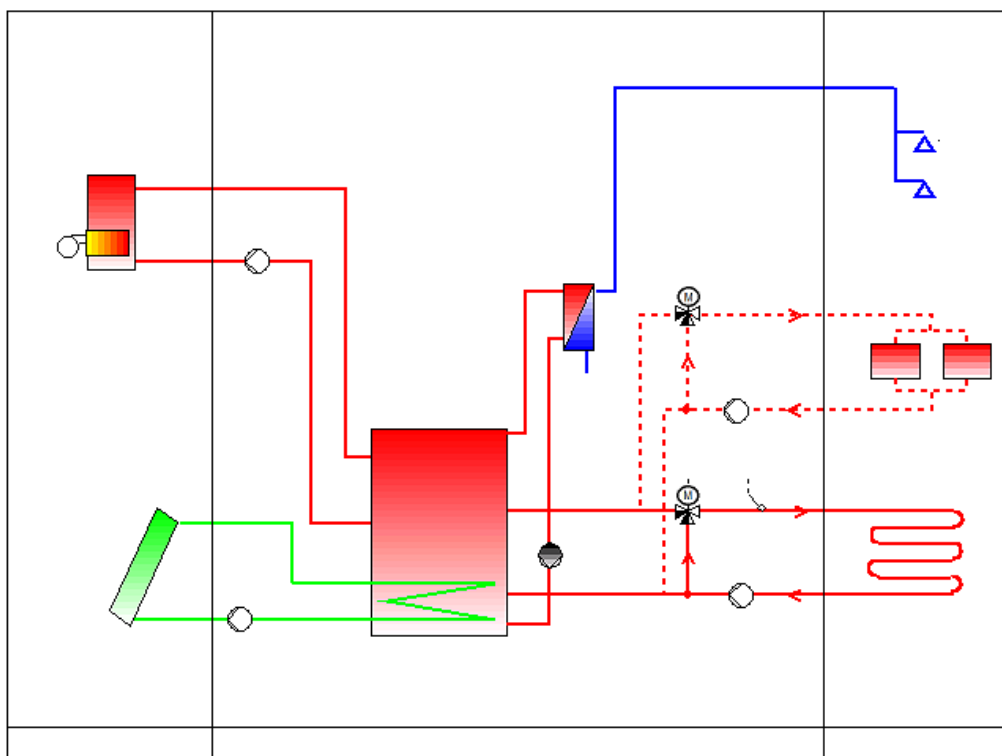
Δύο τυπικά θερμοδοχεία αυτού του συστήματος απεικονίζονται σχηματικά κατωτέρω. Εις την αριστερή εικόνα, ο εναλλάκτης του ηλιακού κυκλώματος δίδεται με τον μικρό σπειροειδή σωλήνα στο κάτω μέρος ενώ ο εναλλάκτης του ΖΝΧ είναι ο μεγάλος σπειροειδής σωλήνας ο οποίος εκτείνεται καθ' όλο το ύψος του θερμοδοχείου. Στην δεξιά εικόνα ο εναλλάκτης του ηλιακού πεδίου είναι ενσωματωμένος στο θερμοδοχείο στην κάτω δεξιά πλευρά του. Το νερό του θερμοδοχείου εισέρχεται στον ηλιακό εναλλάκτη και μπορεί να εξέλθει σε διαφορετικά σημεία καθ' ύψος, ανάλογα με την θερμοκρασία του. Εάν το νερό θερμανθεί από το ηλιακό πεδίο αρκετά, τότε αυτό εξέρχεται στο υψηλότερο σημείο. Η τεχνική αυτή αποτελεί μία από τις διαθέσιμες τεχνικές για την εξασφάλιση θερμοκρασιακής διαστρωμάτωσης εντός του θερμοδοχείου.



### 8.3.5 Σύστημα Γ : Εξωτερικός εναλλάκτης ZNX

Η σχηματική διάταξη του τύπου αυτού, είναι παρόμοια με εκείνη των τύπων Α και Β. Όμως η παραγωγή ZNX γίνεται εξωτερικά του θερμοδοχείου με την χρήση εναλλάκτη θερμότητας και ξεχωριστού κυκλώματος θέρμανσης του εναλλάκτη με χωριστό κυκλοφορητή (βλέπε Σχήμα 8.7.)

Σχήμα 8.7. Σχηματική διάταξη ηλιοθερμικού συστήματος τύπου Γ : Εξωτερικός εναλλάκτης



### 8.3.6 Ο ελεγκτής του ηλιοθερμικού συστήματος



Όλα τα ηλιοθερμικά συστήματα Combi, διαθέτουν ηλεκτρονικό ελεγκτή ο οποίος αναλαμβάνει τον ρύθμιση της λειτουργίας των κυκλοφορητών, της βοηθητικής πηγής και των τριόδων βαλβίδων αναμίξεως με σκοπό την μεγιστοποίηση της ηλιακής απολαβής και της ελαχιστοποίησης της χρήσεως της βοηθητικής πηγής ενέργειας. Εις τον ελεγκτή αυτόν προσάγονται όλα τα αισθητήρια θερμοκρασίας τα οποία είναι τοποθετημένα εντός του θερμοδοχείου για την μέτρηση της θερμοκρασίας νερού βάσει των οποίων ρυθμίζεται η λειτουργία της βοηθητικής πηγής..

Επίσης προσάγονται και οι μετρήσεις θερμοκρασίας στα κυκλώματα θέρμανσης, βάσει των οποίων ρυθμίζονται οι τριόδες βαλβίδες.

## 8.4 Το ποσοστό κάλυψης $f$ των θερμικών φορτίων από την ηλιοθερμία

### 8.4.1 Γενικά

Ως ποσοστό κάλυψης των ετησίων φορτίων (αναγκών) θέρμανσης χώρων  $Q_{\Theta X}$  και παραγωγής ΖΝΧ  $Q_{ZNX}$  από την ηλιοθερμία ορίζεται ο συντελεστής  $f$  :

$$f = Q_H / Q_{\Phi} = Q_H / \{ (Q_{\Theta X} + \Theta_Z + Q_{A\pi}) / \eta_{\Lambda} \} \quad (8.3)$$

όπου

$Q_H$  : είναι η ετήσια παραγόμενη ωφέλιμη ενέργεια από την ηλιακή ενέργεια,

$Q_{\Phi}$  : είναι το συνολικό ετήσιο φορτίο =  $\{ (Q_{\Theta X} + \Theta_Z + Q_{A\pi}) / \eta_{\Lambda} \}$

$Q_{A\pi}$  : είναι οι ετήσιες απώλειες διανομής θερμότητας του συστήματος θέρμανσης και του συστήματος παραγωγής ΖΝΧ. και

$\eta_{\Lambda}$  : ο βαθμός απόδοσης του βοηθητικού λέβητα

### 8.4.2 Η παράμετρος ΚΗΚ

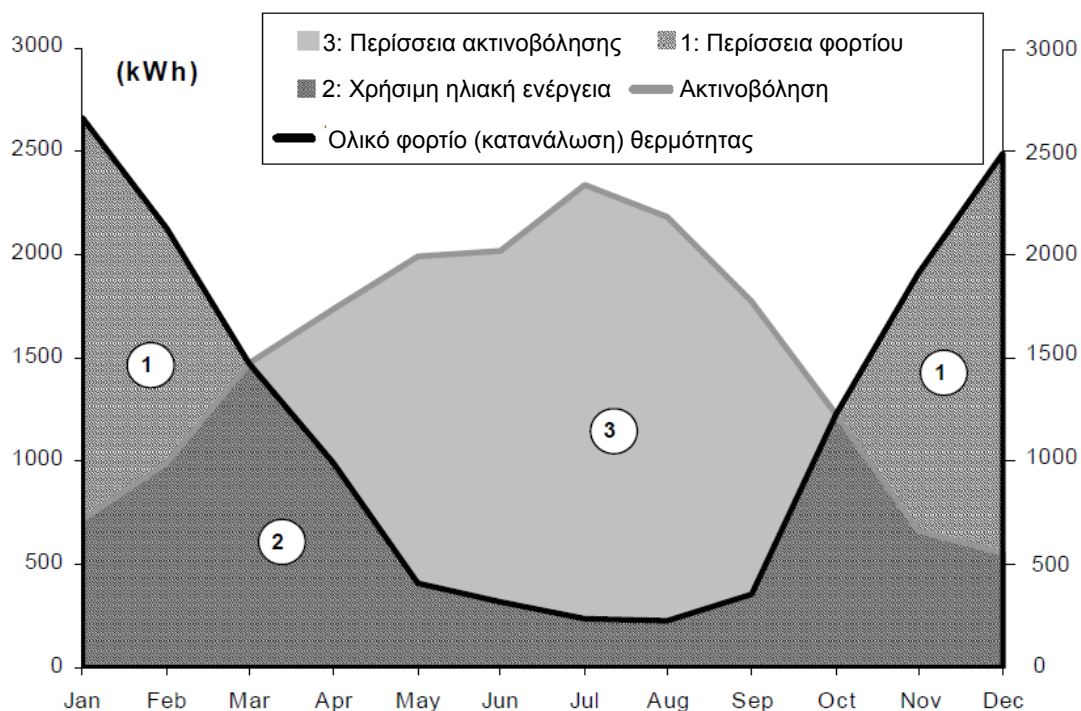
Ο συντελεστής  $f$  καλείται επίσης και συντελεστής εξοικονόμησης ενέργειας του ηλιοθερμικού συστήματος και εξαρτάται πρωτίστως από επικαλούμενη «Κλασματική Ηλιακή Κατανάλωση» ΚΗΚ (Fractional Solar Consumption – FSC). η οποία ορίζεται με βάση τα εμβαδά του Σχήματος 8.8 :

$$ΚΗΚ = (2) / \{ (1) + (2) \} \quad (8.4)$$

όπου το εμβαδόν (2) αντιστοιχεί στο μέρος της προσπίπτουσας ηλιακής ενέργειας στην επιφάνεια των συλλεκτών η οποία είναι χρήσιμη διότι μπορεί να αξιοποιηθεί πλήρως αφού είναι μικρότερη του θερμικού φορτίου, και

το εμβαδόν (1) αντιστοιχεί σε εκείνο το φορτίο δια το οποίο δεν επαρκεί η προσπίπτουσα ηλιακή ενέργεια (έλλειμμα ηλιακής ενέργειας) στην επιφάνεια των συλλεκτών.

Σχήμα 8.8. Μηνιαίο διάγραμμα της τελικής κατανάλωσης ενέργειας ενός συμβατικού συστήματος αναφοράς και της ηλιακής ακτινοβολίας (σε kWh) για μία καθορισμένη επιφάνεια συλλεκτών, με συγκεκριμένο βαθμό απόδοσης και κλίση συλλεκτών



Η μηνιαία διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια ( $Q_{\Delta HE}$ ) σε επίπεδο συλλεκτών ορίζεται ως :

$$Q_{\Delta HE, \nu} = A_C \cdot I_{\nu} \quad (8.5)$$

όπου  $\nu$  δείκτης ενός μήνα και  $I_{\nu}$  είναι η μηνιαία προσπίπτουσα ηλιακή ενέργεια  $kWh/m^2$ , η οποία δίδεται στον Πίνακα 8.1 για επιλεγμένες πόλεις της χώρας.

Πίνακας 8.1 : Μηνιαία ηλιακή ακτινοβολήση σε  $kWh/m^2$  για επίπεδο κλίσης  $45^{\circ}C$

Πόλη	ΙΑΝ	ΦΕΒ	ΜΑΡ	ΑΠΡ	ΜΑΙ	ΙΟΥΝ	ΙΟΥΛ	ΑΥΓ	ΣΕΠ	ΟΚΤ	ΝΕΟ	ΔΕΚ	Σύνολο
Ηράκλειο	101	106	140	160	178	181	189	189	175	152	121	101	1793
Ελληνικό	104	108	135	151	171	178	189	190	167	144	114	98	1749
Θεσσαλονίκη	91	95	120	140	160	169	182	176	152	123	94	85	1587
Καστοριά	101	101	131	140	155	172	179	177	154	131	101	90	1632
Τρίπολη	105	105	124	155	167	167	186	190	168	136	103	91	1697

Π.χ. η  $Q_{\Delta HE}$  σε ηλιοθερμικό σύστημα με  $A_c = 3,0 \text{ m}^2$  κατά τον μήνα Ιανουάριο στο Ελληνικό ισούται με  $3 \times 104 = 312 \text{ kWh}$ .

Για ένα καθορισμένο θερμικό φορτίο, όσο μεγαλύτερη είναι η επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών, τόσο μεγαλύτερη είναι το κλάσμα ΚΗΚ διότι αυξάνεται το εμβαδόν (2). Αντίθετα όσο μικρότερη είναι η επιφάνεια συλλεκτών, τότε μειώνεται ο ΚΗΚ αφού η προσπίπτουσα ηλιακή ακτινοβολήση επαρκεί για την κάλυψη μόνο των θερινών φορτίων, τα οποία μάλιστα είναι συνήθως μικρότερα των χειμερινών, λόγω ελλείψεως των φορτίων θέρμανσης χώρων.

**Παράδειγμα 8.2:** Υπολογισμός ΚΗΚ με βάση τα στοιχεία του πίνακα που ακολουθεί

Πόλη	ΙΑΝ	ΦΕΒ	ΜΑΡ	ΑΠΡ	ΜΑΙ	ΙΟΥΝ	ΙΟΥΛ	ΑΥΓ	ΣΕΠ	ΟΚΤ	ΝΕΟ	ΔΕΚ	Σύνολο
Φορτία αναφοράς	2659	2131	1477	989	412	320	237	226	359	1230	1905	2494	14415
Διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολήση	716	991	1477	1740	1989	2017	2335	2183	1769	1230	663	558	17668
Χρήσιμη ηλιακή ενέργεια	716	991	1477	989	412	320	237	226	359	1230	663	558	7943

ΚΗΚ = 0,57

#### 8.4.3 Η εκτίμηση του συντελεστή κάλυψης $f$

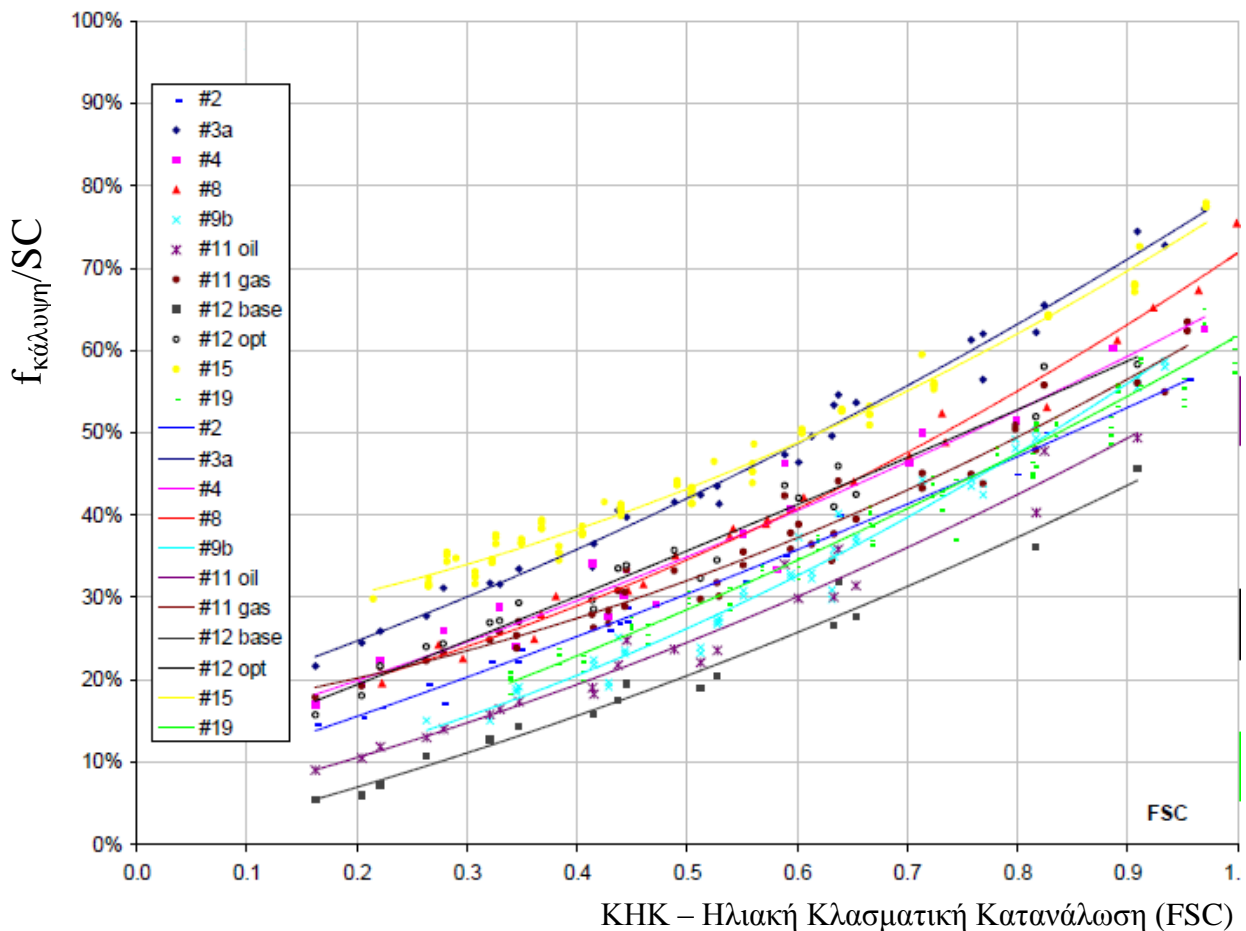
Βάσει της παραμέτρου ΚΗΚ, για κάθε ηλιοθερμικό σύστημα είναι δυνατόν να γίνει εκτίμηση της ετήσιας κάλυψης του φορτίου από την ηλιακή ενέργεια  $f$ , βάσει μίας καμπύλης η οποία χαρακτηρίζει το κάθε ηλιοθερμικό σύστημα και η οποία προκύπτει μετά από μετρήσεις.

Τέτοιες τυπικές καμπύλες δίδονται στο Σχήμα 8.9 από πειράματα και μετρήσεις που έγιναν για διάφορα ηλιοθερμικά συστήματα σε Ευρώπη και Αμερική από τον Διεθνή Οργανισμό Ενέργειας.

Με βάση τα δεδομένα τεχνολογίας των επιλεκτικών συλλεκτών, σήμερα μία τυπική καμπύλη είναι η  $i_4$  καμπύλη (σύστημα #4). Στο μέλλον και στο πλαίσιο πιστοποίησης των ηλιοθερμικών συστημάτων, αναμένεται να είναι διαθέσιμη η αντίστοιχη καμπύλη από πλευράς προμηθευτή για το κάθε παρεχόμενο ηλιοθερμικό σύστημα.



Σχήμα 8.9 : Ο λόγος του συντελεστή κάλυψης  $f/SC$  ως προς την παράμετρο  $KHK$



Η καμπύλη του Σχήματος 8.9 δίδει τον λόγο του συντελεστή ετήσιας κάλυψης φορτίου ZNX  $f$  δια ένα συντελεστή διορθώσεως  $SC$  ο οποίος είναι συνάρτηση του λόγου  $V/A_c$ , όπου  $V$  είναι ο όγκος του θερμοδοχείου σε λίτρα και  $A_c$  η επιφάνεια συλλεκτών σε  $m^2$  του συστήματος :

$$SC = \left( \frac{1}{160} \frac{V}{A_c} + 0,1 \right)^{0,25} - 0,001455 \frac{V}{A_c} + 0,20864 \quad (8.6)$$

**Παράδειγμα 8.3:** Ένα ηλιοθερμικό σύστημα πρόκειται να καλύψει το ετήσιο φορτίο ZNX όπως αυτό υπολογίζεται στο Παράδειγμα 2.12 το οποίο ανέρχεται σε 3722 kWh ετησίως. Δια τον σκοπό αυτό εγκαθίσταται ηλιοθερμικό σύστημα με λόγο  $V/A_c = 60$ . Από τον Κανονισμό Ενεργειακής Απόδοσης απαιτείται η κάλυψη  $f$  να ανέλθει τουλάχιστον στο 60%. Ποια πρέπει να είναι η επιφάνεια συλλεκτών του συστήματος για την επίτευξη αυτής της κάλυψης;

Υπολογίζεται πρώτα ο συντελεστής διορθώσεως  $SC$  από την εξίσωση 8.6 για  $V/A_c$  ίσο με 60 και προκύπτει :  $SC = : 0,95$ . Τότε εφ' όσον  $f = 0,6$  τότε  $f/SC = 0,6/0,95 = 0,63$

Δια τον λόγο  $f/SC = 0,63$  αυτό και βάσει του Σχήματος 8.9 προκύπτει ότι για ένα καλό σύστημα όπως αυτό με την ιώδη γραμμή (σύστημα #4) το απαιτούμενο Κλάσμα Ηλιακής Κατανάλωσης ΚΗΚ ανέρχεται στο 0,94.

Για την επίτευξη του κλάσματος αυτού, υπολογίζεται η απαιτούμενη επιφάνεια συλλεκτών  $A_c$  για την περιοχή του Ελληνικού προκειμένου ΚΗΚ  $\geq 0,94$ . Μετά από μερικές διαδοχικές επαναλήψεις επιλέγεται  $A_c = 3,0 \text{ m}^2$  προκειμένου ΚΗΚ = 0,945 όπως φαίνεται στον Πίνακα που ακολουθεί :

Ελληνικό	ΙΑΝ	ΦΕΒ	ΜΑΡ	ΑΠΡ	ΜΑΙ	ΙΟΥΝ	ΙΟΥΛ	ΑΥΓ	ΣΕΠ	ΟΚΤ	ΝΕΟ	ΔΕΚ	Σύνολο
Θερμοκρασία (°C) νερού ύδρευσης	11,3	10,9	11,8	14,3	17,7	21,6	24,7	25,7	24,2	21,1	16,9	13,5	17,8
Φορτία αναφοράς	384,4	389,0	378,7	350,2	311,4	266,9	231,6	220,2	237,3	272,6	320,5	359,3	3722,2
Διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία	312	324	405	453	513	534	567	570	501	432	342	294	5247
Χρήσιμη ηλιακή ενέργεια	312,0	324,0	378,7	350,2	311,4	266,9	231,6	220,2	237,3	272,6	320,5	294,0	3519,5
<b>ΚΗΚ = 3519,5/3722,2 = 0,945</b>													

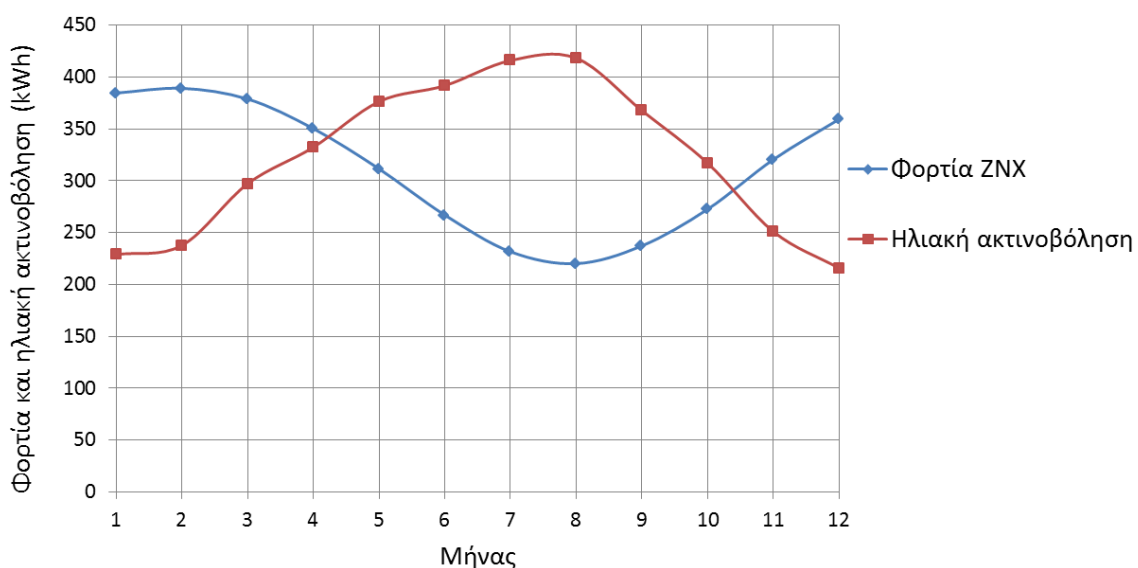
Τα στοιχεία των φορτίων και της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας του Παραδείγματος 8.3 δίδονται παραστατικά στο Σχήμα που ακολουθεί.

Τέλος η επίδοση του ηλιοθερμικού συστήματος ανά επιφάνεια συλλεκτών  $A_c$  υπολογίζεται ως εξής :

$$(\text{Ετήσιο φορτίο}) \times (\text{ποσοστό κάλυψης } f) / A_c = 3722,2 \text{ kWh} (60\%) / 3,0\text{m}^2 = 744,4 \text{ kWh/m}^2$$

Η επίδοση αυτή είναι λογική και συγκρίσιμη με αποτελέσματα άλλων αναλυτικότερων μεθόδων υπολογισμού της αποδόσεως των ηλιοθερμικών συστημάτων, όπως είναι η μέθοδος F-Chart.

Σχήμα 8.10 : Μηνιαία Φορτία ΖΝΧ και προσπίπτουσα διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία



## 8.5 Το υποδειγματικό έργο ηλιοθερμίας στο Γενικό Νοσοκομείο Καλαμάτας

### 8.5.1 Γενικά

Πρόκειται για ένα σύγχρονο έργο μεγάλης ηλιοθερμικής εγκατάστασης τύπου Combi για την κάλυψη μέρους των φορτίων θέρμανσης χώρων και παραγωγής ζεστού νερού χρήσης του Νοσοκομείου. Το έργο ολοκληρώθηκε το 2014 και βραβεύτηκε ως υποδειγματικό έργο εξοικονόμησης ενέργειας.

Περιλαμβάνει την εγκατάσταση ενός πεδίου επίπεδων ηλιακών συλλεκτών υψηλής απόδοσης, συνολικής καθαρής συλλεκτικής επιφάνειας 535 τ.μ., στις στέγες του Γενικού Νοσοκομείου Καλαμάτας, καταλαμβάνοντας μία ωφέλιμη επιφάνεια της τάξεως των 2000 τ.μ. Όπως φαίνεται στην αεροφωτογραφία που ακολουθεί, οι ηλιακοί συλλέκτες κάλυψαν ένα μεγάλο ποσοστό των διαθέσιμων επιφανειών στέγης του Νοσοκομείου.

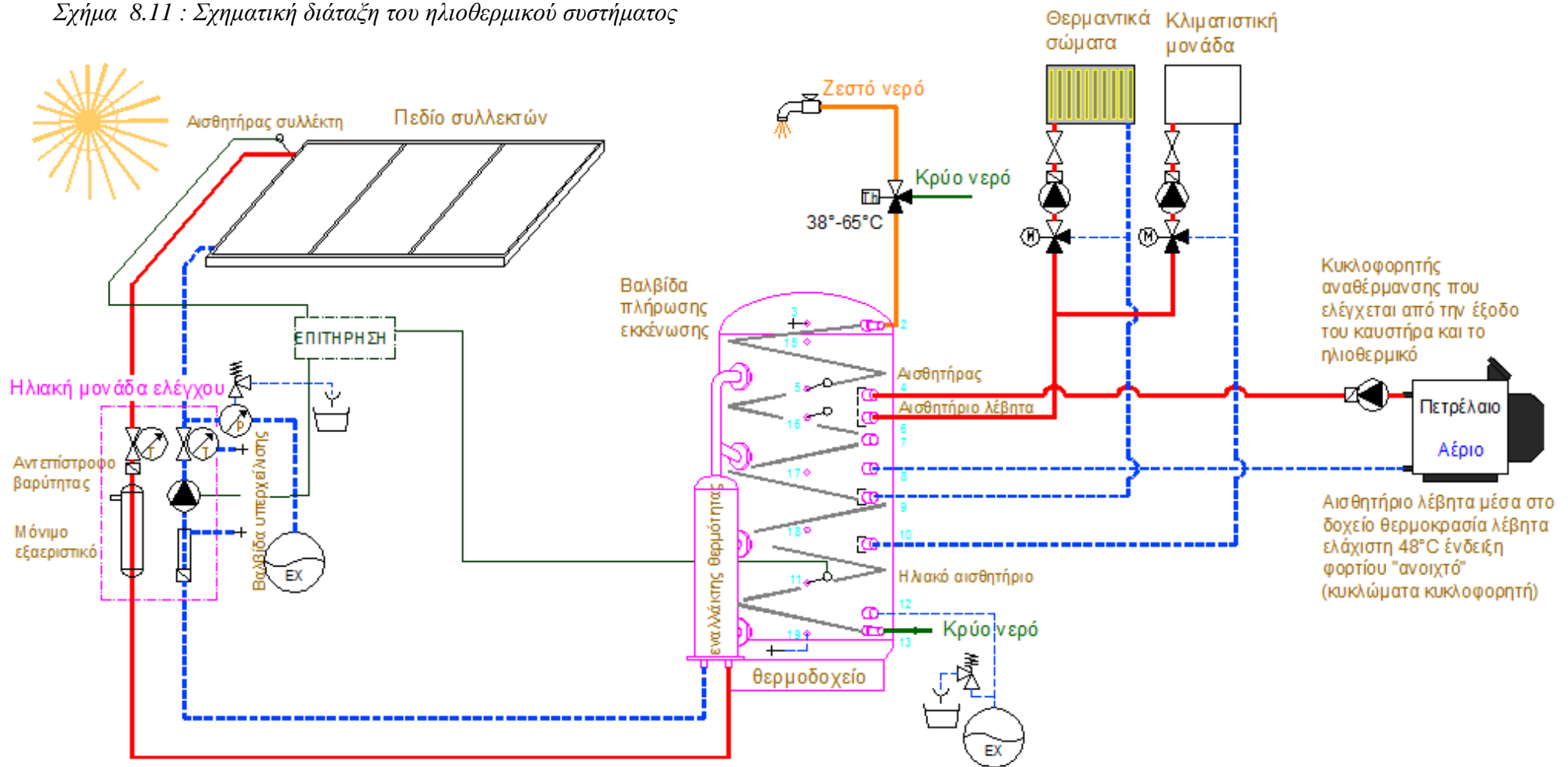


### 8.5.2 Ηλιοθερμικό σύστημα

Η ηλιοθερμική εγκατάσταση θα παρέχει θερμό νερό τόσο για την κεντρική θέρμανση των χώρων του Νοσοκομείου (ΘΧ) όσο και για παραγωγή ζεστού νερού χρήσης (ΖΝΧ). Μία σχηματική διάταξη του ηλιοθερμικού συστήματος δίδεται στο Σχήμα 8.11 που ακολουθεί.

Το ηλιακό πεδίο παρέχει θερμότητα από τους ηλιακούς συλλέκτες προς το λεβητοστάσιο του Νοσοκομείου. Εκεί έχουν εγκατασταθεί επτά θερμοδοχεία αποθήκευσης νερού, χωρητικότητας 5000 λίτρων έκαστο και συνολικής χωρητικότητας 35.000 λίτρων, εντός των οποίων διοχετεύεται μέσω εναλλάκτη η παραγόμενη θερμότητα από τα ηλιακά και αποθηκεύεται υπό μορφή θερμού νερού. Τα θερμοδοχεία αυτά θα είναι νέας τεχνολογίας και θα επιτυγχάνουν την επικαλούμενη «θερμική διαστρωμάτωση του νερού». Εντός και στο άνω μέρος αυτών θα υπάρχει χώρος εις τον οποίο θα παρέχεται συμπληρωματική θερμότητα από τους λέβητες θέρμανσης νερού του λεβητοστασίου, στις περιπτώσεις όπου η ηλιακή ενέργεια δεν επαρκεί.

Σχήμα 8.11 : Σχηματική διάταξη του ηλιοθερμικού συστήματος



Παραπλεύρως δίδεται μία εικόνα από τρία θερμοδοχεία εγκατεστημένα στον χώρο του λεβητοστασίου.



Στο πεδίο των ηλιακών συλλεκτών κυκλοφορεί με ένα δίκτυο μονωμένων σωληνώσεων αντιψηκτικό υγρό το οποίο και μεταφέρει ως θερμοφορέας την παραγόμενη θερμότητα.

Η ηλιοθερμική εγκατάσταση διαθέτει πλήρη εξοπλισμό επιτήρησης, ελέγχου και αυτοματοποίησης της λειτουργίας της, έτσι ώστε να εξασφαλίζεται η αδιάλειπτη μεγιστοποίηση των ηλιακών απολαβών του συστήματος καθώς και η μέγιστη δυνατή εξοικονόμηση ενέργειας τόσο για την θέρμανση χώρων όσο και για την παραγωγή ΖΝΧ.

### **8.5.3 Η καινοτομία του έργου**

Το έργο είναι πρωτοποριακό διότι συνδυάζει τα ηλιοθερμικά συστήματα COMBI υψηλής τεχνολογίας με την σύγχρονη τεχνολογία εξοικονομήσεως θερμότητας, κυρίως μέσω συστημάτων αυτομάτου ελέγχου σε εγκαταστάσεις κεντρικής θερμάνσεως. Και τούτο διότι δεν έχει πλέον νόημα να παράγεται

ηλιακή θερμότητα η οποία να σπαταλάται στην συνέχεια λόγω κακής χρήσεως της θερμικής ενεργείας. Εδώ έγκειται η καινοτομία του έργου. Ο συνδυασμός των ανωτέρω τεχνολογιών οδήγησε σε ετήσια εξοικονόμηση πετρελαίου θερμάνσεως κατά 32% με υψηλή οικονομική απόδοση με δείκτες αποσβέσεως περί τα 3 έτη.