ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΗΛΕΚΤΡΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΚΑΙ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΩΝ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΔΙΑΤΑΞΕΩΝ
ΚΑΙ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΠΟΦΑΣΕΩΝ

ΜΙΑ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ ΤΩΝ ΗΛΕΚΤΡΙΚΩΝ ΚΑΙ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΣΕ ΕΛΛΗΝΙΚΑ ΝΟΣΟΚΟΜΕΙΑ ΓΙΑ ΤΟΝ ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

ΙΩΑΝΝΗ Σ. ΚΑΤΣΑΝΗ

ΔΙΠΛ. ΝΑΥΠΗΓΟΥ-ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΟΥ ΜΗΧΑΝΙΚΟΥ Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ ΦΕΒΡΟΥΑΡΙΟΣ 2009

ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΗΛΕΚΤΡΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΚΑΙ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΩΝ ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΔΙΑΤΑΞΕΩΝ
ΚΑΙ ΣΥΣΤΗΜΑΤΩΝ ΑΠΟΦΑΣΕΩΝ

ΜΙΑ ΠΡΟΣΕΓΓΙΣΗ ΤΩΝ ΗΛΕΚΤΡΙΚΩΝ ΚΑΙ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΦΟΡΤΙΩΝ ΣΕ ΕΛΛΗΝΙΚΑ ΝΟΣΟΚΟΜΕΙΑ ΓΙΑ ΤΟΝ ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ

ΔΙΔΑΚΤΟΡΙΚΗ ΔΙΑΤΡΙΒΗ

ΙΩΑΝΝΗ Σ. ΚΑΤΣΑΝΗ

Συμβουλευτική Επιτροπή : Περικλής Δ. Μπούρκας, Καθηγητής Ε.Μ.Π.
Νικόλαος Ι. Θεοδώρου, Καθηγητής Ε.Μ.Π.
Γεώργιος Ν. Μαλαχίας, Καθηγητής Σ.Ν.Δ.

Εγκρίθηκε από την επταμελή εξεταστική επιτροπή την ....

.... Π. Μπούρκας Καθηγητής Ε.Μ.Π.	.... Ν. Θεοδώρου Καθηγητής Ε.Μ.Π.	.... Γ. Μαλαχίας Καθηγητής Σ.Ν.Δ.
.... Α. Μαχιάς Καθηγητής Ε.Μ.Π.	.... Δ. Κουτσούρης Καθηγητής Ε.Μ.Π.	.... Κ. Καραγιαννόπουλος Καθηγητής Ε.Μ.Π.
	.... Ι. Ψαρράς Καθηγητής Ε.Μ.Π.	

....
ΙΩΑΝΝΗΣ Σ. ΚΑΤΣΑΝΗΣ

Διδάκτωρ Μηχανικός Ε.Μ.Π.

Αφιερώνεται στους γονείς μου, στους δασκάλους μου, στη γυναίκα μου Λεία και στα παιδιά μου Στέλιο και Δήμητρα

Πίνακας Συμβόλων

A	Περιβάλλουσα επιφάνεια του κτιρίου, m^2
$A_{i,\psi}$	Επιφάνεια δαπέδου όλων των ψυχόμενων χώρων που ανήκουν στην κατηγορία i, m^2
$A_{i,\upsilon}$	Συνολική επιφάνεια όλων των υγραινόμενων χώρων που ανήκουν στην κατηγορία i, m^2
$A_{i,\rho}$	Συνολική επιφάνεια όλων των χώρων του νοσοκομείου που ανήκουν στην κατηγορία i και διαθέτουν ρευματοδότες για συσκευές, m^2
$A_{i,\theta}$	Συνολική θερμαινόμενη επιφάνεια όλων των χώρων που ανήκουν στην κατηγορία i για το νοσοκομείο αναφοράς, m^2
$A_i^{\alpha\nu\alpha\varphi}$	Συνολικό εμβαδόν των χώρων της κατηγορίας i για το νοσοκομείο που επιλέχθηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής ως νοσοκομείο αναφοράς, m^2
$A_i^{\varphi\omega\tau}$	Συνολική φωτιζόμενη επιφάνεια δαπέδου των χώρων της κατηγορίας i, m^2
$A_{\kappa\lambda\iota\mu.}$	Κλιματιζόμενη επιφάνεια, m^2
c	Βάρος του προς πλύση ξηρού ιματισμού ανά κλίνη και ημέρα, $kg_{\xi.\iota.}$/κλίνη ημέρα
C_D	Συντελεστής διόρθωσης για τις βαθμοημέρες με βάση τους 18°C.
CDD	Ψυχροημέρες °F • ημέρα
$c_{P_{H_2O}}$	Ειδική θερμότητα του νερού υπό σταθερή πίεση, kcal/kg °C ή σε $kJ/kg \cdot °K$
d	Διάμετρος πτερωτής ανεμιστήρα, m
D	Αριθμός βαθμοημερών του μήνα, °C ημέρα
D_a	Αριθμός ετήσιων βαθμοημερών με βάση τους 18°C,
$DD_{c(\theta_{\iota\sigma o\rho})}$	Βαθμοημέρες κλιματισμού θέρους ή ψυχροημέρες
$DD_{h(\theta_{\iota\sigma o\rho})}$	Βαθμοημέρες θέρμανσης ως συνάρτηση της $\theta_{\iota\sigma o\rho}$ που σχετίζεται με την θ_i, το θερμικό κέρδος και το $K_{o\lambda\iota\kappa\acute{o}}$
E_c	Καταναλισκόμενη ηλεκτρική ενέργεια για κλιματισμό θέρους, kWh
f_e	Συντελεστής λειτουργίας
F	Περιφερειακή δύναμη, Kp
$F_{i,\theta}$	Παράγοντας διόρθωσης εξαιτίας διαφορετικής παροχής νωπού κλιματισμένου αέρα για τους χώρους της κατηγορίας i ανηγμένος στη μονάδα επιφάνειας δαπέδου των θερμαινόμενων χώρων για το υπό εξέταση νοσοκομείο, kW

$F_{i,\psi}$	Παράγοντας διόρθωσης εξαιτίας της διαφορετικής παροχής νωπού αέρα για τους χώρους της κατηγορίας i ανηγμένος στη μονάδα επιφάνειας δαπέδου των ψυχόμενων χώρων για το υπό εξέταση νοσοκομείο, kW/m^2
G_i	Παροχή ατμού ύγρανσης ανηγμένη στη μονάδα της επιφάνειας για τους χώρους κατηγορίας i, $kg/h \cdot m^2$
$h_d^{ανελ}$	Μέση συνολική διάρκεια λειτουργίας των ανελκυστήρων, h/ημέρα
$h_d^{φωτ}$	Μέση συνολική διάρκεια λειτουργίας του φωτισμού, h/ημέρα
$h_d^{ρευμ}$	Μέση συνολική διάρκεια λειτουργίας των ρευματοδοτών την ημέρα, h/ημέρα
h_f	Ειδική ενθαλπία του κορεσμένου νερού, kcal/kg
h_{fg}	Ειδική ενθαλπία του υγρού ατμού, kcal/kg
H_i	Ώρες λειτουργίας των υγραντήρων, Ώρες/ημέρα
$H_{προσ,i}$	Χρονικό διάστημα λειτουργίας των ανεμιστήρων προσαγωγής νωπού αέρα των χώρων της κατηγορίας i ανά τυπική ημέρα,h
$H_{απαγ,i}$	Χρονικό διάστημα λειτουργίας των ανεμιστήρων απαγωγής των χώρων της κατηγορίας i ανά τυπική ημέρα,h
i	Κατηγορία χώρων
k	Συντελεστής κατειλημμένων κρεβατιών
k_i	Δείκτης ονομαστικών θερμικών απωλειών ανηγμένος στη μονάδα επιφάνειας δαπέδου των θερμαινόμενων χώρων για την κατηγορία i για τις ζώνες Α,Β και Γ, kW/m^2
K	Αριθμός των κρεβατιών
K_i	Δείκτης ισχύος κινητήρων προσαγωγής νωπού αέρα των χώρων της κατηγορίας i, ανηγμένος στη μονάδα ογκομετρικής παροχής αέρα και στη μονάδα επιφάνειας δαπέδου $kW/((m^3/h)m^2)$
$K_Φ$	Ποσοστό των ασθενών οι οποίοι λαμβάνουν 3 γεύματα την ημέρα
$K_{ολικό}$	Συντελεστής θερμικών απωλειών του κτιρίου, W/°K
L	Μηνιαίο φορτίο για τη θέρμανση του χώρου, Wh
$\|L_c\|$	Καταναλισκόμενο έργο, kWh
L^w	Μέση απαιτούμενη ποσότητα νερού ανά κιλό ξηρού ιματισμού, $kg\ νερού/kg_{ξ.ι.}$
m	Αριθμός των κλιβανισμών την ημέρα.
m_a	Παροχή μάζας ατμού ανηγμένη στη μονάδα μάζας του νερού, $kg_{ατμού}/kg_{νερού}$
M_a	Παροχή μάζας ατμού ανά kg ξηρού ιματισμού, $kg\ ατμού/kg_{ξ.ι.}$
n	Βαθμός απόδοσης

$n_{ολ}$	Συνολικός βαθμός απόδοσης για ηλεκτροκίνητους ανελκυστήρες
N	Αριθμός των ημερών του μήνα
$N_{γ}$	Ετήσιος αριθμός γεννήσεων
$N_{γευμάτων}$	Ημερήσιος αριθμός των γευμάτων
$N_{εξ.ασθενών}$	Αριθμός των εξωτερικών ασθενών ανά εβδομάδα
N_{Y}	Αριθμός ημερών το έτος (365 ημέρες)
p	Στατική πίεση υπό πλήρες φορτίο σε bar
$P_{ανεμ.}$	Ισχύς ανεμιστήρα, kW
P	Ισχύς κινητήρων ανελκυστήρων, kW
$P_{ανελ.}$	Μέση εγκατεστημένη ισχύς των κινητήρων των ανελκυστήρων ανά μονάδα κλιματιζόμενης επιφάνειας, kW/m^2
$P_{ΑΝΕΛ}$	Εγκατεστημένη ισχύς των κινητήρων των ανελκυστήρων,kW
$P_{κιν.έλξης}$	Ισχύς κινητήρα έλξης, PS
$P_{κινητήρα}$	Ισχύς κινητήρα, PS (ή kW) για ηλεκτροκίνητους ανελκυστήρες
P_{N}	Ονομαστική ισχύς, MW_e
$P_{ρευμ.}$	Εγκατεστημένη ισχύς ρευματοδοτών ανά μονάδα επιφάνειας δαπέδου σε νοσοκομεία που εξετάσθηκαν ως αντιπροσωπευτικά δείγματα, kW/m^2
P_{P}	Συνολική εγκατεστημένη ισχύς των ρευματοδοτών, W
$P_{υδρ.ανέλ.}$	Ισχύς κινητήρα για υδραυλικό ανελκυστήρα, kW
$P_{Φ}$	Ισχύς φωτισμού, W
$P_{φωτ.}$	Εγκατεστημένη ισχύς φωτισμού ανά μονάδα επιφάνειας δαπέδου σε νοσοκομεία που εξετάσθηκαν ως αντιπροσωπευτικά δείγματα, kW/m^2
P_{i}	Ισχύς των ανεμιστήρων προσαγωγής / απαγωγής των χώρων της κατηγορίας i , για το υπό εξέταση νοσοκομείου kW
$P_{i}^{αναφ}$	Ισχύς των ανεμιστήρων προσαγωγής / απαγωγής των χώρων της κατηγορίας i για το νοσοκομείο αναφοράς, kW
$P_{i,ρευμ.}$	Ισχύς ρευματοδοτών ανά μονάδα επιφανείας δαπέδου των χώρων της κατηγορίας i, W/m^2
$P_{i,φωτ.}$	Ισχύς φωτισμού ανά μονάδα επιφανείας δαπέδου των χώρων της κατηγορίας i, W/m^2
q_{g}	Ψυκτικό φορτίο σχεδιασμού, Btu/h
$q_{απώλειες}$	Ολικές θερμικές απώλειες, W
Q	Ογκομετρική παροχή των ανεμιστήρων, m^3/h
$\dot{Q}$	Θερμική ισχύς που απαιτείται για την παραγωγή θερμού νερού χρήσης,

	kW
$Q_{αέρα\,λανθάνον}$	Λανθάνουσα θερμότητα του αέρα, kcal/h ή kW
$Q_{αέρα\ αισθητό}$	Αισθητή θερμότητα του αέρα, kcal/h ή kW
$Q_{ατμός}^{ύγρανσης}$	Ημερήσια θερμική ενεργειακή κατανάλωση για τον ατμό ύγρανσης, kWh/ημέρα
$Q_{θερμ}$	Συνολικές ονομαστικές θερμικές απώλειες του υπό εξέταση νοσοκομείου, kWh/h
$Q_{θερμ}^{μην}$	Μηνιαίο φορτίο θέρμανσης, kWh/μήνα
$Q_{θερμ}^{ετήσιο}$	Ετήσιο θερμικό φορτίο, kWh/έτος
$Q_{ψυξ}$	Το ψυκτικό φορτίο ή ψυκτική ισχύς (η αφαιρούμενη θερμότητα ανά μονάδα χρόνου)
$\|Q_o\|$	Απορροφούμενη θερμότητα, Btu ή RT
$Q_{ολικό}$	Συνολικό θερμικό φορτίο του αέρα (αισθητό και λανθάνον θερμικό φορτίο), m^3/h
Q_i	Ογκομετρική παροχή αέρα, (προσαγωγής/απαγωγής) των χώρων της κατηγορίας i του υπό εξέταση νοσοκομείου, m^3/h
$Q_i^{αναφ}$	Ογκομετρική παροχή των ανεμιστήρων (προσαγωγής/απαγωγής) αέρα των χώρων της κατηγορίας i για το νοσοκομείο αναφοράς, m^3/h
$Q_{i,απαγ.}$	Παροχή των ανεμιστήρων απαγωγής αέρα των χώρων της κατηγορίας i του υπό εξέταση νοσοκομείου, m^3/h
$Q_{i,απαγ.}^{αναφ}$	Παροχή των ανεμιστήρων απαγωγής αέρα των χώρων της κατηγορίας i για το νοσοκομείο αναφοράς, m^3/h
$Q_{i,θ}$	Ονομαστικές ωριαίες θερμικές απώλειες για κάθε κατηγορία χώρου (συμπεριλαμβανομένου και του θερμικού φορτίου για αερισμό), kWh/h
$Q_{i,θ\,ανακτώμενο}$	Ωριαίο ανακτώμενο θερμικό φορτίο χώρων κατηγορίας i, kW
$Q_{i,ψ}$	Φορτίο για ψύξη χωρίς ανάκτηση για την εκάστοτε κατηγορία χώρων i (συμπεριλαμβανομένου και του ψυκτικού φορτίου αερισμού), RT
$Q_{i,ψ\,ανακτώμενο}$	Ανακτώμενο ψυκτικό φορτίο χώρων κατηγορίας i, RT
$Q_{i,προσ.}$	Παροχή των ανεμιστήρων προσαγωγής αέρα των χώρων της κατηγορίας i του υπό εξέταση νοσοκομείου, m^3/h
$Q_{i,προσ.}^{αναφ}$	Παροχή των ανεμιστήρων προσαγωγής νωπού αέρα των χώρων της κατηγορίας i για το νοσοκομείο αναφοράς, m^3/h
SEER	Ενεργειακός συντελεστής φόρτισης ή λειτουργίας σε (Btu/h)/W μιας ψυκτικής εγκατάστασης
S_i	Συνολική επιφάνεια δαπέδου χώρων της κατηγορίας i του υπό εξέταση νοσοκομείου στους οποίους παρέχεται νωπός κλιματισμένος αέρας, m^2
t	Εργάσιμες ημέρες στη μονάδα αποστείρωσης ανά εβδομάδα
T	Εργάσιμες ημέρες στη μονάδα αποστείρωσης το χρόνο (260 ημέρες).

U	Μέσος συντελεστή θερμοπερατότητος, W/m^2K
$(UA)_b$	Γινόμενο του μέσου συντελεστή θερμοπερατότητος U και της περιβάλλουσας επιφάνειας A του κτιρίου ή το πηλίκο των ονομαστικών θερμικών απωλειών του κτιρίου προς τη θερμοκρασιακή διαφορά υπολογισμού, W/K
v	Ταχύτητα θαλάμου, m/s
V	Όγκος των απαιτούμενων προς αποστείρωση υλικών ανά κλίνη, dm^3/εβδομάδα
$\dot{V}$	Παροχή αντλίας, lit/min
$\dot{V}_{νερού}$	Ωριαία κατανάλωση θερμού νερού, $lit/h \cdot κλίνη$
$V_{αέρα}$	Ογκομετρική παροχή του αέρα, m^3/h
$V_γ$	Απαραίτητα αποστειρωμένα υλικά την ημέρα στο μαιευτήριο, dm^3/ημέρα
$V_ε$	Απαραίτητα αποστειρωμένα υλικά την ημέρα για ενδοσκοπήσεις, dm^3/ημέρα
V_{EK}	Ειδική κατανάλωση θερμού νερού, $\ell/ημέρα \cdot κλίνη$
V_i	Ισχύς των ανεμιστήρων προσαγωγής νωπού αέρα των χώρων της κατηγορίας i του υπό εξέταση νοσοκομείου, kW
$V_κ$	Απαιτούμενα προς αποστείρωση υλικά την ημέρα ανά κλινική, dm^3/ημέρα
$V_{κλ}$	Χωρητικότητα των κλίβανων ατμού,lit
$V_{κλιβ}$	Όγκος του κλίβανου, lit
$V_{νερού\,ύγρανσης}$	Παροχή μάζας του ατμού του υγραντή, kg/h
$V_μ$	Απαραίτητα αποστειρωμένα υλικά την ημέρα για μικροεπεμβάσεις, dm^3/ημέρα
$V_{ολ}$	Συνολικός όγκος των απαιτούμενων προς αποστείρωση υλικών την ημέρα, dm^3/ημέρα
V_t	Απαιτούμενα ανά εξωτερικό ιατρείο υλικά την ημέρα, dm^3/ημέρα
V_x	Απαραίτητα αποστειρωμένα υλικά την ημέρα για χειρουργεία, dm^3/ημέρα
$W_{AEP.}$	Ημερήσια ηλεκτρική κατανάλωση για αερισμό, kWh/ημέρα
$W_{αέρα\,εξόδου}$	Απόλυτη υγρασία εξόδου, $gr_{νερού}/kg_{αέρα}$
$W_{αέρα\,εισόδου}$	Απόλυτη υγρασία εισόδου, $gr_{νερού}/kg_{αέρα}$
$W^{θέρος}_{αέρα\,εισόδου}$	Απόλυτη υγρασία για θερμοκρασία $θ^{θέρος}_{πόλης}$ και σχετική υγρασία (για τις συνθήκες σχεδιασμού θέρους) της πόλης που βρίσκεται το υπό εξέταση νοσοκομείο, $gr/kg_{ξ.α.}$
$W^{θέρος}_{αέρα\,εξόδου}$	Απόλυτη υγρασία για μέση θερμοκρασία εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου $θ^{θέρος}_{νοσοκ.}$ και σχετική υγρασία περίπου 50%,

	$gr/kg_{ξ.α.}$
$W^{χειμώνα}_{αέρας\ εξόδου}$	Απόλυτη υγρασία για μέση θερμοκρασία εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου $θ^{χειμώνα}_{νοσοκ.}$ και σχετική υγρασία περίπου 50%, $gr/kg_{ξ.α.}$
$W^{χειμώνα}_{αέρας\ εισόδου}$	Απόλυτη υγρασία για θερμοκρασία $θ^{χειμώνα}_{πόλης}$ και σχετική υγρασία (για τις συνθήκες σχεδιασμού χειμώνα) της πόλης που βρίσκεται το υπό εξέταση νοσοκομείο, $gr/kg_{ξ.α.}$
$W_{ΑΝΕΛ.}$	Ημερήσια κατανάλωση για τους ανελκυστήρες, kWh/ημέρα
$W^{ΑΕΡ}_{απαγ.}$	Ημερήσια ηλεκτρική κατανάλωση για εξαερισμό, kWh/ημέρα
$W_{αποστείρωση}$	Θερμική ενέργεια που καταναλώνεται για αποστείρωση, kWh
$W_{ατμού}$	Ενέργεια που προσφέρει ο ατμός στο νερό, $kWh/kg_{ξ.ι.}$
$W_{γ}$	Συνολική ενέργεια ανά γεύμα kWh/γεύμα
$W_{Z.N_X}$	Συνολική ημερήσια ενεργειακή κατανάλωση θερμού νερού χρήσης, kWh/ημέρα
$W_{κλιμ.θέρους}$	Ηλεκτρική ενέργεια που απαιτείται εξ αιτίας του κλιματισμού θέρους, kWh/μήνα
$W^{ΗΛ.}_{ΚΟΥΖ.}$	Συνολική ημερήσια ηλεκτρική κατανάλωση του χώρου προετοιμασίας γευμάτων, kWh/ημέρα
$W^{ΘΕΡ.}_{ΚΟΥΖ.}$	Συνολική ημερήσια θερμική κατανάλωση του χώρου προετοιμασίας γευμάτων, kWh
$W^{ΗΛ.}_{ΠΛΥΝ.}$	Συνολική ηλεκτρική κατανάλωση συγκροτήματος πλυντηρίων, kWh/ημέρα
$W^{ΘΕΡ.}_{ΠΛΥΝ.}$	Συνολική ημερήσια θερμική κατανάλωση συγκροτήματος πλυντηρίων για την πλήρη διαδικασία πλύσης, kWh/ημέρα
$W^{ΑΕΡ}_{προσ.}$	Ημερήσια ηλεκτρική κατανάλωση για αερισμό, kWh/ημέρα
$W_{ΡΕΥΜ.}$	Συνολική ημερήσια κατανάλωση από ρευματοδότες, Wh/ημέρα
$W_{ΦΩΤ.}$	Ημερήσια ενεργειακή κατανάλωση για το φωτισμό, Wh/ημέρα
x	Αριθμός των προετοιμαζόμενων γευμάτων ή προετοιμαζόμενων και προσφερόμενων ανά ημέρα.
x_1	Ποσοστιαία αναλογία του προς πλύση ιματισμού που αποτελείται από επίπεδα τεμάχια
x_2	Ποσοστιαία αναλογία στεγνού ιματισμού που οδεύει προς τις πρέσσες ατμού
Z_1	Συντελεστής συμμετοχής ηλεκτρικής ενέργειας στην παρασκευή ενός γεύματος
Z_2	Συντελεστής συμμετοχής θερμικής ενέργειας στην παρασκευή γευμάτων
Z_i	Ισχύς των ανεμιστήρων απαγωγής αέρα των χώρων της κατηγορίας i του υπό εξέταση νοσοκομείου, kW

Ελληνικοί Χαρακτήρες

α	Απαιτούμενος αριθμός κλιβάνων
$\Delta\theta_d$	Θερμοκρασιακή διαφορά σχεδιασμού, °F
$\Delta\theta_b$	Διαφορά μεταξύ της νέας θερμοκρασίας βάσης και της μέσης θερμοκρασίας περιβάλλοντος του μήνα
Δt	Χρονικό διάστημα που παράγεται θερμό νερό, Ώρες/ ημέρα
ε	Μέσος ημερήσιος αριθμός επεμβάσεων ανά χειρουργική τράπεζα
ε_1	Αριθμός επεμβάσεων σε εξωτερικούς ασθενείς
ε_2	Αριθμός επεμβάσεων σε εσωτερικούς ασθενείς
η	Βαθμός εκμετάλλευσης εναλλάκτη
θ_1	Θερμοκρασία ψυχρού νερού, °C
θ_2	Θερμοκρασία θερμού νερού, °C
θ_{A1}	Θερμοκρασία του ψυχρού νερού πλύσης, °C
$\theta_{\alpha\acute{\varepsilon}\rho\alpha\ \varepsilon\iota\sigma\acute{o}\delta o\upsilon}^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma}$	Θερμοκρασία θερμομέτρου ξηρού βολβού (για τις συνθήκες σχεδιασμού θέρους) της πόλης όπου βρίσκεται το υπό εξέταση νοσοκομείο, °C
$\theta_{\alpha\acute{\varepsilon}\rho\alpha\ \varepsilon\xi\acute{o}\delta o\upsilon}$	Μέση θερμοκρασία εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου κατά τη διάρκεια της θερινής περιόδου, °C
$\theta_{\alpha\acute{\varepsilon}\rho\alpha\ \varepsilon\iota\sigma\acute{o}\delta o\upsilon}^{\chi\varepsilon\iota\mu\acute{\omega}\nu\alpha\varsigma}$	Θερμοκρασία θερμομέτρου ξηρού βολβού (για τις συνθήκες σχεδιασμού χειμώνα) της πόλης όπου βρίσκεται το υπό εξέταση νοσοκομείο, °C
$\theta_{\alpha\acute{\varepsilon}\rho\alpha\ \varepsilon\xi\acute{o}\delta o\upsilon}^{\chi\varepsilon\iota\mu\acute{\omega}\nu\alpha\varsigma}$	Μέση θερμοκρασία εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου, κατά τη διάρκεια της χειμερινής περιόδου, °C
θ_{B1}	Θερμοκρασία ατμοποίησης για δεδομένη πίεση,°C
$\theta_{B'}$	Θερμοκρασία του θερμού νερού πλύσης, °C
$\theta_{\iota\sigma o\rho.}$	Θερμοκρασία ισορροπίας που χαρακτηρίζει τη θερμική ισορροπία του κτιρίου, °C
$\theta_{\mu\acute{\eta}\nu\alpha}^{\mu\acute{\varepsilon}\sigma\eta}$	Μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά τη διάρκεια του μήνα, °C
$\theta_{\nu o\sigma o\kappa.}$	Μέση θερμοκρασία εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου
$\theta_{\nu o\sigma}^{\mu\acute{\varepsilon}\sigma\eta}$	Μέση θερμοκρασία των εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου, °C
$\theta_{\nu o\sigma o\kappa.}^{\chi\varepsilon\iota\mu\acute{\omega}\nu\alpha\varsigma}$	Μέση θερμοκρασία εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου κατά τη διάρκεια της χειμερινής περιόδου, °C
$\theta_{\nu o\sigma o\kappa.}^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma}$	Μέση θερμοκρασία εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου κατά τη διάρκεια της θερινής περιόδου, °C
θ_ξ	Θερμοκρασία ξηρού βολβού, °C

θ_o	Εξωτερική θερμοκρασία, °C
$\theta_{o,μέσο}$	Μέση ημερήσια τιμή της εξωτερικής θερμοκρασίας για μια ορισμένη ημέρα, °C
$\theta_{πόλης}^{θέρος}$	Θερμοκρασία θερμομέτρου ξηρού βολβού (για τις συνθήκες σχεδιασμού θέρους) της πόλης όπου βρίσκεται το υπό εξέταση νοσοκομείο, ^oC
$\theta_{πόλης}^{χειμώνας}$	Θερμοκρασία θερμομέτρου ξηρού βολβού (για τις συνθήκες σχεδιασμού χειμώνα) της πόλης όπου βρίσκεται το υπό εξέταση νοσοκομείο, ^oC
θ_b	Θερμοκρασία βάσης, °C
θ_i	Εσωτερική θερμοκρασία, °C
θ_m	Μέση ημερήσια θερμοκρασία, °C
κ_1	Ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση πλυντικής μηχανής, $kWh/kg_{ξ.ι.}$
κ_2	Ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση σιδερωτηρίου, $kWh/kg_{ξ.ι.}$
κ_3	Ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση στεγνωτηρίου, $kWh/kg_{ξ.ι.}$
κ_i	Δείκτης ολικού ψυκτικού φορτίου (θερμικού κέρδους)ανηγμένου στη μονάδα επιφάνειας δαπέδου ψυχόμενων χώρων για την κατηγορία i για τις ζώνες Α, Β και Γ, RT/m^2
$\lambda_{i,ψ}$	Συντελεστής ανάκτησης ψύξης για τους χώρους της κατηγορίας i
$\lambda_{i,θ}$	Συντελεστής ανάκτησης θερμότητας για τους χώρους της κατηγορίας i
Λ_i	Δείκτης ισχύος κινητήρων απαγωγής αέρα των χώρων της κατηγορίας i ανηγμένων στη μονάδα ογκομετρικής παροχής και στη μονάδα επιφάνειας δαπέδου, $kW/((m^3/h)m^2)$
Λ_1	Θερμική ενεργειακή κατανάλωση πλυντικής μηχανής, $kWh / kg_{ξ.ι.}$
Λ_2	Θερμική ενεργειακή κατανάλωση σιδερωτηρίου, $kWh / kg_{ξ.ι.}$
Λ_3	Θερμική ενεργειακή κατανάλωση στεγνωτηρίου, $kWh / kg_{ξ.ι.}$
Λ_4	Θερμική ενεργειακή κατανάλωση πρεσσών ατμού, $kWh / kg_{ξ.ι.}$
μ	Αριθμός των μικροεπεμβάσεων
$\pi_{κλιβ}$	Ημερήσια παραγωγή του κλιβάνου σε πακέτα
$\Pi_{ατμού}$	Παροχή αιχμής ατμού για κλιβάνους ατμού ή ατμού φορμαλδεΰδης στην κεντρική αποστείρωση, kg/h
$\Pi_{ολ}$	Συνολικός ημερήσιος αριθμός των πακέτων
ρ	Πυκνότητα, kg/m^3
ρ_{H2O}	Πυκνότητα νερού, kg/dm^3
σ	Συντελεστής ασφάλειας

σ_{ψ}	Συντελεστής μετατροπής του ψυκτικού φορτίου από ψυκτικούς τόνους (RT) σε ψυκτική ισχύ kW (1RT = 3,517kW)
τ	Συντελεστής ταυτοχρονισμού
φ	Συντελεστής φορτίου
φ_1	Συντελεστής χρησιμοποίησης του κλιβάνου σε 24ωρη βάση, Ώρες/ημέρα
$\Phi_{i,\psi}^{\alpha\nu\alpha\varphi.}$	Ογκομετρική παροχή νωπού αέρα των χώρων της κατηγορίας i ανηγμένη στη μονάδα επιφάνειας δαπέδου ψυχόμενων χώρων, που λαμβάνεται ως παροχή αναφοράς, $(m^3/h)/m^2$
$\Phi_{i,\psi}$	Ογκομετρική παροχή νωπού αέρα των χώρων της κατηγορίας i ανηγμένη στη μονάδα επιφάνειας δαπέδου ψυχόμενων χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου, $(m^3/h)/m^2$
$\Phi_{i,\theta}^{\alpha\nu\alpha\varphi.}$	Ογκομετρική παροχή νωπού αέρα των χώρων της κατηγορίας i ανηγμένη στη μονάδα επιφάνειας δαπέδου θερμαινόμενων χώρων, που λαμβάνεται ως παροχή αναφοράς, $(m^3/h)/m^2$
$\Phi_{i,\theta}$	Ογκομετρική παροχή νωπού αέρα των χώρων της κατηγορίας i ανηγμένη στη μονάδα επιφάνειας δαπέδου θερμαινόμενων χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου, $(m^3/h)/m^2$
χ	Αριθμός των χειρουργικών τραπεζών

Πρόλογος

Η εργασία αυτή εκπονήθηκε στο Εργαστήριο Υψηλών Τάσεων και Ηλεκτρικών Μετρήσεων, στον Τομέα Ηλεκτρικών Βιομηχανικών Διατάξεων και Συστημάτων Αποφάσεων της Σχολής Ηλεκτρολόγων Μηχανικών και Μηχανικών Υπολογιστών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου υπό την επίβλεψη του Καθηγητή κ. Περικλή Μπούρκα.

Θερμές ευχαριστίες οφείλω στον Καθηγητή μου κ. Περικλή Μπούρκα ο οποίος, όλο αυτό το διάστημα, μου προσέφερε επιστημονική και ηθική υποστήριξη. Η εκπόνηση αυτής της διατριβής οφείλεται στην καθοδήγησή του, στις συμβουλές του αλλά και στην συνεχή του παρότρυνση από το αρχικό στάδιο μέχρι το τελικό. Εγκάρδιες ευχαριστίες οφείλω και στον Καθηγητή μου κ. Γεώργιο Μαλαχία που με τη μακρόχρονη εμπειρία του αλλά και την επιστημονική του κατάρτιση με βοήθησε σημαντικά στην ολοκλήρωση της εργασίας αυτής.

Από καρδιάς ευχαριστίες οφείλω, επίσης, και στο μέλος της τριμελούς συμβουλευτικής επιτροπής Καθηγητή κ. Ν. Θεοδώρου, καθώς και στον Καθηγητή κ. Κώστα Καραγιαννόπουλο για τη βοήθεια και τη συμπαράστασή τους. Ευχαριστώ θερμά ακόμη όλα τα μέλη της επταμελούς εξεταστικής επιτροπής για τη βοήθεια τους.

Θα ήθελα, επίσης, να ευχαριστήσω τους εργαζομένους στα νοσοκομεία που πρόθυμα βοήθησαν με την παροχή στοιχείων, όπως και τους συναδέλφους μηχανικούς της ΔΕΠΑΝΟΜ.

Ακόμη, τον Δρ. Μηχανικό ΕΜΠ κ. Παναγιώτη Τσαραμπάρη για τα εποικοδομητικά του σχόλια, καθώς και για τις χρήσιμες υποδείξεις του στη δόμηση της εργασίας, όπως, επίσης, την αδελφή μου Μαρία Κατσάνη-Σκιαδά, που ως φιλόλογος επιμελήθηκε γλωσσικά την εργασία αυτή.

Τέλος θα ήθελα να ευχαριστήσω την οικογένεια μου και ιδιαίτερα τη γυναίκα μου για την υπομονή και την κατανόηση που έδειξε, καθώς και για τη θερμή υποστήριξή της, καθόλη τη διάρκεια της εκπόνησης αυτής της διατριβής.

Γιάννης Σ. Κατσάνης

ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Η εργασία αυτή αναφέρεται στον προσδιορισμό των ηλεκτρικών και θερμικών φορτίων σε ελληνικά νοσοκομεία τα οποία χρησιμοποιούνται και για τον προσδιορισμό του συστήματος συμπαραγωγής.

Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται μια εισαγωγή στις ενεργειακές καταναλώσεις σε νοσοκομεία, καθώς και στις κυριότερες θερμικές και ηλεκτρικές καταναλώσεις σε αυτά, με αναφορά σε καθεμία από αυτές.

Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται μια εισαγωγή στη συμπαραγωγή, καθώς και τα είδη μονάδων συμπαραγωγής. Στη συνέχεια, εξετάζεται ο λόγος θερμικής ενέργειας προς ηλεκτρική ενέργεια, καθώς και οι διάφοροι τρόποι σχεδίασης συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας. Κατόπιν, εξετάζεται η εφαρμογή της συμπαραγωγής σε υπάρχοντα και νέα νοσοκομεία, αφού προηγούμενα έχει αναφερθεί ο τρόπος υπολογισμού του ηλεκτρικού και του θερμικού φορτίου και έχει αναλυθεί το βασικό θερμικό φορτίο ως στοιχείο επιλογής της μονάδας συμπαραγωγής ηλεκτρισμού θερμότητας σε αυτά.

Στο τρίτο κεφάλαιο δίδεται η διαδικασία υπολογισμού των ηλεκτρικών ενεργειακών καταναλώσεων, αφού προηγούμενα ορίσθηκαν οι βασικές κατηγορίες χώρων σε ένα νοσοκομείο.

Στο τέταρτο κεφάλαιο δίδεται η διαδικασία υπολογισμού των θερμικών ενεργειακών καταναλώσεων, αφού προηγούμενα ορίσθηκαν οι βασικές κατηγορίες χώρων σε ένα νοσοκομείο.

Στο πέμπτο κεφάλαιο δίδεται η διαδικασία επιλογής ενός συστήματος συμπαραγωγής για νοσοκομεία με βάση τις ενεργειακές τους καταναλώσεις και παρέχεται ένα παράδειγμα εφαρμογής της προτεινόμενης μεθόδου.

Στο έκτο κεφάλαιο αναφέρεται η συμβολή της εργασίας στην έρευνα και τις πρακτικές εφαρμογές, καθώς και η βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε.

Στο παράρτημα Α δίδεται μια θερμοδυναμική ανάλυση της συμπαραγωγής ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας.

Στο παράρτημα Β δίδονται οι θερμοδυναμικοί κύκλοι των ψυκτικών μηχανών με έμφαση στην ψύξη με απορρόφηση.

Στο παράρτημα Γ δίδονται τα αποτελέσματα της έρευνας που έγινε σχετικά με τους διαθέσιμους τύπους, τη χωρητικότητα και την παραγωγικότητα των συσκευών που χρησιμοποιούνται στο συγκρότημα πλύσης ρούχων για την εύρεση των ενεργειακών τους καταναλώσεων.

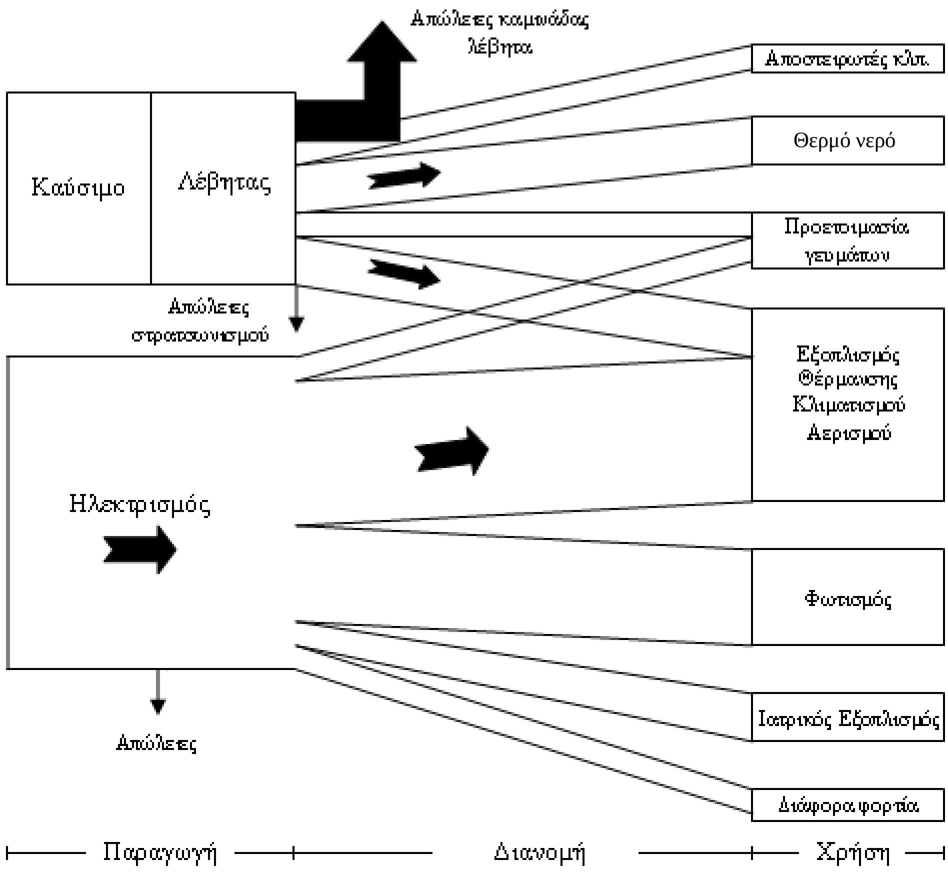
Ι. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται μια βιβλιογραφική ανασκόπηση τόσο των ενεργειακών καταναλώσεων (ηλεκτρικών και θερμικών) σε νοσοκομεία [4, 9, 10, 13, 18-20, 24, 28, 29, 31, 35-39, 47, 60, 62, 70, 71, 74-76, 88-90, 94, 102, 104, 105] όσο και της συμπαραγωγής σε αυτά [15,26,73,78,87].

1. ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΕΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΕΙΣ ΣΕ ΝΟΣΟΚΟΜΕΙΑ

Ακολούθως δίνονται περιληπτικά πληροφορίες για τα νοσοκομεία σχετικά με την παραγωγή, διανομή και χρήση της ενέργειας σε βασικά φορτία των νοσοκομείων (επιμέρους θερμικές και ηλεκτρικές καταναλώσεις)[18,19,28,29,35-37,39,47] με ξεχωριστή παραγωγή θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας.

1.1. Γενικά περί ενεργειακών καταναλώσεων σε νοσοκομεία.



Σχήμα Ι.1.1-1: Απλοποιημένο διάγραμμα τυπικού συστήματος διανομής ενέργειας σε νοσοκομεία με ξεχωριστή παραγωγή θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας.

Όπως κάθε ενεργειακό σύστημα, έτσι και το ενεργειακό σύστημα των νοσοκομείων με ξεχωριστή παραγωγή θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας διακρίνεται στα εξής μέρη (αν θεωρηθούν ως αμελητέες οι απώλειες στη διανομή και στην κατανάλωση[28]:

- την παραγωγή ενέργειας
- τη διανομή ενέργειας
- τη χρήση ενέργειας

Η εγκατάσταση παραγωγής ενέργειας σε νοσοκομεία μετατρέπει συνήθως ορυκτά καύσιμα σε θερμότητα και μερικές φορές (σε περιπτώσεις διακοπής της ηλεκτροδότησης από το δίκτυο της πόλης) σε ηλεκτρισμό. Το δίκτυο διανομής ενέργειας εφοδιάζει τα διάφορα τμήματα του νοσοκομείου σύμφωνα με τις ανάγκες τους. Στο σχήμα I.1.1-1 δείχνεται διαγραμματικά πώς η ενέργεια διανέμεται τυπικά σε ένα νοσοκομείο με ξεχωριστή παραγωγή θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας, από την παραγωγή αυτής μέχρι την τελική χρήση της. Τα μεγάλα νοσοκομεία και τα νοσοκομεία που στεγάζονται σε διάφορα κτίρια, δεν διαθέτουν ένα μόνο ενεργειακό σύστημα, αλλά ένα ενεργειακό δίκτυο (υποσταθμούς θερμικής ενέργειας, υποσταθμούς ηλεκτρικής ενέργειας, συστήματα παραγωγής ενέργειας ανά κτίριο κ.λ.π)[28].

Προκειμένου να ικανοποιηθούν οι ενεργειακές απαιτήσεις ενός νοσοκομείου, θα πρέπει να χρησιμοποιηθούν σύμφωνα με τα ειδικά τους χαρακτηριστικά, τρεις μορφές ενεργειακών πηγών [28]:

- <u>Καύσιμα</u>: Χρησιμοποιούνται σε λέβητες αερίου, πετρελαίου, για θέρμανση χώρων, παραγωγή θερμού νερού χρήσης και ατμού. Το πετρέλαιο χρησιμοποιείται και στα ηλεκτροπαραγωγά ζεύγη για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας σε φορτία έκτακτης ανάγκης (χειρουργεία, μονάδα εντατικής θεραπείας, κ.λ.π) και σε περιπτώσεις διακοπής ρεύματος από το δίκτυο της πόλης. Τα καύσιμα μπορούν, επίσης, να παράγουν και ηλεκτρική ενέργεια εντός του νοσοκομείου, όταν λειτουργεί μονάδα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας.
- <u>Ηλεκτρισμός</u>: Χρησιμοποιείται κύριως για φωτισμό, αερισμό, δροσισμό και κίνηση μηχανημάτων. Γενικά, αυτός ο τύπος ενέργειας δεν μπορεί να αντικατασταθεί από άλλες ενεργειακές πηγές. Ο ηλεκτρισμός παρέχεται κυρίως από τις εταιρείες παροχής ηλεκτρικής ενέργειας, αλλά μια άλλη εναλλακτική λύση, που χρησιμοποιείται όλο και πιο συχνά, είναι τα νοσοκομεία να παράγουν τη δική τους ηλεκτρική ενέργεια, μέσω ενός συστήματος συμπαραγωγής που εγκαθίσταται μέσα στο νοσοκομείο.
- <u>Ενέργεια από ανανεώσιμες πηγές</u>: Η ηλιακή ενέργεια χρησιμοποιείται μερικές φορές στα νοσοκομεία για την παραγωγή θερμού νερού χρήσης, προκειμένου να μειωθεί η

χρήση άλλων μορφών ενέργειας, όπως επίσης και για τη θέρμανση χώρων και βέβαια το ηλιακό φως για τη μείωση του τεχνητού φωτισμού, όπου αυτό είναι δυνατό. Άλλες ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, όπως η βιομάζα, αποτελούν συχνά το καύσιμο για τους λέβητες, κυρίως σε εγκαταστάσεις τηλεθέρμανσης. Εφόσον υπάρχει δυνατότητα για τηλεθέρμανση, αυτή θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί στη μεγαλύτερη δυνατή έκταση. Μία εγκατάσταση τηλεθέρμανσης, που χρησιμοποιεί συχνά τη συμπαραγωγή, είναι συνήθως πολύ πιο αποδοτική και φθηνή από τη χρήση των τοπικών λεβήτων.

Για την ικανοποίηση των θερμικών και ηλεκτρικών αναγκών των νοσοκομείων υπάρχουν κανονισμοί που περιγράφουν το πώς μπορούν να ικανοποιηθούν οι απαιτήσεις αυτές (κανονισμοί για τη θερμική μόνωση, τον αερισμό, το φωτισμό, τις εσωτερικές θερμοκρασίες, κ.λ.π.)[19,28]. Οι απαιτήσεις των κανονισμών για τις επιμέρους εγκαταστάσεις είναι περιληπτικά οι ακόλουθες:

<u>Θερμική μόνωση:</u> Οι θερμικές ιδιότητες του περιβλήματος του κτιρίου είναι πολύ σημαντικές, αφού σε ένα νοσοκομείο απαιτείται ελάχιστη θερμοκρασία 21 ή 22^{o}C [19,28] η οποία δεν πρέπει να υπερβαίνει τους 26^{o}C κατά τη διάρκεια των πιο θερμών μηνών. Οι κανονισμοί επιβάλλουν όρια στους συντελεστές θερμοπερατότητας των επιμέρους επιφανειών για τον υπολογισμό των απωλειών θερμότητας.

<u>Αερισμός:</u> Τα επίπεδα αερισμού εξαρτώνται από το είδος του χώρου (συνήθης χώρος ή χώρος εντατικής θεραπείας) και μεταβάλλονται τυπικά από 35 εώς 140m^3 ανά άτομο και ανά ώρα. Τα χειρουργεία είναι συνήθως μεταξύ των χώρων που έχουν τις υψηλότερες απαιτήσεις, με επίπεδα αερισμού περίπου στα 30-55m^3 ανά m^2 δαπέδου και ώρα [28].

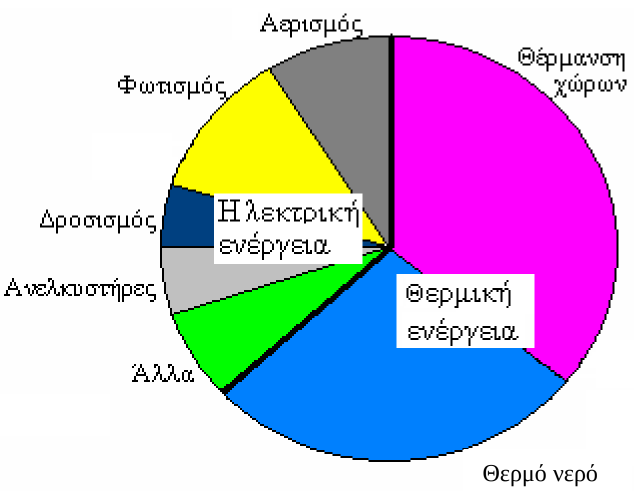
<u>Φωτισμός:</u> Ο φωτισμός ενός χώρου νοσοκομείου εξαρτάται από τη χρήση του. Ο πίνακας Ι.1.1-1δίνει τη στάθμη φωτισμού που χρησιμοποιείται συνήθως στους υπολογισμούς των εγκαταστάσεων φωτισμού σε νοσοκομεία [40].

<u>Συνθήκες Υγρασίας Εσωτερικού Αέρα:</u> Το επίπεδο άνεσης καλύπτει σχετικές υγρασίες από 40-70% σε θερμοκρασίες 22-26^{o}C φυσιολογικές για νοσοκομεία.

Το Σχήμα Ι.1.1-2 δείχνει πώς μπορεί να διαχωρισθεί η ενεργειακή κατανάλωση, σύμφωνα με τις μεγαλύτερες εφαρμογές που μπορεί αυτή να έχει σε ένα νοσοκομείο. Η παχειά συνεχής γραμμή οριοθετεί και διαχωρίζει την ηλεκτρική ενέργεια(φωτισμός, αερισμός, δροσισμός κ.α) από τη θερμική ενέργεια (θέρμανση, θερμό νερό χρήσης, αποστείρωση). Τα νέα νοσοκομεία συχνά διαθέτουν αναλογικά περισσότερους κλιματιζόμενους χώρους, καθώς και περισσότερο εκτεταμένα συστήματα αερισμού-εξαερισμού. Γι αυτό, τα νέα νοσοκομεία καταναλώνουν περισσότερη ενέργεια από τα παλαιότερα[28].

Χώρος	**Lux**
Γραφείο, διδασκαλία, βιβλιοθήκη, εργαστήριο, εξεταστήριο, εργασία αδελφών, στάση αδελφών, πληροφορίες, κουζίνα, προετοιμασία επιτόκων, αίθουσα κλινών, ανάνηψη, περιποίηση και παραμονή νεογνών, φυσικοθεραπεία, καθαρός διάδρομος χειρουργείων	300
Προθάλαμος, αποθήκη, αποδυτήριο, διανυκτέρευση, διάδρομος, αναμονή, πλύση, ακάθαρτα, τραπεζαρία, λουτρό, ακτινολογικό, office φαγητού	150
Αίθουσα τοκετών, αίθουσα ενδοσκοπήσεων και σκιαλυτική λυχνία, χειρουργείο και σκιαλυτική λυχνία	800
Αίθουσα γύψων, αίθουσα αναισθησίας, προνάρκωση, αίθουσα μικροεπεμβάσεων και σκιαλυτική λυχνία, θάλαμος νοσηλείας ΜΕΘ 50-400 Lux, θάλαμος μόνωσης ΜΕΘ 50-400Lux	400
Θάλαμος θερμοκοιτίδων	150-1000

Πίνακας Ι.1.1-1: Στάθμες φωτισμού για τους υπολογισμούς των εγκαταστάσεων φωτισμού σε νοσοκομεία [40].



Σχήμα Ι.1.1-2: Ενεργειακή κατανάλωση ανά κατηγορία σε νοσοκομεία, που βρίσκονται στη Βόρεια Ευρώπη [28].

Η θερμική ενέργεια χρησιμοποιείται περισσότερο για τη θέρμανση των χώρων και για την παραγωγή θερμού νερού χρήσης, ενώ ο ηλεκτρισμός χρησιμοποιείται κυρίως για φωτισμό, κίνηση, αερισμό και δροσισμό. Οι καταναλώσεις που δίνονται στο σχήμα Ι.1.1-2 μπορεί να αντιπροσωπεύουν μέχρι και το 75% της συνολικής ενεργειακής κατανάλωσης των νοσοκομείων [28]. Ο φωτισμός και ο αερισμός συχνά καλύπτουν το 50-60% της ηλεκτρικής ενεργειακής κατανάλωσης [28]. Το νοσοκομείο καταναλίσκει ένα βασικό θερμικό και ένα βασικό ηλεκτρικό φορτίο. Το βασικό θερμικό φορτίο αποτελείται από το θερμό νερό χρήσης, το θερμικό φορτίο του συγκροτήματος του πλυντηρίου και του χώρου προετοιμασίας γευμάτων, την αποστείρωση και τις απώλειες παραγωγής και διανομής της θερμικής ενέργειας. Το βασικό ηλεκτρικό φορτίο αποτελείται από το φωτισμό, από τα ηλεκτρικά φορτία συγκροτήματος πλύσης και χώρου προετοιμασίας γευμάτων, το φορτίο ρευματοδοτών, τους ανελκυστήρες, κ.λ.π.

Όταν συγκρίνονται μεταξύ τους στοιχεία που αναφέρονται σε ενεργειακές καταναλώσεις, είναι σημαντικό να εξετάζονται σε σχέση με τη γεωγραφική περιοχή στην οποία βρίσκεται το νοσοκομείο, όπως και με το κλίμα που επικρατεί σε αυτήν. Για να διευκολυνθεί η σύγκριση της ενεργειακής απόδοσης των νοσοκομείων, τα στοιχεία παρουσιάζονται συνήθως με διαφορετικές μορφές, όπως π.χ. ανά αριθμό κλινών, ανά m^2 θερμαινόμενης επιφάνειας δαπέδου ή ανά m^2 μικτής επιφάνειας δαπέδου. Έχει καθιερωθεί να εξετάζεται το πηλίκο του συνολικού εμβαδού του νοσοκομείου προς τον αριθμό των κλινών νοσηλείας, δηλαδή το εμβαδόν ανά κλίνη. Το συνολικό εμβαδόν του νοσοκομείου προκύπτει ως το άθροισμα των μικτών εμβαδών όλων των επι μέρους τμημάτων του και του μικτού εμβαδού της διατμηματικής κυκλοφορίας. Το εμβαδόν ανά κλίνη, λοιπόν, εξαρτάται από το λειτουργικό περιεχόμενο του νοσοκομείου, από την κτιριολογική διάταξη και από τις διαστάσεις των επι μέρους χώρων [100]. Οι τιμές αυτές των ετησίων ενεργειακών καταναλώσεων δείχνουν την ενεργειακή απόδοση κάθε νοσοκομείου. Η ενεργειακή κατάσταση ενός ίδιου νοσοκομείου μεταβάλλεται από χώρα σε χώρα, αφού οι τοπικές κλιματικές συνθήκες διαφέρουν. Δεν είναι, επομένως, δυνατό να επιτευχθεί ο βέλτιστος ενεργειακός συνδυασμός σε διεθνές επίπεδο. Αυτό μπορεί να γίνει σε τοπικό ή εθνικό επίπεδο.

Στη συνέχεια δίδονται οι συνολικές ετήσιες ηλεκτρικές και θερμικές καταναλώσεις σε δώδεκα νοσοκομεία από όλο τον κόσμο (από τη Νορβηγία μέχρι την Αυστραλία), χωρίς να αναφέρεται η διαδικασία που ακολουθήθηκε για την εύρεση των καταναλώσεων αυτών [28]. Η προαναφερθείσα ευρεία εξεταζόμενη περιοχή καλύπτει πολλά διαφορετικά κλίματα και απαιτήσεις για το σχεδιασμό των ενεργειακών συστημάτων.

Αν και έχει αναλυθεί η στατιστική των ενεργειακών αυτών καταναλώσεων, δεν υπάρχουν απλοί ή προφανείς λόγοι για τους οποίους κάποιες χώρες εμφανίζουν υψηλότερη ή χαμηλότερη κατανάλωση από τη μέση. Στην έρευνα αυτή παρέχονται τα στοιχεία για τις ετήσιες μέσες ηλεκτρικές και θερμικές ενεργειακές καταναλώσεις για νοσοκομεία σε 6 χώρες, σε MWh/κλίνη. Η ηλεκτρική κατανάλωση ανά κλίνη κυμαίνεται από 5,1MWh (Ιταλία) σε 28,1MWh (Αυστραλία) με μία μέση κατανάλωση 16,1MWh. Η θερμική κατανάλωση είναι περισσότερο ομοιόμορφη κυμαινόμενη μεταξύ 23,3MWh (Ιταλία) και 42,8MWh (Καναδάς) με μία μέση κατανάλωση 33,9MWh.

Στην ίδια έρευνα δίνεται η ηλεκτρική και θερμική κατανάλωση για ένα τυπικό δείγμα νοσοκομείων από εννέα χώρες. Τα δεδομένα παρουσιάζονται με τη μορφή kWh/m^2 μικτής επιφάνειας δαπέδου για τη μέση ετήσια ηλεκτρική και θερμική κατανάλωση. Η ηλεκτρική κατανάλωση ανά m^2 μικτής επιφάνειας δαπέδου κυμαίνεται από 61kWh (Ελβετία) έως 330kWh (Καναδάς), με μία μέση κατανάλωση 145kWh. Η θερμική κατανάλωση κυμαίνεται μεταξύ 168kWh (Σουηδία) και 670kWh (USA), με μία μέση τιμή 367kWh.

Στα πλαίσια της ίδιας έρευνας [28], δίδεται η μέση ετήσια ηλεκτρική και θερμική κατανάλωση ανά κλίνη για τα υπό εξέταση επιμέρους νοσοκομεία. Η αναγνώριση των δειγμάτων των νοσοκομείων γίνεται από τη διεθνώς αποδεκτή συντομογραφία της ονομασίας της χώρας από την οποία προέρχεται το δείγμα, με έναν αριθμό που υποδηλώνει τον αριθμό του εξετασθέντος δείγματος στην ίδια χώρα π.χ. UK1, US2 κ.λ.π. (όπου UK σημαίνει Μ. Βρετανία, US σημαίνει Ηνωμένες Πολιτείες, AU σημαίνει Αυστραλία, NO σημαίνει Νορβηγία, CA σημαίνει Καναδά, SE σημαίνει Σουηδία και CH σημαίνει Ελβετία). Οι ηλεκτρικές καταναλώσεις ανά κλίνη μεταβάλλονται σημαντικά από 5,7MWh/κλίνη (UK1) έως 96,6MWh/κλίνη (US1), με μία μέση κατανάλωση 27,5MWh/κλίνη. Οι θερμικές καταναλώσεις δεν μεταβάλλονται τόσο σημαντικά, κυμαινόμενες από 28,9MWh/κλίνη (AU1) μέχρι 116,7MWh/κλίνη (US1), με μία μέση τιμή 56,6MWh/κλίνη.

Οι τιμές αυτές είναι σημαντικά υψηλότερες από τους μέσους όρους των χωρών, όπως αυτοί παρουσιάστηκαν προηγουμένως.

Περαίτερω και στα πλαίσια της έρευνας αυτής [28], παρουσιάζονται στοιχεία για τη μέση ετήσια κατανάλωση ηλεκτρική και θερμική σε kWh/m^2 θερμαινόμενης επιφάνειας δαπέδου. Η ηλεκτρική κατανάλωση ανά τετραγωνικό μέτρο (m^2) θερμαινόμενης επιφάνειας μεταβάλλεται από 65kWh(CA1) σε 345kWh(US1), με μία μέση κατανάλωση 186kWh. Η θερμική κατανάλωση μεταβάλλεται από 156kWh(NO1) σε 966kWh(CA1), με μέση τιμή 425kWh. Αυτό που είναι αξιοσημείωτο, είναι η πολύ υψηλή ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση ανά τετραγωνικό μέτρο για το νοσοκομείο US1 και επίσης η θερμική για CA1. Για το US1, οι λόγοι είναι ότι το εξεταζόμενο νοσοκομείο είναι καινούργιο και πανεπιστημιακό και έχει μεγαλύτερη επιφάνεια ανά κλίνη (280m^2/κλίνη) συγκρινόμενο με τα 120-180m^2/κλίνη, μέγεθος που ισχύει για τα περισσότερα νοσοκομεία, που εξετάζονται στην έρευνα αυτή[28]. Στην Ελλάδα, στα σύγχρονα δημόσια γενικά νοσοκομεία το εμβαδόν ανά κλίνη είναι συνήθως της τάξης των 90m^2 και σπάνια υπερβαίνει τα 100 m^2. Στα παλαιότερα, το εμβαδόν ανά κλίνη είναι αισθητά μικρότερο. Στα σύγχρονα γενικά νοσοκομεία σε χώρες με προηγμένο σύστημα υγείας, το εμβαδόν ανά κλίνη συνήθως κυμαίνεται από 100 m^2 έως 130 m^2, ενώ στα πανεπιστημιακά απο 130 m^2 έως 160 m^2[100].

Αποτελεί έκπληξη ότι το AU1 με πιο ζεστό κλίμα έχει υψηλότερες ενεργειακές καταναλώσεις (και ηλεκτρική και θερμική) από το SE1, με ένα κρύο και υγρό κλίμα. Μία απλή εξήγηση μπορεί να είναι ότι το νοσοκομείο στην Αυστραλία με 52m^2/κλίνη είναι πολύ μικρότερο από το νοσοκομείο στη Σουηδία με 143m^2/κλίνη. Επομένως η ενεργειακή κατανάλωση ανά μονάδα επιφάνειας πρέπει να συσχετίζεται με το πραγματικό μέγεθος του νοσοκομείου. Επιπλέον δίδεται η ετήσια ηλεκτρική και θερμική ενεργειακή κατανάλωση για τα υπό εξέταση νοσοκομεία με τα στοιχεία, όμως, να εμφανίζονται σε kWh/m^2 μικτής επιφάνειας δαπέδου. Η ηλεκτρική κατανάλωση ανά τετραγωνικό μέτρο (m^2) μικτής επιφάνειας δαπέδου κυμαίνεται από 56 kWh(CH1) σε 314 kWh(US1), με μία μέση κατανάλωση 163 kWh. Οι θερμικές καταναλώσεις κυμαίνονται από 149 kWh(NO1) σε 966 kWh(CA1), με μία μέση τιμή των 396kWh. Οι τιμές αυτές συγκρίνονται με αυτές του US1 και CA1.

Τα νοσοκομεία στις ΗΠΑ καταναλώνουν ετησίως κατά μέσο όρο 296 kWh/m^2 ηλεκτρικής ενέργειας και 341 kWh/m^2 θερμικής ενέργειας προερχόμενης από φυσικό αέριο [88]. Σε ένα τυπικό νοσοκομείο στις ΗΠΑ, ο φωτισμός, η θέρμανση και το θερμό νερό χρήσης αντιπροσωπεύουν το 60% της συνολικής χρησιμοποιούμενης ενέργειας [74]. Οι καταναλώσεις ανά τελική χρήση ως ποσοστό (%) σε νοσοκομεία των ΗΠΑ δίδονται για πέντε κλιματικές ζώνες [88]. Η μέση ετήσια ενεργειακή κατανάλωση ποσοστιαία % ανά τελική χρήση για τα κτίρια του τομέα υγείας στις ΗΠΑ δίδονται στη βιβλιογραφία [74].

Οι ενεργειακές καταναλώσεις των νοσοκομείων έχουν καταγραφεί σε διάφορες χώρες, όπως στον Καναδά [70,71], στη Μ. Βρετανία [29], τη Ρωσία και τη Δανία [37] και τη Βραζιλία [75].

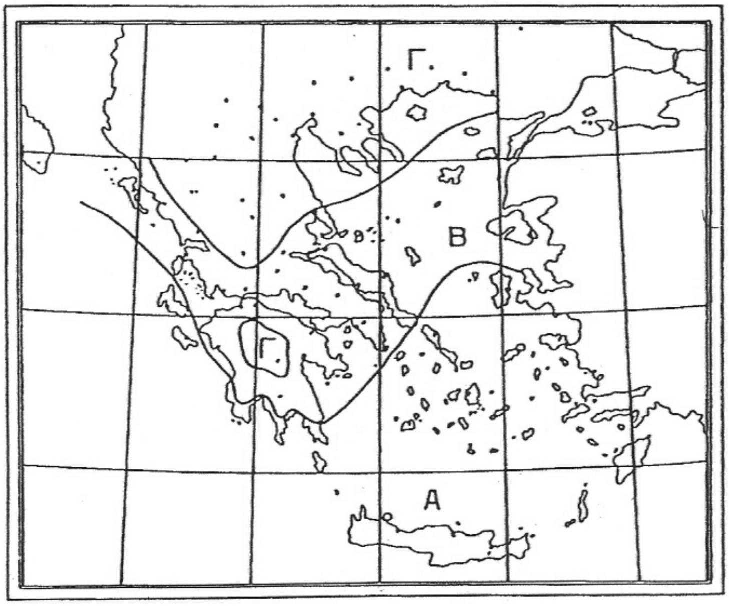
Για τα ελληνικά νοσοκομεία, σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [28], η μέση ετήσια θερμική ενέργεια είναι 300kWh/m^2 μικτής επιφάνειας δαπέδου, ενώ η ηλεκτρική είναι 110kWh/m^2 μικτής επιφάνειας δαπέδου. Η κατανάλωση θερμικής ενέργειας στα ελληνικά νοσοκομεία, σύμφωνα με την ίδια βιβλιογραφική πηγή, εμφανίζεται να είναι μεγαλύτερη από αυτή της Ελβετίας, του Βελγίου και της Ολλανδίας.

Σύμφωνα με άλλες βιβλιογραφικές πηγές [47,102], το 1999 καταγράφηκαν δέκα νοσοκομεία της Αττικής και συγκεντρώθηκαν πλήρη στοιχεία για επτά από αυτά, σχετικά με την κατανάλωση ενέργειας και τα συστήματα κλιματισμού σε χειρουργεία νοσοκομείων. Σύμφωνα με τα διαθέσιμα στοιχεία, για τα νοσοκομεία που μελετήθηκαν η θερμική ενέργεια ανά μονάδα επιφάνειας είναι 283kWh/m^2, ενώ η ηλεκτρική 168kWh/m^2. Το 1992, στα πλαίσια των Ευρωπαϊκων προγραμμάτων SAVE και ALTENER από το Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας (ΚΑΠΕ), καταγράφηκαν 127 νοσοκομεία και συγκεντρώθηκαν στοιχεία σχετικά με την κατανάλωση ενέργειας σε αυτά [39]. Πήρε μέρος το 70% των μεγαλύτερων νοσοκομειακών μονάδων της χώρας (84 μονάδες). Ο υπολογισμός της θερμικής κατανάλωσης σε kWh, βασίσθηκε στα τιμολόγια αγοράς υγρών καυσίμων, όπου η κατανάλωση σε λίτρα πολλαπλασιάστηκε με τη θερμογόνο δύναμη καυσίμων. Η συνολική κατανάλωση ενέργειας προέκυψε από το άθροισμα των θερμικών και ηλεκτρικών καταναλώσεων. Από την ανάλυση των στοιχείων προέκυψε ότι μόνο ένα ποσοστό 8% των νοσοκομείων (κυρίως τα κέντρα υγείας) κατανάλωναν ενέργεια μικρότερη των 200kWh/m^2. Ένα ποσοστό 56% κατανάλωνε από 200-400 kWh/m^2. Ένα μεγάλο ποσοστό (19%) κατανάλωνε πάνω από 400kWh/m^2 και μάλιστα ένα αρκετά μεγάλο ποσοστό (17%) κατανάλωνε πάνω από 500kWh/m^2. Η μέση κατανάλωση ενέργειας των νοσοκομείων, σύμφωνα πάντα με την ίδια πηγή, ήταν περίπου 370kWh/m^2 το έτος. Η μέση ηλεκτρική κατανάλωση ενέργειας ήταν περίπου 80kWh/m^2 το έτος. Στην ίδια έρευνα αναφέρεται ότι το μέσο θερμικό φορτίο βάσης ήταν 141kWh/m^2 έτος, το μέσο ηλεκτρικό φορτίο βάσης ήταν 71kWh/m^2 και το μέσο συνολικό φορτίο βάσης 225kWh/m^2 το έτος. Προέκυψε, επίσης, ότι η ποσοστιαία αναλογία της συνολικής κατανάλωσης της ενέργειας ηλεκτρισμού και καυσίμων των Ελληνικών νοσοκομείων για το έτος 1994 ήταν 1 προς 4.

Είναι γεγονός ότι ένας από τους βασικότερους παράγοντες που επηρεάζουν την ενεργειακή συμπεριφορά των νοσοκομείων είναι η κλιματική ζώνη στην οποία ευρίσκονται.

Ο ελληνικός χώρος διαμερίζεται σε κλιματικές ζώνες. Ο ισχύων κανονισμός θερμομόνωσης κτιρίων χωρίζει την Ελλάδα σε τρείς ζώνες (Α, Β και Γ), ανάλογα με τα κύρια κλιματικά χαρακτηριστικά τους. Οι περιοχές αυτές φαίνονται στο χάρτη του σχήματος Ι.1.1-3[85].

Ο διαμερισμός αυτή δίνει μια βασική ένδειξη για τη ζήτηση της ενέργειας για θέρμανση χώρων ως συνάρτηση των εξωτερικών κλιματολογικών συνθηκών. Ο βασικός δείκτης που χρησιμοποιείται ευρύτατα για την εκτίμηση της επίδρασης αυτής, είναι οι βαθμοημέρες θέρμανσης και προκύπτει από την επεξεργασία των δεδομένων της εξωτερικής θερμοκρασίας του αέρα (σε κάθε τόπο) αναφορικά με μία τυπική τιμή-κατώφλι που προσδιορίζει τη θερμική άνεση εντός του κτιρίου (συνήθως 18 ^{o}C και, στην περίπτωση των νοσοκομείων, 22 ^{o}C).



Σχήμα Ι.1.1-3: Χάρτης κατανομής της Ελλάδος σε τρεις κλιματικές ζώνες (Α,Β,Γ) [85].

Ο Πίνακας Ι.1.1-2 δείχνει τις ενεργειακές καταναλώσεις ανά κλιματική ζώνη για τα έτη 1993 και 1994[39].

	1993			**1994**		
Ζώνη	**Ηλεκτρική kWh/m^2**	**Θερμική kWh/m^2**	**Σύνολο kWh/m^2**	**Ηλεκτρική kWh/m^2**	**Θερμική kWh/m^2**	**Σύνολο kWh/m^2**
Α	78	171	249	89	181	270
Β	81	262	363	92	247	339
Γ και Δ	60	364	424	71	367	438
Σύνολο χώρας	81	291	372	86	285	371

Πίνακας Ι.1.1-2: Ενεργειακές καταναλώσεις σε ελληνικά νοσοκομεία ανά κλιματική ζώνη για τις κλιματικές ζώνες Α, Β, Γ και Δ για τα έτη 1993 και 1994[39].

Σε άλλη βιβλιογραφική πηγή [89] παρέχονται η μέση ετήσια ηλεκτρική και θερμική ενεργειακή κατανάλωση της κατηγορίας των ελληνικών κτιρίων που δεν είναι κατοικίες και που περιλαμβάνει κτίρια του τομέα υγείας για τις τέσσερις κλιματικές ζώνες και τρεις διαφορετικές κατασκευαστικές περιόδους. Η θερμική ενεργειακή κατανάλωση στην έρευνα αυτή αναφέρεται σε κτίρια με κεντρικό σύστημα θέρμανσης που χρησιμοποιούν ορυκτά καύσιμα. Σύμφωνα με τους συγγραφείς, προσδιορίστηκε η μέση ετήσια συνολική και θερμική ενεργειακή κατανάλωση ανά μονάδα επιφανείας (λαμβάνοντας υπ'όψιν, όπως αναφέρεται, διάφορες παραμέτρους που είχαν επίδραση και διαθέσιμα στοιχεία) [89].

1.2. Οι βασικές ηλεκτρικές ενεργειακές καταναλώσεις σε νοσοκομεία

Τα νοσοκομεία είναι μεγάλοι καταναλωτές ενέργειας στον κτιριακό τομέα [19,29,35,36,39,47,76]. Η ενεργειακή κατανάλωση που απαιτείται για την κάλυψη των ηλεκτρικών αναγκών κυρίως αποτελείται από τα μερικά φορτία, ως ακολούθως [19,29,39]: φωτισμός, ανελκυστήρες, ρευματοδότες, κατανάλωση του συγκροτήματος πλύσης ρούχων, κατανάλωση του χώρου προετοιμασίας γευμάτων, ιατρικός εξοπλισμός, κλιματισμός και αερισμός.

1.2.1 Η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας για φωτισμό

Ο φωτισμός είναι από τα μεγαλύτερα ηλεκτρικά φορτία σε ένα νοσοκομείο και ποσοτικά καλύπτει περίπου το 30-50% της συνολικής ηλεκτρικής ενεργειακής κατανάλωσης [29].

Η ενέργεια που χρησιμοποιείται για φωτισμό εξαρτάται από την απόδοση των λαμπτήρων και από τις ώρες χρήσης.

Οι πολλές ώρες λειτουργίας των λαμπτήρων στα νοσοκομεία, τυπικά 4000-5000 ώρες σε δωμάτια ασθενών [29] και όλο το χρόνο σε χώρους αναμονής, ανελκυστήρες, κλιμακοστάσια και χώρους συνάθροισης, κάνουν τον ακριβή σχεδιασμό του φωτισμού, καθώς και την υψηλή αποδοτικότητα του, σημαντικούς παράγοντες για την ποιότητα του φωτισμού καθώς και την υψηλή ενεργειακή του απόδοση.

Ο φωτισμός ενός χώρου εξαρτάται από τη φωτεινή ισχύ των λαμπτήρων που διαθέτει. Στην περίπτωση που προβλέπεται να εγκατασταθούν φωτιστικά με λυχνίες φθορισμού, τότε απαιτείται φωτοτεχνική μελέτη στην οποία έχουν σημασία: η χρήση των χώρων, οι χρωματισμοί των επιφανειών των χώρων και η διεύθυνση της φωτεινής δέσμης των φωτιστικών [40]. Στη βιβλιογραφία [40,58] δίδεται η στάθμη φωτισμού για διάφορους χώρους των Ελληνικών νοσοκομείων (βλ. Παράγραφο 1.1) [40].

Στη Μ. Βρεττανία η ετήσια κατανάλωση για φωτισμό με λαμπτήρες φθορισμού σε νοσοκομεία είναι συνήθως 20kWh/m^2 [29]. Οι εξελίξεις στην τεχνολογία του φωτισμού έχουν οδηγήσει μέχρι και 50% στην εξοικονόμηση ενέργειας σε σχέση με αυτήν που ίσχυε πριν μερικά χρόνια. Η εξοικονόμηση προέρχεται από ορθολογική χρήση του φωτισμού σε συνδυασμό με βελτιωμένη απόδοση των φωτιστικών [29].

Οι τιμές της κατανάλωσης για φωτισμό ποικίλλουν από χώρα σε χώρα σημαντικά. Για παράδειγμα τα Σουηδικά νοσοκομεία καταναλώνουν 37kWh/m^2, ενώ τα Ολλανδικά νοσοκομεία καταναλώνουν περίπου 60kWh/m^2 [28]. Επίσης, η ετήσια ενεργειακή κατανάλωση στα Γαλλικά νοσοκομεία μεταβάλλεται από 34 έως 39 kWh/m^2 [19].

Στα Ελληνικά νοσοκομεία ο φωτισμός καλύπτει το 17% της ηλεκτρικής εγκατεστημένης ηλεκτρικής ισχύος[39]. Η μέση ετήσια ενεργειακή κατανάλωση για φωτισμό σε νοσοκομεία της Ελλάδας είναι της τάξεως των 35 έως 52,1kWh/m^2 [19,62]. Παρατηρείται ότι η ενεργειακή κατανάλωση λόγω φωτισμού στην Ελλάδα είναι μεγαλύτερη από αυτή που εμφανίζεται στη Γαλλία, έστω και αν η ηλιοφάνεια στην Ελλάδα είναι μεγαλύτερη από αυτήν της Γαλλίας.

Σημειώνεται ότι, σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [62], η ενεργειακή κατανάλωση για φωτισμό είναι: 1) 40kWh/m^2 το έτος για όλα τα Ελληνικά νοσοκομεία, ανεξάρτητα κλιματικής ζώνης, που κτίσθηκαν από το 1981 μέχρι το 2001 και 2) 45kWh/m^{2}το έτος για τα νοσοκομεία που κτίσθηκαν μετά το 2001.

1.2.2 Η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας στους ανελκυστήρες

Οι ανελκυστήρες διακρίνονται σε ηλεκτροκίνητους και σε υδραυλικούς. Για την εγκατάσταση των ανελκυστήρων πρέπει να λαμβάνονται υπ’ όψιν τα πιο κάτω στοιχεία [90]: Ο αριθμός των εξυπηρετούμενων ατόμων, ο αριθμός στάσεων, το είδος του κτιρίου, η επιφάνεια των ορόφων, η θέση του μηχανοστάσιου και οι τυχόν ειδικές απαιτήσεις.

Με βάση τα παραπάνω συντάσσεται κυκλοφοριακή μελέτη από την οποία προκύπτει ο αριθμός των ανελκυστήρων, η χωρητικότητα εκάστου και η κατάλληλη ταχύτητα.

Οι ανελκυστήρες σε νοσοκομεία αναλαμβάνουν την κυκλοφορία του προσωπικού, των φαρμακευτικών σκευασμάτων, των λινών, των φαγητών και των φορείων [1]. Για λόγους υγιεινής αλλά και αισθητικής, θα πρέπει να γίνεται διαχωρισμός στις χρήσεις. Σε κτίρια, όπου οι χώροι νοσηλείας, εξετάσεων και θεραπείας βρίσκονται σε ορόφους, θα πρέπει οι ανελκυστήρες να είναι κατάλληλοι για τη μεταφορά φορείων. Ανά 100 κλίνες θα πρέπει να υπάρχει ένας ανελκυστήρας πολλαπλών χρήσεων, τουλάχιστον όμως δύο ανελκυστήρες προσώπων. Επιπλέον, θα πρέπει να προστεθούν δύο τουλάχιστον μικρότεροι ανελκυστήρες για κινητά ιατρικά όργανα, προσωπικό και επισκέπτες [1].

Ανάλογα με τις απαιτήσεις, χρησιμοποιούμε ανελκυστήρες απλού χειρισμού για ταχύτητες μικρότερες του 0,8m/s και για μεγαλύτερες ταχύτητες τους αυτόματους ανελκυστήρες με σύστημα χειρισμού επιλογής-περισυλλογής (selective-collective) ανόδου-καθόδου ή μόνο περισυλλογής κατά την κάθοδο (down collective) ή και προγραμματισμού με ειδικό κινητήριο μηχανισμό. Η οικονομική ταχύτητα που χρησιμοποιείται σήμερα στους υδραυλικούς ανελκυστήρες είναι 0,65 ÷ 0,75m/s. Επίσης διακρίνουμε ανελκυστήρες μίας ταχύτητος ή δύο ταχυτήτων ανάλογα με τις απαιτήσεις. Επίσης σε μεγάλα κτίρια, όπως τα νοσοκομεία, όπου εγκαθίστανται δύο ή περισσότεροι ανελκυστήρες, για να επιτευχθεί καλύτερος συντονισμός αυτών, δημιουργείται «ομαδοποίηση αυτών» (μέσω συστήματος διπλής επιλογής-περισυλλογής κλπ.) [90].

Οι κινητήρες των ανελκυστήρων των νοσοκομείων μπορεί να αποτελούν το 10% της ηλεκτρικής κατανάλωσης σε αυτά [18]. Πολύ συχνά οι ανελκυστήρες στα νοσοκομεία λειτουργούν συνεχώς, έστω και εάν η συνολική χρήση αυτών κατά τη διάρκεια της νύκτας δε θεωρείται επιβεβλημένη [18].

Στη βιβλιογραφία δίνονται οι προδιαγραφές για τους ανελκυστήρες που χρησιμοποιούνται στα Ελληνικά νοσοκομεία, όπου μεταξύ των άλλων, καθορίζονται η ελάχιστη ανυψωτική ικανότητα, καθώς και οι προτεινόμενες ταχύτητες των ανελκυστήρων [58, 90].

Ο υπολογισμός της ισχύος του κινητήρα έλξης ($P_{κιν.έλξης}$) δίδεται από τη σχέση [58, 90]:

$$P_{κιν.έλξης} = \frac{F \cdot v}{75 n_{ολ}} \quad σε\ (PS) \qquad (Ι.1.2.2\text{-}1)$$

όπου: F η περιφερειακή δύναμη σε Kp, v η ταχύτητα του θαλάμου σε m/s και $n_{ολ}$ ο βαθμός απόδοσης.

Η ισχύς του κινητήρα ($P_{κινητήρα}$) λαμβάνεται μεγαλύτερη από την ισχύ κανονικής λειτουργίας κατά ένα συντελεστή ασφάλειας σ (συνήθως1,5÷2), οπότε είναι:

$$P_{κινητήρα} = σ \cdot \frac{F \cdot v}{75 n_{ολ}} \quad σε\ (PS) \qquad (Ι.1.2.2\text{-}2)$$

Με βάση τους ισχύοντες κανονισμούς λαμβάνεται $σ = 2$ και $n_{ολ} = 0,6$, οπότε προκύπτει η σχέση:

$$P_{κινητήρα} = \frac{F \cdot v}{75 \cdot 0,3}\ σε\ (PS)\ \ ή\ \ P_{κινητήρα} = \frac{F \cdot v}{102 \cdot 0,3}\ σε\ (kW) \qquad (Ι.1.2.2\text{-}3)$$

Η πραγματική ισχύς του κινητήρα στην περίπτωση υδραυλικού ανελκυστήρα είναι [90]:

$$P_{\upsilon\delta\rho.\alpha\nu\varepsilon\lambda.} = \frac{\dot{V} \cdot p}{600 \cdot n} \quad \text{σε (kW)} \qquad (I.1.2.2\text{-}4)$$

όπου: $\dot{V}$ η παροχή της αντλίας σε lit/min, p η στατική πίεση υπό πλήρες φορτίο σε bar και n ο βαθμός απόδοσης που υπολογίζεται συναρτήσει της πίεσης p και του τύπου της αντλίας, (ως μέση τιμή μπορεί να ληφθεί 0,70)[90].

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [19], η ετήσια ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση για τους ανελκυστήρες στα Γαλλικά νοσοκομεία είναι 4÷6 kWh/m^2.

Στα Βρετανικά νοσοκομεία η ποσοστιαία κατανομή της κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας ανέρχεται σε 12,5% για ανελκυστήρες, 37% για φωτισμό, 8,5% για τις αντλίες νερού, 3% για τις αντλίες λεβήτων, 19,5% για το σύστημα αερισμού, 2% για το σύστημα δροσισμού και 18% για υπόλοιπα [18].

Για τα Ελληνικά νοσοκομεία δεν υπάρχουν σχετικές αναφορές για τις καταναλώσεις των ανελκυστήρων σε αυτά.

<u>1.2.3 Η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας σε ρευματοδότες</u>

Τα ηλεκτρικά φορτία στα νοσοκομεία διακρίνονται κατά σειρά σπουδαιότητας σε αδιάλειπτα, κρίσιμα και κοινά. Στη βιβλιογραφία δίνονται πληροφορίες για τα αδιάλειπτα και τα κρίσιμα φορτία σε Ελληνικά νοσοκομεία [58].

Όπως προκύπτει από τις προδιαγραφές [58], αναμένεται μεγαλύτερη ισχύς ανά μονάδα επιφάνειας δαπέδου σε χώρους χειρουργείων, μονάδες εντατικής παρακολούθησης (ΜΕΠ), μονάδες εντατικής θεραπείας (ΜΕΘ), ανάνηψης κλπ. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι οι ηλεκτρικές απαιτήσεις ανά κλίνη σε ΜΕΘ είναι περίπου 1kW. Στα δωμάτια ασθενών υπάρχει ένας αριθμός απλών ή διπλών ρευματοληπτών 16A, 220V ικανός να τροφοδοτεί φορτία κρίσιμα ή κοινά.

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [29], η κατανάλωση για μικρές ιατρικές συσκευές μεταβάλλεται από 17kWh/m^2 το έτος για τα πανεπιστημιακά νοσοκομεία μακράς παραμονής μέχρι 4,4kWh/m^2y στα μικρής παραμονής μη πανεπιστημιακά νοσοκομεία, χωρίς να γίνεται μνεία στον τρόπο υπολογισμού των καταναλώσεων αυτών. Για τα

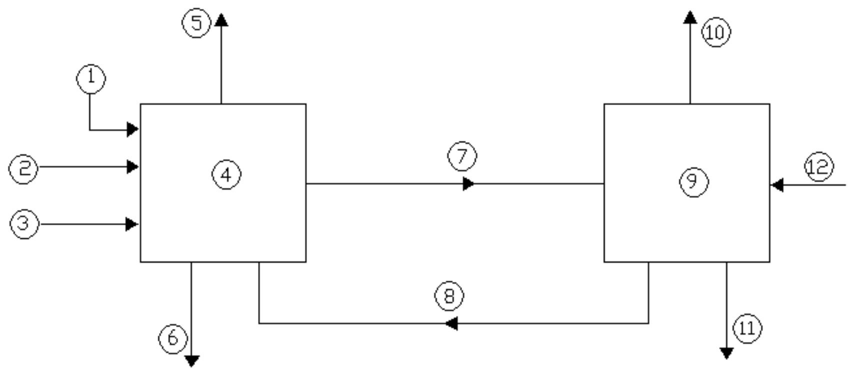
Ελληνικά νοσοκομεία δεν ευρέθησαν σχετικές αναφορές για τις καταναλώσεις των ρευματοδοτών σε αυτά.

1.2.4 Η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας σε συγκρότημα πλύσης ρούχων

Οι εγκαταστάσεις πλυντηρίων είναι από τα σημαντικότερα ηλεκτρικά και θερμικά φορτία των νοσοκομείων όπου καταναλώνεται και η μεγαλύτερη ποσότητα νερού [13,105].

Οι εγκαταστάσεις πλυντηρίων των νοσοκομείων καταναλώνουν ηλεκτρική ενέργεια για μηχανική κίνηση και φωτισμό στο χώρο του πλυντηρίου.

Το σχήμα I.1.2.4-1 που ακολουθεί δίνει απλοποιημένα τις ενεργειακές ροές σε εγκαταστάσεις πλυντηρίων.



Σχήμα I.1.2.4-1: Μπλοκ διάγραμμα λειτουργίας μιας μονάδας λεβητοστασίου-πλυντηρίου.

1. Αέρας καύσης, 2. Ενέργεια καυσίμου, 3. Είσοδος νερού, 4. Λέβητας, 5. Καυσαέρια λέβητα, 6. Στρατσώνα, 7. Σωληνώσεις ατμού, 8. Επιστροφή συμπυκνωμάτων, 9. Πλυντήριο, 10. Απαέρια από στεγνωτήρια, σιδερωτήρια κ.λ.π., 11. Νερά μετά τη διαδικασία πλύσης, 12. Καθαρό νερό.

Η κατανάλωση νερού παρουσιάζεται αυξημένη, αφενός μεν εξαιτίας των ειδικών απαιτήσεων πλύσης που υπάρχουν στο νοσοκομειακό ιματισμό (ειδικός ιματισμός χειρουργείων, λερωμένα ρούχα, σεντόνια κλπ.) και αφετέρου εξαιτίας των μεγάλων απαιτήσεων σε ιματισμό των ασθενών και του προσωπικού του νοσοκομείου.

Μια τυπική παραγωγική διαδικασία σε εγκαταστάσεις πλυντηρίων παρέχεται από τον ακόλουθο βασικό εξοπλισμό που καταναλώνει ενέργεια: μηχανές πλυσίματος και στυψίματος, στεγνωτικές μηχανές, καθώς και μηχανές σιδερώματος [4,20,105].

Όπως προκύπτει από έρευνα της διεθνούς αγοράς που εκπονήθηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής για τον προηγουμένως αναφερθέντα βασικό εξοπλισμό, συμπεραίνεται ότι οι ενεργειακές καταναλώσεις των συσκευών (εκφραζόμενες σε ενέργεια ανηγμένη στο βάρος ξηρού ιματισμού: kWh/$Kg_{ξ.ι}$), εμφανίζουν διαφορές μεταξύ των διαφόρων κατασκευαστών για μοντέλα αντίστοιχης ικανότητας.

Η κατάσταση αυτή μπορεί εύκολα να οδηγήσει σε επιλογή συσκευής που ικανοποιεί μεν τις λειτουργικές απαιτήσεις του χρήστη, αλλά δεν εξασφαλίζει τη βέλτιστη επιλογή του ως προς τις ενεργειακές καταναλώσεις αυτής.

Στην περίπτωση των νοσοκομείων υπάρχουν στατιστικά στοιχεία από τη βιβλιογραφία που καθορίζουν τον αριθμό και το είδος των συσκευών, ανάλογα με το είδος του νοσοκομείου και τον αριθμό των κλινών αυτού [40,58]. Στις περισσότερες περιπώσεις, η αγορά όλων των συσκευών σε ένα νοσοκομείο δεν ανατίθεται στον ίδιο κατασκευαστή, οπότε δεν είναι εύκολη η υλοποίηση μίας μελέτης ενεργειακών καταναλώσεων. Πάντως, σύμφωνα με έρευνες που έχουν γίνει χωρίς ιδιαίτερη αναφορά στη μέθοδο υπολογισμού, η συνολική κατανάλωση της ηλεκτρικής ενέργειας κυμαίνεται από 0,12 έως 0,35 kWh/$kg_{ξ.ι}$ για διάφορες ευρωπαϊκές χώρες [4,13,19].

1.2.5 Η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας σε χώρο προετοιμασίας γευμάτων

Η διατροφή των ασθενών θέτει υψηλές απαιτήσεις στην προετοιμασία, καθώς συχνά απαιτείται διαφορετική διατροφή σε λευκώματα, λίπη, υδατάνθρακες, βιταμίνες και μεταλλικά στοιχεία στα διάφορα φαγητά τους. Στα νοσοκομεία επικρατούν συστήματα παροχής φαγητού, τα οποία αντιστοιχούν στις μεμονωμένες φάσεις της συνήθους προετοιμασίας φαγητού (προπαρασκευή, προετοιμασία, μεταφορά, διανομή) [1].

Σε ένα νοσοκομείο, το μαγειρείο διαμορφώνεται ανάλογα με την τακτική λειτουργίας του και υπάρχουν πολλές εναλλακτικές τακτικές λειτουργίας.

Σε ό,τι αφορά στον τρόπο παρασκευής των γευμάτων, οι κυριότερες τακτικές λειτουργίας στη Μ. Βρεττανία είναι [31]:

α. του καθημερινού μαγειρέματος των γευμάτων που θα καταναλωθούν την ίδια ημέρα,

β. του μαγειρέματος γευμάτων που καταψύχονται για να καταναλωθούν σε μελλοντικό χρόνο, αναθερμαινόμενα.

Η δεύτερη τακτική (της κατάψυξης) πλεονεκτεί στα μεγάλα κυρίως νοσοκομεία, καθώς οδηγεί σε οικονομία προσωπικού, οικονομία αγοράς και παρασκευής (λόγω μαζικότητας, αφού παρασκευάζεται ένα μόνο είδος γεύματος την ημέρα) και σε αποφυγή σπατάλης (λόγω ευέλικτης ανταπόκρισης στις μεταβολές ζήτησης).

Σε ό,τι αφορά στον τρόπο σερβιρίσματος των γευμάτων σε νοσοκομεία της Μ. Βρεττανίας, οι κυριότερες εναλλακτικές τακτικές λειτουργίας είναι [31]:

α. της μεταφοράς της ποσότητας φαγητού κάθε νοσηλευτικής μονάδας σε ιδιαίτερο χώρο (office φαγητού) της νοσηλευτικής μονάδας, όπου γίνεται η μεριδοποίηση.

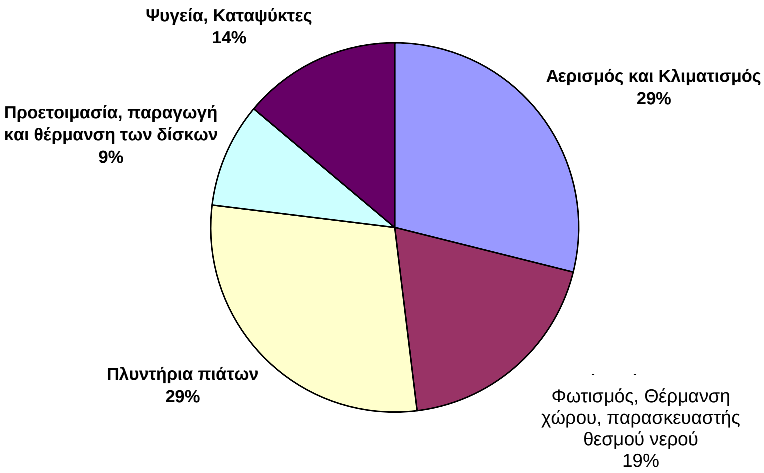
β. του κεντρικού σερβιρίσματος του δίσκου σε κάθε ασθενή.

Η δεύτερη τακτική παρέχει αυστηρότερα ελεγμένο φαγητό, εφόσον το φαγητό έχει αναθερμανθεί κεντρικά και η μεταφορά γίνεται σε πιάτα/δίσκους ειδικής μόνωσης.

Σε κάθε περίπτωση απαιτείται εύχρηστο σύστημα κυκλοφορίας για τη διανομή με χρήση ειδικών βαγονέτων. Ιδιαίτερη σημασία έχει η παρασκευή ειδικών γευμάτων που είναι συμβατά με την θεραπευτική αγωγή του κάθε ασθενούς και η οποία πρέπει να ελέγχεται από διαιτολόγο[31].

Το μαγειρείο τροφοδοτεί και το εστιατόριο προσωπικού το οποίο κατά κανόνα λειτουργεί με σύστημα αυτοεξυπηρέτησης.

Η επιλογή του εξοπλισμού κουζίνας ελληνικών νοσοκομείων δίδεται στη βιβλιογραφία για εξοπλισμό που χρησιμοποιεί ατμό ή ηλεκτρισμό[40,58].



Σχήμα Ι.1.2.5-1: Ανάλυση της ηλεκτρικής κατανάλωσης σε μία τυπική κουζίνα νοσοκομείου που καταψύχει τα μαγειρεμένα γεύματα (cook and chill)[84].

Η ανάλυση των ενεργειακών καταναλώσεων εξαρτάται από τους διαφόρους τύπους και τα μεγέθη των κουζινών. Οι κύριοι τομείς ενεργειακής κατανάλωσης είναι οι ακόλουθοι [31]: η προετοιμασία, η παραγωγή και θέρμανση των δίσκων, τα ψυγεία, ο κλιματισμός και ο αερισμός του χώρου κουζίνας, ο εσωτερικός φωτισμός, η θέρμανση του χώρου κουζίνας, το θερμό νερό και το πλύσιμο των πιάτων.

Στο σχήμα Ι.1.2.5-1 φαίνεται η ανάλυση της ηλεκτρικής κατανάλωσης σε μία τυπική κουζίνα νοσοκομείου [84] που ακολουθεί το σύστημα του μαγειρέματος γευμάτων τα οποία καταψύχονται για να καταναλωθούν σε μελλοντικό χρόνο αναθερμαινόμενα.

Στον πίνακα Ι.1.2.5-1 δίνεται μια ανάλυση της ενεργειακής κατανάλωσης σε μαγειρεία νοσοκομείων [37].

Εξοπλισμός	**Ποσοστιαία ενεργειακή κατανάλωση**
Πλυντήρια	20%
Κουζίνα/Γκριλιέρα	15%
Εξοπλισμός παρασκευής σουπών	5%
Θερμαινόμενες σκευοθήκες	5%
Ψυγεία/Καταψύκτες	30%
Φωτισμός	10%
Εξαερισμός	10%
Άλλα	5%

Πίνακας Ι.1.2.5-1: Ανάλυση της ηλεκτρικής κατανάλωσης σε κουζίνα νοσοκομείου, σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [37].

Η ενεργειακή κατανάλωση για παρασκευή γευμάτων εξαρτάται από το καύσιμο που χρησιμοποιείται για το μαγείρεμα και από το εάν τα γεύματα μαγειρεύονται στο νοσοκομείο ή αναθερμαίνονται, αφού έχουν πρώτα καταψυχθεί [31].

Η επιλογή του καυσίμου για την παραγωγή γευμάτων στα νοσοκομεία εξαρτάται από το κόστος, τη διαθεσιμότητα, την καταλληλότητα, την ασφάλεια παροχής και την ανάγκη αποφυγής της εξάρτησης από μία πηγή[31].

Ο ηλεκτρισμός απαιτείται για τις περισσότερες από τις συσκευές προετοιμασίας γευμάτων και μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε ορισμένες συσκευές που είναι ικανές να προσφέρουν θερμότητα για την προετοιμασία γευμάτων.

Όταν επιλέγονται ηλεκτρικές συσκευές για προσφορά θερμότητας, θα πρέπει να προσεχθεί η καμπύλη ηλεκτρικού φορτίου του νοσοκομείου, αφού είναι πιθανόν να υπάρξουν οικονομικές επιπτώσεις, εφόσον το ηλεκτρικό φορτίο για το μαγείρεμα αυξήσει την ολική μέγιστη ηλεκτρική ζήτηση [31].

Εάν η προετοιμασία των γευμάτων γίνεται εκτός νοσοκομείου, η ηλεκτρική ισχύς που χρειάζεται προκειμένου να θερμανθούν τα αμαξίδια φαγητού και η επίδραση της στην μέγιστη ζήτηση θα πρέπει επίσης να ληφθεί υπ'όψιν [31].

Ο Πίνακας Ι.1.2.5-2 δίνει αντιπροσωπευτικές τιμές της ενεργειακής κατανάλωσης (ηλεκτρικής και θερμικής) για κουζίνες νοσοκομείων στη Μ. Βρετανία [29].

Τακτική προετοιμασίας γευμάτων	Ηλεκτρική ενέργεια (kWh)		Φυσικό αέριο (kWh)	
	Ανά γεύμα	Ανά κλίνη/έτος	Ανά γεύμα	Ανά κλίνη/έτος
Προετοιμασία γευμάτων στο νοσοκομείο και χρησιμοποίηση ηλεκτρισμού	0,5	548	-	-
Προετοιμασία γευμάτων στο νοσοκομείο και χρησιμοποίηση φυσικού αερίου	0,3	328	0,29	314
Προετοιμασία και ψύξη των γευμάτων στο νοσοκομείο	0,9	986	-	-
Θα πρέπει να σημειωθεί, ότι ηλεκτρισμός θα χρησιμοποιηθεί ακόμα και στην περίπτωση κουζινών με χρήση φυσικού αερίου.				

Πίνακας Ι.1.2.5-2: Αντιπροσωπευτικές τιμές ενεργειακής κατανάλωσης για κουζίνες νοσοκομείων στη Μ. Βρεττανία [29].

Η χρησιμοποίηση φυσικού αερίου αντί ηλεκτρισμού είναι συνήθως η πλέον αποδοτική χρήση καυσίμου [31]. Το μεγαλύτερο μέρος του εξοπλισμού κουζίνας πρέπει να τροφοδοτείται με φυσικό αέριο, εφόσον αυτό είναι διαθέσιμο.

Η χρήση ατμού ως πηγή ενέργειας για την προετοιμασία γεύματων έχει μόνο περιορισμένη εφαρμογή, αλλά προσφέρει πλεονέκτημα ως εναλλακτική πηγή ενέργειας, εάν διακοπεί η παροχή ηλεκτρισμού ή φυσικού αερίου[31].

Εάν τα γεύματα προετοιμάζονται στο νοσοκομείο, η μέση ενεργειακή κατανάλωση είναι 1kWh/γεύμα αντιπροσωπεύοντας ένα μεγάλο ποσοστό της συνολικής ενεργειακής κατανάλωσης [19].

Έχουν καταγραφεί ακραίες ενεργειακές καταναλώσεις που κυμαίνονται από 0,5 έως 10kWh ανά γεύμα [19]. Σύμφωνα με την ίδια πηγή, η ενεργειακή κατανάλωση στα Γαλλικά νοσοκομεία κυμαίνεται από 1,3 εώς 1,65 kWh/γεύμα. Η ηλεκτρική κατανάλωση για την παραγωγή γευμάτων στα νοσοκομεία της Δανίας είναι 0,75 εώς 2 kWh/γεύμα [37].

Ο Πίνακας Ι.1.2.5-3 σχετίζεται με τη διανομή της ενέργειας ανά τελική χρήση για μαγείρεμα, ψύξη τροφίμων και θερμό νερό χρήσης και δίνει τιμές απαιτήσεων ισχύος και ενέργειας [60].

	Καθημερινό μαγείρεμα – κατανάλωση	Μαγείρεμα – Ψύξη
Μαγείρεμα	350-2000 Wh/γεύμα	150-400 Wh/γεύμα
Ψύξη τροφίμων	Ενέργεια: 50-90Wh/γεύμα Ισχύς: 6-8 W/γεύμα	Ενέργεια: 200-300Wh/γεύμα Ισχύς: 10-30 W/γεύμα
Θερμό νερό χρήσης	Ενέργεια:150-1300Wh/γεύμα Ισχύς: 10-500 W/γεύμα	

Πίνακας Ι.1.2.5-3: Απαιτήσεις ισχύος και ενεργειας για μαγείρεμα, ψύξη τροφίμων και θερμό νερό χρήσης [60].

1.2.6 Η απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια για τον ιατρικό εξοπλισμό

Ο ιατρικός εξοπλισμός του νοσοκομείου περιλαμβάνει όλα τα μηχανήματα σύγχρονης τεχνολογίας και συνήθως προυποθέτει αυστηρές απαιτήσεις για τη συνεχή και αδιάλειπτη παροχή ενέργειας [28].

Είναι πρακτικά αδύνατο να καταταγεί ο εξοπλισμός αυτός σύμφωνα με την ενεργειακή του κατανάλωση, καθόσον το φορτίο και οι χρόνοι χρήσης μεταβάλλονται σημαντικότατα. Σημειώνεται πάντως ότι εξοπλισμός σε περιοχή ισχύος 100 kW μπορεί να χρησιμοποιηθεί για κλάσματα του δευτερολέπτου [28].

Ο υπολογισμός των ενεργειακών καταναλώσεων είναι δύσκολος με δεδομένη τη μεγάλη ποικιλία ιατρικού εξοπλισμού και την κατανομή του. Αυτό όμως δε δημιουργεί σημαντικό πρόβλημα, γιατί οι συνολικές ενεργειακές απαιτήσεις του ιατρικού εξοπλισμού καλύπτουν μόνο ένα μικρό ποσοστό του συνολικού ενεργειακού φορτίου του νοσοκομείου[28].

1.2.7 Η απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια για τον κλιματισμό

Ως κλιματισμό ενός χώρου, εννοούμε τη διατήρηση σταθερών συνθηκών θερμοκρασίας και υγρασίας ανεξάρτητα από τις μεταβολές των αντίστοιχων μεγεθών του περιβάλλοντος [8].

Ο κλιματισμός ενός χώρου επιτυγχάνεται συνήθως με την προσαγωγή αέρα ο οποίος υφίσταται επεξεργασία σε μια συσκευή (κλιματιστική συσκευή) στην οποία θερμαίνεται ή ψύχεται αντίστοιχα και συγχρόνως υγραίνεται ή αφυγραίνεται και τελικά προσάγεται στο χώρο [8].

Η εφαρμογή του κατάλληλου κλιματισμού στα νοσοκομεία αποτελεί έναν ευνοϊκό παράγοντα για τη θεραπεία των ασθενών. Σε μερικές δε περιπτώσεις, η διατήρηση των ειδικών συνθηκών κλιματισμού αποτελεί μέρος της θεραπείας (π.χ. κλιματισμός μονάδων εντατικής θεραπείας). Παράλληλα, η ανάπτυξη ανεπιθύμητων συνθηκών σε μη κλιματιζόμενους χώρους έχει αποδειχτεί ότι παράγει μολύνσεις άσχετες με την πάθηση για την οποία εισήχθη ο ασθενής στο νοσοκομείο (π.χ. υπερβολική ξηρότητα του αέρα) [64].

Ορισμένοι χώροι, όπως πχ. τα χειρουργεία, είναι αδύνατο να λειτουργήσουν χωρίς κλιματισμό ειδικών απαιτήσεων. Επομένως, η εφαρμογή του κλιματισμού στα νοσοκομεία είναι στην ουσία λειτουργική απαίτηση και όχι πολυτέλεια. Οι βασικές διαφορές μεταξύ του κλιματισμού νοσοκομείων και του κλιματισμού άλλων κτιρίων είναι προφανείς, αν ληφθούν υπ’ όψιν οι εξής ιδιαιτερότητες που υπάρχουν στα νοσοκομεία [40,64]:

(α) Η απαίτηση να αποκλείεται η μεταφορά αέρα από το ένα τμήμα του νοσοκομείου σε άλλο για την αποφυγή μετάδοσης μολύνσεων.

(β) Οι ειδικές απαιτήσεις στον αερισμό και στο φιλτράρισμα, ώστε να αραιώνουν και να απομακρύνονται πλήρως τα τοξικά αέρια, οι οσμές και οι μικροοργανισμοί.

(γ) Τα διαφορετικά κριτήρια που εφαρμόζονται στον καθορισμό των επιθυμητών τιμών θερμοκρασίας και υγρασίας στα διάφορα τμήματα και χώρους του νοσοκομείου.

(δ) Η απαίτηση να γίνεται ο έλεγχος και η ρύθμιση των συνθηκών με μεγάλη ακρίβεια.

Τα χαρακτηριστικά του φορτίου ψύξης ενός νοσοκομείου εξαρτώνται, αφενός μεν από τα κτιριοδομικά δεδομένα και από τις εξωτερικές κλιματολογικές συνθήκες και αφετέρου από τις ειδικές απαιτήσεις στις συνθήκες θερμοκρασίας και υγρασίας, καθώς και στην ποσότητα, καθαρότητα και κίνηση του αέρα κλπ., για κάθε τμήμα και κάθε επί μέρους χώρο του νοσοκομείου. Επομένως, ένα νοσοκομείο χαρακτηρίζεται από ένα σημαντικό αριθμό ζωνών (υπό την έννοια του ελέγχου των συνθηκών που επικρατούν σε αυτές, π.χ. αυξημένη πίεση έναντι άλλου χώρου, μεγαλύτερη ασηψία κ.λ.π.) που προκύπτουν, αφενός μεν από τα συνήθη κριτήρια διαχωρισμού σε ζώνες, αφετέρου δε από τις απαιτήσεις του να ικανοποιηθούν τα τέσσερα κριτήρια που προαναφέρθηκαν. Ακόμα, για να επιτευχθεί ευελιξία στη λειτουργία, απλοποίηση στην εξασφάλιση αναγκαίας εφεδρείας, καθώς και να ικανοποιηθούν άλλοι παράγοντες (π.χ. ειδικές θερμοκρασιακές απαιτήσεις, περισσότερη υγρασία κ.λ.π), επιβάλλεται η διάκριση περισσότερων, σε σχέση με άλλες εφαρμογές, λειτουργικών ζωνών σε ένα νοσοκομείο [64].

Ένα νοσοκομείο περιέχει χώρους με διαφορετικές διαβαθμίσεις όσον αφορά στην κρισιμότητα εφαρμογής των τεσσάρων ειδικών απαιτήσεων που προαναφέρθηκαν. Η απαίτηση, όμως, να αποκλειστεί η μόλυνση από αερομεταφερόμενους μικροοργανισμούς εφαρμόζεται ακόμα και για τους χώρους που δεν εξυπηρετούν άμεσα τους νοσηλευομένους (π.χ. πτέρυγες διοίκησης, βοηθητικοί χώροι κλπ.) [64]. Γι αυτό, η εξασφάλιση και η διατήρηση της καθαρότητας του αέρα στους χώρους του νοσοκομείου και ο έλεγχος της κίνησής του στους διάφορους χώρους είναι βασικές προϋποθέσεις για την επιτυχία του κλιματισμού στα νοσοκομεία [64]. Η βασική μέθοδος για τον έλεγχο της κίνησης του αέρα από χώρο σε χώρο είναι η διατήρηση μίας σχετικής υπερπίεσης ή υποπίεσης στους διάφορους χώρους, έτσι ώστε η κίνηση του αέρα να γίνεται μόνο από άσηπτους ή καθαρούς χώρους προς άλλους σηπτικούς. Στη βιβλιογραφία δίνονται οι τιμές πίεσης που πρέπει να υπάρχουν μεταξύ των διαφόρων χώρων των νοσοκομείων και οι ελάχιστες απαιτήσεις νωπού αέρα [40,58, 64].

Η πρόβλεψη των καταναλώσεων θέρους μπορεί να γίνει με απλουστευμένη μέθοδο αντίστοιχη με την εφαρμοζόμενη για χειμερινή κατανάλωση βαθμοημερών. Βαθμοημέρες (θέρμανσης ή ψύξης) είναι ένα μέσο υπολογισμού της ενεργειακής ζήτησης ώστε να διατηρηθεί το εσωτερικό περιβάλλον ενός κτιρίου σε συνθήκες θερμικής άνεσης για τον άνθρωπο[2].

Ως ψυχροημέρα (cooling degree day, CDD) ορίζεται η θετική απόκλιση της μέσης ημερήσιας θερμοκρασίας (θ_m), (η οποία υπολογίζεται ως ο μέσος όρος των θερμοκρασιών που η εξωτερική θερμοκρασία υπερβαίνει μία ορισθείσα θερμοκρασία, την αποκαλούμενη βασική), από μια θερμοκρασία βάσης (θ_b) η οποία πρακτικά είναι η εξωτερική θερμοκρασία του περιβάλλοντος πάνω από την οποία ο κλιματισμός θέρους ενεργοποιείται, ώστε να διατηρήσει την εσωτερική θερμοκρασία σε ένα επίπεδο άνεσης. Η θερμοκρασία βάσης είναι μία τυχαία αλλά γενικά αποδεκτή θερμοκρασία και εξαρτάται από τις προσωπικές προτιμήσεις των ανθρώπων οι οποίοι ζουν ή εργάζονται σε ένα κτίριο [91]. Παραδοσιακά, οι ψυχροημέρες προσδιορίζονται από τη βασική θερμοκρασία των 25°C [91]. Οι τιμές των ψυχροημερών κατά τη διάρκεια του έτους υπολογίζονται από το άθροισμα των τιμών των ψυχροημερών εκάστης ημέρας κατά τη διάρκεια ενός έτους. Οι ψυχροημέρες θέρους περιλαμβάνουν αυτές κατά τη διάρκεια της θερινής περιόδου, από 1^{η} Ιουνίου εώς 30 Σεπτεμβρίου.

Η κατανάλωση θέρους καθορίζεται από ένα σημαντικό αριθμό παραμέτρων, οι κυριότερες από τις οποίες είναι:

- Τα αθροιστικά μεγέθη των εξωτερικών συνθηκών. Στοιχεία σχετικά δίδονται στη βιβλιογραφία [63] για θερμοκρασίες υγρού και ξηρού θερμομέτρου. Αθροιστικά στοιχεία ηλιοφάνειας δίδονται στη βιβλιογραφία [14].
- Η μορφή και η χρονική κατανομή ενοίκησης και χρήσης του νοσοκομείου που καθορίζει την αθροιστική επίδραση φορτίων από άτομα, φώτα και εσωτερικές πηγές, όπως επίσης και τις απαιτήσεις σε νωπό αέρα και εσωτερικές συνθήκες [8,58].
- Η ζητούμενη από το σχεδιασμό του συστήματος και η αντίστοιχα επιτυγχανόμενη από το σύστημα αυτοματισμού ακρίβεια στις εσωτερικές συνθήκες [58].

Η μέθοδος ψυχροημερών είναι η πλέον κοινή πρακτική μέθοδος, προκειμένου να αποτιμηθεί η επίδραση της θερμοκρασίας του αέρα στην ενεργειακή απόδοση του κτιρίου και χρησιμοποιείται ως μία ορθολογιστική προσέγγιση των ενεργειακών αναγκών αυτού σε κλιματισμό θέρους [51]. Σύμφωνα με τον ορισμό τους, οι ψυχροημέρες(CDD) υπολογίζονται από τη σχέση [51,91].

$$CDD = (1\text{ημέρα}) \sum_{\text{ημέρες}} (\theta_m - \theta_b)^+ \qquad (I.1.2.7\text{-}1)$$

όπου θ_m και θ_b ορίσθηκαν προηγουμένως. Το σύμβολο (+) στη σχέση I.1.2.7-1 δείχνει ότι μόνο θετικές τιμές θα πρέπει να ληφθούν υπ'όψιν, εννοώντας ότι εάν $\theta_m \leq \theta_b$ τότε $CDD = 0$. Στην περίπτωση που η μέση ημερήσια θερμοκρασία λαμβάνεται χρησιμοποιώντας τις θερμοκρασίες περιβάλλοντος σε ωριαία βάση, τότε μπορούν να υπολογιστούν οι ψυχροώρες, οπότε η πρόβλεψη καταναλώσεων θέρους γίνεται περισσότερο ακριβής.

Η καταναλισκόμενη ενέργεια για κλιματισμό θέρους με χρήση των ψυχροημερών δίδεται από τη σχέση [51] :

$$E_c = \frac{q_g \cdot (CDD) \cdot 24}{1000 \cdot (SEER) \cdot \Delta\theta_d} \quad \text{σε } (kWh) \qquad (I.1.2.7\text{-}2)$$

όπου: E_c είναι η καταναλισκόμενη ενέργεια για κλιματισμό θέρους σε kWh, q_g το ψυκτικό φορτίο σχεδιασμού σε Btu/h, CDD οι ψυχροημέρες σε $^oF \cdot \text{ημέρα}$, $\Delta\theta_d$ η θερμοκρασιακή διαφορά σχεδιασμού σε ^oF και SEER ο λόγος της εποχιακής ενεργειακής απόδοσης σε Btu/h/W.

Ο ενεργειακός συντελεστής φόρτισης ή λειτουργίας (ε) μιας ψυκτικής εγκατάστασης ή λόγος εποχιακής ενεργειακής απόδοσης (SEER) ονομάζεται ο λόγος της αντλούμενης θερμότητος ($|Q_o|$)διά του απαιτούμενου έργου($|L_c|$) και δίδεται από την ακόλουθη σχέση[8].

$$\varepsilon = \frac{|Q_o|}{|L_c|} \qquad (I.1.2.7\text{-}3)$$

Ο συντελεστής αυτός, που είναι συνήθως μεγαλύτερος της μονάδος, εκφράζει την αποδοτικότητα ενός ψυκτικού κύκλου, διότι είναι ο λόγος της αντλούμενης θερμότητος διά του καταναλισκόμενου έργου.

Για τα Ελληνικά νοσοκομεία ισχύει: 1RT=1,1kWh/h, 1RT=12000 Btu/h, 1kWh=3412 Btu [58] είναι,

$$SEER = \frac{1RT}{1{,}1\frac{kWh}{h}} = \frac{12000\frac{Btu}{h}}{1{,}1 \times 1000\,W} = \frac{12000}{1100} \cong 10{,}9\frac{\frac{Btu}{h}}{W} \text{ ή } 3{,}2\frac{W}{W}$$

Στατιστικά δεδομένα για ενεργειακές καταναλώσεις από κτίρια σε λειτουργία με διαφορετικές χρήσεις θα ήταν ιδιαίτερα χρήσιμα για μία προσεγγιστική εκτίμηση, αλλά δεν υπάρχουν ακόμη δημοσιεύσεις για τα ελληνικά δεδομένα [63].

1.2.8 Η απαιτούμενη ηλεκτρική ενέργεια για τον αερισμό

Σε σύγχρονα νοσοκομεία, η ηλεκτρική κατανάλωση από την εγκατάσταση αερισμού μπορεί να αποτελέσει ποσοστό μεγαλύτερο του 30% της συνολικής ηλεκτρικής εγκατάστασης του νοσοκομείου[18]. Προκειμένου να προσεγγίσουμε το συνολικό φορτίο, θα πρέπει να γίνει μία καταγραφή όλων των ισχύων των κινητήρων των ανεμιστήρων.

Η ενεργειακή κατανάλωση εξαιτίας αερισμού στα Γαλλικά νοσοκομεία κυμαίνεται από 45 έως 55 kWh/m^2 το έτος χωρίς αναφορά στον τρόπο υπολογισμού [19].

1.3. Οι βασικές θερμικές ενεργειακές καταναλώσεις σε νοσοκομεία

Τα νοσοκομεία είναι μεγάλοι καταναλωτές ενέργειας στον κτιριακό τομέα [19,29]. Η ενεργειακή κατανάλωση που απαιτείται για την κάλυψη των θερμικών απαιτήσεων, αποτελείται από τα μερικά θερμικά φορτία που ακολουθούν [19,29]: θερμικό φορτίο του συγκροτήματος πλύσης ρούχων, θερμικό φορτίο του χώρου προετοιμασίας γευμάτων, αποστείρωση, θερμό νερό χρήσης, θέρμανση και ύγρανση.

1.3.1 Η κατανάλωση θερμικής ενέργειας στο συγκρότημα πλύσης ρούχων

Οι εγκαταστάσεις πλυντηρίων αποτελούν ένα από τα σημαντικότερα θερμικά φορτία στα νοσοκομεία [19,29].

Το σύνηθες μέσο που χρησιμοποιείται είναι ο ατμός. Ο ατμός αυτός παράγεται από λέβητες με καύση πετρελαίου ή φυσικού αερίου. Εναλλακτικά, η θερμική ενέργεια μπορεί να παρέχεται τοπικά με καύση φυσικού αερίου ή να γίνεται χρήση ηλεκτρικής ενέργειας . Το σχήμα Ι.1.2.4-1 δίνει απλοποιημένα τη λειτουργία πλυντηρίων νοσοκομείων με χρήση ατμού. Όπως έχει προαναφερθεί στην παράγραφο 1.2.4, μια τυπική παραγωγική διαδικασία σε εγκαταστάσεις πλυντηρίων αποτελείται από τον ακόλουθο κύριο εξοπλισμό που καταναλώνει σημαντικά ποσά θερμικής ενέργειας: μηχανές πλυσίματος και στυψίματος, στεγνωτικές μηχανές, καθώς και μηχανές σιδερώματος.

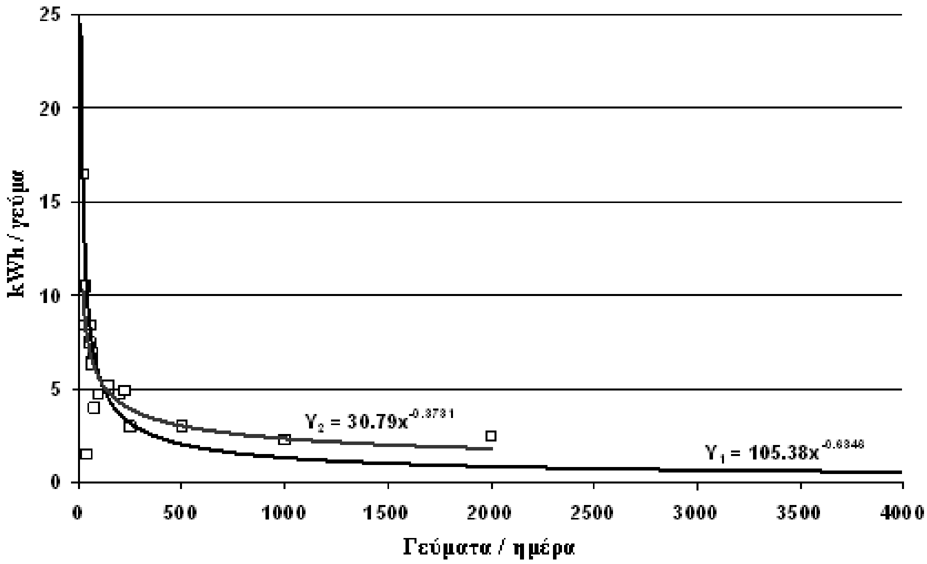
Όπως προκύπτει από έρευνα που εκπονήθηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής για τον προηγούμενως αναφερθέντα κύριο εξοπλισμό, οι ενεργειακές καταναλώσεις των επιμέρους μηχανημάτων έχουν διαφορές από κατασκευαστή σε κατασκευαστή. Αυτό μπορεί να οδηγήσει σε επιλογή μηχανημάτων που ικανοποιούν μεν τις λειτουργικές απαιτήσεις του χρήστη, αλλά δεν εξασφαλίζουν τη βέλτιστη επιλογή ως προς τις ενεργειακές καταναλώσεις του συγκροτήματος πλύσης ρούχων γενικά.

Στη βιβλιογραφία καθορίζεται ο αριθμός και το είδος των μηχανημάτων, ανάλογα με το είδος του νοσοκομείου και τον αριθμό των κλινών [20,58]. Επειδή όμως στις περισσότερες περιπτώσεις η αγορά όλων των μηχανημάτων σε ένα πλυντήριο νοσοκομείου δε γίνεται από τον ίδιο κατασκευαστή, δεν είναι εφικτή η υλοποίηση μιας μελέτης βελτιστοποίησης των ενεργειακών καταναλώσεων με σκοπό την μείωση αυτών.

Η κατανάλωση θερμικής ενέργειας σε πλυντήρια νοσοκομείων κυμαίνεται από 2,02 έως 2,89 $kWh/kg_{ξ.ι.}$ [19]. Για τις διάφορες Ευρωπαϊκές χώρες και την Αγγλία η κατανάλωση θερμικής ενέργειας στα πλυντήρια είναι περίπου 2,52 $kg_{ατμού}/kg_{ξ.ι.}$ [20]. Σύμφωνα με άλλη βιβλιογραφία [13], η χρήσιμη θερμική ενέργεια στα πλυντήρια είναι περίπου 2 $kWh/kg_{ξ.ι.}$ και η κατανάλωση ατμού είναι 2,90 $kWh/kg_{ξ.ι.}$, ενώ η καταναλισκόμενη θερμική ενέργεια ανέρχεται σε 2,8 $kWh/kg_{ξ.ι.}$, και η κατανάλωση ατμού είναι 4 $kg_{ατμού}/kg_{ξ.ι.}$. Επίσης, σε νοσοκομεία με ένα μέσο όρο 3kg ξηρού ιματισμού ανά ημέρα και κλίνη, τα πλυντήρια των νοσοκομείων που στην πλειονότητα τους χρησιμοποιούν ατμό καταναλώνουν συνολικά περίπου 4kWh για 1kg ξηρού ιματισμού[13,19]. Τέλος, ως ελάχιστη συνολική μέση ενεργειακή κατανάλωση σε πλυντήρια δίνεται η τιμή 2,66 $kWh/kg_{ξ.ι.}$[24].

1.3.2 Η κατανάλωση θερμικής ενέργειας στο χώρο προετοιμασίας γευμάτων

Οι χώροι προετοιμασίας γευμάτων στα νοσοκομεία καταναλώνουν σημαντική θερμική ενέργεια [9]. Το 2004 πραγματοποιήθηκε ένα πρόγραμμα με την επωνυμία “ενεργειακή απόδοση σε βιομηχανικές κουζίνες” που υποστηρίχθηκε από την Ευρωπαϊκή Ένωση, στα πλαίσια του προγράμματος SAVE II, με τη συμμετοχή πέντε Κρατών-Μελών της Ευρωπαϊκής Ένωσης περιλαμβανομένης και της Ελλάδας [60]. Το κύριο



Σχήμα Ι.1.3.2-1: Ειδική ενεργειακή κατανάλωση σε kWh/γεύμα για κουζίνες ως συνάρτηση του αριθμού των γευμάτων σε διάφορες Ευρωπαϊκές χώρες και στην Ελλάδα [60,104].

$Y_1 = f(x)$: Μαθηματική προσέγγιση της συνολικής ενέργειας ανά γεύμα σε διάφορες Ευρωπαϊκές χώρες ,

$Y_2 = f(x)$: Μαθηματική προσέγγιση της συνολικής ενέργειας ανά γεύμα στην Ελλάδα,

x : Αριθμός των προετοιμαζόμενων γευμάτων ανά ημέρα.

αντικείμενο αυτού του προγράμματος ήταν να περιγράψει εσωτερικές συνθήκες για ενεργειακή απόδοση των βιομηχανικών κουζινών, επικεντρώνοντας την προσοχή του σε διαφορετικές βιομηχανικές κουζίνες, σύμφωνα με το μέγεθος και το είδος του κτιρίου (νοσοκομείο, ξενοδοχείο, εστιατορίο κλπ.). Το πρόγραμμα περιελάμβανε μικρές κουζίνες 100-250 πιάτων την ημέρα, μέσου μεγέθους κουζίνες 250-750 πιάτων την ημέρα και μεγάλες κουζίνες με περισσότερα των 750 πιάτων την ημέρα. Οι κουζίνες μπορούσαν να είναι εξοπλισμένες για να χρησιμοποιήσουν ακατέργαστες πρώτες ύλες για την παρασκευή γευμάτων, ημικατεργασμένες και κατεργασμένες. Όπως έχει ήδη αναφερθεί στην παράγραφο 1.2.5, οι κύριες καταναλώσεις στις βιομηχανικές κουζίνες είναι το μαγείρεμα, τα ψυγεία, ο αερισμός, ο κλιματισμός, η θέρμανση, ο φωτισμός και η πλύση των πιάτων – δίσκων κ.λ.π. Ένα από τα αποτελέσματα της έρευνας αυτής υπήρξε η εύρεση ενός δείκτη ενεργειακής κατανάλωσης για κάθε χώρα. Το σχήμα Ι.1.3.2-1 παρουσιάζει τα αποτελέσματα αυτού του προγράμματος για τους ενεργειακούς δείκτες για κουζίνες διαφόρων Ευρωπαϊκών χώρων συμπεριλαμβανομένης και της Ελλάδας, δηλαδή ενέργεια ανά γεύμα ως συνάρτηση του αριθμού των γευμάτων ανά ημέρα. Μια μαθηματική προσέγγιση για τη συνολική ενέργεια ανά γεύμα (Y_1) στις διάφορες Ευρωπαικές χώρες δίδεται από τη σχέση[60] :

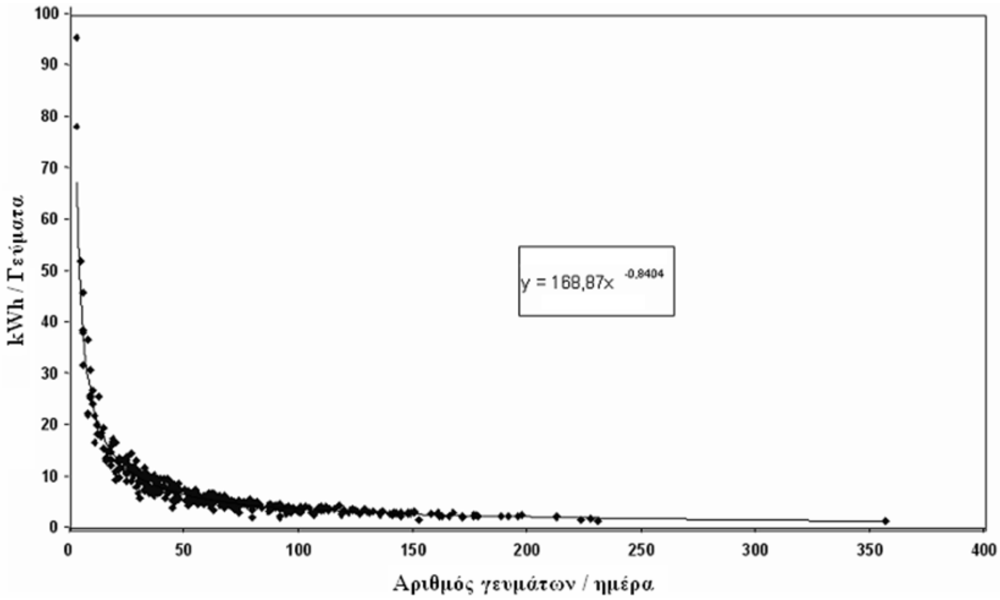
$$Y_1 = 105{,}38\,x^{-0{,}6346} \qquad \text{(I.1.3.2-1)}$$

όπου x είναι ο αριθμός των προετοιμαζόμενων γευμάτων ή προετοιμαζόμενων και προσφερόμενων ανά ημέρα. Στο ίδιο σχήμα εμφανίζονται δεδομένα από ενεργειακές θερμικές καταναλώσεις σε κουζίνες στην Ελλάδα. Η σχέση Ι.1.3.2-2 προσεγγίζει ικανοποιητικά τα στατιστικά δεδομένα για την Ελλάδα [104]:

$$Y_2 = 30{,}79\,x^{-0{,}3731} \qquad \text{(I.1.3.2-2)}$$

όπου Y_2 η συνολική ενέργεια ανά γεύμα σε κουζίνες και x είναι ο αριθμός των προετοιμαζόμενων γευμάτων ή προετοιμαζόμενων και προσφερόμενων ανά ημέρα.

Οι κουζίνες των νοσοκομείων διαφέρουν ως προς τις ενεργειακές τους καταναλώσεις από τις κουζίνες π.χ. εστιατορίων, ξενοδοχείων γιατί έχουν διαφορετικές καταναλώσεις μεταξύ μεσημεριανού και βραδινού φαγητού, μεταξύ εργάσιμων ημερών και αργιών (συμπεριλαμβανομένων σαββατοκύριακων), έχουν δε επίσης οι τελευταίες διαφορετικές καταναλώσεις και σε ετήσια βάση μεταξύ περιόδου καλοκαιριού και χειμώνα. Για τους λόγους αυτούς, ο εξοπλισμός είναι τις περισσότερες φορές υπερδιαστασιολογημένος ώστε να είναι δυνατόν να ανταποκριθεί στην αιχμή, αλλά λειτουργεί με χαμηλή απόδοση σε μέση ζήτηση [60,104]. Τέτοιου είδους μεταβολές δεν παρατηρούνται σε κουζίνες κτιρίων υπηρεσιών υγείας όπου η προετοιμασία των γευμάτων παρουσιάζει σχετική ομοιομορφία και δεν εμφανίζει σημαντικές μεταβολές ως προς το χρόνο(π.χ. γηροκομεία, νοσοκομεία χρονίων παθήσεων κ.λ.π.). Η σωστή διαστασιολόγηση του εξοπλισμού είναι σημαντικός παράγοντας για την ενεργειακή κατανάλωση της κουζίνας.



Σχήμα Ι.1.3.2-2: Ενεργειακή κατανάλωση της κουζίνας σε ένα εστιατόριο ως συνάρτηση του αριθμού των διαφόρων προσφερομένων γευμάτων [60].

Στο σχήμα Ι.1.3.2-2 δίνεται η ενεργειακή κατανάλωση της κουζίνας ενός εστιατορίου συναρτήσει του αριθμού των διαφόρων παρασκευαζομένων γευμάτων. Όταν ο αριθμός αυτός μειώνεται, η ενέργεια ανά γεύμα αυξάνει, εξαιτίας του γεγονότος ότι το μέγεθος των διαφόρων συσκευών της κουζίνας έχει επιλεγεί για μια μέση ημερήσια λειτουργία στην περιοχή των 100 με 150 γευμάτων [60]. Η σχέση Ι.1.3.2-3 που ακολουθεί είναι μια μαθηματική προσέγγιση της στατιστικής ανάλυσης κατά το σχήμα Ι.1.3.2-2.

$$Y = 168{,}87 \cdot x^{-0{,}9404} \qquad (I.1.3.2\text{-}3)$$

όπου x είναι ο αριθμός των γευμάτων ανά ημέρα.

Τα ελληνικά νοσοκομεία, στην πλειονότητα τους, ακολουθούν το σύστημα του καθημερινού μαγειρέματος των γευμάτων που θα καταναλωθούν την ίδια ημέρα και μόνον ορισμένα των μαγειρευμένων γευμάτων που καταψύχονται για να καταναλωθούν σε μελλοντικό χρόνο, αφού αναθερμανθούν [104].

Στις κουζίνες των περισσότερων Ελληνικών νοσοκομείων προβλέπονται βραστήρες ατμού οι οποίοι είναι κυρίως ηλεκτρικοί (βραστήρες με ηλεκτρική ατμοπαραγωγή). Γι' αυτό, το μεγαλύτερο μέρος της ενεργειακής κατανάλωσης στην κουζίνα των Ελληνικών νοσοκομείων είναι ηλεκτρική και μικρό μόνο μέρος θερμική. Η ύπαρξη εξοπλισμού κουζίνας με χρήση πετρελαίου αποσκοπεί σχεδόν αποκλειστικά στην ύπαρξη εφεδρικής λύσης [104]. Στη βιβλιογραφία [40,58] δίδεται η ισχύς των επιμέρους μηχανημάτων και η συνολικά εγκατεστημένη ισχύς σε ελληνικά νοσοκομεία, αναλόγως του αριθμού των κλινών. Η διάδοση του φυσικού αερίου στην Ελλάδα επέβαλε τη χρήση του και στις κουζίνες των νοσοκομείων.

Η κατανάλωση ενέργειας στις εγκαταστάσεις παρασκευής γευμάτων συνήθως αγνοείται γιατί θεωρείται ασήμαντη [38]. Οι προσπάθειες έχουν στραφεί κυρίως στο βιομηχανικό τομέα από τον οποίο και αναμένεται η μεγάλη εξοικονόμηση ενέργειας. Όμως, η διαδικασία προετοιμασίας γευμάτων πολύ συχνά οδηγεί σε μία υπέρμετρη κατανάλωση ενέργειας [10,104].

Στη Μ.Βρετανία σε έρευνα που διεξήχθη [38] μόνο το 30% των εταιριών που ασχολούνται με την προετοιμασία γευμάτων στο βιομηχανικό χώρο διέθεταν μετρητές ηλεκτρισμού, αερίου και νερού. Σε άλλη περίπτωση, από τις 850 κουζίνες που ερευνήθηκαν, βρέθηκε ότι τελικά μόνο 4 είχαν μετρητή νερού, 44 αερίου και 41 ηλεκτρισμού [38]. Στην Ελλάδα δεν υπάρχουν διαθέσιμα στοιχεία για τις καταναλώσεις ηλεκτρισμού, νερού, ή φυσικού αερίου μεμονωμένα για τις κουζίνες των νοσοκομείων, ώστε να έχουμε εικόνα της κατανάλωσης ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας σε αυτά, αποτελεί, όμως, κοινή διαπίστωση ότι οι κουζίνες αποτελούν πολύ μεγάλα ενεργειακά φορτία στα ελληνικά νοσοκομεία [40,104].

Σε ό,τι αφορά τις ενεργειακές καταναλώσεις που δίδονται στη βιβλιογραφία, αυτές αφορούν από κοινού την ηλεκτρική και τη θερμική ενέργεια (βλ. Παράγραφο Ι.1.2.5)[29,39].

1.3.3 Η κατανάλωση θερμικής ενέργειας στην αποστείρωση

1.3.3.1 Γενικά περί αποστείρωσης

Υπάρχουν αυστηροί κανονισμοί για την αποστείρωση εργαλείων, οργάνων και υλικών, εξαιτίας του κινδύνου εξάπλωσης μολύνσεων, λοιμώξεων κλπ [92]. Ως αποτέλεσμα των προηγουμένων, οι υπηρεσίες αποστείρωσης παρέχονται αφενός μεν από το κεντρικό τμήμα αποστείρωσης, όπως, επίσης, και σε ειδικές θέσεις μέσα στο νοσοκομείο. Η αποστείρωση καλύπτει ένα μικρό ποσοστό της συνολικής ενεργειακής κατανάλωσης του νοσοκομείου[40].

Ο ατμός είναι ένα πολύ αποτελεσματικό μέσο αποστείρωσης, γιατί το νερό είναι απαραίτητο σε χημικές αντιδράσεις καταστροφής των μικροοργανισμών κατά τη θέρμανση τους. Οι κλίβανοι ατμού χρησιμοποιούνται κυρίως σε κεντρικές αποστειρώσεις νοσοκομείων[53,77]. Σε αυτούς γίνεται η αποστείρωση ιματισμού και υλικών που χρησιμοποιούνται στα χειρουργεία και τα άλλα τμήματα του νοσοκομείου (εξωτερικά ιατρεία, κλινικές κλπ.) [32,41-44,48,49]. Ο ατμός έχει πίεση περίπου 2,5bar και θερμοκρασία περίπου 135°C. Για μικρότερη θερμοκρασία από προηγουμένως απαιτείται μεγαλύτερος χρόνος για αποστείρωση[40]. Το πρώτο τμήμα των περισσότερων διαδικασιών αποστείρωσης με ατμό είναι ένα στάδιο κατά το οποίο αφαιρείται αέρας του θαλάμου και αντικαθίσταται με ατμό, χρησιμοποιώντας συχνά ένα σύστημα παλλόμενης μεταβολής της πίεσης. Αυτό εξασφαλίζει τη διείσδυση του ατμού και τη διασφάλιση συνθηκών υγρής αποστείρωσης σε όλο το φορτίο. Μετά την αποστείρωση, η θερμοκρασία του υλικού μειώνεται με μείωση της πίεσης του κλιβάνου σε επίπεδο κάτω από την ατμοσφαιρική. Αυτή είναι η φάση «ξήρανσης» των προς αποστείρωση αντικειμένων. Οι συνήθως χρησιμοποιούμενοι κλίβανοι ατμού είναι κατάλληλοι για αντικείμενα από γυαλί, μέταλλο και λάστιχο, καθώς και πλαστικά υλικά που αντέχουν στη θέρμανση. Οι κλίβανοι ατμού διακρίνονται ως προς την προέλευση του ατμού σε δύο κατηγορίες[40]: τους κλιβάνους με παροχή ατμού από το κεντρικό λεβητοστάσιο του νοσοκομείου (παροχή από ατμολέβητα ή ατμογεννήτρια σε συνδυασμό με άλλα θερμικά φορτία), καθώς και εκείνους με ατμοπαραγωγή μέσω ηλεκτρικών αντιστάσεων σε δικό τους ατμοδοχείο. Οι συνήθεις κλίβανοι για κέντρα αποστείρωσης νοσοκομείου παρέχονται σε μεγέθη με όγκο θαλάμου από 308 μέχρι 910 λίτρα (συνήθως περίπου 460 και 595 λίτρα). Μεγάλοι κλίβανοι με μέγεθος θαλάμου πάνω από 3000 λίτρα για την απολύμανση στρωμάτων και κλινών χρησιμοποιούνται κυρίως για την πτέρυγα λοιμωδών νόσων του νοσοκομείου. Η βιβλιογραφία δίνει τις απαιτήσεις του τμήματος κεντρικής αποστείρωσης των Ελληνικών νοσοκομείων σε εξοπλισμό, ανάλογα με τον αριθμό κλινών [58].

1.3.3.2 Διαδικασία υπολογισμού των κλιβάνων

1.3.3.2.1 Ο όγκος των απαιτούμενων αποστειρωμένων υλικών

Ο υπολογισμός των κλιβάνων για τα Ελληνικά νοσοκομεία μπορεί να γίνει σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [40].

Για το σκοπό αυτό, έχουν καθοριστεί ορισμένοι δείκτες, όπως ο όγκος των απαιτούμενων υλικών προς αποστείρωση ανά κλίνη (V) σε dm^3/εβδομάδα, καθώς και το πακέτο που έχει οριστεί ως μία μονάδα του όγκου του κλιβάνου (1 πακέτο = 48÷54 dm^3).

Στον πίνακα 1.3.3.2.1-1 δίνεται η τιμή V που προαναφέρθηκε, ανάλογα με το είδος της κλινικής. Η τιμή για τα εξωτερικά ιατρεία δίνεται στον πίνακα 1.3.3.2.1-2. Τέλος, στον πίνακα 1.3.3.2.1-3 υπάρχουν τα στατιστικά στοιχεία για τον όγκο των αποστειρωμένων υλικών ανά ασθενή για τα χειρουργεία, την αίθουσα μικροεπεμβάσεων και τις ενδοσκοπήσεις.

α/α	**Κλινική**	**Όγκος των απαιτούμενων αποστειρωμένων υλικών (V) [dm^3 / κρεβάτι, εβδομάδα]**
1	χειρουργική	14
2	γυναικολογική	21
3	οφθαλμολογική	7
4	ΩΡΛ	10,5
5	ουρολογική	21
6	παιδιατρική	10,5
7	παθολογική	9
8	ρευματολογική	7
9	νευρολογική	3,5
10	ακτινοθεραπεία	14
11	λοιμωδών	10,5
12	γηριατρική	3,5
13	καρδιολογική	
	- ΜΕΘ	112
	- μετεγχειρητική παρακολούθηση	35
	- νοσηλεία	14

Πίνακας Ι.1.3.3.2.1-1. Όγκος των απαιτούμενων αποστειρωμένων υλικών ανά κρεβάτι, ανάλογα με την κλινική [40].

α/α	**Εξωτερικό ιατρείο**	**Όγκος των απαιτούμενων αποστειρωμένων υλικών (V) [dm^3 / ασθενή]**
1	χειρουργικό	1,8
2	παθολογική	1
3	παιδιατρικό	0,7
4	γυναικολογικό	4
5	ορθοπεδικό	0,8
6	ΩΡΛ	0,3
7	οφθαλμολογικό	1,5
8	λοιμωδών	0,5
9	ψυχιατρικό	0,3
10	γηριατρικό	0,8
11	ΕΠΕΙΓΟΝΤΑ	2,5
12	ακτινολογικό	0,5

Πίνακας 1.3.3.2.1-2. Όγκος των απαιτούμενων αποστειρωμένων υλικών ανά ασθενή, ανάλογα με το εξωτερικό ιατρείο [40].

α/α	Χειρουργική υπηρεσία	Όγκος των απαιτούμενων αποστειρωμένων υλικών (V) [dm^3 / ασθενή]
1	χειρουργείο	90
2	αίθουσα μικροεπεμβάσεων	50
3	ενδοσκοπήσεις	25

Πίνακας Ι.1.3.3.2.1-3. Όγκος των απαιτούμενων αποστειρωμένων υλικών ανά ασθενή για χειρουργικές υπηρεσίες [40].

1.3.3.2.2 Ο συνολικός όγκος των απαιτούμενων υλικών την ημέρα

Ο συνολικός όγκος $V_{ολ}$ των απαιτούμενων αποστειρωμένων υλικών την ημέρα δίνεται από το άθροισμα των επιμέρους αναγκών των διαφόρων τμημάτων (κλινικές, εξωτερικά ιατρεία, χειρουργεία, κ.λ.π.), ως ακολούθως [40]:

1.3.3.2.2.1 Τα απαιτούμενα αποστειρωμένα υλικά την ημέρα ανά κλινική ($V_κ$):

Υπολογίζονται από την παρακάτω σχέση με τη βοήθεια του πίνακα 1.3.3.2.1-1:

$$V_κ = \frac{V \cdot K \cdot k}{t} \text{ σε } (dm^3/\text{ημέρα}) \qquad (Ι.1.3.3.2.2.1\text{ -}1)$$

όπου Κ ο αριθμός των κρεβατιών, k ο συντελεστής κατειλημμένων κρεβατιών (0,85÷1) και t οι εργάσιμες ημέρες στη μονάδα αποστείρωσης ανά εβδομάδα (συνήθως t = 5 και μία βάρδια ημερησίως)

1.3.3.2.2.2 Τα απαιτούμενα ανά εξωτερικό ιατρείο υλικά την ημέρα (V_t):

Δίνονται από τη σχέση 1.3.3.2.2.2-1 και τον πίνακα 1.3.3.2.1-2:

$$V_t = \frac{V \cdot N_{εξ.ασθενών}}{t} \text{ σε } (dm^3/\text{ημέρα}) \qquad (Ι.1.3.3.2.2.2\text{-}1)$$

όπου $N_{εξ.ασθενών}$ ο ημερήσιος αριθμός των εξωτερικών ασθενών.

1.3.3.2.2.3 Τα απαραίτητα αποστειρωμένα υλικά την ημέρα για επεμβάσεις :

Υπολογίζονται μέσω του πίνακα 1.3.3.2.1-3 ως ακολούθως:

α) για τα χειρουργεία

$$V_x = 90 \cdot \chi \cdot \varepsilon \text{ σε } (dm^3/\text{ημέρα}) \qquad (Ι.1.3.3.2.2.3\text{-}1)$$

όπου χ ο αριθμός των χειρουργικών τραπεζών και ο μέσος ημερήσιος αριθμός επεμβάσεων ανά χειρουργική τράπεζα ($\varepsilon \approx 5$).

β) για την αίθουσα μικροεπεμβάσεων

$$V_\mu = 50 \cdot \mu \text{ σε } (dm^3/\text{ημέρα}) \qquad (Ι.1.3.3.2.2.3\text{-}2)$$

όπου μ ο αριθμός των μικροεπεμβάσεων (για 350 κρεβάτια συνήθως μ = 7).

γ) για ενδοσκοπήσεις

$$V_\varepsilon = 25 \cdot (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \text{ σε } (dm^3/\text{ημέρα}) \qquad (Ι.1.3.3.2.2.3\text{-}3)$$

όπου ε_1 ο αριθμός επεμβάσεων σε εξωτερικούς ασθενείς (περίπου 1,2% των εξωτερικών ασθενών στα εξωτερικά ιατρεία: χειρουργικό, γυναικολογικό, οφθαλμολογικό και ΩΡΛ) και ε_2 ο αριθμός επεμβάσεων σε εσωτερικούς ασθενείς (περίπου 2% του αθροίσματος των κρεβατιών των κλινικών: χειρουργική, γυναικολογική, οφθαλμολογική, ΩΡΛ και ΜΕΘ)

<u>1.3.3.2.2.4 Τα απαραίτητα ημερησίως αποστειρωμένα υλικά στο μαιευτήριο:</u>

Στην περίπτωση αυτή ισχύει η σχέση:

$$V_\gamma = \frac{30 \cdot 0{,}9 \cdot N_\gamma + 90 \cdot 0{,}1 \cdot N_\gamma}{T} \text{ σε } (dm^3/\text{ημέρα}) \qquad (Ι.1.3.3.2.2.4\text{-}1)$$

όπου N_γ ο ετήσιος αριθμός γεννήσεων (από τις οποίες περίπου το 10% γίνονται με καισαρική τομή) και Τ οι εργάσιμες ημέρες της μονάδας αποστείρωσης το χρόνο (260 ημέρες). Σύμφωνα δηλαδή με την παρακάτω σχέση, ο όγκος των απαιτούμενων αποστειρωμένων υλικών ανά φυσιολογικό τοκετό είναι 30 dm^3, ενώ για την καισαρική τομή είναι 90 dm^3.

Σύμφωνα με όλα τα προηγούμενα, ο συνολικός όγκος των απαραίτητων αποστειρωμένων υλικών την ημέρα είναι:

$$V_{ο\lambda} = \sum V_k + \sum V_t + V_x + V_\mu + V_s + V_\gamma \text{ σε } (dm^3/\text{ημέρα}) \qquad (Ι.1.3.3.2.2.4\text{-}2)$$

1.3.3.2.3. Ο απαιτούμενος αριθμός κλιβάνων

Ο απαιτούμενος αριθμός κλιβάνων (α) δίνεται από τη σχέση [40]:

$$\alpha = \frac{1{,}05 \cdot V_{ολ}}{V_{κλ} \cdot m} \qquad \text{(I.1.3.3.2.3-1)}$$

όπου $V_{ολ}$ σε dm^3, $V_{κλ}$ ο όγκος των κλιβάνων σε lit και m ο αριθμός των κλιβανισμών την ημέρα.
Συνήθεις χωρητικότητες των κλιβάνων σε πακέτα είναι: 66 πακέτα, 99 πακέτα και 132 πακέτα.

Από όλα τα παραπάνω υπολογίζεται ο συνολικός ημερήσιος όγκος ($V_{ολ}$) των προς αποστείρωση υλικών, καθώς και ο συνολικός ημερήσιος αριθμός των πακέτων ($Π_{ολ}$) που αφορούν το τμήμα κεντρικής αποστείρωσης.
Ο υπολογισμός μπορεί να γίνει και από τον αριθμό των πακέτων

$$\alpha = \frac{1{,}05 \cdot Π_{ολ}}{\pi_{κλιβ}} \qquad \text{(I.1.3.3.2.3-2)}$$

όπου $\pi_{κλιβ}$ η ημερήσια παραγωγή του κλιβάνου σε πακέτα των $48dm^3$ (παραδοχή: $\pi = 45$ πακέτα/ημέρα). Μέγεθος πακέτου (SPRi / ISO: 600x400x200mm $48dm^3$ ή $6x3x3=54dm^3$).

Η ετήσια ενεργειακή κατανάλωση είναι της τάξης των 500kWh/κλίνη [28]. Η απαιτούμενη ισχύς για αποστείρωση είναι μικρή, γύρω στα 1kW για αποκεντρωμένο εξοπλισμό σε ειδικές θέσεις και μερικά kW για μεγάλα κεντρικά συστήματα (κεντρική αποστείρωση) [28].

1.3.4 Η κατανάλωση θερμικής ενέργειας για θερμό νερό χρήσης

Η εγκατάσταση θερμού νερού χρήσης εξασφαλίζει την παροχή νερού στην απαιτούμενη ποσότητα και πίεση για την εξυπηρέτηση των αναγκών κάθε τμήματος του νοσοκομείου. Αν και το νερό που θα διανεμηθεί μπορεί να μην είναι πόσιμο, εν τούτοις, επειδή πρόκειται να χρησιμοποιηθεί για πλύση, πρέπει να φθάσει στο σημείο της κατανάλωσης σε εξαιρετική κατάσταση από πλευράς υγιεινής. Συγκεκριμένα, θα πρέπει να υπάρξει μέριμνα για αποτροπή τυχόν ανάπτυξης βακτηρίων, όπως της legionella. Εξ αιτίας του γεγονότος ότι δεν μπορούν να υπάρξουν χημικά πρόσθετα, οι υψηλές θερμοκρασίες παρασκευής, διανομής θα πρέπει να διατηρηθούν, ώστε να αποφευχθεί ο κίνδυνος ανάπτυξης δημιουργίας καθαλάτωσης (scalding) [65]. Η θερμοκρασία αποθήκευσης διατηρείται περίπου στους 55^{o}C.

Στα ελληνικά νοσοκομεία η θερμοκρασία θερμού νερού χρήσης είναι 45°C, εκτός ορισμένων χώρων, όπως το μαγειρείο, το πλυντήριο και το ανατομείο που τροφοδοτούνται με θερμό νερό χρήσης 65°C [40,58]. Στη βιβλιογραφία αναφέρονται οι απαιτούμενες θερμοκρασίες νερού στα διάφορα τμήματα των νοσοκομείων[94].

Στα νοσοκομεία η ζήτηση θερμού νερού χρήσης είναι συνεχής και σημαντική ως προς την ποσότητα η οποία είναι 80 έως 130 λίτρα ανά ημέρα και κλίνη [5]. Στις ΗΠΑ η κατανάλωση είναι 100 έως 150 λίτρα ανά ημέρα και κλίνη [40]. Μία μέση τιμή της τάξεως των 100 λίτρων ανά ημέρα και κλίνη θεωρείται ικανοποιητική για τους υπολογισμούς [7]. Τα συστήματα παρασκευής θερμού νερού χρήσης καταναλώνουν σημαντική ποσότητα ενέργειας και η κατασκευή και η λειτουργία τους διέπεται από κανονισμούς [5,94]. Στα Ελληνικά νοσοκομεία η διανομή ψυχρού και θερμού νερού χρήσης καθορίζεται από τεχνική οδηγία του ΤΕΕ [17].

Το θερμό νερό χρήσης παρασκευάζεται σε boilers από εναλλάκτες με στοιχείο θερμού νερού ή από εναλλάκτες με στοιχείο ατμού. Το θερμαντικό στοιχείο καλύπτει την αιχμή ζήτησης και η αποθηκευτική ικανότητα των boilers είναι κατ' ελάχιστο η απαιτούμενη για συνεχή κατανάλωση μιας ώρας υπό συνθήκες αιχμής [58,94].

Σημειώνεται ότι οι ανάγκες του νοσοκομείου (με δυναμικότητα μεγαλύτερη από 150 κλίνες) σε θερμό νερό για θέρμανση χώρων και για χρήση σε υδραυλικούς υποδοχείς καλύπτονται συνήθως από δύο λέβητες ατμού με πίεση p>1at, που βρίσκονται στο κτίριο ενέργειας. Το δίκτυο ατμού καλύπτει επί πλέον τις ανάγκες σε ατμό πίεσης έως 3bar [40] δηλαδή θέρμανση μέσω εναλλακτών με στοιχεία ατμού (συνήθως 0,5÷1at), θερμό νερό μέσω εναλλακτών με στοιχείο ατμού (0,3÷1at), ατμός για βραστήρες μαγειρείων (0,3÷0,5at), ατμός για πλυντήρια (συνήθως στεγνωτήρια στοιχεία ατμού 0,3÷0,5at και κύλινδρος με p>1at), ατμός για κλιβάνους αποστείρωσης (2,5at) και θερμαντικό και μεταθερμαντικό στοιχείο για τον κλιματισμό.

Η επιλογή του αριθμού των παρασκευαστήρων θερμού νερού γίνεται με κριτήριο την αδιάλειπτη τροφοδότηση των κτιρίων του νοσοκομείου. Για το σκοπό αυτό, οι παρασκευαστήρες θερμού νερού είναι διπλοί σε κάθε θερμικό υποσταθμό.

Η ετήσια θερμική ενεργειακή κατανάλωση για θερμό νερό χρήσης στα Ολλανδικά νοσοκομεία είναι περίπου 3500kWh/κλίνη[7]. Για τα Γαλλικά νοσοκομεία η θερμική κατανάλωση για θερμό νερό χρήσης κυμαίνεται από 60 έως 90 kWh/m^2 [19]. Η μέση κατανάλωση θερμικής ενέργειας για θερμό νερό χρήσης στα Ελληνικά νοσοκομεία είναι από 105 έως 135 kWh/m^2 [62].

1.3.5 Η κατανάλωση θερμικής ενέργειας για θέρμανση

Το σύστημα θέρμανσης καταναλώνει σημαντική θερμική ενέργεια στα νοσοκομεία. Στο σύστημα αυτό προσλαμβάνεται θερμική ενέργεια η οποία παρέχεται α) από τους λέβητες με καύση αερίου ή πετρελαίου σε αυτούς και διανέμεται μέσω του δικτύου διανομής, β) από αντλίες θερμότητας που χρησιμοποιούν ηλεκτρική ενέργεια γ) από συστήματα συμπαραγωγής. Μία άλλη δυνατότητα είναι να χρησιμοποιείται τηλεθέρμανση (εφόσον υπάρχει τέτοια δυνατότητα) [28].

Η χρήση συστήματος κλιματισμού σε νοσοκομεία παρουσιάζει πολλές ιδιαιτερότητες που δεν εμφανίζονται σε άλλα συνήθη κτίρια (ξενοδοχεία, γραφεία κ.λ.π).

Στα νοσοκομεία όλοι οι χώροι που χρησιμοποιούνται, είτε για διάγνωση και νοσηλεία, είτε για θεραπεία, απαιτούν συνθήκες θερμικής άνεσης μεγαλύτερες αυτών των συνήθων κτιρίων (απαιτούν θερμοκρασίες μεταξύ 22 και 26°C) και γι΄αυτό η ενεργειακή κατανάλωση για θέρμανση είναι αυξημένη έναντι άλλων κτιρίων. Οι αυξημένες απαιτήσεις ¨άνεσης¨ στα νοσοκομεία εξαρτώνται, εκτός από την κατά περίπτωση κατάλληλη θερμοκρασία (στις περισσότερες Ευρωπαϊκές Χώρες ισχύει για χώρους νοσηλείας $21 \div 24$°C, για χώρους θεραπείας $22 \div 24$°C και για ειδικούς χώρους ειδικών $18 \div 26$°C), από τη σωστή υγρασία του αέρα και την καθαρότητα αυτού που καθορίζονται από τη βιβλιογραφία [19,58,64].

Ο αέρας στα νοσοκομεία δεν θα πρέπει να είναι ούτε πολύ ξηρός (αφυδάτωση) ούτε πολύ υγρός (εφίδρωση). Οι συνθήκες άνεσης των ασθενών απαιτούν σχετική υγρασία από 40 έως 70% σε θερμοκρασίες ξηρού θερμομέτρου από 20 έως 27°C. Οι συνθήκες υγρασίας στους διάφορους χώρους των Ελληνικών νοσοκομείων καθορίζονται σε προδιαγραφές του Υπουργείου Υγείας [58].

Προς αποφυγή των μολύνσεων, ο αέρας των χώρων του νοσοκομείου πρέπει να ανανεώνεται. Ο αριθμός των εναλλαγών του αέρα στους διάφορους χώρους στα ελληνικά νοσοκομεία δίνεται σε προδιαγραφές του Υπουργείου Υγείας [58] και σε τεχνική οδηγία του ΤΕΕ [64].

Για τον υπολογισμό των θερμικών φορτίων κατά το χειμώνα, διακρίνει κανείς τις εξωτερικές θερμικές απώλειες και τις εσωτερικές [8]. Ως εξωτερικές θερμικές απώλειες στη μελέτη κλιματισμού θεωρούνται οι θερμικές απώλειες που οφείλονται στο αισθητό και στο λανθάνον θερμικό φορτίο από αερισμό (λόγω είσοδου εξωτερικού αέρα στο χώρο).

Στις εσωτερικές θερμικές απώλειες διακρίνουμε το αισθητό θερμικό φορτίο (από αγωγιμότητα, από άτομα, από φωτισμό και άλλες συσκευές, από διαπίδυση και απώλειες αεραγωγών) και το λανθάνον θερμικό φορτίο (από άτομα, διαπίδυση και από συσκευές) [8]. Το θερμικό κέρδος από ακτινοβολία μέσω των υαλοπινάκων δεν λαμβάνεται υπ’όψιν, διότι αποτελεί αφαιρετέα ποσότητα η οποία για λόγους ασφάλειας παραλείπεται. Επίσης, για τους ίδιους λόγους δεν λαμβάνουμε συνήθως υπ’όψιν τα φορτία των ατόμων, του φωτισμού, τις απώλειες αεραγωγών και τα φορτία των κινητήρων και λοιπών συσκευών, εκτός από ειδικές περιπτώσεις [8].

Κλιματισμός είναι η διαδικασία ελέγχου και ρύθμισης εντός προκαθορισμένων ορίων της θερμοκρασίας και της υγρασίας του αέρα μέσα σε ένα κτίριο. Κατά τη διαδικασία του κλιματισμού, ο αέρας του κτιρίου υφίσταται με ελεγχόμενο τρόπο θέρμανση ή ψύξη, ύγρανση ή αφύγρανση. Οι παραπάνω επεξεργασίες είναι δυνατό να συμβαίνουν στο σύνολο ή μερικώς, ανάλογα με τις ανάγκες [8,64]. Η βασική κατάταξη των συστημάτων κλιματισμού γίνεται με κύριο κριτήριο τον τρόπο και τα μέσα με τα οποία επιτυγχάνονται η τελική διαμόρφωση των συνθηκών άνεσης στον κλιματιζόμενο χώρο και, κυρίως, η διαμόρφωση των επιθυμητών συνθηκών της θερμοκρασίας [52,64]. Αυτά είναι:το σύστημα κλιματισμού μόνο με αέρα, το σύστημα κλιματισμού μόνο με νερό και το σύστημα κλιματισμού αέρα-νερού.

Επιπρόσθετα του προηγούμενου κύριου κριτηρίου, μία κατάταξη με κριτήριο τη θέση της θερμικής μηχανής ως προς τον κλιματιζόμενο χώρο και την έκταση εφαρμογής του συστήματος κλιματισμού αποτελούν οι δύο βασικές κατηγορίες: κεντρικά συστήματα κλιματισμού καθώς και τοπικά συστήματα κλιματισμού.

Σε όλα τα νέα Ελληνικά νοσοκομεία που κατασκευάστηκαν μετά το 1985 προβλέπεται πλήρης κλιματισμός ολόκληρου του νοσοκομείου, συμπεριλαμβανομένων των νοσηλευτικών μονάδων και των βοηθητικών κτιρίων (οίκος ιατρών και αδελφών, παιδικός σταθμός, κτίριο πειραματόζωων). Το προβλεπόμενο σύστημα κλιματισμού είναι γενικά μόνο με αέρα για τους εσωτερικούς χώρους (all-air) και με συνδυασμό αέρα και τοπικών μονάδων ανεμιστήρα-στοιχείου (FCU) για τους εσωτερικούς χώρους που είναι σε επαφή με την εξωτερική επιφάνεια του κτιρίου. Θερμαντικά σώματα προβλέπονται μόνο για ειδικές περιπτώσεις (π.χ. WC ασθενών,διάδρομοι, πλατύσκαλα κλπ.). Οι νοσηλευτικές μονάδες κλιματίζονται με FCU τοποθετημένα στην περίμετρο και με προκλιματιζόμενο νωπό αέρα που προσάγεται με αεραγωγούς και στόμια από την οροφή των θαλάμων. Παρόμοιο σύστημα προβλέπεται συνήθως και για τους χώρους διοίκησης και γραφείων/εξεταστηρίων ιατρών. Θέρμανση με αέρα, χωρίς κλιματισμό θέρους, προβλέπεται για ορισμένους βοηθητικούς χώρους (π.χ. αποθήκες). Οι κλιματιστικές μονάδες με τις οποίες εξασφαλίζονται ο κλιματισμός και αερισμός του νοσοκομείου είναι εγκατεστημένες συνήθως σε μηχανοστάσια. Οι κλιματιστικές μονάδες του υπογείου λαμβάνουν νωπό αέρα από τα δώματα, συνήθως, των νοσηλευτικών μονάδων, μέσω κεντρικών αεραγωγών και φυγοκεντρικών ανεμιστήρων τοποθετημένων στα υπόγεια μηχανοστάσια. Οι ανεμιστήρες που βρίσκονται είτε στο υπόγειο είτε στα δώματα των κτιρίων καταθλίβουν τον αέρα σε δίκτυο αεραγωγών απ’ όπου τροφοδοτούνται με νωπό αέρα οι κλιματιστικές μονάδες. Η απόρριψη του ακάθαρτου αέρα των συστημάτων κλιματισμού που ελέγχονται από τα μηχανοστάσια του υπόγειου επιτυγχάνεται μέσω άλλων κατακόρυφων αγωγών στα δώματα των κτιρίων των νοσηλευτικών μονάδων. Πληροφορίες για τη μελέτη αντιβακτηριακού κλιματισμού και του κλιματισμού γενικά δίνονται στη βιβλιογραφία [8,40,64]. Η σύγκριση καταναλώσεων ενέργειας για θέρμανση μεταξύ νοσοκομείων θα πρέπει να λαμβάνει υπ΄όψιν (εκτός από τον αριθμό των βαθμοημερών της περιοχής που είναι κτισμένα τα νοσοκομεία) τις τυχόν μεταβολές σε παροχή νωπού αέρα, την εφαρμογή μέτρων εξοικονόμησης κ.ά.

Τα φορτία θέρμανσης των ελληνικών νοσοκομείων υπολογίζονται συνήθως σύμφωνα με την μέθοδο DIN 4701/1977 [63]. Αν και, όπως ελέχθη προηγουμένως, η θερμοκρασία των διαφόρων χώρων του νοσοκομείου είναι διαφορετική, μπορούμε να θεωρήσουμε ως ενιαία θερμοκρασία του εσωτερικού του νοσοκομείου τους 22°C [19].

Για τον υπολογισμό της ενεργειακής κατανάλωσης θέρμανσης, χρησιμοποιείται η μέθοδος των βαθμοημερών (DD:degree-days)[2,51,52,63,65]. Διευκρινίζεται ότι ως βαθμοημέρα θεωρείται το άθροισμα των Δθ ανά ώρα(διαφορά μεταξύ θερμοκρασίας χώρου και μέσης θερμοκρασίας περιβάλλοντος) κατά τη διάρκεια μιας ημέρας. Η μέθοδος στηρίζεται στη διαπίστωση ότι το ποσό ενέργειας που χρειάζεται για διατήρηση της θερμοκρασίας άνεσης σε ένα χώρο εξαρτάται βασικά από τη διαφορά των θερμοκρασιών χώρου και περιβάλλοντος. Στοιχεία για τις βαθμοημέρες στις μεγαλύτερες πόλεις που βρίσκονται στις προαναφερθείσες κλιματικές ζώνες, όπως επίσης και η μέγιστη και ελάχιστη θερμοκρασία για τις πόλεις αυτές, δίδονται στη βιβλιογραφία [63].

Μια σύντομη επεξήγηση της μεθόδου βαθμοημερών δίδεται στη συνέχεια, σύμφωνα με την [52].

Η θερμική ισσοροπία ενός κτιρίου χαρακτηρίζεται από τη θερμοκρασία ισορροπίας $\theta_{ισορ}$. Αυτή ορίζεται ως η τιμή της εξωτερικής θερμοκρασίας θ_o στην οποία για καθορισμένη τιμή της εσωτερικής θερμοκρασίας θ_i οι ολικές θερμικές απώλειες $q_{απώλειες}$ είναι ίσες με το θερμικό κέρδος από τον ήλιο, τον αριθμό των ατόμων που ζουν ή εργάζονται στο κτίριο, τον εσωτερικό φωτισμό του κτιρίου κλπ.

$$q_{απώλειες} = K_{ολικό}\left(\theta_i - \theta_{ισορ}\right) \text{ σε (W)} \qquad \text{(I.1.3.5-1)}$$

όπου: $K_{ολικό}$ ο συντελεστής θερμικών απωλειών του κτιρίου σε W/K, θ_i η εσωτερική θερμοκρασία σε °K, θ_o η εσωτερική θερμοκρασία σε °K και $\theta_{ισορ.}$ η θερμοκρασία που χαρακτηρίζει τη θερμική ισορροπία ενός κτιρίου σε °K.

Επομένως :

$$\theta_{ισορ} = \theta_i - \frac{q_{απώλειες}}{K_{ολικό}} \text{ σε (°C)} \qquad \text{(I.1.3.5-2)}$$

Θέρμανση επομένως χρειάζεται όταν η θ_o είναι χαμηλότερη της $\theta_{ισορ.}$

Εάν χρησιμοποιηθούν μέσες τιμές της εξωτερικής θερμοκρασίας σε ημερήσια βάση, οι βαθμοημέρες θέρμανσης $DD_h(t_{ισορ})$ (degree-days) θα δίδεται από τη σχέση:

$$DD_h(t_{ισορ}) = (1ημέρα)\sum_{ημέρες}\left(\theta_{ισορ} - \theta_{o,μέσο}\right) \qquad \text{(I.1.3.5-3)}$$

όπου: $DD_h(t_{ισορ})$ είναι οι βαθμοημέρες θέρμανσης ως συνάρτηση της $\theta_{ισορ}$ που σχετίζεται με την θ_i το θερμικό κέρδος και το $K_{ολικό}$, $\theta_{ισορ.}$ είναι η θερμοκρασία που χαρακτηρίζει τη θερμική ισορροπία ενός κτιρίου και $\theta_{o,μέσο}$ η μέση ημερήσια τιμή της εξωτερικής θερμοκρασίας για μια ορισμένη ημέρα.

Σημειώνεται ότι το άθροισμα $\Sigma(\theta_{ισορ} - \theta_{o,μέσο})$ μπορεί να εκτείνεται χρονικά σε μία χρονική περίοδο, όπως μήνας, έτος κλπ. Η θερμοκρασία ισορροπίας $\theta_{ισορ}$ είναι γνωστή ως βάση των βαθμοημερών. Βαθμοημέρες θέρμανσης ή βαθμοώρες για θερμοκρασίες ισορροπίας 18°C έχουν ευρεθεί και δίδονται με τη μορφή πινάκων, καθόσον η θερμοκρασία αυτή αντιπροσώπευε τις μέσες συνθήκες σε τυπικά κτίρια κατά το παρελθόν.

Οι βαθμοημέρες κλιματισμού θέρους μπορεί να ληφθούν χρησιμοποιώντας μία σχέση που είναι ανάλογη με αυτήν για τις βαθμοημέρες θέρμανσης

$$DD_h(t_{ισορ}) = (1ημέρα)\sum_{ημέρες}\left(\theta_{ισορ} - \theta_{o,\,μέσο}\right) \quad (I.1.3.5\text{-}4)$$

Σημειώνεται ότι, ενώ ο ορισμός της θερμοκρασίας ισορροπίας είναι ίδιος όπως αυτός για τη θέρμανση για ένα δεδομένο κτίριο, η αριθμητική της τιμή είναι γενικά διαφορετική από αυτήν για θέρμανση διότι τα $q_{απώλειες}$, $K_{ολικό}$ και θ_i μπορεί να είναι διαφορετικά.

Παράλληλα προς τις τρεις προαναφερθείσες κλιματικές ζώνες (βλ. Παράγραφο Ι.1.1), υπάρχουν για την Ελλάδα στοιχεία διαχωρισμού σε τέσσερις κλιματικές ζώνες ανάλογα με τον αριθμό των βαθμοημερών έκαστης. Ζώνη Α με 601-1100 βαθμοημέρες, Ζώνη Β με 1001-1600 βαθμοημέρες, Ζώνη Γ με 1601-2200 βαθμοημέρες και Ζώνη Δ με 2201-2620 βαθμοημέρες[89]. Επειδή η μέθοδος υπολογισμού που προτείνεται ακολούθως στην εργασία αυτή (κεφάλαιο ΙΙΙ) βασίζεται στις βαθμοημέρες, δεν ενδιαφέρει ουσιαστικά η υποδιαίρεση της Ελλάδος σε 3 ή 4 (ή και περισσότερες) κλιματικές ζώνες, γιατί σε όλες τις περιπτώσεις οι βαθμοημέρες είναι οι αυτές.

Το μηνιαίο φορτίο L για τη θέρμανση του χώρου είναι ανάλογο του αριθμού των βαθμοημερών στη διάρκεια του μήνα[2]:

$$L = 24(UA)_b \cdot D \cdot f_e \quad \text{σε (Wh)} \quad (I.1.3.5\text{-}5)$$

όπου: D : ο αριθμός βαθμοημερών του μήνα, $(UA)_b$: το γινόμενο του μέσου συντελεστή θερμοπερατότητος U σε W/m^{2}K και της περιβάλλουσας επιφάνειας A του κτιρίου σε m^2 και f_e : ο συντελεστής λειτουργίας. Ανάλογα με τη φύση του κτιρίου και για λειτουργία 8-16 ώρες την ημέρα, είναι $f_e = 0{,}70 - 0{,}85$ και $f_e = 1$ για συνεχή λειτουργία (24 ώρες).

Ο αριθμός των βαθμοημερών μίας ημέρας είναι η διαφορά μεταξύ της θερμοκρασίας αναφοράς και της μέσης θερμοκρασίας αυτής της μέρας. Ο αριθμός βαθμοημερών του μήνα είναι το άθροισμα των βαθμοημερών όλων των ημερών του μήνα. Η θερμοκρασία αναφοράς είναι συνήθως 18°C. Υπάρχουν εφαρμογές, όπου απαιτείται ο αριθμός των βαθμοημερών με βάση διαφορετική από τους 18°C, όπως αυτή των νοσοκομείων.

Στην περίπτωση αυτή ο αριθμός βαθμοημερών ανά μήνα βρίσκεται προσεγγιστικά από τον τύπο [2]:

$$D = \left\{ N \cdot \Delta\theta_b + \left(0{,}744 + 0{,}00387 \cdot D_a - 0{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot D_a^2\right) \cdot N \frac{-\{\Delta\theta_b + 11{,}11\}^2}{9{,}02} \right\}^+ \qquad (I.1.3.5\text{-}6)$$

όπου: D_a : ο αριθμός ετήσιων βαθμοημερών με βάση τους 18°C, $\Delta\theta_b$: η διαφορά μεταξύ της νέας θερμοκρασίας βάσης και της μέσης θερμοκρασίας περιβάλλοντος του μήνα και N είναι ο αριθμός ημερών του μήνα. Ο συμβολισμός + σημαίνει ότι γίνονται δεκτές μόνο θετικές τιμές.

Η ενεργειακή θερμική κατανάλωση για θέρμανση στα Γαλλικά νοσοκομεία κυμαίνεται από 100 μέχρι 135 kWh/m^2 το έτος (2500 βαθμοημέρες με βάση 18°C) [19] στη Δανία 193 kWh/m^2 το έτος (2900 βαθμοημέρες στη Δανία) [37]. Στη Μ.Βρετανία η πραγματική ενεργειακή κατανάλωση σε νοσοκομείο 600 κλινών είναι 260 kWh/m^2 το έτος [29]. Στην Ελλάδα η μέση κατανάλωση θερμικής ενέργειας για θέρμανση των νοσοκομείων κυμαίνεται από 90 έως 145 kWh/m^2 αναλόγως της χρονολογίας κατασκευής και της κλιματικής ζώνης[62].

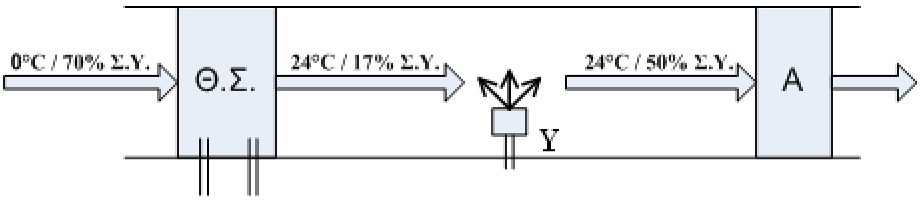
1.3.6 Η κατανάλωση θερμικής ενέργειας για ύγρανση

Ο έλεγχος της υγρασίας του αέρα έχει σημασία γιατί ως κύρια παράμετρος των συνθηκών άνεσης μπορεί: 1) να προκαλέσει ανεπιθύμητα συμπυκνώματα σε διάφορες επιφάνειες, 2) να διευκολύνει την εκδήλωση ηλεκτροστατικών φαινομένων και 3) να παραμορφώσει υλικά που είναι ευαίσθητα στην υγρασία[64].

Η υψηλή υγρασία μειώνει τη διεργασία της ψύξης του δέρματος του ανθρώπου με εξάτμιση του ιδρώτα του και δημιουργείται έτσι στο άτομο αίσθηση υψηλότερης θερμοκρασίας από την πραγματική. Σε γενικές γραμμές τα όρια της ανεκτής από τον άνθρωπο σχετικής υγρασίας είναι 40 έως 70%. Οι κεντρικές κλιματιστικές μονάδες διαθέτουν σύστημα ύγρανσης του αέρα. Οι υγραντήρες είναι συσκευές που ρυθμίζουν τις επιθυμητές συνθήκες υγρασίας του κλιματιζόμενου αέρα. Οι γνωστότεροι τύποι υγραντήρων λειτουργούν προσθέτοντας υγρασία στον κλιματιζόμενο αέρα, είτε με ψεκασμό ή με εξάτμιση νερού μέσω ηλεκτρικής αντίστασης είτε με έγχυση ατμού[51,64].

Για τους υγραντήρες ατμού που χρησιμοποιούνται περισσότερο στα νοσοκομεία διατίθεται ατμός χωρίς οσμές ή προσμίξεις. Ο ατμός εγχέεται στο ρεύμα του αέρα και προσθέτει υγρασία. Ο καθαρός ατμός που απαιτείται για ύγρανση παράγεται από εναλλάκτες ατμού-ατμού. Οι εναλλάκτες παράγουν συνήθως ατμό πίεσης 3bar από αποσκληρυνθέν νερό χρησιμοποιώντας συνήθως ατμό πίεσης 5bar [40]. Κάθε εναλλάκτης καλύπτει την συνολική ποσότητα ατμού ύγρανσης.

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία και για εξωτερικές συνθήκες χειμώνα: 0°C και 70%÷80% σχετική υγρασία, εσωτερικές συνθήκες: 22°C÷24°C και σχετική υγρασία 50%÷60%, το παρακάτω μπλοκ διάγραμμα εκφράζει τις θερμοδυναμικές καταστάσεις του αέρα κατά τη θέρμανση[40].



Σχήμα Ι.1.3.6-1: Μπλοκ διάγραμμα για την παράσταση των θερμοδυναμικών καταστάσεων του αέρα κατά τη θέρμανση Θ.Σ.: θερμαντικό στοιχείο, Υ: υγραντής, Α: ανεμιστήρας.

Λαμβάνοντας υπ' όψιν τις προηγούμενες συνθήκες, η παροχή ατμού από τον υγραντή είναι[40]:

$$V_{\text{νερού ύγρανσης}} = \frac{V_{\text{αέρα}}}{0{,}84} 6{,}6 \times 10^{-3} \text{ σε (kg/h)} \quad (\text{I.1.3.6-1})$$

όπου $V_{\text{αέρα}}$ η παροχή αέρα σε m^3/h.

Ακόμη, σύμφωνα με τις προδιαγραφές του Υπουργείου Υγείας, ισχύει [58]:

$$V_{\text{νερού ύγρανσης}} = 0{,}0012 \times V_{\text{αέρα}} \times \left(W_{\text{αέρα εξόδου}} - W_{\text{αέρα εισόδου}}\right) \text{ σε (kg/h)} \quad (\text{I.1.3.6-2})$$

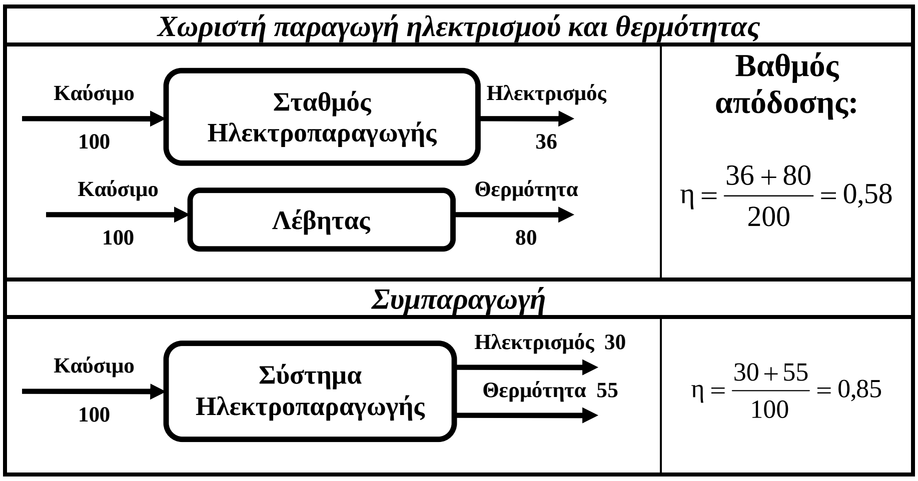
όπου $V_{\text{αέρα}}$ είναι η παροχή του αέρα σε m^3/h και $W_{\text{αέρα}}$ η απόλυτη υγρασία του αέρα σε $gr_{\text{νερού}}/kg_{\text{αέρα}}$.

2. <u>ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗ ΣΕ ΝΟΣΟΚΟΜΕΙΑ</u>

2.1. Ορισμός και ιστορική εξέλιξη της συμπαραγωγής

Ο συμβατικός τρόπος κάλυψης των ηλεκτρικών και θερμικών φορτίων ενός καταναλωτή (ή μιας ομάδας καταναλωτών) είναι η παροχή ηλεκτρικής ενέργειας από το δίκτυο της πόλης και η καύση κάποιου καυσίμου (σε λέβητα κλπ.) για την παραγωγή θερμότητας. Αν όμως εφαρμοσθεί η συμπαραγωγή (Cogeneration ή Combined heat and power CHP,) η ολική κατανάλωση καυσίμων μειώνεται σημαντικά [21,59].

“Συμπαραγωγή είναι η μέσω θερμοδυναμικής διαδικασίας ταυτόχρονη παροχή δύο ή περισσότερων χρήσιμων μορφών ενέργειας από την ίδια αρχική πηγή ενέργειας” [21,59]. Δύο από τις πλέον συνηθισμένες μορφές ενέργειας είναι η μηχανική και η θερμική ενέργεια. Η μηχανική ενέργεια χρησιμοποιείται προκειμένου να στραφεί η γεννήτρια παραγωγής ηλεκτρικού ρεύματος. Αυτός είναι και ο λόγος που ο ακόλουθος ορισμός, αν και περιοριστικός, εμφανίζεται στη βιβλιογραφία [59]: “Συμπαραγωγή είναι η συνδυασμένη παραγωγή ηλεκτρικής (ή μηχανικής) και θερμικής ενέργειας από την ίδια αρχική πηγή ενέργειας”.



Σχήμα Ι.2.1-1: Σύγκριση βαθμού απόδοσης μεταξύ συμπαραγωγής και χωριστής παραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας (οι αριθμοί κάτω από τα βέλη αντιπροσωπεύουν μονάδες ενέργειας στις τυπικές τιμές) [21,59].

Η μηχανική ενέργεια που παράγεται μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να κινήσει βοηθητικά μηχανήματα, όπως συμπιεστές και αντλίες. Η θερμική ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί τόσο για θέρμανση όσο για ψύξη ή κλιματισμό. Η ψύξη ή ο κλιματισμός επιτυγχάνονται με μηχανές απορρόφησης που λειτουργούν με θερμό νερό, ατμό ή θερμά αέρια [59].

Κατά τη λειτουργία ενός συμβατικού θερμοηλεκτρικού σταθμού, μεγάλα ποσά θερμότητας αποβάλλονται στο περιβάλλον είτε μέσω των ψυκτικών κυκλωμάτων (συμπυκνωτών ατμού, πύργων ψύξης, ψυγείων νερού σε κινητήρες Diesel ή Otto κλπ.) είτε μέσω των καυσαερίων (αεριοστροβίλων, κινητήρων Diesel, κινητήρων Otto κλπ.). Το μεγαλύτερο μέρος αυτής της θερμότητας μπορεί να ανακτηθεί και να χρησιμοποιηθεί ωφέλιμα. Έτσι, ενώ οι συμβατικοί σταθμοί ηλεκτροπαραγωγής έχουν βαθμό απόδοσης

30-50%, ο βαθμός απόδοσης των συστημάτων συμπαραγωγής φθάνει το 80-90%. Μία τυπική σύγκριση ως προς το βαθμό απόδοσης της συμπαραγωγής με αυτήν της χωριστής παραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας παρουσιάζεται στο σχ. Ι.2.1-1 [21,59]. Σύμφωνα με αυτό, η μεμονωμένη παραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας οδηγεί σε βαθμό απόδοσης 58%, ενώ η συμπαραγωγή ηλεκτρισμού και θερμότητας σε βαθμό απόδοσης 85%.

Η συμπαραγωγή πρωτοεμφανίσθηκε στην Ευρώπη και στις ΗΠΑ γύρω στα 1890. Κατά τις πρώτες δεκαετίες του 20ου αιώνα, οι περισσότερες βιομηχανίες είχαν δικές τους μονάδες ηλεκτροπαραγωγής με ατμολέβητα-στρόβιλο, που λειτουργούσαν με άνθρακα. Πολλές από τις μονάδες αυτές ήταν συμπαραγωγικές (χρησιμοποιούσαν τον ατμό για βιομηχανικές διαδικασίες). Αναφέρεται χαρακτηριστικά ότι περίπου το 58% του ηλεκτρισμού που παραγόταν σε βιομηχανίες των ΗΠΑ στις αρχές του 1900 προέρχονταν από μονάδες συμπαραγωγής [59] .

Η ανάπτυξη των δικτύων μεταφοράς και διανομής ηλεκτρισμού που προσέφεραν σχετικά φθηνή και αξιόπιστη ηλεκτρική ενέργεια, καθώς και η διαθεσιμότητα υγρών καυσίμων και φυσικού αερίου σε χαμηλές τιμές που έκανε τη λειτουργία των λεβήτων οικονομικά συμφέρουσα, επέφερε την κάμψη της χρήσης της συμπαραγωγής. Αναφέρεται συγκεκριμένα ότι στις ΗΠΑ η βιομηχανική συμπαραγωγή μειώθηκε στο 15% του όλου δυναμικού ηλεκτροπαραγωγής μέχρι το 1950 και έπεσε στο 5% μέχρι το 1974. Όμως, από το 1973 και μετά εμφανίζεται αντίστροφη πορεία όχι μόνο στις ΗΠΑ αλλά και σε χώρες της Ευρώπης, στην Ιαπωνία κ.α., γεγονός που οφείλεται κυρίως στην απότομη αύξηση των τιμών των καυσίμων [59].

Συστήματα που εμφανίζουν υψηλότερο βαθμό απόδοσης και μπορούν να χρησιμοποιήσουν εναλλακτικά καύσιμα, καθίστανται ενδιαφέροντα εξ αιτίας της αύξησης των τιμών καυσίμων και της αβεβαιότητας συνεχούς ύπαρξης αποθεμάτων [21,59].

Η ανοδική πορεία στη διάδοση της συμπαραγωγής τα τελευταία 30 χρόνια συνοδεύτηκε και από αξιοσημείωτη πρόοδο της σχετικής τεχνολογίας. Οι βελτιώσεις και οι εξελίξεις συνεχίζονται και νέες τεχνικές αναπτύσσονται και δοκιμάζονται (π.χ. κυψέλες υδρογόνου) fuel cells αλλά ήδη η συμπαραγωγή έχει φθάσει σε επίπεδο ωριμότητας με αποδεδειγμένη αποδοτικότητα και αξιοπιστία [21,59].

Τα πλεονεκτήματα που προκύπτουν από την αξιοποίηση των τεχνολογιών συστημάτων συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας είναι τα ακόλουθα [78]: εξοικονόμηση καυσίμου και υψηλότερος βαθμός απόδοσης σε σχέση με συμβατικές τεχνολογίες χωριστής ηλεκτροπαραγωγής και παραγωγής θερμότητας, ευελιξία, ελαχιστοποίηση απωλειών, προσαρμοστικότητα σε τοπικές ενεργειακές ανάγκες, καθώς και συμβολή στο ενεργειακό δυναμικό και στην ασφάλεια εφοδιασμού. Η μείωση της κατανάλωσης καυσίμου που επιτυγχάνεται με τη συμπαραγωγή συντελεί, εν γένει, σε μείωση των εκπεμπόμενων ρύπων.

Για όλους τους λόγους που προαναφέρθηκαν, οι κυβερνήσεις των Ευρωπαϊκών κρατών, οι ΗΠΑ και η Ιαπωνία λαμβάνουν ενεργό ρόλο στην αύξηση της χρήσης της συμπαραγωγής. Οι μέθοδοι παρακίνησης για τη χρήση συμπαραγωγής αφορούν κυρίως: νομοθετικές ρυθμίσεις, οικονομικά κίνητρα και οικονομική υποστήριξη για την έρευνα και ανάπτυξη [59].

2.2. Η συμπαραγωγή στην Ελλάδα και στην Ευρώπη (παρούσα κατάσταση και προοπτικές)

Η Ελλάδα διαθέτει μια μικρή αλλά γρήγορα αναπτυσσόμενη οικονομία, σε σύγκριση με τα υπόλοιπα ευρωπαϊκά κράτη. Η εξασφάλιση της παρεχόμενης ενέργειας αποτελεί ένα σημαντικό θέμα στην Ελλάδα, λόγω των περιορισμένων εγχώριων ενεργειακών πηγών και της γεωγραφικής της απόστασης από χώρες που έχουν δυνατότητα εξαγωγής ενέργειας. Το πρόσφατο άνοιγμα της Ευρωπαϊκής Ένωσης, με την ένταξη νέων χωρών μελών, σε συνδυασμό με τις προσπάθειες του ελληνικού κράτους να βελτιώσει τις διεθνείς σχέσεις με τις γειτονικές χώρες, συμβάλλουν στην άρση της παρούσας κατάστασης ως προς την παροχή ενέργειας [72].

Η Ελλάδα διαθέτει γνωστά αποθέματα πετρελαίου της τάξης των εννέα (9) εκατομμυρίων βαρελιών και αποθέματα φυσικού αερίου περί τα πεντακόσια εκατομμύρια κυβικά μέτρα $(500 \cdot 10^6\ \mathrm{m}^3)$. Ωστόσο, οι συγκεκριμένες ποσότητες δεν επαρκούν για την ικανοποίηση της ζήτησης καυσίμων. Η καύση του λιγνίτη αποτελεί τη μεγαλύτερη πηγή ενέργειας στην Ελλάδα, τα δέ αποθέματα του αποτελούν το 82% των ενεργειακών πηγών που υπάρχουν σε αυτήν [72].

Η παραγωγή ηλεκτρισμού στην Ελλάδα προέρχεται κατά 90% από θερμική ενέργεια [61,81]. Ο λιγνίτης αποτελεί το θεμελιώδες καύσιμο που χρησιμοποιείται για την παραγωγή ενέργειας στην ηπειρωτική χώρα. Το 64% του συνολικά παραγόμενου ηλεκτρισμού παράγονται από την καύση του, ενώ στα νησιά ο ηλεκτρισμός παράγεται κυρίως από καύση πετρελαίου[61,81]. Το φυσικό αέριο έχει καταστεί σημαντικό τα τελευταία χρόνια και θεωρείται ότι θα αναδειχθεί σε ένα από τα ουσιαστικότερα καύσιμα πρωτογενούς ενέργειας με την απελευθέρωση της αγοράς ενέργειας και τη λειτουργία των αγωγών που θα συνδέσουν την Ελλάδα με την Ιταλία και το Ιράν (μέσω Τουρκίας). Σύμφωνα με εκτιμήσεις, η κατανάλωση του φυσικού αερίου για την παραγωγή ενέργειας πρόκειται να τριπλασιαστεί στα επόμενα δέκα χρόνια [61]. Οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας αντιπροσωπεύουν το 8,1% του συνολικά παραγόμενου ηλεκτρισμού. Η υδροηλεκτρική ενέργεια αντιπροσωπεύει κατά κύριο λόγο το ποσοστό αυτό, ενώ η βιομάζα, οι ανεμογεννήτριες και η ηλιακή ενέργεια (φωτοβολταϊκά) χαρακτηρίζονται ως ενδιαφέρουσες προοπτικές. Σύμφωνα με το Κέντρο Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας (ΚΑΠΕ) αναμένεται το ποσοστό αυτό να διπλασιασθεί το 2010 ακολουθώντας την Ευρωπαϊκη Οδηγία για προώθηση των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας [72].

2.3. Η απελευθέρωση της αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας στην Ευρωπαϊκή Ένωση

Η ενεργειακή κρίση της δεκαετίας του ’70 και η ευαισθητοποίηση της κοινής γνώμης για τις περιβαλλοντικές επιπτώσεις στη δεκαετία του ’80 άρχισαν να αλλάζουν σταδιακά τις στρατηγικές στον τομέα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Αποκεντρωμένες μονάδες με αποδοτικές τεχνολογίες, όπως η συμπαραγωγή και οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, άρχισαν να εντάσσονται στα ηλεκτρικά δίκτυα για παράλληλη λειτουργία με τους κεντρικούς σταθμούς [83]. Η αλλαγή του ρυθμιστικού πλαισίου στον ηλεκτρικό τομέα στην Ευρωπαϊκή Ένωση [11,12] και η σταδιακή απελευθέρωση της αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας που άρχισε στη δεκαετία ’90 δημιούργησαν μία νέα δυναμική με την είσοδο του $21^{ου}$ αιώνα [30,66]. Η απελευθέρωση της αγοράς ηλεκτρικής ενέργειας επιβάλλει και για λόγους διαφάνειας και καθαρού ανταγωνισμού το διαχωρισμό του ηλεκτρικού τομέα, κυρίως των κάθετα δομημένων επιχειρήσεων ηλεκτρισμού, στις μονάδες παραγωγής, στο σύστημα μεταφοράς (υψηλή τάση) και στο δίκτυο διανομής (μέση και χαμηλή τάση).

Πρακτικά ο διαχειριστής του συστήματος μεταφοράς (TSO, Transmission System Operator) και ο διαχειριστής του δικτύου διανομής (για την Ελλάδα Διαχειριστής Ελληνικού Συστήματος Μεταφοράς Ηλεκτρικής Ενέργειας Α.Ε.) (DNO, Distribution Network Operator) αποτελούν φυσικά μονοπώλια με καθορισμένο το περιθώριο κέρδους και διέπονται από νόμους και κώδικες λειτουργίας ενιαίους για όλους όσους έχουν πρόσβαση στο δίκτυο, καταναλωτές και παραγωγούς. Η αγορά ηλεκτρικής ενέργειας και ο ελεύθερος ανταγωνισμός περιορίζονται στην παραγωγή και εμπορία. Μία κρατική ρυθμιστική αρχή (για την Ελλάδα η Ρυθμιστική Αρχή Ενέργειας) παρακολουθεί, ελέγχει και ρυθμίζει τη λειτουργία της αγοράς για την εξυπηρέτηση των καταναλωτών και τις δράσεις όσων εμπλέκονται στον ηλεκτρικό τομέα.

2.4 Παραγωγή και μεταφορά της ηλεκτρικής ενέργειας

Ο τομέας παροχής ηλεκτρικής ενέργειας στη σημερινή του μορφή αναπτύχθηκε από την ΔΕΗ για περισσότερο από μισό αιώνα ακολουθώντας μία πολιτική εκμετάλλευσης των εγχώριων ενεργειακών πόρων με μεγάλους σταθμούς παραγωγής. Τα τελευταία χρόνια η εισαγωγή του φυσικού αερίου μονοπωλεί την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από νέες μονάδες με χαμηλότερες εκπομπές CO_2 αλλά αυξάνοντας αφενός την εξάρτηση του ηλεκτρικού τομέα από μια πρωτογενή μορφή ενέργειας που εισάγεται και αφετέρου το κόστος παραγωγής. Η αποκεντρωμένη παραγωγή είναι πολύ περιορισμένη και μόνο τα τελευταία χρόνια άρχισε η ένταξη μονάδων στο δίκτυο κυρίως από ανανεώσιμες πηγές [23,33,54,95,97-99,103].

Βασικοί λόγοι για την πολύ χαμηλή διείσδυση αποκεντρωμένων μονάδων στο δίκτυο φαίνεται ότι είναι η έλλειψη σχετικών αποφάσεων και υποστηρικτικών μέτρων. Ειδικότερα αναφέρονται: η έλλειψη ικανού και αναγκαίου θεσμικού πλαισίου, η πολύπλοκη διαδικασία αδειοδοτήσεων με μεγάλες καθυστερήσεις και κόστος, η έλλειψη ορθολογικής αντιμετώπισης των διαφόρων εφαρμογών από ανανεώσιμες μορφές ενέργειας ή συμπαραγωγή (σε ό,τι αφορά τιμολόγια και αδειοδοτήσεις) και οι κανόνες πρόσβασης και σύνδεσης στα δίκτυα οι οποίες είναι δυσμενείς για τις αποκεντρωμένες μονάδες.

Ο Διεθνής Οργανισμός Ενέργειας απεύθυνε πρόσφατα (29/11/06) προτάσεις στην ελληνική κυβέρνηση που αφορούν[93]:

- Την ανάγκη να ξεπεράσει την ισχυρή τοπική αντίδραση και να προχωρήσει σε βελτιώσεις ενεργειακής υποδομής, όπως νέες γραμμές μεταφοράς.
- Την αυξανόμενη παραγωγή ενέργειας από ανανεώσιμες πηγές, η οποία θα μπορέσει να διαφοροποιήσει το εθνικό σύστημα ενέργειας και να μειώσει την εξάρτηση από τις εισαγωγές.
- Επιπρόσθετα μέτρα για την απελευθέρωση της αγοράς, όπως η πλήρης ανεξαρτησία των διαχειρίσεων συστημάτων και των νέων τοπικών προμηθειών αερίου, καθώς και ο έντονος έλεγχος των κατεστημένων φορέων εκμετάλλευσης.

2.5 Παρουσιάση μιας μονάδας συμπαραγωγής

2.5.1 Καθορισμός εννοιών

Σύμφωνα με την βιβλιογραφία [80] ορίζονται κυρίως ως:

- «Συμπαραγωγή»: η ταυτόχρονη παραγωγή θερμικής και ηλεκτρικής (ή και μηχανικής ενέργειας) στα πλαίσια μιας μόνο διαδικασίας.

- «Μονάδα συμπαραγωγής πολύ μικρής κλίμακας»: μονάδα συνδυασμένης παραγωγής με μέγιστη ισχύ μικρότερη από 50 kWe.
- «Συμπαραγωγή μικρής κλίμακας»: οι μονάδες συμπαραγωγής ονομαστικής ισχύος $P_N \leq 1$MWe.
- «Λόγος ηλεκτρικής ενέργειας/θερμότητας»: ο λόγος της ηλεκτρικής ενέργειας από συμπαραγωγή προς τη χρήσιμη θερμότητα, υπό πλήρη κατάσταση λειτουργίας συμπαραγωγής, με χρήση των επιχειρησιακών δεδομένων της συγκεκριμένης μονάδας.
- «Χρήσιμη θερμότητα»: Η θερμότητα που παράγεται στο πλαίσιο μιας διαδικασίας συμπαραγωγής, προκειμένου να ικανοποιήσει μια οικονομικά δικαιολογημένη ζήτηση για θέρμανση ή ψύξη.
- «Οικονομικά δικαιολογημένη ζήτηση»: η ζήτηση που δεν υπερβαίνει τις ανάγκες θέρμανσης ή ψύξης και η οποία διαφορετικά θα ικανοποιείτο, σύμφωνα με τις συνθήκες της αγοράς, με διαδικασίες παραγωγής ενέργειας διαφορετικές από τη συμπαραγωγή.

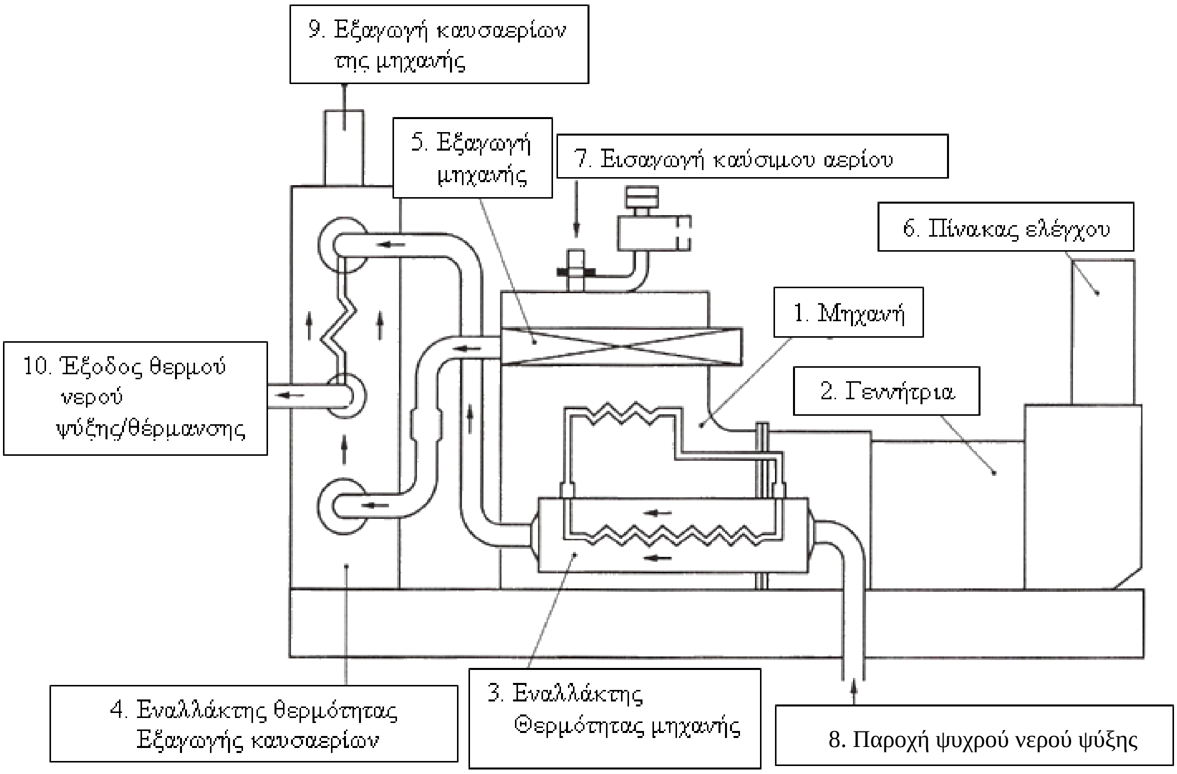
2.5.2 Οι τυποποιημένες μονάδες συμπαραγωγής μικρής κλίμακας($P_N \leq 1$MWe)

Τα κύρια μέρη μιας τυποποιημένης μονάδας συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας μικρής κλίμακας δείχνονται στο σχήμα 1.3.2-1. Η μονάδα του σχήματος αυτού εναρμονίζεται με άλλες που δίνονται στη βιβλιογραφία [15].

Αυτή περιλαμβάνει:

- Μία μηχανή συχνά αναφερόμενη ως κινητήρια μηχανή η οποία κινεί την γεννήτρια.
- Μία γεννήτρια η οποία παράγει τον ηλεκτρισμό.
- Ένα σύστημα ανάκτησης της θερμότητας για να ανακτηθεί η αποβαλλόμενη θερμότητα από τα χιτώνια της μηχανής και τα καυσαέρια.
- Ένα σύστημα ελέγχου για την εξασφάλιση της ασφαλούς και αποδοτικής της λειτουργίας το οποίο περιλαμβάνει συνήθως σύστημα διάγνωσης και παρακολούθησης σφαλμάτων.
- Ένα σύστημα απαγωγής καυσαερίων.
- Ηχοπετάσματα για τη μείωση τυχόν υπερβολικού θορύβου, καθώς επίσης καλύμματα για την προστασία από καιρικές συνθήκες και τη φωτιά.

Βασικό πλεονέκτημα των συστημάτων αυτών είναι η κατασκευή τους ως ενιαία μονάδα και ως εκ τούτου και ο ποιοτικός έλεγχός τους πριν την τοποθέτηση τους στον τόπο εγκατάστασης.



Σχήμα. I.2.5.2-1: Τυποποιημένη μονάδα συμπαραγωγής μικρής κλίμακας ("πακέτο") και τα μέρη που την αποτελούν [82]. (1) Κινητήρια μηχανή, (2) Γεννήτρια, (3) Εναλλάκτης θερμότητας μηχανής, (4) Εναλλάκτης θερμότητας εξαγωγής καυσαερίων, (5) Εξαγωγή μηχανής, (6) Πίνακας ελέγχου, (7) Εισαγωγή καυσίμου αερίου, (8) Παροχή ψυχρού νερού ψύξης, (9) Εξαγωγή καυσαερίων της μηχανής, (10) Έξοδος θερμού νερού ψύξης/θέρμανσης.

Στα κτίρια παροχής υπηρεσιών υγείας υπάρχουν πολλές δυνατότητες για την οικονομικά αποδοτική λειτουργία τέτοιων τυποποιημένων μονάδων. Συστήματα που βασίζονται στη χρήση αεριοστρόβιλων, μεγάλων μηχανών diesel και ατμοστροβίλων, βρίσκουν εφαρμογή σε καταναλωτές με υψηλότερες ενεργειακές απαιτήσεις από 1 MW_e [15].

<u>2.5.3 Είδη μονάδων συμπαραγωγής</u>

Οι μονάδες συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας γενικά κατατάσσονται με βάση το είδος της κινητήριας μηχανής της γεννήτριας ή το χρησιμοποιούμενο καύσιμο. Στη συνέχεια εξετάζονται οι κύριοι συντελεστές που επιδρούν στη χρήση τους καθώς και την εφαρμογή τους [15,21].

Είδος Κινητήρα Χαρακτηριστικά	Παλινδρομική Μηχανή με σπινθηριστή Έναυσης	Παλινδρομική Μηχανή με Έναυση με συμπίεση	Αεριοστρόβιλος Ανοικτού κύκλου	Αεριοστρόβιλος Συνδυασμένου κύκλου	Ατμοστρόβιλος αντίθλιψης	Ατμοστρόβιλος με αναθέρμανση
Είδος χρησιμοποιημένου καυσίμου	Αέριο Βιοαέριο	Αέριο Βιοαέριο Πετρέλαιο Μαζούτ (βαρύ πετρέλαιο)	Αέριο Βιοαέριο Πετρέλαιο	Αέριο Βιοαέριο Πετρέλαιο	Οποιοδήποτε καύσιμο	Οποιοδήποτε καύσιμο
Τυπικό εύρος ισχύος	Από 30 KWe μέχρι 2 MWe	Από 10 KWe μέχρι 20MWe	1MWe και πάνω	3MWe και πάνω	500KWe και πάνω	1MWe και πάνω
Λόγος θερμότητα προς ηλεκτρική ενέργεια (Θ/Η)	1:1 εώς 2:1	Από 0,5:1 εώς 1,5:1 (3:1 με επιπρόσθετη καύση)	1,5:1 εώς 2,5:1 (5:1 με επιπρόσθετη καύση)	1:1 (3:1 με επιπρόσθετη καύση)	3:1 εώς 10:1 και πάνω	3:1 εώς 8:1 και πάνω
Μέσο της θερμότητας εξόδου	Χαμηλής πίεσης θερμό νερό και ατμός (σπάνια)	Ατμός & χαμηλής πίεσης θερμό νερό	Υψηλής ξηρότητος ατμός	Μέσης ξηρότητος ατμός	Μέσης ξηρότητος ατμός	Ατμός σε δύο πιέσεις
Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης (%)	25-33	35-42	25-40	35-50	7-20	10-20
Ολική απόδοση (%)	70-78	65-75 (75-82 με βεβιασμένη καύση)	65-80 (75-82 με επιπρόσθετη καύση)	73-80 (80-85 με επιπρόσθετη καύση)	75-84	75-84
Αρχικό κεφάλαιο €/kWe	880-1360	800-1280	800-2400	800-1120	960-3200	960-3200
Κόστος λειτουργίας και συντήρησης €/kWh	0,07-0,1	0,05-0,1	0,03-0,09	0,03-0,09	0,01	0,01

Πίνακας Ι.2.5.3-1: Τυπικά χαρακτηριστικά μονάδων συμπαραγωγής ηλεκτρισμού - θερμότητας [15].

Ο Πίνακας Ι.2.5.3-1 δίνει τα τυπικά χαρακτηριστικά μονάδων συμπαραγωγής ηλεκτρισμού - θερμότητας [15], όπως αυτές εμφανίζονται ακολούθως.

Πληροφορίες για τη θερμοδυναμική συμπεριφορά των γνωστών συστημάτων συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας δίδεται στο Παράρτημα Α.

2.5.3.1 Κινητήριες μηχανές μονάδων συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας

2.5.3.1.1 Συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας με παλινδρομική μηχανή εσωτερικής καύσης

Τα συστήματα συμπαραγωγής διακρίνονται αναλόγως της ισχύος σε τρεις κατηγορίες μονάδων: 1) μικρής κλίμακας με αεριομηχανή (15-1000 kW) ή κινητήρα Diesel (75-1000 kW), 2) μέσης ισχύος (1000-6000 kW) με αεριομηχανή ή κινητήρα Diesel και 3) μεγάλης ισχύος (άνω των 6000 kW) με κινητήρα Diesel.

Αεριομηχανές (gas engines) ονομάζονται οι παλινδρομικές μηχανές εσωτερικής καύσης που λειτουργούν με αέριο καύσιμο, π.χ., φυσικό αέριο, βιοαέριο, κ.λ.π. Είναι εμπορικά διαθέσιμοι οι ακόλουθοι τύποι αεριομηχανών[21].

- Βενζινοκινητήρες αυτοκινήτων που έχουν μετατραπεί σε αεριομηχανές [15,21]. Είναι συνήθως μικρές μηχανές (15 – 30 kWe) με μεγάλη συγκέντρωση ισχύος. Η μετατροπή πολύ λίγο επηρεάζει το βαθμό απόδοσης, ενώ μειώνει την ισχύ κατά 18% περίπου. Χάρη στη μαζική παραγωγή, οι τιμές τους είναι χαμηλές αλλά η διάρκεια ζωής τους είναι σχετικά μικρή (10000 – 30000 ώρες).
- Κινητήρες Diesel αυτοκινήτων που έχουν μετατραπεί σε αεριομηχανές [15,21]. Έχουν ισχύ συνήθως μέχρι 200 kWe. Η μετατροπή επιτυγχάνεται με τροποποιήσεις των εμβόλων, των κεφαλών και του μηχανισμού των βαλβίδων που επιβάλλονται από το ότι η έναυση δεν γίνεται πλέον με απλή συμπίεση αλλά με σπινθηριστή. Η μετατροπή, συνήθως, δεν προκαλεί μείωση της ισχύος, καθώς υπάρχει περιθώριο μείωσης της περίσσειας αέρα. Οι μετατροπές αυτές αυξάνουν σημαντικά το χρόνο ζωής τους γενικά γύρω στις 30000 ώρες και αυξάνεται επίσης το διάστημα μεταξύ περιόδων συντήρησης.
- Σταθερές μηχανές Diesel (stationary engines) που έχουν μετατραπεί σε αεριομηχανές ή έχουν από την αρχή σχεδιασθεί ως αεριομηχανές [15,21]. Οι μηχανές αυτές είναι βαριές και στιβαρές. Κατασκευάζονται για εφαρμογές στη βιομηχανία και στα πλοία. Η ισχύς τους φθάνει, συνήθως, τα 3000 kW. Η ανθεκτική κατασκευή τους, μειώνει τις απαιτήσεις συντηρήσης αλλά αυξάνει το κόστος αγοράς τους. Είναι μηχανές κατάλληλες για συνεχή λειτουργία σε υψηλό φορτίο.
- Σταθερές μηχανές διπλού καυσίμου [15,21]. Είναι κινητήρες Diesel ισχύος συνήθως από 750 kWe μέχρι 6000 kWe. Το καύσιμο αποτελείται κατά 90% από φυσικό αέριο, η έναυση του οποίου γίνεται όχι με σπινθηριστή αλλά με έγχυση υγρού καυσίμου Diesel (που αποτελεί το υπόλοιπο 10% της προσφερόμενης ενέργειας). Έχουν το πλεονέκτημα ότι μπορούν να λειτουργούν είτε με φυσικό αέριο είτε με καύσιμο Diesel το οποίο αυξάνει το κόστος αγοράς και συντήρησης. Απαιτούνται δύο διαφορετικά συστήματα παροχής καυσίμου, καθώς και τα απαραίτητα συστήματα ελέγχου και οργάνων. Το κύριο μειονέκτημα τους είναι το κόστος, αφού το κόστος επένδυσης είναι σημαντικά υψηλότερο από τις μηχανές απλού καυσίμου.

Οι παραπάνω μηχανές Diesel για φορτία από 30 kWe έως 6MWe μπορούν να λειτουργούν με καύσιμο Diesel. Κατά το παρελθόν έχουν χρησιμοποιηθεί οι μηχανές αυτές σε εφαρμογές συμπαραγωγής, όμως η χρήση τους δεν είναι πολύ ελκυστική ως αποτέλεσμα του συγκριτικά υψηλού κόστους του χρησιμοποιούμενου καυσίμου, αναδεικνύοντας έτσι τις μηχανές με καύση αερίου σε πλεονεκτική θέση. Όλα τα είδη μηχανών που αναφέρθησαν προηγούμενα μπορεί να είναι φυσικής αναπνοής ή με στροβιλοπληρωτή (turbocharger) και ψυγείο (intercooler) [21].

2.5.3.1.2 Αεριοστρόβιλοι σε συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας

Οι αεριοστρόβιλοι χρησιμοποιούνται συχνά σε μονάδες συμπαραγωγής ηλεκτρισμού θερμότητας για ονομαστική ισχύ P_N >1MWe, όπου η ανάκτηση θερμότητας μπορεί να παράγει ατμό υψηλής ξηρότητος. Οι αεριοστρόβιλοι παρέχουν μεγάλη αξιοπιστία [15]. Λειτουργούν με φυσικό αέριο, καύσιμο diesel ή βαρύ πετρέλαιο (Heavy Fuel Oil, H.F.O).

Το αρχικό κεφάλαιο σε €/kWe εγκατεστημένης ισχύος των αεριοστρόβιλων είναι γενικώς υψηλότερο από αυτό των παλινδρομικών μηχανών, ιδιαίτερα στην περιοχή των μικρότερων μεγεθών[15].

Το αρχικό κόστος εγκατάστασης για αεριοστρόβιλο επηρεάζεται από τις απαιτήσεις του συστήματος ελέγχου και των διαφόρων οργάνων, τη συμπίεση του αερίου καυσίμου, την επιπρόσθετη καύση, τη μείωση του θορύβου και τον αυξημένο εξοπλισμό πρόληψης πυρκαγιάς έναντι των παλινδρομικών μηχανών εσωτερικής καύσης [15].

2.5.3.1.3 Ατμοστρόβιλοι σε συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας

Οι ατμοστρόβιλοι χρησιμοποιούνται ως κινητήριες μηχανές σε συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας εδώ και πολλά χρόνια [15,21]. Μπορούν να χρησιμοποιήσουν οποιοδήποτε καύσιμο. Ακόμα και στερεά απόβλητα καίγονται σε ειδικούς λέβητες εφοδιασμένους με συστήματα κατακράτησης ή εξουδετέρωσης ρύπων και τοξικών ουσιών που δημιουργούνται κατά την καύση. Οι μονάδες αυτές παράγουν συνήθως ένα μεγάλο ποσό θερμότητας συγκρινόμενο με αυτό της ηλεκτρικής ενέργειας. Το κόστος εγκατάστασης σε € / kWe είναι υψηλό. Η ονομαστική ισχύς τους είναι μεγαλύτερη από 500 kWe [15].

2.5.3.1.4 Συνδυασμός ατμοστροβίλου με αεριοστρόβιλο σε συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας

Σε ορισμένα μεγάλα συστήματα στα οποία η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύς είναι συνήθως μεγαλύτερη των 3MWe) χρησιμοποιείται ένας συνδυασμός αεριοστροβίλου και ατμοστροβίλου με τα θερμά καυσαέρια από τον αεριοστρόβιλο να αξιοποιούνται για να παράγουν ατμό για τον ατμοστρόβιλο [15].

2.5.3.2 Οι γεννήτριες των μονάδων συμπαραγωγής

Για τις γεννήτριες των μονάδων συμπαραγωγής ισχύουν περιληπτικά κυρίως τα ακόλουθα[15]:

- Οι γεννήτριες που χρησιμοποιούνται στις τυποποιημένες μορφές συμπαραγωγής μικρής κλίμαμακας είναι τριφασικές χαμηλής τάσης (400 V) [15]. Για ονομαστική ισχύ $P_N \geq$ 20KWe είναι σύγχρονες ή ασύγχρονες.
- Μια σύγχρονη γεννήτρια μπορεί να λειτουργήσει απομονωμένη από άλλη μονάδα παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και από το κύριο δίκτυο.
- Η ταχύτητα περιστροφής του δρομέα προσδιορίζει τη συχνότητα και αυτή παραμένει ουσιαστικά σταθερή, όταν μεταβάλλεται το φορτίο. Το είδος αυτό της γεννήτριας μπορεί να συνεχίσει να προσφέρει ενέργεια ακόμη και κατά τη διάρκεια εμφάνισης προβλήματος στο δίκτυο (διακοπή) και, επίσης, μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως εφεδρική γεννήτρια. Επιπρόσθετα, αφού αυτός ο τύπος της μονάδος εκκινεί μέσω συσσωρευτών, δεν έχει επίδραση στην τάση του κύριου δικτύου κατά την εκκίνηση.
- Μία διεγειρόμενη από το κύριο δίκτυο ασύγχρονη γεννήτρια μπορεί μόνο να λειτουργήσει παράλληλα με άλλες γεννήτριες (συνήθως το κύριο δίκτυο), με επιπρόσθετη ισχύ, ώστε να προσφερθεί μαγνητική διέγερση σε αυτήν. Το κύριο δίκτυο προσδιορίζει την τάση και τη συχνότητα της μονάδας και η μονάδα, επομένως, σταματά να λειτουργεί από μόνη της, εάν αποσυνδεθεί από το ηλεκτρικό κύριο δίκτυο ή το κύριο δίκτυο παρουσιάσει πρόβλημα. Η συχνότητα εξόδου αυτής γίνεται αυτόματα ίδια με αυτή του κυρίου δικτύου και επομένως η σύνδεση και η διασύνδεση με το κύριο δίκτυο είναι απλή.
- Επειδή οι γεννήτριες αυτές χρειάζονται συνεχή διέγερση από το δίκτυο, δεν μπορούν να λειτουργήσουν ως εφεδρικές μονάδες.
- Οι σύγχρονες γεννήτριες με ισχύ κάτω των 100 kWe είναι συνήθως πιο ακριβές από τις ασύγχρονες γεννήτριες εξαιτίας του επιπρόσθετου εξοπλισμού ελέγχου, καθώς και του απαιτούμενου εξοπλισμού εκκίνησης και διασύνδεσης. Γενικά, για ονομαστική ισχύ P_N >100kWe δεν υφίσταται το πλεονέκτημα κόστους των ασύγχρονων γεννητριών έναντι των σύγχρονων γεννητριών. Στην πράξη χρησιμοποιούνται σύγχρονες γεννήτριες ακόμα και σε μονάδες συμπαραγωγής με μικρή ισχύ.

2.6 Το φυσικό αέριο και άλλα χρησιμοποιούμενα καύσιμα σε μονάδες συμπαραγωγής

Το φυσικό αέριο έχει αποδειχθεί ότι είναι το καύσιμο που προτιμάται για συμπαραγωγή τόσο μικρής όσο και μεγάλης κλίμακας [26].

Πληροφορίες για την εισαγωγή και διακίνηση φυσικού αερίου στην Ελλάδα, στοιχεία για τη ρύθμιση και την απελευθέρωση της αγοράς φυσικού αερίου στην Ελλάδα και στοιχεία για την παρούσα κατάσταση και τις προοπτικές στην επίδραση του φυσικού αερίου στην ηλεκτροπαραγωγή (με ιδιαίτερη μνεία στην εφαρμογή του στα νοσοκομεία), δίδονται στη βιβλιογραφία. [26,79,86,93].

Τα πλέον γνωστά χρησιμοποιούμενα καύσιμα σε μονάδες συμπαραγωγής είναι τα ακόλουθα [96]: Φυσικό αέριο, άνθρακας, πετρέλαιο, βιομάζα, βιοαέριο, βιοαιθανόλη, φυτικά έλαια και αστικά απόβλητα βιολογικών καθαρισμών.

2.6.1 Φυσικό αέριο και νοσοκομεία

Η διείσδυση φυσικού αερίου στην Ελλάδα γίνεται με γρήγορους ρυθμούς τα τελευταία χρόνια, όμως το ενεργειακό ισοζύγιο που καλύπτει το φυσικό αέριο στην Ελλάδα είναι σε εξαιρετικά χαμηλό επίπεδο σε σχέση με την υπόλοιπη Ευρώπη. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι στην Ελλάδα καλύπτει το 7% των ενεργειακών αναγκών έναντι μέσου όρου 25% στην Ευρωπαϊκή Ένωση [79,93].

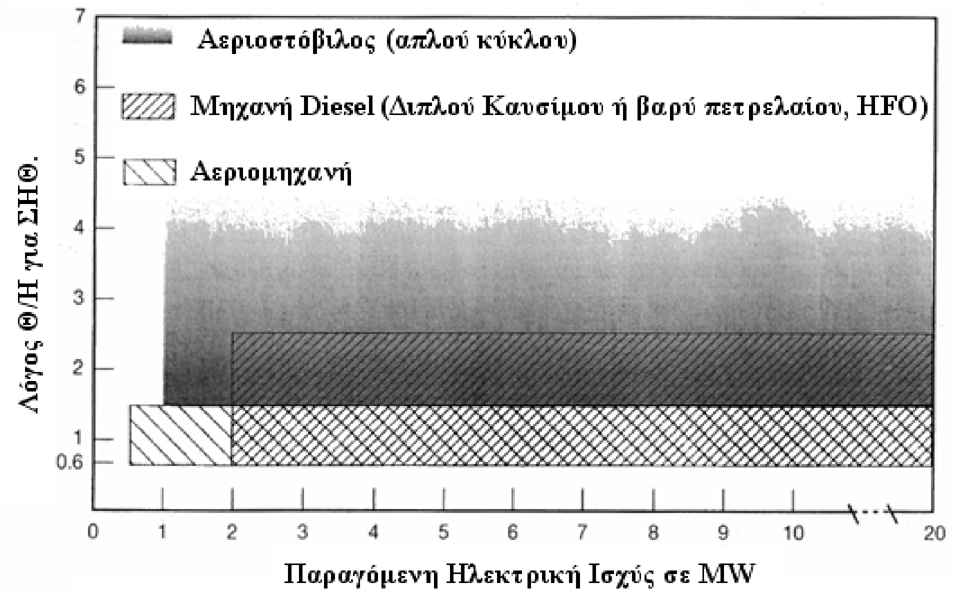
Από το 2004 το φυσικό αέριο χρησιμοποιείται σε κάποια από τα νοσοκομεία της Αττικής. Η συνολική κατανάλωση φυσικού αερίου των δημόσιων και ιδιωτικών νοσοκομείων ξεπερνά τα $20x10^6m^3$ ετησίως [86].

Όλα τα νοσοκομεία Θεσσαλίας και Θεσσαλονίκης τροφοδοτούνται ήδη με φυσικό αέριο ενώ στην Αττική η πρόθεση της Εταιρείας Παροχής Αερίου Αττικής ήταν ως το τέλος του 2006 να έχουν συνδεθεί 29 νοσοκομεία και θεραπευτήρια [86].

Σύμφωνα με τη Ρυθμιστική Αρχή Ενέργειας, έχουν δοθεί άδειες για εγκατάσταση συμπαραγωγής στα εξής νοσοκομεία στην Αττική: Σισμανόγλειο (1,2 MW_e), Ευαγγελισμός (1,5 MW_e), Γ. Γεννηματάς (1,3 MW_e), ΚΑΤ (1,2 MW_e) και Αττικό (1,65 MW_e).

2.7 Ο λόγος θερμική ενέργεια προς ηλεκτρική ενέργεια (Θ/Η)

Ο λόγος Θ/Η είναι ο λόγος της παραγόμενης θερμικής ενέργειας προς την αντίστοιχη ηλεκτρική από ένα σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού θερμότητος [45].



Σχήμα. Ι.2.7-1: Περιοχές του λόγου Θ/Η για τρεις κινητήριες μηχανές που χρησιμοποιούνται σε συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας [45].

Οι μικρές μονάδες συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας (μονάδες ονομαστικής ισχύος $P_N < 500kW_e$) γενικά περιγράφονται ως τυποποιημένες μονάδες συμπαραγωγής, με όλα τα κύρια μέρη τους να έχουν συναρμολογηθεί ως ένα μηχάνημα. Στα κτίρια υπηρεσιών υγείας υπάρχουν πολλές δυνατότητες για την εγκατάσταση τέτοιων οικονομικά προσφερόμενων τυποποιημένων μονάδων συμπαραγωγής. Συστήματα που βασίζονται στη χρήση αεριοστροβίλων, μεγάλων μηχανών diesel και ατμοστροβίλων, βρίσκουν επίσης εφαρμογή σε μεγαλύτερα νοσοκομεία [15].

Η βέλτιστη απόδοση για μικρά συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας λαμβάνεται, όπου ο λόγος του βασικού θερμικού φορτίου προς την κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας (θερμική /ηλεκτρική ενέργεια) είναι Θ/Η = 2/1÷3/1 με πρώτο στόχο την πλήρη χρήση όλης της θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας του συστήματος [15].

Οι απαιτήσεις συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας είναι διαφορετικές μεταξύ των διαφόρων νοσοκομείων γιατί ποικίλλουν οι θερμικές και ηλεκτρικές ανάγκες τους. Όμως, τα διάφορα συστήματα συμπαραγωγής που υπάρχουν στην αγορά δίνουν την δυνατότητα της κατάλληλης επιλογής [15].

Στο Σχήμα Ι.2.7-1 δίνεται ο λόγος Θ/Η για τις τρεις περιπτώσεις συστημάτων συμπαραγωγής (βλ. Παρ. Ι.2.5.3.1.1 ÷ Ι.2.5.3.1.3) [45].

Στη βιβλιογραφία δίνονται στοιχεία για νοσοκομεία που αφορούν το λόγο Θ/Η ο οποίος για το μεγαλύτερο αριθμό νοσοκομείων είναι 3,3/1÷1,1/1 [28].

Για να είναι οικονομική η εγκατάσταση μιας μονάδας συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας, συνήθως αυτή πρέπει να λειτουργεί για τουλάχιστον 4500 ώρες/έτος σε πλήρες φορτίο [15].

Πριν την εγκατάσταση ενός συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας, θα πρέπει να καταβληθεί κάθε προσπάθεια για τη μείωση των ολικών ενεργειακών απαιτήσεων του χρήστη. Θα πρέπει ένα σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας να εγκατασταθεί, αφού το νοσοκομείο έχει καταβάλλει κάθε δυνατή προσπάθεια να πραγματοποιήσει προηγουμένως λιγότερο δαπανηρές επενδύσεις εξοικονόμησης ενέργειας. Η σπουδαιότητα των ενεργειών αυτών θα πρέπει να υπερτονισθεί, αφού η ενσωμάτωση απλών τεχνολογιών εξοικονόμησης ενέργειας μπορεί να έχει μια σημαντική επίδραση στις συνολικές ενεργειακές απαιτήσεις του νοσοκομείου. Τα μέτρα αυτά εξοικονόμησης ενέργειας μπορεί να επιφέρουν σημαντική μεταβολή στο λόγο της θερμικής ενέργειας προς την ηλεκτρική ενέργεια (Θ/Η) ο οποίος επιδρά σημαντικά στη βελτιστοποίηση του μεγέθους και τον τύπο του απαιτούμενου συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας [15].

Ο λόγος Θ/Η που απαιτείται από την εγκατάσταση διαφέρει συνήθως τόσο κατά τη διάρκεια της ημέρας όσο και μεταξύ των διαφόρων εποχών του έτους. Κάποιο έλλειμα της ηλεκτρικής ισχύος από τη μονάδα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας μπορεί να καλυφθεί λαμβάνοντας ενέργεια από το δίκτυο. Επίσης κάποιο έλλειμα της θερμικής ενέργειας μπορεί να καλυφθεί χρησιμοποιώντας τους υπάρχοντες λέβητες [15].

Εάν υπάρχουν απαιτήσεις για ψύξη ή κλιματισμό, θα πρέπει να ληφθούν υπ’όψιν τα πιθανά πλεονεκτήματα της χρησιμοποίησης της θερμικής ισχύος της μονάδας συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας ως πηγής θερμότητας για ένα σύστημα ψύξης με απορρόφηση. Η τεχνική αυτή μπορεί να εξασφαλίσει ότι η θερμική ενέργεια της μονάδας θα χρησιμοποιείται πλήρως καθ’όλη τη διάρκεια του έτους [15].

Πολλές μονάδες συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας χρησιμοποιούν την απορριπτόμενη θερμότητα από το στρόβιλο ή τα καυσαέρια της μηχανής μαζί με «επιπρόσθετη καύση», σε τρόπο ώστε να μεταβάλουν τον λόγο Θ/Η και να προσφέρουν έναν ικανοποιητικό ενεργειακό ισολογισμό. Η επιπρόσθετη καύση δίδει την ικανότητα στο ενεργειακό περιεχόμενο των καυσαερίων, που είναι ακόμη πλούσια σε οξυγόνο, να χρησιμοποιηθεί πλήρως με την ανάμιξη τους με κατάλληλο καύσιμο (φυσικό αέριο ή πετρέλαιο) και καύση του προκύπτοντος μίγματος στο λέβητα ανάκτησης θερμότητας. Η τεχνική αυτή είναι εξαιρετικά αποδοτική (βαθμός απόδοσης 95%), αφού γενικά δεν απαιτείται επιπρόσθετος αέρας για την καύση. Αυτή η τεχνική βοηθά στη μείωση του επιπέδου των αέριων ρύπων (μονοξείδιο άνθρακα (CO), NOx, κλπ.) εξασφαλίζοντας την πλήρη καύση των καυσαερίων πριν αυτά οδηγηθούν στην ατμόσφαιρα [15].

Η επιλογή της κατάλληλης κινητήριας μηχανής σε ένα σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού θερμότητας προσδιορίζεται από το λόγο της θερμικής ενέργειας προς την ηλεκτρική ενέργεια (Θ/Η).

Ο λόγος Θ/Η είναι συνάρτηση πολλών παραγόντων που πρέπει να προσδιοριστούν ανά περίπτωση. Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [34], η μεγαλύτερη χρήση καυσίμου επιτυγχάνεται από τον ατμοστρόβιλο και η μικρότερη από τη μηχανή diesel. Ένας ατμοστρόβιλος μετατρέπει το μεγαλύτερο μέρος της ενέργειας του καυσίμου σε ατμό, ενώ η μηχανή diesel μετατρέπει το μεγαλύτερο μέρος της ενέργειας του καυσίμου σε ηλεκτρική ενέργεια. Κατόπιν αυτού συμπεραίνεται ότι η μηχανή diesel είναι μια πολύ καλή λύση για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας αλλά θεωρείται μη ικανοποιητική για παραγωγή ατμού.

Η επιλογή του κατάλληλου συστήματος συμπαραγωγής είναι μονοσήμαντη, με την προϋπόθεση ότι ο λόγος Θ/Η είναι σταθερός και μεταβάλλεται μόνον εντός ορισμένων ορίων. Η επιλογή δεν είναι εύκολη, όταν οι απαιτήσεις μεταξύ ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας δεν είναι παράλληλες. Σε μερικούς καταναλωτές, π.χ. νοσοκομεία, όπου υπάρχουν εποχιακές μεταβολές, όπως μεγάλη ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας το καλοκαίρι και χαμηλή ζήτηση θερμότητας και το αντίθετο το χειμώνα, οι απαιτήσεις αυτές επιφέρουν σημαντικές επιπτώσεις. Τέτοιες περιπτώσεις επιτρέπουν στο συμπαραγωγό τις ακόλουθες επιλογές [26]: α) Να λειτουργεί το σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας ως «νησίδα» και να ικανοποιεί ταυτόχρονα και τις δύο απαιτήσεις, δηλαδή τη ζήτηση θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας. β) Να ικανοποιεί τη ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας και να παράγει το σχετικό ατμό ή θερμό νερό. γ) Να ικανοποιεί τη ζήτηση ατμού ή θερμού νερού και να παράγει τη σχετική ηλεκτρική ενέργεια.

2.8 Τρόποι λειτουργίας των συστημάτων συμπαραγωγής

Τα συστήματα συμπαραγωγής μπορούν να λειτουργήσουν με διαφορετικούς τρόπους και για αυτό η ανάλυση της οικονομικής βιωσιμότητος ενός συστήματος συμπαραγωγής πρέπει να λάβει υπ’όψιν τόσο το κόστος της ηλεκτρικής ενέργειας που αγοράζεται από το δίκτυο όσο και το κόστος των καυσίμων του συστήματος συμπαραγωγής[26].

Ο πλέον απλός τρόπος λειτουργίας ενός συστήματος συμπαραγωγής είναι η κάλυψη του διαχρονικά βασικού φορτίου, που μπορεί να αντιμετωπισθεί με την ισχύ της κινητήριας μηχανής. Έτσι, οι αεριοστρόβιλοι μπορούν να έχουν 8400 ώρες λειτουργίας το χρόνο, ενώ οι παλινδρομικές μηχανές από 7800 έως 8400 ώρες λειτουργίας. Σύμφωνα με το προαναφερθέν σύστημα, μπορεί να γίνεται απόρριψη θερμότητας προς το περιβάλλον κατά τη διάρκεια περιόδων, όταν οι θερμικές απαιτήσεις της εγκατάστασης είναι χαμηλές και η ηλεκτρική ενέργεια μπορεί να πωλείται προς το δίκτυο, όταν οι απαιτήσεις ηλεκτρικής ενέργειας της εγκατάστασης είναι μικρές [26].

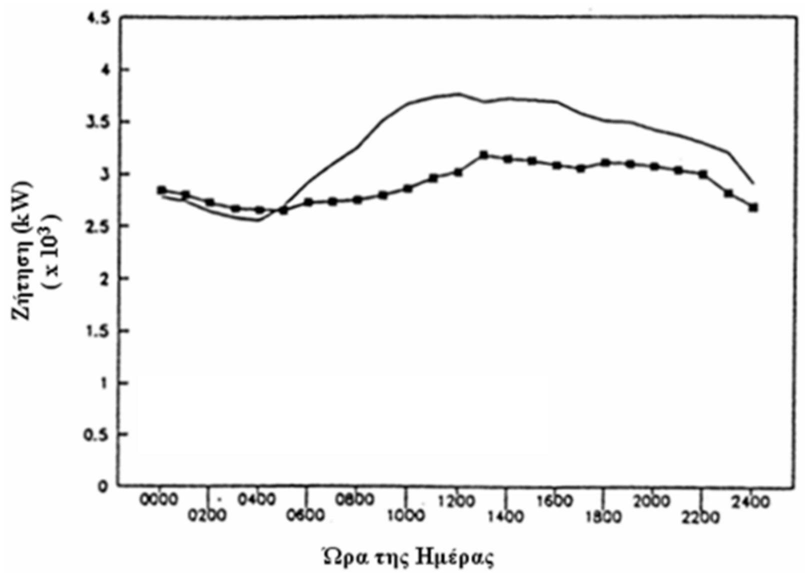
Ένας δεύτερος τρόπος λειτουργίας αποτελείται από το σύστημα παρακολούθησης του φορτίου, κατά το οποίο η παραγωγή ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας της μηχανής μειώνονται, όταν οι ενεργειακές απαιτήσεις της εγκατάστασης ελαττωθούν κάτω από ένα συγκεκριμένο φορτίο της μηχανής που έχει καθορισθεί ως βασικό[26].

Τα συστήματα συμπαραγωγής μπορούν να λειτουργήσουν με παρακολούθηση του ηλεκτρικού φορτίου ή του θερμικού φορτίου. Στη λειτουργία με παρακολούθηση του ηλεκτρικού φορτίου, η ισχύς της κινητήριας μηχανής προσδιορίζεται από τις ηλεκτρικές απαιτήσεις της εγκατάστασης, με τον περιορισμό ότι δεν εξάγεται ηλεκτρική ενέργεια από την εγκατάσταση προς το δίκτυο. Στην περίπτωση αυτή, η παραγόμενη θερμότητα μπορεί να απορρίπτεται ή να μην απορρίπτεται ανάλογα με τις θερμικές ανάγκες της εγκατάστασης [26]. Στα συστήματα παρακολούθησης του θερμικού φορτίου η κινητήρια μηχανή λειτουργεί κατά τρόπο ώστε να μην απορρίπτεται θερμότητα. Στην περίπτωση αυτή, η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια μπορεί να εξάγεται προς το δίκτυο, εάν οι απαιτήσεις για ηλεκτρική ενέργεια της εγκατάστασης είναι μικρότερες από την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας του συστήματος συμπαραγωγής [26].

Ένας άλλος τρόπος λειτουργίας του συστήματος συμπαραγωγής είναι με κάλυψη του φορτίου αιχμής, κατά την οποία αυτό λειτουργεί για περιορισμένο αριθμό ωρών μόνο κατά τη διάρκεια αιχμών [26]. Η λειτουργία για κάλυψη αιχμών βασίζεται συνήθως σε ηλεκτρική ενεργειακή απαίτηση και είναι πιθανές δύο περιπτώσεις: Η πρώτη περίπτωση είναι η λειτουργία κατά τις ώρες αιχμής, όπως αυτές καθορίζονται από την εταιρεία παροχής ηλεκτρικής ενέργειας [26]. Συνήθως οι τιμές αγοράς της ηλεκτρικής ενέργειας, συμπεριλαμβανομένων και των χρεώσεων μέγιστης ζήτησης, είναι σημαντικά υψηλότερες κατά τη διάρκεια αυτών των περιόδων αιχμής από τις χρεώσεις σε φυσιολογικές περιόδους. Οι ώρες λειτουργίας στην περίπτωση αυτή συνήθως υπαγορεύονται από την εταιρεία παροχής ηλεκτρικής ενέργειας και μπορεί να είναι από 4 έως 12 ώρες κατά μέγιστο την ημέρα για τις εργάσιμες ημέρες της εβδομάδος. Η χρήση του συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας και η περίοδος λειτουργίας του κατ'αυτό τον τρόπο μπορεί να περιορίζεται στους τρεις με τέσσερις μήνες το χρόνο ή να επεκτείνεται ολόκληρο το χρόνο. Η δεύτερη περίπτωση αφορά τη λειτουργία του συστήματος συμπαραγωγής κατά τη διάρκεια των ωρών που η εγκατάσταση παρουσιάζει αιχμή [26]. Στην περίπτωση αυτή, η εξοικονόμηση χρημάτων βασίζεται στην αποφυγή επιβολής οικονομικών χρεώσεων από την εταιρεία παροχής ηλεκτρικής ενέργειας ως ποινή, λόγω μέγιστης ζήτησης της εγκατάστασης που μπορεί να απαιτείται για περιορισμένο αριθμό ωρών κατά τη διάρκεια ενός μηνός, όπως συμβαίνει στην περίπτωση μιας εμπορικής επιχείρησης ή για όλες τις ώρες παραγωγής, όπως συμβαίνει στην περίπτωση μιας βιομηχανικής εγκατάστασης.

2.8.1 Σχεδίαση συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας, όταν δεν υπάρχει δυνατότητα σύνδεσης με το δίκτυο της πόλης

Το σχήμα Ι.2.8.1-1 εμφανίζει για έναν καταναλωτή το μέσο ωριαίο ηλεκτρικό φορτίο για μία εργάσιμη ημέρα, καθώς και για το σαββατοκύριακο [26]. Σύμφωνα με το σχήμα αυτό, όταν το σύστημα συμπαραγωγής που σχεδιάζεται αφορά απομονωμένη λειτουργία (δηλαδή δεν υπάρχει διασύνδεση με το δίκτυο της πόλης), τότε απαιτείται εγκατάσταση



Σχήμα. Ι.2.8.1-1: Παράδειγμα ηλεκτρικού φορτίου καταναλωτή [26].

■ Σαββατοκύριακο

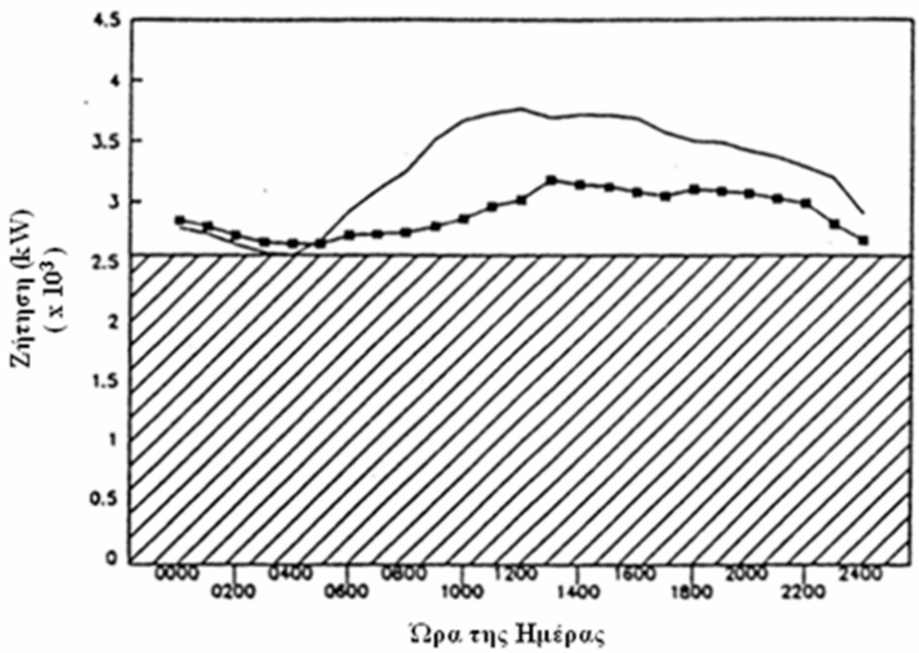
— Εργάσιμη ημέρα (μέσος όρος)

επαρκούς ηλεκτρικής ισχύος για να ικανοποιήσει τη ζήτηση αιχμής των 3700kW, μαζί με ένα περιθώριο ισχύος για την περίπτωση απαίτησης μεγαλύτερης ισχύος για κάποια μικρά χρονικά διαστήματα. Στην περίπτωση αυτή, προστίθεται ένα περιθώριο ισχύος 500kW, οπότε η συνολική απαίτηση ισχύος είναι 4200kW. Η συνιστώμενη πρακτική για απομονωμένα συστήματα είναι να ισομοιράζεται το φορτίο μεταξύ τριών κινητήριων μηχανών. Επομένως, στο συγκεκριμένο παράδειγμα η ικανότητα κάθε μηχανής είναι 1400kW$_e$. Σημειώνεται ότι, επειδή η εγκατάσταση δε συνδέεται με το δίκτυο της πόλης, ενδέχεται ακόμη να είναι αναγκαίο να εγκατασταθεί περίσσεια ισχύος, σε τρόπο ώστε οι ηλεκτρικές απαιτήσεις της εγκατάστασης να μπορούν να ικανοποιηθούν και κατά τη διάρκεια προγραμματισμένων ή μη διακοπών του συστήματος συμπαραγωγής. Με το σκεπτικό αυτό μια τέταρτη μηχανή 1400kW$_e$ θα πρέπει να εγκατασταθεί αυξάνοντας τον προϋπολογισμό του έργου σημαντικά, χωρίς όμως να προκύπτει αύξηση του οικονομικού οφέλους για το χρήστη. Τελικά σε περισσότερο κρίσιμες εφαρμογές ίσως είναι αναγκαίο να εγκατασταθεί και μια πέμπτη ηλεκτρογεννήτρια, οπότε παρέχεται μια ικανότητα εφεδρείας κατά τη διάρκεια των περιόδων κατά τις οποίες όταν κάποιες από τις μηχανές είναι εκτός λειτουργίας για προγραμματισμένη συντήρηση. Στην ακραία αυτή περίπτωση, όπως φαίνεται και στο παράδειγμα, η ολική εγκατεστημένη ισχύς στο προαναφερθέν παράδειγμα είναι 6500kW, έστω και αν η μέγιστη απαίτηση φορτίου της εγκατάστασης είναι 3700kW [26].

Παρατηρεί κανείς ότι στο παραπάνω παράδειγμα η εγκατεστημένη ισχύς είναι διπλάσια του φορτίου αιχμής του Σαββατοκύριακου και ότι, αν ληφθούν υπ’όψιν οι συνήθεις εποχιακές μεταβολές, αυτή μπορεί να βρεθεί σημαντικά μεγαλύτερη και από τις μηνιαίες αιχμές. Το κόστος εγκατεστημένης ισχύος σε ποσοστό 175% της αιχμής ζήτησης της εγκατάστασης, όπως είναι φανερό, επιδρά σημαντικά στην οικονομική βιωσιμότητα της. Οι μηχανές αυτές θα λειτουργούν με μερικό φορτίο μειώνοντας έτσι το οικονομικό όφελος [26].

Ο περιορισμός της ηλεκτρικής ισχύος της μηχανής που ακολουθεί το ηλεκτρικό φορτίο μπορεί να έχει επίδραση στη θερμική απόδοση της εγκατάστασης, αφού κατά τη διάρκεια περιόδων κατά τις οποίες όταν οι θερμικές απαιτήσεις υπερβαίνουν την ικανότητα της ανάκτησης θερμότητας από τη μηχανή, η επιπρόσθετα απαιτούμενη θερμότητα πρέπει να δοθεί από πρόσθετους λέβητες.

2.8.2 Σχεδιασμός συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας ανάλογα με το βασικό ηλεκτρικό φορτίο, όταν υπάρχει σύνδεση με το δίκτυο πόλης



Σχήμα. I.2.8.2-1: Λειτουργία συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας ανάλογα με το βασικό ηλεκτρικό φορτίο [26].

■ Σαββατοκύριακο

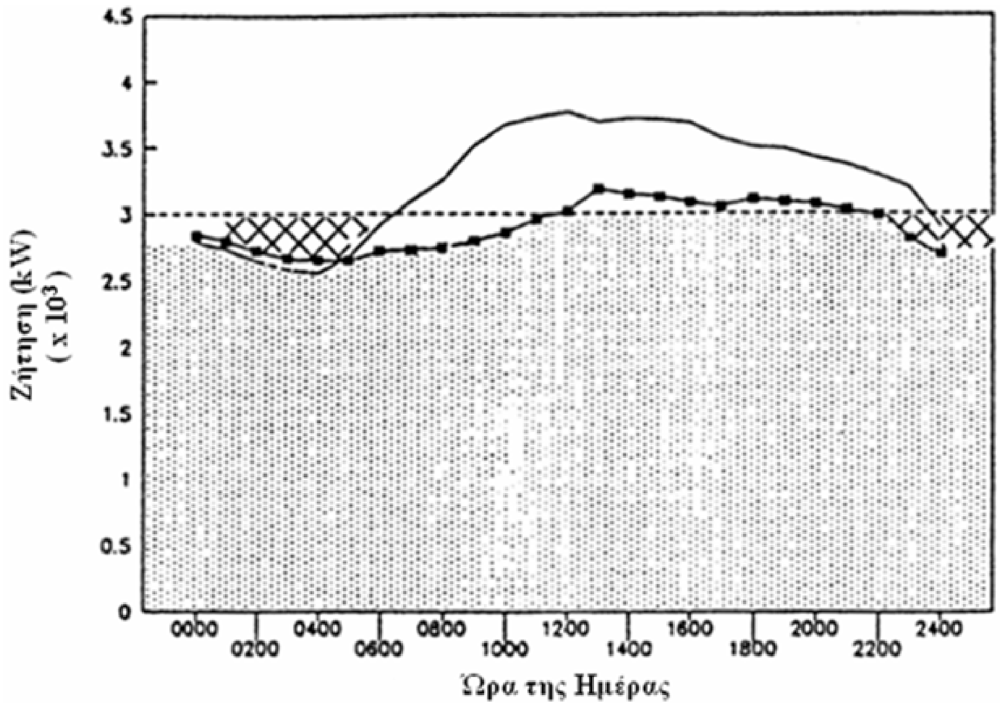
▨ Ενέργεια από συμπαραγωγή

— Εργάσιμη ημέρα (μέσος όρος)

◘ Προμηθευόμενη ενέργεια από δίκτυο πόλης

Το σχήμα I.2.8.2-1 παρουσιάζει ένα σύστημα που έχει διαστασιολογηθεί με βάση το ελάχιστο ηλεκτρικό φορτίο (υποτίθεται ότι στο σχήμα I.2.8.2-1 δείχνεται η ημέρα κατά την οποία εμφανίζεται το ελάχιστο φορτίο. Στην πράξη, όμως, το ελάχιστο φορτίο μπορεί να συμβεί κατά τη διάρκεια μιας διαφορετικής περιόδου από αυτή που εμφανίζεται ταυτόχρονα και το φορτίο αιχμής της εγκατάστασης). Στην περίπτωση του σχήματος I.2.8.2-1 δεν υπάρχουν περιθώρια ισχύος για ικανοποίηση αιχμών ή αιφνίδιων φορτίων. Τέτοια φορτία ικανοποιούνται με διασύνδεση στο δίκτυο παροχής ηλεκτρικής ενέργειας της πόλης. Το σύστημα λειτουργεί στο ονομαστικό του φορτίο ή σε ένα ποσοστό αυτού με το μέγιστο βαθμό απόδοσης. Κατ’ αυτόν τον τρόπο μπορεί να προκύψουν μέχρι 8600 ώρες λειτουργίας το χρόνο για τους στροβίλους και μέχρι 8000 ώρες για τις παλινδρομικές μηχανές. Η διαστασιολόγηση με τον τρόπο αυτό μεγιστοποιεί την ικανότητα προς παραγωγή ενέργειας της εγκατάστασης, ελαχιστοποιεί το κόστος συντήρησης και κάνει βέλτιστη την επένδυση του τελικού χρήστη [26]. Επιπρόσθετα, η λειτουργία του κινητήρα, ακόμη και σε ποσοστό της ονομαστικής του ισχύος (συνήθως μέχρι 60%), έχει ως αποτέλεσμα τη μεγιστοποίηση της απόδοσης του καυσίμου, καθώς και τη μείωση του κόστους καυσίμου ανά παραγόμενη kWh. Επειδή η διαστασιολόγηση και η λειτουργία της μονάδας συμπαραγωγής βασίζεται στις ηλεκτρικές μόνο απαιτήσεις, η θερμότητα σε περίσσεια μπορεί να απορρίπτεται και τυχόν απαιτούμενη θερμική ενέργεια μπορεί να ληφθεί συμπληρωματικά από συμβατικές πηγές (λέβητες).

2.8.3 Σχεδιασμός συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας ανάλογα με το βασικό θερμικό φορτίο, όταν υπάρχει σύνδεση με το δίκτυο πόλης



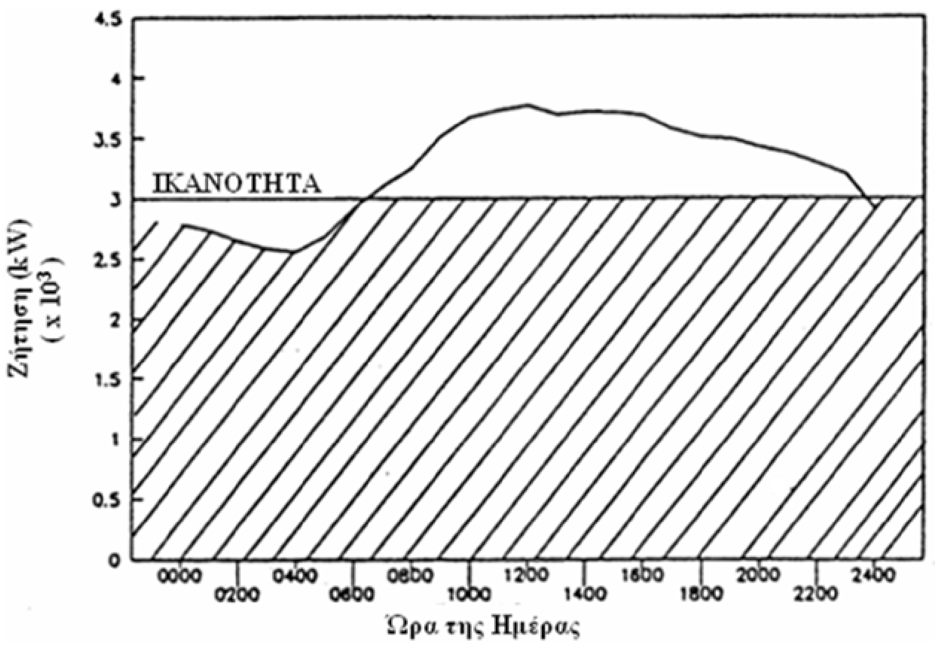
Σχήμα. I.2.8.3-1: Λειτουργία συστήματος συμπαραγωγής βασισμένη στο βασικό θερμικό φορτίο [26].

- Σαββατοκύριακο
- Ενέργεια από συμπαραγωγή
- Εργάσιμη ημέρα (μέσος όρος)
- Εξαγόμενη ηλεκτρική ενέργεια
- Προμηθευόμενη ενέργεια από δίκτυο πόλης

Ισχύουν τα αναφερόμενα στην προηγούμενη παράγραφο για τη σχεδίαση ενός συστήματος συμπαραγωγής με το βασικό ηλεκτρικό φορτίο με τη διαφορά ότι, στην περίπτωση αυτή, το φορτίο είναι το θερμικό [26]. Στην περίπτωση αυτή, όπως φαίνεται και στο σχήμα Ι.2.8.3-1, μπορεί να είναι αναγκαίο να εξαχθεί ηλεκτρική ενέργεια προς το δίκτυο κατά τη διάρκεια περιόδων όταν η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια υπερβαίνει το φορτίο της εγκατάστασης. Η τυχόν απαιτούμενη πρόσθετη ηλεκτρική ενέργεια κατά τη διάρκεια περιόδων, όταν η ικανότητα του συστήματος συμπαραγωγής δεν είναι ικανοποιητική, προέρχεται από το δίκτυο. Στην περίπτωση επομένως σχεδιασμού, ανάλογα με το βασικό θερμικό φορτίο, απαιτείται επιπρόσθετη πηγή παροχής ηλεκτρικής ενέργειας, δηλαδή επιπρόσθετη παροχή ηλεκτρικής ενέργειας από το δίκτυο.

2.8.4 Σχεδιασμός ανάλογα με το βασικό ηλεκτρικό φορτίο αλλά με παρακολούθηση του φορτίου μετά από μία στάθμη

Ένα διασυνδεδεμένο με το δίκτυο σύστημα συμπαραγωγής μπορεί να σχεδιασθεί,



Σχήμα. Ι.2.8.4-1: Διασυνδεδεμένο σύστημα συμπαραγωγής με παρακολούθηση του ηλεκτρικού φορτίου [26].

Ενέργεια από συμπαραγωγή

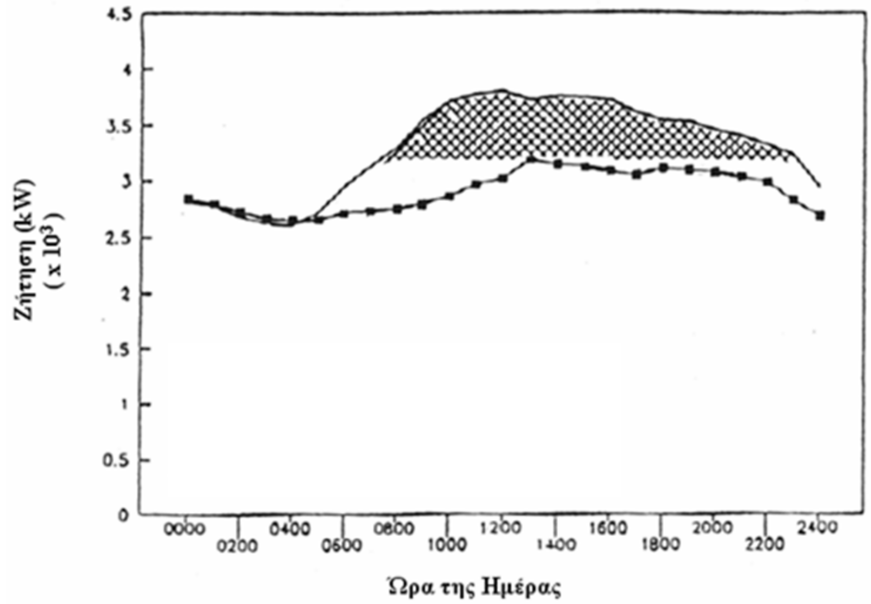
Εργάσιμη ημέρα (μέσος όρος)

Προμηθευόμενη ενέργεια από δίκτυο πόλης

ώστε να παρακολουθεί το ηλεκτρικό ή το θερμικό φορτίο. Στην περίπτωση αυτή, το σύστημα λειτουργεί, όπως στο σχεδιασμό ανάλογα με το βασικό ηλεκτρικό φορτίο με καθορισμό μιας στάθμης του ηλεκτρικού φορτίου της εγκατάστασης που αντιστοιχεί σε ένα ορισμένο σημείο της καμπύλης φορτίου, κάτω από το οποίο αρχίζει να παρακολουθεί το φορτίο (σχήμα Ι.2.8.4-1)[26]. Σύμφωνα με το σχεδιασμό αυτό, μπορεί να απαιτηθεί πρόσθετη ηλεκτρική ενέργεια από το δίκτυο της πόλης ή απόρριψη θερμότητας ή επιπρόσθετη θερμική ενέργεια από συμβατική πηγή (λέβητας).

2.8.5 Σχεδιασμός με βάση την κάλυψη του ηλεκτρικού φορτίου αιχμής

Ένα σύστημα συμπαραγωγής μπορεί να σχεδιασθεί για να ικανοποιήσει τις απαιτήσεις αιχμής της ηλεκτρικής ενέργειας, αποφεύγοντας κατ’αυτόν τον τρόπο τη ζήτηση ηλεκτρικής ενέργειας από το δίκτυο (σχήμα Ι.2.8.5-1). Ο σχεδιασμός αυτός αναφέρεται σε



Σχήμα. Ι.2.8.5-1: Λειτουργία συστήματος συμπαραγωγής βασισμένη σε φορτίο αιχμής [26].

■ Σαββατοκύριακο

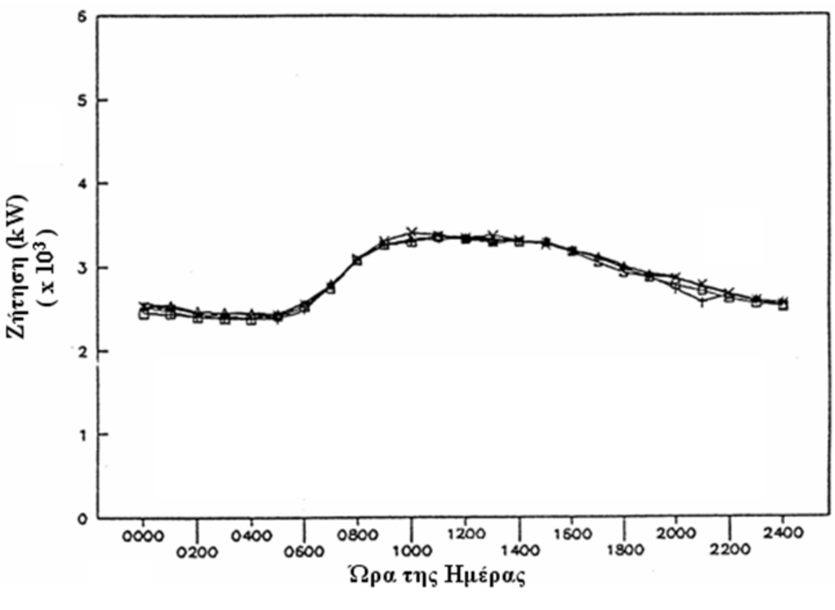
▬ Εργάσιμη ημέρα (μέσος όρος)

⊠ Φορτίο αιχμής

□ Προμηθευόμενη ενέργεια από δίκτυο πόλης δύο περιπτώσεις: 1) στο φορτίο αιχμής της εγκατάστασης, όπου η παραγόμενη στην εγκατάσταση ηλεκτρική ενέργεια λειτουργεί μόνο κατά τη διάρκεια ζήτησης φορτίου αιχμής της εγκατάστασης και 2) στο φορτίο αιχμής του δικτύου, όπου η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια στο σύστημα καλύπτει τις περιόδους αιχμής του δικτύου. Ο σχεδιασμός αυτός βελτιώνει το συντελεστή ισχύος της αγοραζόμενης ηλεκτρικής ενέργειας και μειώνει το μέσο κόστος της ηλεκτρικής ενέργειας, σε περιπτώσεις ειδικών τιμολόγιων για συγκεκριμένες ώρες την ημέρα ή οικονομικών επιβαρύνσεων εξαιτίας μέγιστης ζήτησης ή και τα δύο [26]. Η εξοικονόμηση από την εφαρμογή ενός τέτοιου συστήματος μπορεί να είναι σημαντική, απαιτώντας μόνο την ελάχιστη λειτουργία του.

2.9 Εφαρμογή συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας σε υπάρχοντα νοσοκομεία

Οι εγκαταστάσεις μικρής συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας σε υπάρχοντα νοσοκομεία βασίζονται στα πραγματικά δεδομένα των ενεργειακών απαιτήσεων τους. Συνήθως οι ηλεκτρικές καταναλώσεις είναι διαθέσιμες και μπορούν να χρησιμοποιηθούν άμεσα.

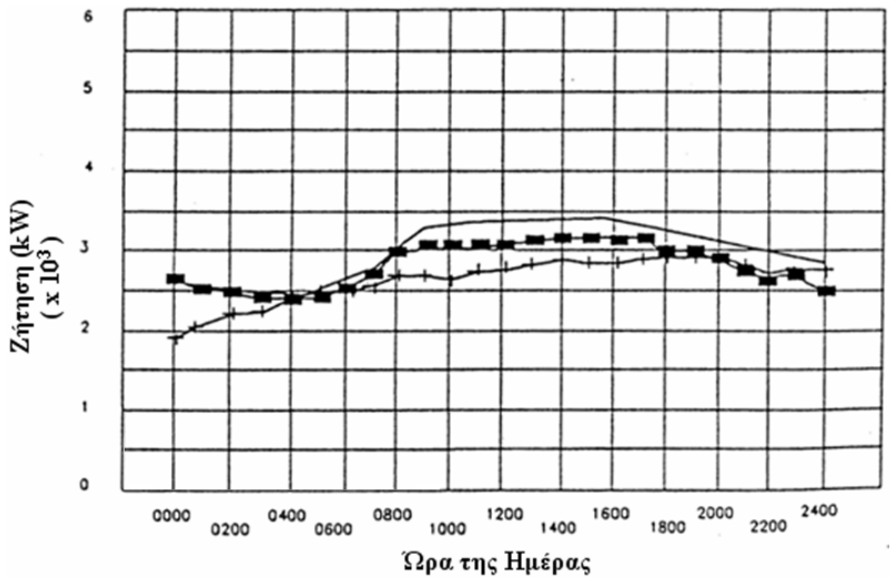


Σχήμα. Ι.2.9-1: Διάγραμμα ηλεκτρικής ζήτησης κατά τη διάρκεια εργάσιμης ημέρας του χειμώνα σε νοσοκομείο [26].

◘	Δευτέρα	▲	Πέμπτη
+	Τρίτη	×	Παρασκευή
—	Τετάρτη		

Στο σχήμα Ι.2.9-1 δίνονται στοιχεία της ωριαίας ζήτησης για ένα νοσοκομείο για τις πέντε εργάσιμες ημέρες και, όπως μπορεί κάποιος να παρατηρήσει, οι μεταβολές της μιας ημέρας από την άλλη είναι μικρές. Στο σχήμα Ι.2.9-2 δίνονται οι απαιτήσεις του νοσοκομείου κατά τη διάρκεια του Σαββατοκύριακου συγκρινόμενες με το μέσο όρο των ενεργειακών απαιτήσεων για τις εργάσιμες ημέρες κατά τη διάρκεια του χειμώνα [26].

Η ενεργειακή κατανάλωση ως συνάρτηση του χρόνου των κτιρίων βασίζεται στην απασχόληση των ατόμων σε αυτά (όπως π.χ. στα νοσοκομεία), ενώ στη βιομηχανία βασίζεται στις διαδικασίες που λαμβάνουν χώρα σε αυτήν [26].



Σχήμα. Ι.2.9-2: Διάγραμμα ηλεκτρικής ζήτησης κατά τη διάρκεια εργάσιμης ημέρας (μέσος όρος) και Σαββατοκύριακου το χειμώνα σε νοσοκομείο [26].

■ Σάββατο

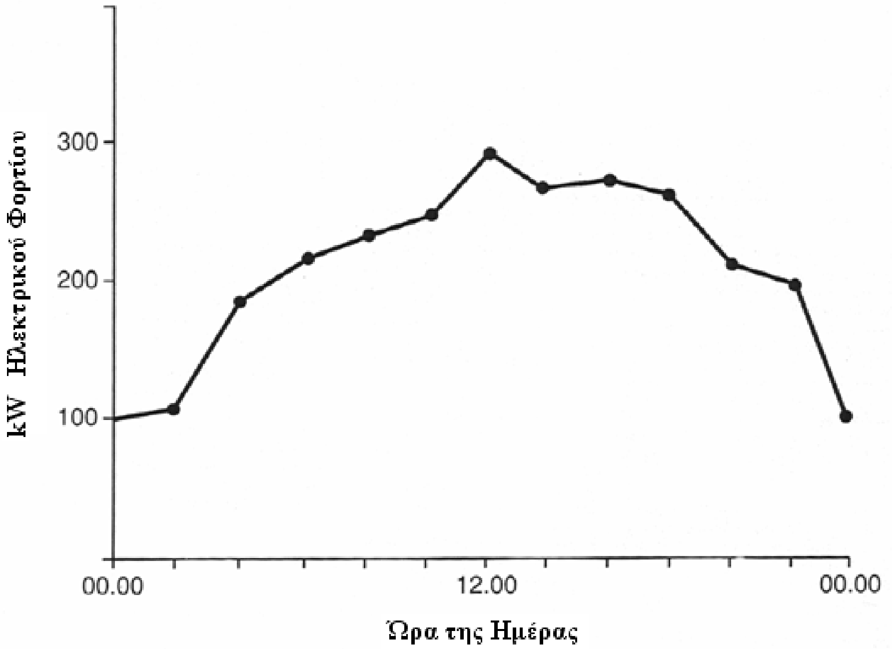
\+ Κυριακή

— Μέσος όρος για εργάσιμες ημέρες

Τα στοιχεία των θερμικών καταναλώσεων (π.χ. πετρελαίου, φυσικού αερίου) δεν είναι άμεσα χρησιμοποιήσιμα και γενικά απαιτούν επιπρόσθετες αναλύσεις, πριν αυτά χρησιμοποιηθούν. Οι περισσότερες εταιρείες παροχής φυσικού αερίου δεν παρέχουν τις ενδείξεις των μετρητών κατανάλωσης σε ωριαία ή ημερήσια βάση στους καταναλωτές. Επομένως, μελέτες βασισμένες στις μηνιαίες καταναλώσεις είναι μεν χρήσιμες αλλά δεν επαρκούν στο στάδιο του τελικού σχεδιασμού και της λήψης της απόφασης [26].

Μερικά καύσιμα, όπως είναι το φυσικό αέριο, μπορεί να εξυπηρετούν αρκετές λειτουργίες σε ένα νοσοκομείο (κυρίως στο μαγείρεμα, στο πλυντήριο, στην παραγωγή ατμού και στο θερμό νερό). Στις περιπτώσεις αυτές, είναι αναγκαίο να διαχωριστεί η ολική χρήση φυσικού αερίου σε συνιστώσες και να καθοριστεί ποιες από αυτές μπορούν να αντικατασταθούν από ανακτώμενη θερμότητα και ποιες όχι [26].

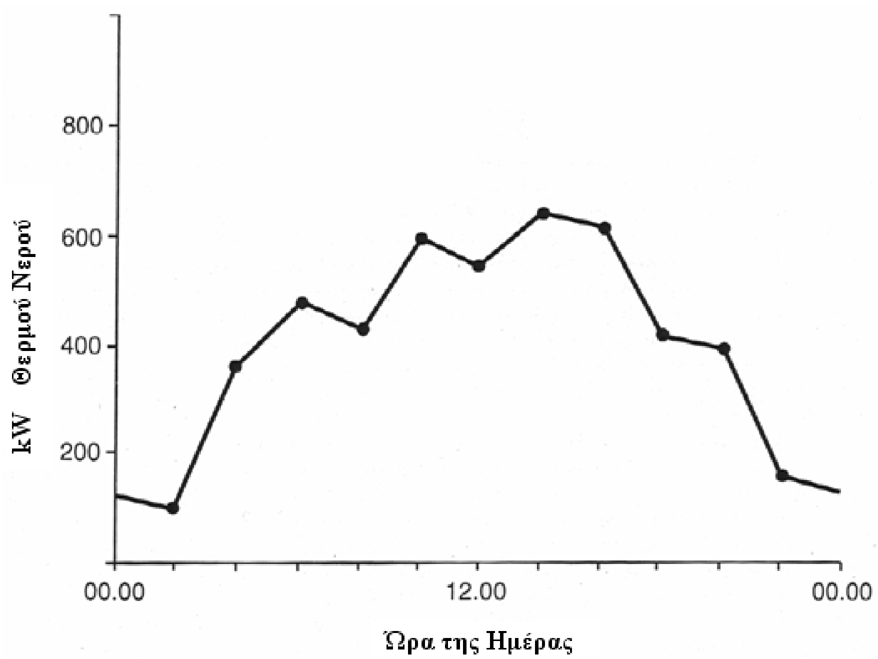
2.9.1 Προσδιορισμός του ηλεκτρικού φορτίου



Σχήμα. Ι.2.9.1-1: Τυπική χαρακτηριστική ηλεκτρικού φορτίου[15].

Οι χαρακτηριστικές ηλεκτρικού φορτίου μπορούν να προσδιορισθούν σχετικά εύκολα χρησιμοποιώντας ένα φορητό καταγραφικό όργανο ηλεκτρικού φορτίου [15]. Το καταγραφικό παρέχει συνήθως πληροφόρηση ανά ημίωρο για την κατανάλωση ενέργειας καθώς και τον συντελεστή ισχύος. Είναι σημαντικό το καταγραφικό να χρησιμοποιηθεί για μια αρκετά μακρά περίοδο, ώστε να υπάρξει η δυνατότητα ακριβούς χάραξης της χαρακτηριστικής του ηλεκτρικού φορτίου και να προσδιορισθούν μεγάλες διαφοροποιήσεις, εφόσον αυτές συμβαίνουν, στην κατανάλωση μιας κανονικής εργάσιμης ημέρας της εβδομάδας και του Σαββατοκύριακου. Επίσης, εάν τα μηνιαία τιμολόγια κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας εμφανίζουν μεγάλες εποχιακές αποκλίσεις (πχ. ως αποτέλεσμα των φορτίων κλιματισμού κατά τη διάρκεια του καλοκαιριού ή θέρμανσης μέσω ηλεκτρισμού σε προσωρινά οικήματα κατά τη διάρκεια του χειμώνα), μπορεί να είναι αναγκαίο να χρησιμοποιηθεί ένα καταγραφικό για να προσδιορισθεί ο χρόνος και η διάρκεια των αποκλίσεων αυτών. Ένα παράδειγμα μιας τυπικής καμπύλης του ηλεκτρικού φορτίου φαίνεται στο σχήμα Ι.2.9.1-1.

2.9.2 Προσδιορισμός του θερμικού φορτίου



Σχήμα. Ι.2.9.2-1: Τυπική χαρακτηριστική φορτίου θερμού νερού [15].

Τα θερμικά φορτία είναι δυσκολότερο να μετρηθούν με ακρίβεια όπως τα ηλεκτρικά φορτία. Όμως, είναι επίσης πολύ σημαντικό να υπάρχει μια πλήρης γνώση του θερμικού φορτίου σε ένα νοσοκομείο. Ένας αριθμός από υπάρχουσες εγκαταστάσεις συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας δεν υπήρξαν επιτυχείς, γιατί δεν είχαν τα αναμενόμενα οικονομικά αποτελέσματα, ως άμεση συνέπεια του μη επακριβούς καθορισμού του θερμικού φορτίου που μερικές φορές βασίσθηκε μόνο στο μέγεθος του ήδη εγκατεστημένου λέβητα. Το πρόβλημα αυτό μπορεί να ξεπερασθεί, εάν ληφθούν επιπρόσθετες μετρήσεις της θερμικής ζήτησης στο νοσοκομείο και χαραχθεί η χαρακτηριστική του θερμικού φορτίου [15].

Ο ακριβής προσδιορισμός του μεγέθους του συστήματος συμπαραγωγής δεν γίνεται με βάση τη μέγιστη θερμική απαίτηση αλλά λαμβάνεται κυρίως υπόψη η συνολική χρονική απαίτηση του θερμικού φορτίου του νοσοκομείου. Ένα τυπικό παράδειγμα απαιτούμενης θερμικής ενέργειας για θερμό νερό δίδεται στο σχήμα Ι.2.9.2-1.

Τα θερμικά φορτία μπορούν να προσδιορισθούν λαμβάνοντας μετρήσεις ανά μισή ή μία ώρα από τους μετρητές αερίου των λεβήτων ή παροχής καυσίμου ή των μετρητών ατμού σε μια τυπική περίοδο 24 ωρών. Η διαδικασία αυτή είναι καθοριστική προκειμένου να προσδιοριστεί με ακρίβεια το μέγεθος της εγκατάστασης. Σε ορισμένες περιπτώσεις μπορεί να χρησιμοποιηθεί, αν υπάρχει, το ¨Σύστημα Ενεργειακής Διαχείρισης Κτιρίου (BEMS)¨, για να προσδιορισθούν τα φορτία, χρησιμοποιώντας σήματα από τους μετρητές καυσίμου αερίου ή από τους μετρητές παροχής, όπου αυτοί είναι τοποθετημένοι [15].

Για λέβητες, μια έμμεση μέθοδος υπολογισμού των θερμικών φορτίων είναι η εγκατάσταση μετρητή επάνω στον κύριο αγωγό τροφοδοσίας καυσίμου του λέβητα, ώστε, σε συνδυασμό με τη θερμική ικανότητα και την απόδοσή του, να μπορεί να υπολογιστεί το θερμικό φορτίο του σε ωριαία βάση [15]. Όπως συνέβη και με την καταγραφή του ηλεκτρικού φορτίου, θα πρέπει να προσδιορισθούν οι διαφοροποιήσεις στο φορτίο κατά τις εργάσιμες ημέρες, τα Σαββατοκύριακα, καθώς και αναλόγως της εποχής του έτους.

2.9.3 Το βασικό θερμικό φορτίο ως στοιχείο επιλογής της μονάδας συμπαραγωγής θερμότητας και ηλεκτρισμού στα νοσοκομεία

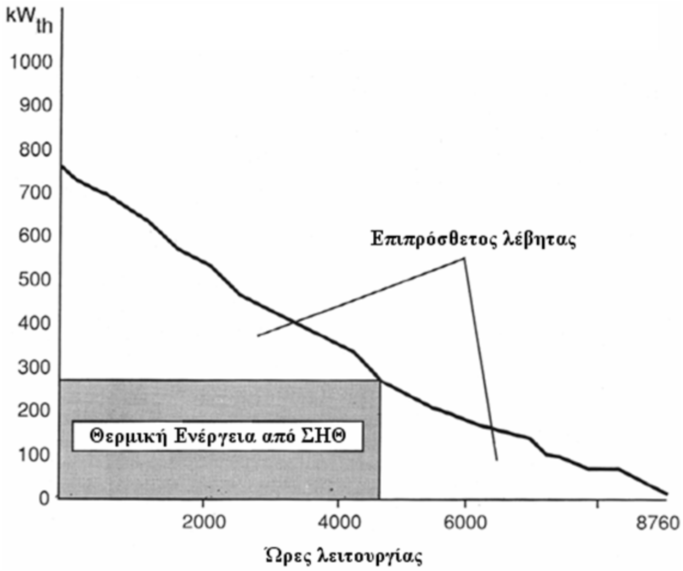
Στην πλειονότητα των περιπτώσεων, η μονάδα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας σε νοσοκομεία σχεδιάζεται για να ικανοποιήσει μόνο το βασικό θερμικό φορτίο, με το ηλεκτρικό δίκτυο να χρησιμοποιείται για να παρέχει το τυχόν απαιτούμενο επιπρόσθετο ηλεκτρικό φορτίο και τους λέβητες να χρησιμοποιούνται για τυχόν κάλυψη εποχικών διακυμάνσεων του θερμικού φορτίου[15]. Το βασικό θερμικό φορτίο λαμβάνεται από την καταγραφή του θερμικού φορτίου κατά τη διάρκεια του θέρους, όταν τα θερμικά φορτία είναι ευκολότερο να προσδιορισθούν [15]. Εάν όμως η μονάδα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας προτίθεται να συμβάλει μερικά ή ολικά σε θέρμανση χώρων, σε κλιματισμό θέρους ή σε άλλο εποχιακό φορτίο, θα πρέπει να υπάρξει απαραίτητα επιπρόσθετη παρακολούθηση και εκτεταμένη καταγραφή των φορτίων. Είναι λανθασμένο να βασίζεται το μέγεθος της μονάδας συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας στα ακόλουθα: στην ικανότητα ή τον αριθμό υπαρχόντων λέβητων, τον αριθμό κλινών του νοσοκομείου και τον τύπο του νοσοκομείου[15].

Επιπρόσθετα, για να υπάρξει ένας ακριβής υπολογισμός των θερμικών φορτίων, είναι χρήσιμο να προσδιορισθούν μέσω θερμομέτρου οι θερμοκρασίες στις διαφορετικές χρήσεις.

Σημειώνεται ότι, όσο περισσότερες ώρες λειτουργεί η μονάδα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας η οποία επιλέγεται με βάση το βασικό θερμικό φορτίο, τόσο μεγαλύτερο οικονομικό συμφέρον υπάρχει. Τα συστήματα που απαιτούν την εγκατάσταση εξοπλισμού για την αποθήκευση της θερμότητας ώστε να επιτευχθεί ο απαιτούμενος χρόνος λειτουργίας (δηλαδή περισσότερο από 4500 ώρες το χρόνο) θεωρούνται ως μία εναλλακτική λύση η οποία όμως είναι λιγότερο οικονομικά συμφέρουσα [15].

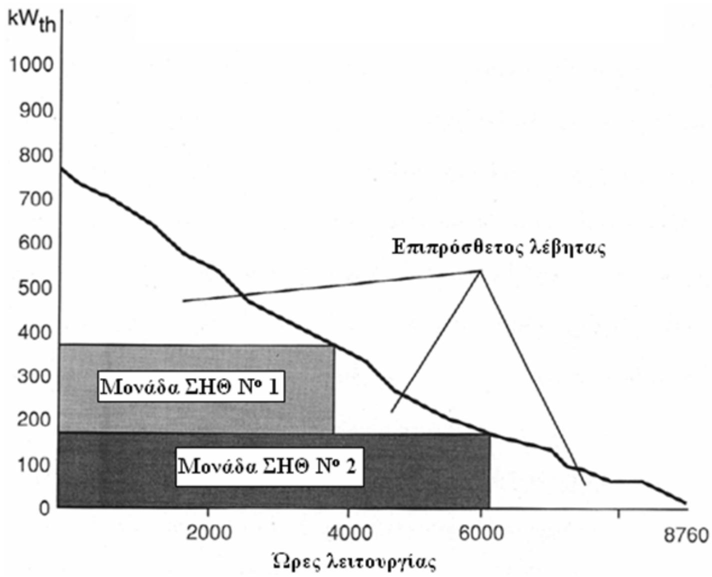
2.9.4 Η χαρακτηριστική χρονικής διάρκειας θερμικού φορτίου

Η χαρακτηριστική χρονικής διάρκειας θερμικού και ηλεκτρικού φορτίου μιας εγκατάστασης συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας είναι σημαντική, εάν η μονάδα λειτουργεί σε κάποια θερμική ή ηλεκτρική ισχύ μεγαλύτερη από αυτήν που καθορίζεται από το αντίστοιχο βασικό φορτίο. Οι χαρακτηριστικές αυτές δείχνουν τη ζήτηση (kW_{th}) που υπάρχει σε συνολικό αριθμό ωρών λειτουργίας ετησίως, σε μια ορισμένη ισχύ ή για μικρότερη από αυτήν. Χαρακτηριστικές χρονικής διάρκειας θερμικού φορτίου φαίνονται στα σχήματα 2.9.4-1 και 2.9.4-2, όπου ο κάθετος άξονας δείχνει τη θερμική ζήτηση και ο οριζόντιος άξονας τον αριθμό των ωρών ανά έτος [15].



Σχήμα. Ι.2.9.4-1: Χαρακτηριστική χρονικής διάρκειας θερμικού φορτίου που δείχνει την πιθανή επιλογή μιας μονάδας συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας (ΣΗΘ) βασιζόμενη στην παρεχόμενη θερμότητα από αυτήν [15].

Οι χαρακτηριστικές των σχημάτων Ι.2.9.4-1 και Ι.2.9.4-2 δείχνουν την ύπαρξη ενός στιγμιαίου μέγιστου θερμικού φορτίου 750kW, όπως, επίσης, ότι ένα θερμικό φορτίο μεγέθους 530kW εμφανίσθηκε για έναν αριθμό ωρών κατά τη διάρκεια του έτους. Οι εν λόγω χαρακτηριστικές καθιστούν δυνατή την ακριβή διαστασιολόγηση της μονάδας συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας, ώστε αυτή να λειτουργεί με τον πλέον οικονομικό τρόπο. Επίσης, βοηθούν να προσδιορισθεί εάν θα πρέπει να ενταχθούν περισσότερες από μία μονάδες στο σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας (π.χ. 2 μονάδες συμπαραγωγής κατά το σχήμα Ι.2.9.4-2 έναντι 1 μονάδας κατά το σχήμα Ι.2.9.4-1).



Σχήμα. Ι.2.9.4-2: Χαρακτηριστική χρονικής διάρκειας θερμικού φορτίου που δείχνει την πιθανή επιλογή μονάδων συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας (ΣΗΘ) χρησιμοποιώντας την παρεχόμενη θερμότητα απο δύο μονάδες συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας(ΣΗΘ N^o1 και ΣΗΘ N^o2) [15].

Η χάραξη των χαρακτηριστικών χρονικής διαρκείας φορτίου είναι μία διαδικασία σύνθετη και χρονοβόρα και απαιτείται εξειδικευμένο προσωπικό καθώς και χρήση ειδικού προγράμματος Η/Υ [15].

2.10 Εφαρμογή συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας σε νέα νοσοκομεία

Η εγκατάσταση συστημάτων συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας έχει μικρότερο κόστος σε νέα νοσοκομεία, γιατί δεν πρόκειται για πρόσθετο εξοπλισμό [26]. Ακόμη, εάν το σύστημα συμπαραγωγής μειώνει με την εγκατάσταση του την απαίτηση για ένα σημαντικό τμήμα του συμβατικού εξοπλισμού, όπως είναι ένας δεύτερος ή ένας τρίτος λέβητας ή μία γεννήτρια έκτακτης ανάγκης, το κόστος του εξοπλισμού αυτού μπορεί να πιστωθεί στον προϋπολογισμό του συστήματος συμπαραγωγής, βελτιώνοντας κατ'αυτόν τον τρόπο το χρόνο απόσβεσης. Η διαστασιολόγηση ενός συστήματος συμπαραγωγής σε ένα νέο νοσοκομείο αντιμετωπίζει προβλήματα που δεν εμφανίζονται κατά την υιοθέτηση του συστήματος συμπαραγωγής σε υπάρχοντα νοσοκομεία για τα οποία τα ενεργειακά μεγέθη είναι δεδομένα [26]. Το βασικότερο από αυτά είναι ότι τα διάφορα μηχανήματα που αποτελούν ένα σύστημα συμπαραγωγής έχουν συνήθως μεγαλύτερους χρόνους παράδοσης από τα περισσότερα συμβατικά συστήματα [26]. Επίσης, υπάρχει ελλιπής πληροφόρηση για τα συμβατικά ενεργειακά φορτία [26].

Μια χρήσιμη πηγή πληροφόρησης για τα ενεργειακά φορτία νέων νοσοκομείων μπορεί να είναι τα δεδομένα από υπάρχοντα όμοια νοσοκομεία, όμως οι αλλαγές σε πρακτικές κυρίως αρχιτεκτονικού σχεδιασμού μπορεί να επιφέρουν διαφοροποιήσεις στις ενεργειακές απαιτήσεις των νέων νοσοκομείων. Επίσης, αλλαγές τεχνολογίας καθώς και διαδικασιών και διαφοροποιήσεις ως προς τον απασχολούμενο αριθμό ατόμων στα νοσοκομεία κ.λ.π μπορεί να επιφέρουν αλλαγές στα φορτία [26].

Μια κοινά αποδεκτή τεχνική για τον ποσοτικό προσδιορισμό των φορτίων και την εκτίμηση της απόδοσης των διαφόρων συστημάτων του νοσοκομείου είναι η προσομοίωση μέσω ηλεκτρονικού υπολογιστή. Υπάρχει ένας αριθμός εμπορικά διαθέσιμων προγραμμάτων τα οποία έχουν διαφορετικές απαιτήσεις ως προς τα δεδομένα που χρειάζονται. Οι απλούστερες τεχνικές βασίζονται μόνο σε στοιχεία που αφορούν το σχεδιασμό του κτιρίου, τη χρήση, την απασχόληση των ατόμων σε αυτό και μετεωρολογικά στοιχεία ως βάση για τις προβλεπόμενες ωριαίες ενεργειακές απαιτήσεις. Τα υπολογιζόμενα φορτία μπορεί να χρησιμοποιηθούν ως βάση για την μοντελοποίηση της απόδοσης και του κόστους των συστημάτων συμπαραγωγής στο νοσοκομείο [26]. Αρκετά προγράμματα από αυτά βασίζονται στον υπολογισμό των φορτίων για κάθε ώρα του έτους. Άλλα λιγότερο περιεκτικά προγράμματα μοντελοποιούν τις ενεργειακές ανάγκες του κτιρίου για έναν περιορισμένο αριθμό ημερών ανά μήνα, για να προσεγγίσουν τα αποτελέσματα που λαμβάνονται με εφαρμογή του μοντέλου αυτού για τις 8760 ώρες του έτους. Το κόστος αυτής της μοντελοποίησης βρίσκεται συνήθως σε πλήρη αναλογία με την ακρίβεια η οποία επιτυγχάνεται μέσω του μοντέλου και πρέπει να ικανοποιεί την απαιτούμενη ακρίβεια για τη λήψη απόφασης [26]. Οι μηνιαίες ενεργειακές καταναλώσεις του νοσοκομείου είναι περισσότερο από ικανοποιητικές στο αρχικό στάδιο αξιολόγησης, ενώ η λεπτομερής μοντελοποίηση για τις ωριαίες ενεργειακές καταναλώσεις είναι συνήθως απαιτητή μόνο για την απόφαση για τον τελικό σχεδιασμό [26].

2.11 Βασικές απαιτήσεις για την επιτυχή ολοκλήρωση εγκατάστασης συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας σε υπάρχοντα νοσοκομεία

Οι βασικές απαιτήσεις για την επιτυχή ολοκλήρωση ενός συστήματος συμπαραγωγής σε υπάρχοντα νοσοκομεία (αφού έχουν προσδιορισθεί και έχουν ληφθεί υπ΄όψιν όλα τα μέτρα εξοικονόμησης ενέργειας) είναι οι παρακάτω[15]:

- Η ταυτόχρονη ύπαρξη βασικής απαίτησης για ηλεκτρικό φορτίο που υπερβαίνει τα $40kW_e$ και θερμικού φορτίου που υπερβαίνει τα $100kW_{th}$ αντίστοιχα για περισσότερες από 4500 ώρες / έτος.
- Η ύπαρξη δυνατότητας προμήθειας ενός κατάλληλου καυσίμου (πχ. φυσικού αερίου).
- Η ύπαρξη της κατάλληλης πρόσβασης, καθώς και ο κατάλληλος χώρος εγκατάστασης για μία μονάδα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας. Εννοείται ότι η επιλεγείσα τοποθεσία πρέπει να είναι κατάλληλη σε σχέση με τυχόν προκαλούμενη όχληση (θόρυβος, καυσαέρια κλπ.).
- Τα στοιχεία που αφορούν τις ηλεκτρικές καταναλώσεις και τις καταναλώσεις καυσίμων του νοσοκομείου να είναι διαθέσιμα σε μηνιαία βάση.
- Η ύπαρξη σχεδιασμού κάποιων μελλοντικών αλλαγών – επεκτάσεων, καθώς και οι πιθανές επιδράσεις τους στο μέγεθος και στην οικονομική βιωσιμότητα του συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας.
- Η επίπτωση της εγκατάστασης συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας σε θέματα που αφορούν στην προστασία και στην ασφάλεια της παροχής ενέργειας.
- Τα μέσα πυροπροστασίας.
- Οι απαιτήσεις που αφορούν την αναβάθμιση κάποιου τμήματος του δικτύου διανομής θερμότητας και ηλεκτρισμού ή του συστήματος ελέγχου ως αποτέλεσμα της εγκατάστασης συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας.
- Να έχει υπολογισθεί με ακρίβεια το κόστος λειτουργίας και συντήρησης.
- Να έχουν υπολογισθεί με ακρίβεια τα έσοδα από τη μονάδα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας που πιθανόν να προκύπτουν από πώληση ηλεκτρικής ενέργειας στο δίκτυο της πόλης.
- Να υπάρχει διαθέσιμο έμπειρο και εκπαιδευμένο προσωπικό (που ανήκει στο νοσοκομείο ή παρέχεται από εταιρεία βάσει συμβολαίου) ικανό να λειτουργήσει

και να συντηρήσει την εγκατάσταση, ώστε αυτή να παρέχει τη μέγιστη αξιοπιστία και απόδοση.

2.12 Ένταξη του συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας μέσα σε ένα νοσοκομείο

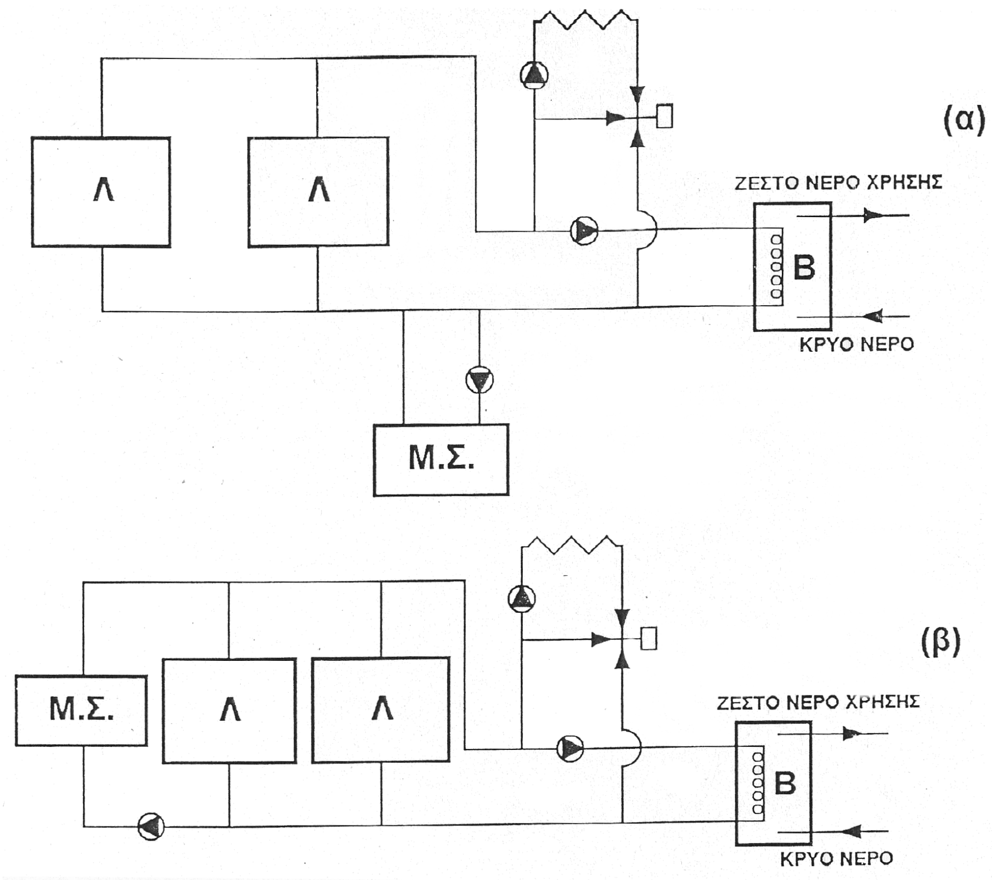
Ένα σύστημα συμπαραγωγής δε λειτουργεί μεμονωμένα, είναι ένα ολοκληρωμένο σύστημα που αποτελεί, όμως, τμήμα μιας μεγαλύτερης και περισσότερο σύνθετης εγκατάστασης. Η αποδοτική και αξιόπιστη λειτουργία του απαιτεί μια προσεκτική θεώρηση της ένταξής του στο υφιστάμενο δίκτυο θερμού νερού, καθώς και στη σύνδεσή του με το κύριο δίκτυο παροχής ηλεκτρικής ενέργειας [15].

Θα πρέπει επίσης να ληφθεί πρόβλεψη για ανάγκη παροχής και πιθανόν αποθήκευσης καυσίμου, καθώς και για την εξαγωγή των καυσαερίων. Θα πρέπει να υπογραμμισθεί ότι η επιτυχής έκβαση κάθε εγκατάστασης συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας εξαρτάται από τη μεγιστοποίηση της αποδιδόμενης θερμότητας από αυτήν στο σύστημα του νοσοκομείου.

Αν και η διαστασιολόγηση του συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας ως προς το θερμικό φορτίο μπορεί να είναι ικανοποιητική, εν τούτοις τυχόν πρόβλημα παροχών και θερμοκρασιών θερμού νερού είναι δυνατόν να εμποδίσει την πλήρη χρήση της θερμότητας της παρεχόμενης από το σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας και, επομένως, να υπονομεύσει την οικονομική του βιωσιμότητα.

Το σχήμα Ι.2.1.2-1 που ακολουθεί αφορά τη σύνδεση ενός συστήματος συμπαραγωγής σε υπάρχουσα εγκατάσταση που καλύπτει τις απαιτήσεις σε θερμό νερό και θέρμανση ενός νοσοκομείου. Η επιλογή αυτή έγινε, γιατί είναι ενδεικτική της άμεσης εφαρμογής των συστημάτων συμπαραγωγής στα υπάρχοντα, κυρίως, νοσοκομεία της χώρας μας [73].

Η σε σειρά σύνδεση προς το λέβητα (σχήμα Ι 2.1.2-1α) είναι η πλέον συμφέρουσα σε υπάρχουσα εγκατάσταση, γιατί απαιτεί τη μικρότερη παρέμβαση [15,65]. Η σύνδεση αυτή γίνεται στην κύρια γραμμή επιστροφής. Επιπρόσθετες μονάδες μπορούν να συνδεθούν με τον ίδιο τρόπο. Η παράλληλη σύνδεση (σχήμα Ι 2.1.2-1β) [15,65] προτιμάται σε νέες εγκαταστάσεις και γενικά όταν το σύστημα συμπαραγωγής προσφέρει σημαντικό τμήμα του θερμικού φορτίου. Σημειώνεται ότι και στους δύο τρόπους σύνδεσης η μονάδα συμπαραγωγής θα λειτουργεί με προτεραιότητα, προκειμένου να καλύψει αυτή πρώτη τα



Σχήμα. Ι.2.1.2-1: Παράδειγμα σύνδεσης συστήματος συμπαραγωγής σε υπάρχουσα εγκατάσταση θερμού νερού χρήσης και δίκτυο θέρμανσης σε ένα νοσοκομείο [26].

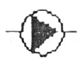
(α) : Σύνδεση σε σειρά με το λέβητα

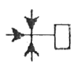
(β) : Σύνδεση Παράλληλα προς το λέβητα

Λ : Λέβητας

Μ.Σ. : Μονάδα συμπαραγωγής

Β : Boiler

 : Κυκλοφορητής

 : Τρίοδος Βάνα

 : Σερπαντίνα παραγωγής θερμού νερού

 : Θερμαντικό σώμα

απαιτούμενα θερμικά φορτία. Τυχόν αυξημένες απαιτήσεις σε θερμικά φορτία καλύπτονται από παράλληλη προς τη μονάδα συμπαραγωγής λειτουργία των υπαρχόντων λεβήτων που ρυθμίζεται μέσω κατάλληλων διατάξεων αυτοματισμού.

Η μονάδα συμπαραγωγής διαθέτει το δικό της κυκλοφορητή θερμού νερού, εξαιτίας των γενικά αυξημένων αντιστάσεων (τριβών) σε αυτήν.

Η σύνδεση γίνεται προς το δίκτυο μέσης τάσης της πόλης, γιατί τα νοσοκομεία είναι συνήθως καταναλωτές μέσης τάσης. Έτσι, στο δίκτυο αυτό μπορεί να διατίθεται σε συνεχή βάση η ηλεκτρική ενέργεια που παράγεται από το σύστημα συμπαραγωγής. Για να γίνει η σύνδεση αυτή, πρέπει να πραγματοποιηθεί μελέτη παραλληλισμού προς το δίκτυο της πόλης, ώστε το νοσοκομείο να παρέχει ενέργεια στο δίκτυο της πόλης (όταν πλεονάζει η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας στο νοσοκομείο). Ο παραπάνω παραλληλισμός γίνεται μέσω μετασχηματιστή ανύψωσης της τάσης (συνήθως 0,4kV/20kV), οπότε θα ισχύουν οι προϋποθέσεις συγχρονισμού με το δίκτυο της πόλης, όπως αυτές καθορίζονται από τους κανονισμούς.

Σε περίπτωση που το νοσοκομείο δεν είναι πελάτης μέσης τάσης, θα πρέπει να εξασφαλιστεί ότι από τον παραλληλισμό στη χαμηλή τάση θα μπορεί να διατίθεται σε συνεχή βάση η πλεονάζουσα ηλεκτρική ενέργεια του συστήματος συμπαραγωγής προς το δίκτυο χαμηλής τάσης της ΔΕΗ. Όταν δεν μπορεί να συμβεί αυτό, τότε θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί μετασχηματιστής μέσης τάσης, ώστε η ηλεκτρική ενέργεια από το σύστημα συμπαραγωγής να διατίθεται στο δίκτυο μέσης τάσης, εφόσον βέβαια είναι αυτό δυνατό από τεχνικής πλευράς.

2.13 Συμπαραγωγή και ψύξη μέσω μονάδας απορρόφησης

Η ψύξη με μηχανική συμπίεση, που είναι ο συμβατικός τρόπος που χρησιμοποιείται μέχρι σήμερα επιτυχώς για την επίτευξη δροσισμού των χώρων, χρησιμοποιείται με πολλούς και διαφορετικούς τρόπους [52,55].

Η ψύξη με απορρόφηση δεν φαίνεται πιθανόν να αντικαταστήσει σε μεγάλη κλίμακα τα συμβατικά συστήματα, αλλά υπάρχουν πολλές εφαρμογές όπου αυτή μπορεί να προσφέρει μια εναλλακτική λύση που να καλύπτει ικανοποιητικά τις τεχνικές, οικονομικές και περιβαλλοντικές απαιτήσεις της εγκατάστασης[55,64,101].

Η ψύξη με απορρόφηση κρίνεται σκόπιμο να εξετάζεται, ως πιθανή λύση, αν απαιτείται κλιματισμός θέρους των χώρων και ισχύει τουλάχιστον ένας από τους ακόλουθους παράγοντες [101]:

- Υπάρχει μία μονάδα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού - θερμότητας και δεν γίνεται χρήση όλης της διαθέσιμης θερμότητας αυτής ή εξετάζεται το ενδεχόμενο εγκατάστασης μιας νέας μονάδας συμπαραγωγής.
- Υπάρχει απορριπτόμενη θερμότητα.
- Υπάρχει διαθέσιμη πηγή καυσίμου μικρού κόστους (π.χ. βιοαέριο).
- Ο βαθμός απόδοσης του λέβητα εμφανίζεται χαμηλός εξαιτίας της μικρής παραγωγής αυτού (ειδικά κατά τους καλοκαιρινούς μήνες).
- Η εγκατάσταση έχει περιορισμένη παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος και απαιτείται υψηλό κόστος για την αναβάθμιση της.
- Η κτιριακή εγκατάσταση έχει ανάγκες για περισσότερο δροσισμό αλλά υπάρχει περιορισμένη ηλεκτρική παραγωγή η οποία έχει σημαντικό κόστος για να αυξηθεί και να υπάρχει διαθέσιμη και επαρκής παροχή θερμότητας.

Η ψύξη με απορρόφηση αποτελεί έναν επιπλέον καταναλωτή θερμότητας [15,56] και ως εκ τούτου ενδιαφέρει ως φορτίο συμπαραγωγής θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας, με όλες τις ευεργετικές επιπτώσεις που έχει αυτό ως προς την τιμή πώλησης της ενέργειας και της επιδότησης κεφαλαίων[95].

Υπάρχουν πολλά είδη ψύκτη με απορρόφηση αλλά τα βασικά συστήματα είναι δύο[52,55,101]:

- συστήματα βρωμιούχου λιθίου/νερού, και
- συστήματα αμμωνίας/νερού.

Τα συστήματα βρωμιούχου λιθίου/νερού είναι ευρέως διαθέσιμα σε τυποποιημένες μονάδες σε μεγέθη που κυμαίνονται από 100kW έως 1000kW ψυκτικής ικανότητας. Κάποιες από αυτές τις μονάδες έχουν τοποθετηθεί και σε νοσοκομεία και γενικά η τεχνολογία θεωρείται δοκιμασμένη[56].

Μικρές μονάδες (30-100kW ψυκτικής ικανότητας) αμμωνίας/νερού με δυνατότητα απευθείας καύσης είναι επίσης διαθέσιμες στην αγορά. Μεγαλύτερες τυποποιημένες μονάδες αμμωνίας/νερού (100-800kW ψυκτικής ικανότητας) διατίθενται επίσης στην αγορά, αλλά ως ειδικές κατασκευές[101].

Η θερμοδυναμική θεώρηση του τρόπου λειτουργίας ενός ψύκτη με απορρόφηση καθώς και τιμές του συντελεστή φόρτισης ή λειτουργίας δίνονται στο Παράρτημα Β.

Οι μονάδες απορρόφησης, εκτός του διαχωρισμού τους σύμφωνα με τα προαναφερθέντα χημικά διαλύματα που χρησιμοποιούν, διακρίνονται επίσης σύμφωνα με το μέσο της θερμότητας που χρησιμοποιούν και τη θερμοκρασία αυτού[101].

Η χρήση αεριοστρόβιλου ως κινητήριας μηχανής σε μονάδα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας, δίνει τη δυνατότητα παραγωγής ατμού από ένα λέβητα καυσαερίων που είναι ικανός να παράγει ατμό σε οποιαδήποτε πίεση, και είναι κατάλληλος για χρήση του σε μονάδα ψύξης [56,101].

Η χρήση παλινδρομικών μηχανών ως κινητήριων μηχανών συμπαραγωγής ηλεκτρισμού - θερμότητας παράγει θερμό νερό σε θερμοκρασία 85-90°C [56,101]. Αυτό είναι κατάλληλο για ψύκτη απορρόφησης με μειωμένη απόδοση έναντι της ονομαστικής.

Σε κάποιες μηχανές μεγαλύτερης ισχύος είναι δυνατό να παραχθή ατμός από τα καυσαέρια, χρησιμοποιώντας το χαμηλότερης θερμοκρασίας νερό από το σύστημα ψύξης της μηχανής.

ΙΙ. ΣΚΟΠΟΣ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Όπως έχει προαναφερθεί στις παραγράφους Ι.1.2 και Ι.1.3, τα νοσοκομεία είναι μεγάλοι καταναλωτές ενέργειας στον κτιριακό τομέα [19,29,35,36,39,47,76].

Η υψηλή ενεργειακή κατανάλωση στα νοσοκομεία παρατηρείται εξαιτίας της συνεχώς αυξανόμενης χρήσης εξειδικευμένου ιατρικού εξοπλισμού (ως απόρροια της αλματώδους τεχνολογικής εξέλιξης), των υψηλών απαιτήσεων σε θέρμανση, δροσισμό, αερισμό και εξαερισμό, όπως και από τα διαφορετικά συστήματα και υπηρεσίες που είναι απαραίτητα για την εύρυθμη λειτουργία του νοσοκομείου (κυρίως το συγκρότημα προετοιμασίας γευμάτων, το συγκρότημα πλυντηρίων, την αποστείρωση και την παραγωγή θερμού νερού χρήσης)

Από όσα αναφέρθηκαν στην εισαγωγή, γίνεται φανερό ότι ο υπολογισμός των μεμονωμένων αλλά και των συνολικών ενεργειακών καταναλώσεων σε νοσοκομεία δεν είναι μία απλή διαδικασία, εξαιτίας των δυσκολιών που παρουσιάζουν η συλλογή και η καταγραφή των κατάλληλων στοιχείων σε αυτά, καθώς και η επεξεργασία αυτών των στοιχείων. Επιπρόσθετα, κάθε νοσοκομείο είναι μοναδικό ως προς τη σχεδίαση, το μέγεθος του και τις διαφορετικές εξειδικευμένες και μη υπηρεσίες που αυτό παρέχει, αφού στο νοσοκομείο συνυπάρχουν πολλά και εξειδικευμένα συστήματα, όπως κλιματισμός ειδικών απαιτήσεων, αποστείρωση κ.ά. που δεν συναντώνται σε άλλες κατηγορίες κτιρίων.

Για τους λόγους αυτούς, καταβάλλεται στην εργασία αυτή μια προσπάθεια για να προταθούν μέθοδοι υπολογισμού των σημαντικότερων ηλεκτρικών και θερμικών καταναλώσεων στα Ελληνικά νοσοκομεία, ώστε να είναι δυνατή η εφαρμογή συμπαραγωγής. Στα πλαίσια αυτά, συνελέγησαν στοιχεία από σύγχρονα ελληνικά νοσοκομεία, τα οποία θεωρήθηκαν αντιπροσωπευτικά ως προς την κτιριολογική τους μορφή και τη λειτουργική τους συγκρότηση και τα οποία κατασκευάστηκαν την τελευταία εικοσαετία για να ικανοποιήσουν βασικές απαιτήσεις (θερμομόνωση, κεντρικό κλιματισμό κλπ.). Τα στοιχεία αυτά αποτέλεσαν αντικείμενο επεξεργασίας, ώστε να διευκολυνθεί η σύγκριση της ενεργειακής απόδοσης (πχ. ανά m^2 θερμαινόμενης-κλιματιζόμενης επιφάνειας), αφού υπήρξε προσπάθεια ομαδοποίησης των διαφόρων χώρων του νοσοκομείου, με κριτήριο την ομοιομορφία των εσωτερικών συνθηκών που επικρατούν σε αυτούς, καθώς και τη συμβολή τους στη λειτουργία του νοσοκομείου.

Αναγκαία υπήρξε η αναφορά σε σχετικούς κανονισμούς διεθνείς και ελληνικούς, καθώς και σε προδιαγραφές που βρίσκουν εφαρμογή στα ελληνικά νοσοκομεία, ώστε να ελεχθούν και να αξιολογηθούν τα συγκεντρωθέντα στοιχεία, αφού ο δημόσιος φορέας κατασκευής νοσοκομείων στην Ελλάδα προσπαθεί να εφαρμόσει, κατά το δυνατό, προδιαγραφές βασιζόμενος σε ευρωπαϊκά και αμερικάνικα πρότυπα αλλά και στην αποκτηθείσα εμπειρία του μετά την κατασκευή και λειτουργία ικανού αριθμού σύγχρονων νοσοκομειακών μονάδων στην Ελλάδα.

Επίσης, αναγκαία στοιχεία για τη διαδικασία υπολογισμών ελήφθησαν από έρευνα επί τόπου σε διάφορα νοσοκομεία, ώστε να προσδιοριστούν ενεργειακοί δείκτες που καθιστούν εφαρμόσιμη την προτεινόμενη διαδικασία υπολογισμού των ηλεκτρικών και θερμικών καταναλώσεων.

Η προτεινόμενη διαδικασία καθορισμού των θερμικών και ηλεκτρικών φορτίων στοχεύει στη δυνατότητα εύρεσης των αντίστοιχων μηνιαίων φορτίων, οπότε καθίσταται ευχερής ο προσδιορισμός του λόγου θερμική ενέργεια προς ηλεκτρική ενέργεια (Θ/Η) και ο προσδιορισμός μέσω αυτού του κατάλληλου είδους κινητήριας μηχανής στο σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού θερμότητας.

ΙΙΙ. ΕΝΑΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΗΛΕΚΤΡΙΚΩΝ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΕΩΝ

1. Βασικές κατηγορίες χώρων σε ένα νοσοκομείο

Όπως αναφέρθηκε στις παραγράφους Ι.1.2.1 έως Ι.1.2.7, οι ηλεκτρικές ενεργειακές καταναλώσεις σε ένα νοσοκομείο καλύπτουν κυρίως τις πιο κάτω απαιτήσεις:

- ΦΩΤΙΣΜΟ
- ΧΩΡΟ ΠΡΟΕΤΟΙΜΑΣΙΑΣ ΓΕΥΜΑΤΩΝ
- ΣΥΓΚΡΟΤΗΜΑ ΠΛΥΣΗΣ ΡΟΥΧΩΝ
- ΚΛΙΜΑΤΙΣΜΟ – ΑΕΡΙΣΜΟ
- ΑΝΕΛΚΥΣΤΗΡΕΣ
- ΡΕΥΜΑΤΟΔΟΤΕΣ (ΦΟΡΗΤΟΣ ΙΑΤΡΙΚΟΣ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΣ, ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΣ Η/Υ ΚΛΠ.)

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, έγινε προσπάθεια εύρεσης ενός τρόπου προσδιορισμού των ηλεκτρικών ενεργειακών καταναλώσεων για ένα υπό εξέταση νοσοκομείο ο οποίος να μπορεί να εφαρμοσθεί και για τις τρεις κλιματικές ζώνες(βλ. Παρ. Ι.1.1.1: Σχήμα Ι.1.1-3).

Όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο Ι.1.2, οι διάφοροι χώροι ενός νοσοκομείου εμφανίζουν διαφορετικές απαιτήσεις (φωτισμού, αερισμού, δροσισμού κλπ.). Για το λόγο αυτό, στα πλαίσια της προτεινόμενης μεθόδου υπολογισμού, οι διάφοροι χώροι ενός νοσοκομείου ομαδοποιήθηκαν, με κριτήριο την ομοιομορφία των εσωτερικών συνθηκών που επικρατούν σε αυτούς καθώς και τη συμβολή τους στη λειτουργία του νοσοκομείου. Οι διάφοροι χώροι ενός νοσοκομείου διακρίνονται βασικά σε τέσσερις κατηγορίες $(i = 1....4)$, κατά τον Πίνακα ΙΙΙ.1-1.

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΧΩΡΩΝ (i)	**ΧΩΡΟΙ**
1	Ειδικοί Χώροι (χειρουργεία, ΜΕΠ, ΜΕΘ, κλπ.)
2	Δωμάτια Ασθενών
3	Μονάδες Νοσηλείας
4	Βοηθητικές Μονάδες

Πίνακας ΙΙΙ.1-1: Βασικές κατηγορίες χώρων ανάλογα με την συμβολή τους στη λειτουργικότητα του νοσοκομείου.

2. Υπολογισμός της ηλεκτρικής κατανάλωσης για φωτισμό

Για τον υπολογισμό της ενεργειακής κατανάλωσης για φωτισμό προτείνεται η χρήση της ισχύος ανά μονάδα επιφανείας δαπέδου των χώρων του νοσοκομείου που φωτίζονται από ηλεκτρικούς λαμπτήρες.

Η ημερήσια ενεργειακή κατανάλωση για το φωτισμό δίδεται από τη σχέση:

$$W_{\Phi\Omega T.} = \sum_{i=1}^{4}\left[P_{i,\varphi\omega\tau.} \cdot A_i^{\varphi\omega\tau}\right] \cdot h_d^{\varphi\omega\tau} \cdot \tau \quad \text{σε (Wh/ημέρα)} \qquad (III.2\text{-}1)$$

όπου $P_{i,\varphi\omega\tau.}$ η ισχύς φωτισμού ανά μονάδα επιφανείας δαπέδου των χώρων της κατηγορίας i σε W/m^2 (δίνεται από το πίνακα ΙΙΙ.2-1, όπως αυτός προέκυψε στα πλαίσια της εργασίας αυτής, για κατηγορίες χώρων, όπως αυτές αναφέρθηκαν προηγουμένως), $A_i^{\varphi\omega\tau}$: είναι η συνολική φωτιζόμενη επιφάνεια δαπέδου των χώρων της κατηγορίας i σε m^2 (υπολογίζεται από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου), $h_d^{\varphi\omega\tau}$ η μέση συνολική διάρκεια λειτουργίας του φωτισμού ανά ημέρα σε h/ημέρα και τ συντελεστής ταυτοχρονισμού, ο οποίος λαμβάνεται ίσος με 0,9 [58] για τα ελληνικά νοσοκομεία.

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΧΩΡΩΝ (i)	ΧΩΡΟΙ	ΙΣΧΥΣ ΦΩΤΙΣΜΟΥ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ΔΑΠΕΔΟΥ $P_{i,\varphi\omega\tau.}$ (W/m^2)
1	Ειδικοί Χώροι (χειρουργεία, ..)	12,04
2	Δωμάτια Ασθενών	9,43
3	Μονάδες Νοσηλείας	11,5
4	Βοηθητικές Μονάδες	6,95

Πίνακας ΙΙΙ.2-1: Τιμές του συντελεστή $P_{i,\varphi\omega\tau.}$ για τις 4 κατηγορίες χώρων ενός νοσοκομείου.

Σημειώνεται ότι στη βιβλιογραφία (βλ. παράγραφο Ι.1.2.1) η ισχύς φωτισμού ανά μονάδα επιφανείας δαπέδου δίδεται σχεδόν πάντοτε ενιαία για όλους τους χώρους ενός νοσοκομείου, ενώ, όπως προκύπτει από τον παραπάνω πίνακα, εξαρτάται από την κατηγορία των χώρων. Αυτό συμβαίνει, γιατί τα νοσοκομεία έχουν ειδικές απαιτήσεις φωτισμού οι οποίες μεταβάλλονται αναλόγως της κατηγορίας του χώρου και του σκοπού που εξυπηρετεί ο φωτισμός σε αυτόν [40].

Είναι δεδομένο ότι οι διαφορετικές απαιτήσεις έντασης φωτισμού οδηγούν σε διαφορετική συνολική ηλεκτρική ισχύ των χρησιμοποιούμενων φωτιστικών σωμάτων.

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΧΩΡΩΝ	**ΓΕΝΙΚΟ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΑΚΟ ΝΟΣΟΚΟΜΕΙΟ 700 ΚΛΙΝΩΝ**		
	ΦΩΤΙΣΜΟΣ		
	ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ (m^2)	$P_Φ$ (W)	$P_{φωτ.}$ W/m^2
Μονάδες παροχής κρίσιμης ιατρικής φροντίδας (χειρουργεία, ΜΕΠ, ΜΕΘ, κλπ.)	6113	73168	11,97
Δωμάτια ασθενών	19253	172174	8,94
Μονάδες νοσηλείας	18261	212236	11,07
Βοηθητικές μονάδες	1445	12296	8,51
Σύνολο	45072	459874	10,20
	ΓΕΝΙΚΟ ΠΕΡΙΦΕΡΕΙΑΚΟ ΝΟΣΟΚΟΜΕΙΟ 650 ΚΛΙΝΩΝ		
	ΦΩΤΙΣΜΟΣ		
	ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ (m^2)	$P_Φ$ (W)	$P_{φωτ.}$ W/m^2
Μονάδες παροχής κρίσιμης ιατρικής φροντίδας (χειρουργεία, ΜΕΠ, ΜΕΘ, κλπ.)	8362	101280	12,11
Δωμάτια ασθενών	16955	168233	9,92
Μονάδες νοσηλείας	20725	248726	12,00
Βοηθητικές μονάδες	3484	19019	5,46
Σύνολο	49526	537258	10,85

Πίνακας ΙΙΙ.2-2: Κατανομή ισχύος για φωτισμό ανάλογα με την κατηγορία χώρων σε δύο Ελληνικά νοσοκομεία των 700 κλινών και 650 κλινών αντίστοιχα για προβλεπόμενη ένταση φωτισμού σύμφωνα με τις προδιαγραφές.

$P_{φωτ.}$: Εγκατεστημένη ισχύς φωτισμού ανά μονάδα επιφανείας δαπέδου σε W/m^2.

$P_Φ$: Η συνολική ισχύς φωτισμού σε W.

Για τον προσδιορισμό της τιμής $P_{φωτ.}$ σε W/m^2, χρησιμοποιήθηκαν στοιχεία για το φωτισμό από δύο αντιπροσωπευτικά Ελληνικά νοσοκομεία. Αρχικά υπολογίστηκαν για κάθε κατηγορία χώρων η συνολική απαιτούμενη ισχύς για το φωτισμό ($P_Φ$) και το συνολικό εμβαδόν των χώρων της κατηγορίας αυτής. Οι τιμές $P_{φωτ.}$ σε W/m^2 υπολογίστηκαν ακολούθως ως το πηλίκο της συνολικής απαιτούμενης ισχύος προς το αντίστοιχο συνολικό εμβαδόν της εκάστοτε κατηγορίας χώρων. Ο Πίνακας ΙΙΙ.2-1 δίνει τη μέση ισχύ φωτισμού ανά μονάδα επιφάνειας δαπέδου για κάθε κατηγορία χώρων, ως το μέσο όρο των τιμών που ευρέθησαν στα πλαίσια της εργασίας αυτής για τα δύο προαναφερθέντα νοσοκομεία και δίδονται στον Πίνακα ΙΙΙ.2-2. Αξίζει να σημειωθεί ότι οι υπολογισμοί έγιναν για την προβλεπόμενη ένταση φωτισμού, όπως αυτή προκύπτει από τις προδιαγραφές [40,58] π.χ. 800lux για αίθουσες επεμβάσεων και ενδοσκοπήσεων, 300lux για γραφεία, χώρους εργασίας, χώρους θεραπείας κλπ.(βλ. Παρ. Ι.1.1). Στη συνέχεια, υπολογίζεται ο λόγος «Συνολική ισχύς φωτισμού / Συνολική επιφάνεια δαπέδου» για ολόκληρο το νοσοκομείο. Τα αποτελέσματα εμφανίζονται στον Πίνακα ΙΙΙ.2-2 και αφορούν στην πλειονότητα τους φωτιστικά σώματα φθορισμού 36W, 3450LM, και 58W, 5400LM σε ορισμένες δε περιπτώσεις και φωτιστικά σώματα του 1 ή 2 λαμπτήρων 18W, 1450LM (π.χ. WC ασθενών). Ο Πίνακας ΙΙΙ.2-2 δίνει τα στοιχεία των προαναφερόμενων αντιπροσωπευτικών νοσοκομείων πάνω στα οποία βασίστηκε ο υπολογισμός της ισχύος φωτισμού ανά μονάδα επιφάνειας για κάθε κατηγορία χώρων και στη συνέχεια του αντίστοιχου πηλίκου για το σύνολο της ισχύος φωτισμού του νοσοκομείου (μέση τιμή 10,5 W/m^2).

Η σχέση ΙΙΙ.2-1, εφόσον εφαρμοσθεί για μέση ισχύ φωτισμού ανά μονάδα επιφάνειας δαπέδου για ολόκληρο το νοσοκομείο (10,5 W/m^2 κατά τον πίνακα ΙΙΙ.2-2) και για 4380 ώρες το έτος (ήτοι 12 ώρες την ημέρα επί 7 ημέρες την εβδομάδα) που βρίσκεται σε συμφωνία με τη σχετική βιβλιογραφία (βλ. Παρ. Ι.1.2.1.1), δίνει περίπου 41,5 kWh/m^2έτος. Η τιμή αυτή προσεγγίζει τις τιμές που δίδονται από τη βιβλιογραφία (βλ. Παρ. Ι.1.2.1.1).

3. Υπολογισμός της ηλεκτρικής κατανάλωσης για τους ανελκυστήρες

Όπως έχει ήδη αναφερθεί στην παράγραφο Ι.1.2.2, ο αριθμός και η χρήση των ανελκυστήρων στα νοσοκομεία είναι αποτέλεσμα του αρχιτεκτονικού σχεδιασμού του κτιρίου, της επιφάνειας των ορόφων, του αριθμού των κλινών κλπ. και αφορούν το κάθε νοσοκομείο ιδιαίτερα.

Ο προτεινόμενος υπολογισμός της ηλεκτρικής ενεργειακής κατανάλωσης των ανελκυστήρων βασίζεται στις εξής παραμέτρους: στον αριθμό των ανελκυστήρων και τα τεχνικά χαρακτηριστικά τους, στο αν οι ανελκυστήρες δουλεύουν συνεχώς με το μέγιστο επιτρεπόμενο φορτίο, αν λειτουργούν όλοι ταυτόχρονα ή αριθμός μόνο αυτών και στη χρονική διάρκεια που καθένας από αυτούς λειτουργεί στη διάρκεια ενός 24ώρου.

Η συνολική ημερήσια ενεργειακή κατανάλωση για ανελκυστήρες προτείνεται να δίδεται από τη σχέση:

$$W_{ANE\Lambda.} = P_{\alpha\nu\varepsilon\lambda.} \cdot A_{\kappa\lambda\iota\mu.} \cdot \varphi \cdot \tau \cdot h_d^{\alpha\nu\varepsilon\lambda} \quad \text{σε (kWh/ημέρα)} \qquad \text{(III.3-1)}$$

όπου: ο συντελεστής $P_{ανελ.}$ εκφράζει τη μέση εγκατεστημένη ισχύ των κινητήρων των ανελκυστήρων ανά μονάδα κλιματιζόμενης επιφάνειας σε kW/m^2 (αφού σχεδόν όλοι οι ανελκυστήρες νοσοκομείων εξυπηρετούν κλιματιζόμενους χώρους), $A_{κλιμ.}$ είναι το εμβαδόν κλιματιζόμενης επιφάνειας του νοσοκομείου, ο συντελεστής φορτίου φ εκφράζει το κατά πόσον οι ανελκυστήρες λειτουργούν στο ονομαστικό τους φορτίο, ο συντελεστής ταυτοχρονισμού τ εκφράζει την ταυτόχρονη λειτουργία ενός αριθμού ανελκυστήρων και $h_d^{ανελ}$ η μέση συνολική διάρκεια λειτουργίας σε h/ημέρα των ανελκυστήρων κατά τη διάρκεια ενός 24ώρου.

Νοσηλευτική μονάδα	Αριθμός	Τύπος	ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ						
			Χρήση	Ταχ. (m/s)	Ωφέλιμο φορτίο (Kg)	Στάσεις	Διαδρομή (m)	Λειτουργία	Ισχύς Κινητήρα (kW)
Α	A_1	Ηλεκ/τος	Ασθενοφόρος	1	2000	5	15,40	S-C-D	30
	A_2	Ηλεκ/τος	Ασθενοφόρος	1	2000	5	15,40	S-C-D	30
	A_3	Ηλεκ/τος	Προσώπων/ φορτίου	1	1425 (19 ατόμων)	6	20,20	S-C-S	22
Β	B_1	Ηλεκ/τος	Ασθενοφόρος	1	2000	4	12,10	S-C-D	30
	B_2	Ηλεκ/τος	Ασθενοφόρος	1	2000	4	12,10	S-C-D	30
	B_3	Ηλεκ/τος	Προσώπων/ φορτίου	1	1425 (19 ατόμων)	5	16,90	S-C-S	22
Γ	$Γ_1$	Ηλεκ/τος	Ασθενοφόρος	1	2000	3	8,80	S-C-D	30
	$Γ_2$	Ηλεκ/τος	Ασθενοφόρος	1	2000	3	8,80	S-C-D	30
	$Γ_3$	Ηλεκ/τος	Προσώπων/ φορτίου	1	1425 (19 ατόμων)	1	13,60	S-C-S	22
Δ	$Δ_1$	Ηλεκ/τος	Προσώπων	1	1250 (16 ατόμων)	5	15,40	S-C-D	18,5
	$Δ_2$	Ηλεκ/τος	Προσώπων	1	1250 (16 ατόμων)	5	15,40	S-C-D	18,5
Ε	E_1	Ηλεκ/τος	Προσώπων/ φορτίου	1	1350 (18 άτομα)	4	13,60	S-C-D	22
	E_2	Ηλεκ/τος	Προσώπων/ φορτίου	1	1350 (18 άτομα)	4	13.,60	S-C-D	22
	E_3	Ηλεκ/τος	Προσώπων/ φορτίου	1	1350 (18 άτομα)	4	13,60	S-C-S	11
	E_4	Ηλεκ/τος	Προσώπων/ φορτίου	0,5	1350 (18 άτομα)	4	8,80	S-C-S	22
ΠΡΩΤΩΝ ΒΟΗΘΕΙΩΝ ΚΑΙ ΑΚΑΘΑΡΤΩΝ	$ΠB_1$	Υδραυλικός	Ασθενοφόρος	0,5	2000	2	4,40	S-C-S	20
	AK_1	Υδραυλικός	Προσώπων/ φορτίου	1	2000 (26 άτομα)	4	13,60	S-C-S	37
Η	H_1	Ηλεκ/τος	Προσώπων/ φορτίου	1	1350 (18 άτομα)	4	13,60	S-C-S	22
	H_2	Ηλεκ/τος	Ασθενοφόρος	1	2000	4	13,60	S-C-S	30
Μαιευτήριο	M_1	Ηλεκ/τος	Ασθενοφόρος	0,5	2000	2	8,80	S-C-S	20

Πίνακας ΙΙΙ.3-1: Αριθμός και τεχνικά χαρακτηριστικά ανελκυστήρων σε Περιφερειακό Πανεπιστημιακό Νοσοκομείο 700 κλινών.
S-C-D: Σύστημα διπλής επιλογής – περισυλλογής,
S-C-S: Σύστημα επιλογής – περισυλλογής.

Όπως προέκυψε από έρευνα στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, ο συντελεστής $P_{ανελ.}$ κυμαίνεται από 0,0141 έως 0,0215 kW/m^2 με μέσο όρο 0,0179 kW/m^2 . Το εμβαδόν κλιματιζόμενης επιφάνειας ($A_{κλιμ.}$) υπολογίζεται από τη μελέτη εφαρμογής του κτιρίου, ο συντελεστής φορτίου (φ) λαμβάνεται ίσος με 0,5, δεδομένου ότι οι ανελκυστήρες των νοσοκομείων δε λειτουργούν συνεχώς στο ονομαστικό τους φορτίο, ο συντελεστής ταυτοχρονισμού (τ) λαμβάνεται ίσος με 0,5 σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [58] και η μέση συνολική διάρκεια λειτουργίας ($h_d^{ανελ}$) των ανελκυστήρων προσδιορίστηκε στα πλαίσια της παρούσας εργασίας και ευρέθη ίση με 4,8 h/ημέρα.

Στη συνέχεια δίδεται ο τρόπος προσδιορισμού των συντελεστών $P_{ανελ.}$ και $h_d^{ανελ}$ για την περίπτωση των ελληνικών νοσοκομείων.

Για τον προσδιορισμό του συντελεστή $P_{ανελ.}$ συγκεντρώθηκαν στοιχεία για τους ανελκυστήρες από τρία αντιπροσωπευτικά νοσοκομεία διαφορετικού αριθμού κλινών για τους τύπους, τον αριθμό και τα τεχνικά χαρακτηριστικά που τους αφορούν.

Ο Πίνακας ΙΙΙ.3-1 δίνει προσεγγιστικά στοιχεία για τους ανελκυστήρες σε ένα Περιφερειακό Πανεπιστημιακό Νοσοκομείο 700 κλινών. Στον Πίνακα αυτό δίνονται μεταξύ των άλλων ο τύπος, η χρήση, η ταχύτητα, το ωφέλιμο φορτίο, το σύστημα χειρισμού και η ισχύς του κινητήρα η οποία υπολογίσθηκε με βάση τη σχέση Ι.1.2.2-1 για τους ηλεκ/τους και με βάση τη σχέση Ι.1.2.2-4 για τους υδραυλικούς.

Παρόμοια εργασία έγινε για δύο Περιφερειακά Γενικά Νοσοκομεία 650 και 314 κλινών, προκειμένου να ευρεθεί η εγκατεστημένη συνολική ισχύς των ανελκυστήρων καθώς και ο αριθμός αυτών ανά κατηγορία δηλαδή: ασθενοφόροι, προσώπων/φορτίων, προσώπων.

ΝΟΣΟΚΟΜΕΙΟ	700 ΚΛΙΝΕΣ		650 ΚΛΙΝΕΣ		314 ΚΛΙΝΕΣ	
ΤΥΠΟΣ ΑΝΕΛΚΥΣΤΗΡΑ	Αριθμός Ανελκυστήρων	P (kW)	Αριθμός Ανελκυστήρων	P (kW)	Αριθμός Ανελκυστήρων	P (kW)
Ασθενοφόροι	9	285	5	335	4	180
Προσώπων/Φορτίου	9	230	7	160	1	60
Προσώπων	2	37	6	280	1	40
Συνολικός αριθμός	20	552	18	775	6	280
Κλιματιζόμενη επιφάνεια (m^2)	39000		42670		13000	
Κλίνες	700		650		314	
$P_{ανελ.}$ (kW/m^2)	0,0141		0,0182		0,0215	
Εγκατεστημένη ισχύς ανελκυστήρων ανά κλίνη (kW/κλίνη)	0,788		1,192		0,892	

Πίνακας ΙΙΙ.3-2: Αριθμός και εγκατεστημένη ισχύς ανελκυστήρων σε τρία καινούργια Ελληνικά νοσοκομεία, εγκατεστημένη ισχύς ανά μονάδα κλιματιζόμενης επιφάνειας δαπέδου $P_{ανελ.}$ ή ανά κλίνη.

Στη συνέχεια και αφού υπολογίστηκε η συνολική κλιματιζόμενη επιφάνεια των νοσοκομείων αυτών, υπολογίστηκε ο δείκτης $P_{ανελ.}$ της εγκατεστημένης ισχύος ανελκυστήρων ανά μονάδα επιφάνειας κλιματιζόμενου χώρου, όπως επίσης και ο δείκτης εγκατεστημένης ισχύος ανελκυστήρα ανά κλίνη. Τα αποτελέσματα δίδονται στον Πίνακα ΙΙΙ.3-2.

Από τον Πίνακα ΙΙΙ.3-2 φαίνεται ότι η εγκατεστημένη ισχύς για ανελκυστήρες ανά μονάδα κλιματιζόμενης επιφάνειας κυμαίνεται από 0,0141 έως 0,0215 kW/m^2 , ενώ η εγκατεστημένη ισχύς ανά κλίνη από 0,788 μέχρι 1,192 kW/κλίνη.

Προκειμένου να εξαχθούν χρήσιμα στοιχεία σχετικά με τη χρήση των ανελκυστήρων για τον προσδιορισμό της μέσης συνολικής διάρκειας λειτουργίας ($h_d^{ανελ}$), στα πλαίσια της εργασίας αυτής, έγιναν μετρήσεις σε ένα νοσοκομείο 600 κλινών συνολικής επιφάνειας 35000m^2 με 12 ανελκυστήρες κατά τη διάρκεια μιας εργάσιμης ημέρας που θεωρείται τυπική.

Κατά τη διάρκεια των μετρήσεων ευρέθη ο ανελκυστήρας με το μεγαλύτερο χρόνο λειτουργίας και αυτός με το μικρότερο χρόνο κατά τη διάρκεια ενός 24ώρου. Ο χρόνος λειτουργίας του πρώτου ευρέθη 8ώρες και 20λεπτά (ηλεκτροκίνητος 10 ατόμων με οκτώ στάσεις) και του δεύτερου 2ώρες και 19λεπτά (ηλεκτροκίνητος, 6 ατόμων, με πέντε στάσεις). Επομένως, ο συντελεστής λειτουργίας ευρέθη να μεταβάλλεται από 0,10 έως 0,35.

Στη συνέχεια υπολογίστηκε με βάση τη σχέση ΙΙΙ.3-1 η ενεργειακή κατανάλωση ανελκυστήρων ανά έτος(365 ημέρες) λαμβάνοντας μέσο συντελεστή λειτουργίας 0,2, όπως αυτός προσδιορίστηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής, και κατόπιν η ενεργειακή κατανάλωση ανά μονάδα κλιματιζόμενης επιφάνειας για την περίπτωση ελληνικών νοσοκομείων. Η ετήσια κατανάλωση αυτή βρέθηκε ίση με 8,76 kWh/m^2.

Παρατηρούμε ότι η ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση λόγω ανελκυστήρων παρουσιάζεται αυξημένη έναντι αυτής που αναφέρεται στη βιβλιογραφία για τα Γαλλικά νοσοκομεία [19].

Οι πιθανοί λόγοι της αυξημένης κατανάλωσης είναι:

1. Η μεγαλύτερη επιφάνεια ανά κλίνη στα ευρωπαϊκά νοσοκομεία έναντι των Ελληνικών (περίπου 30%) [100].
2. Η αναγωγή της ενεργειακής κατανάλωσης στην κλιματιζόμενη επιφάνεια και όχι τη συνολική επιφάνεια.
3. Η ενδεχόμενη χρήση inverters στους κινητήρες των ηλεκτρικών ανελκυστήρων στα Γαλλικά νοσοκομεία.

4. Υπολογισμός των ηλεκτρικών καταναλώσεων για ρευματοδότες

Για τον υπολογισμό των ηλεκτρικών καταναλώσεων σε ρευματοδότες έχει σημασία ο αριθμός τους σε συνδυασμό με την ισχύ του καθενός (βλ. Ι.1.2.3), το κατά πόσο οι συσκευές που ηλεκτροδοτούν λειτουργούν ταυτόχρονα και η χρονική διάρκεια που αυτές λειτουργούν.

Η συνολική ημερήσια κατανάλωση από ρευματοδότες προτείνεται να δίδεται από τη σχέση:

$$W_{\text{ΡΕΥΜ.}} = \sum_{i=1}^{4}\left[P_{i,\text{ρευμ.}} \cdot A_{i,\rho}\right] \cdot h_d^{\text{ρευμ}} \cdot \tau \qquad \text{σε (Wh/ημέρα)} \qquad \text{(III.4-1)}$$

όπου: $P_{i,\text{ρευμ.}}$ είναι η ισχύς ρευματοδοτών ανά μονάδα επιφανείας δαπέδου των χώρων της κατηγορίας i σε W/m^2 και δίδεται από τον πίνακα ΙΙΙ.4-1, $A_{i,\rho}$ είναι η συνολική επιφάνεια όλων των χώρων του νοσοκομείου που ανήκουν στην κατηγορία i και διαθέτουν ρευματοδότες για συσκευές σε m^2 και υπολογίζεται από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου, ο συντελεστής ταυτοχρονισμού εκφράζει την ταυτόχρονη λειτουργία των συσκευών που είναι συνδεδεμένες στους ρευματοδότες και λαμβάνεται ίσος με 0,3 σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [58] και ο συντελεστής $h_d^{\text{ρευμ}}$ είναι συνολικές ώρες λειτουργίας των ρευματοδοτών την ημέρα σε h/ημέρα. Με δεδομένο ότι οι απαιτήσεις σε ρευματοδότες μεταβάλλονται αναλόγως της κατηγορίας του χώρου και του σκοπού που εξυπηρετούν σε αυτόν, κρίθηκε σκόπιμο να προσδιοριστεί ο δείκτης $P_{i,\text{ρευμ.}}$ για κάθε κατηγορία χώρων του νοσοκομείου.

Για τον προσδιορισμό του ανωτέρου δείκτη, χρησιμοποιήθηκαν στοιχεία για τους ρευματοδότες από δύο αντιπροσωπευτικά ελληνικά νοσοκομεία. Αρχικά υπολογίστηκαν για κάθε κατηγορία χώρων η συνολική εγκατεστημένη ισχύς για τους ρευματοδότες σύμφωνα με τις προδιαγραφές [58] (π.χ. 0,2kW για κάθε ρευματοδότη γενικής χρήσης, 0,4kW για κάθε ρευματοδότη σε εργαστήρια, 2,5kW για κάθε ρευματοδότη διαθερμίας κλπ.) και το συνολικό εμβαδόν των χώρων για την εκάστοτε κατηγορία. Ο δείκτης $P_{i,\text{ρευμ.}}$ υπολογίζεται ως το πηλίκο της συνολικής απαιτούμενης ισχύος προς το συνολικό εμβαδόν της εκάστοτε κατηγορίας χώρων.

Στη συνέχεια, κατ΄ ανάλογο τρόπο υπολογίζεται ο λόγος της συνολικής ισχύος ρευματοδοτών προς τη συνολική επιφάνεια δαπέδου για ολόκληρο το νοσοκομείο. Ο Πίνακας ΙΙΙ.4-2 δίνει τα στοιχεία των προαναφερθέντων αντιπροσωπευτικών νοσοκομείων πάνω στα οποία βασίστηκε ο υπολογισμός των δεικτών για κάθε κατηγορία χώρων, καθώς επίσης και τις προκύπτουσες συνολικές τιμές αυτών για κάθε ένα από τα νοσοκομεία.

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΧΩΡΩΝ (i)	ΧΩΡΟΙ	Ισχύς Ρευματοδοτών ανά μονάδα επιφανείας δαπέδου $P_{i,ρευμ.}$ (W/m²)
1	Ειδικοί Χώροι (χειρουργεία, ..)	12,46
2	Δωμάτια Ασθενών	5,66
3	Μονάδες Νοσηλείας	21,88
4	Βοηθητικές Μονάδες	2,61

Πίνακας ΙΙΙ.4-1: Τιμές του δείκτη $P_{ρευμ.,i}$ για τις τέσσερις κατηγορίες χώρων ενός νοσοκομείου.

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΧΩΡΩΝ	**ΓΕΝΙΚΟ ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΑΚΟ ΝΟΣΟΚΟΜΕΙΟ 700 ΚΛΙΝΩΝ**		
	ΗΛΕΚΤΡΙΚΕΣ ΣΥΣΚΕΥΕΣ		
	ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ (m²)	P_P (W)	$P_{ρευμ.}$ W/m²
Μονάδες παροχής κρίσιμης ιατρικής φροντίδας (χειρουργία, ΜΕΠ, ΜΕΘ, κλπ.)	6113	75120	12,29
Δωμάτια ασθενών	19253	101750	5,28
Μονάδες νοσηλείας	18261	559180	30,62
Βοηθητικές μονάδες	1445	6000	4,15
Σύνολο	45072	742050	16,46
	ΓΕΝΙΚΟ ΠΕΡΙΦΕΡΕΙΑΚΟ ΝΟΣΟΚΟΜΕΙΟ 650 ΚΛΙΝΩΝ		
	ΗΛΕΚΤΡΙΚΕΣ ΣΥΣΚΕΥΕΣ		
	ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ (m²)	P_P (W)	$P_{ρευμ.}$ W/m²
Μονάδες παροχής κρίσιμης ιατρικής φροντίδας (χειρουργία, ΜΕΠ, ΜΕΘ, κλπ.)	8362	105600	12,63
Δωμάτια ασθενών	16955	102456	6,04
Μονάδες νοσηλείας	20725	272470	13,15
Βοηθητικές μονάδες	3484	3750	1,07
Σύνολο	49526	4842276	9,77

Πίνακας ΙΙΙ.4-2: Ισχύς ρευματοδοτών ανηγμένη στη μονάδα της επιφάνειας σε δύο Ελληνικά νοσοκομεία των 700 κλινών και 650 κλινών.

$P_{ρευμ.}$: Εγκατεστημένη ισχύς ρευματοδοτών ανά μονάδα επιφανείας σε W/m².

P_P : Η συνολική ισχύς ρευματοδοτών σε W.

Όπως αναμενόταν, [58] ο δείκτης $P_{ρευμ.}$ της εγκατεστημένης ισχύος ρευματοδοτών ανά μονάδα επιφάνειας εμφανίζεται αυξημένος στις μονάδες παροχής κρίσιμης φροντίδας αλλά και στις μονάδες νοσηλείας, ενώ εμφανίζεται μειωμένος στα δωμάτια ασθενών και στις βοηθητικές μονάδες.

Η μεγάλη διαφορά μεταξύ των δεικτών στις μονάδες νοσηλείας των δύο νοσοκομείων (η μία υπερδιπλάσια της άλλης) οφείλεται στη διαφορετική δομή τους και στο γεγονός ότι το πρώτο νοσοκομείο διαθέτει και μαιευτήριο με τμήμα νεογνών (θερμοκοιτίδες, εντατική νεογνών κλπ.) που απαιτεί ιδιαίτερες παροχές μεγάλης ισχύος [58].

Από τον Πίνακα ΙΙΙ.4-2 προκύπτει ότι η μέση εγκατεστημένη ισχύς στους ρευματοδότες μεταβάλλεται περίπου από 10W/m^2 μέχρι 16,5W/m^2. Από εκτιμήσεις που έγιναν και σε άλλα νοσοκομεία, μια αντιπροσωπευτική τιμή για τα Ελληνικά νοσοκομεία είναι περίπου 10W/m^2.

Η σχέση ΙΙΙ.4-1, εφόσον εφαρμοσθεί για ένα έτος (365 ημέρες), για $P_{ρευμ.}$ ίσο με 10W/m^2, για συνολική επιφάνεια 45000m^2 με συντελεστή ταυτοχρονισμού ίσο με 0,3 και με συντελεστή μέσης συνολικής χρονικής διάρκειας $h_d^{ρευμ}$ ίσο με 4h την ημέρα, δίνει 4,38 kWh/m^2 το έτος ενώ ο μέσος όρος των ευρεθέντων τιμών για τα δύο νοσοκομεία και για τον ίδιο χρόνο οδηγεί σε 5,84 kWh/m^2 έτος.

Οι ευρεθείσες αυτές τιμές της ετήσιας ενεργειακής κατανάλωσης των ρευματοδοτών, δηλαδή 4,38 kWh/m^2 το έτος και 5,84 kWh/m^2 το έτος, προσεγγίζουν αυτές της βιβλιογραφίας [29]. Αυτές διαφέρουν σημαντικά από την τιμή των 52,9 kWh/m^2 που δίδεται στις [35,36], πιθανόν διότι στην υπολογισθείσα αυτή ενεργειακή κατανάλωση περιλαμβάνονται μεγάλες συσκευές, όπως οι ανεμιστήρες και άλλες.

5. Υπολογισμός των ηλεκτρικών καταναλώσεων για πλυντήρια

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, καταβλήθηκε προσπάθεια εύρεσης μιας μεθόδου η οποία θα επιτρέπει τον προσδιορισμό της συνολικής ηλεκτρικής κατανάλωσης στις εγκαταστάσεις νοσοκομειακών πλυντηρίων. Για το σκοπό αυτό, προσδιορίσθηκαν οι ηλεκτρικές καταναλώσεις των πλέον ενεργοβόρων συσκευών, όπως οι συσκευές πλύσης, τα στεγνωτήρια, τα σιδερώτηρια και οι πρέσσες σιδερώματος. Επειδή οι περισσότερες από τις συσκευές χρησιμοποιούν ηλεκτρική και θερμική ενέργεια, εκ των οποίων η τελευταία μπορεί να προσφέρεται από διαφορετικές πηγές ενέργειας (π.χ. ατμός, φυσικό αέριο ή άλλο καύσιμο αέριο και ηλεκτρισμός), η γνώση της μάζας ή του όγκου του καυσίμου ανηγμένων στη μονάδα του χρόνου δεν είναι οι πλέον πρόσφορες. Για το λόγο αυτό, θεωρήθηκε σκόπιμο η ηλεκτρική κατανάλωση των συσκευών αυτών να εκφράζεται μόνο σε μονάδες ενέργειας (kWh) και να είναι ανηγμένη στη μονάδα της μάζας ξηρού ιματισμού ($kg_{ξ.ι.}$).

Στην εργασία αυτή εξετάζονται ως συσκευές πλύσης μόνο τα πλυντήρια-στιπτήρια κυλινδρικού κάδου (επειδή ο τύπος αυτός κυριαρχεί στα ελληνικά νοσοκομεία), καθόσον στην αγορά διατίθενται και τούνελ πλύσης. Στις συσκευές αυτές η ηλεκτρική ενέργεια απαιτείται για τη μετάδοση κίνησης στον κάδο του πλυντηρίου από τους υπάρχοντες κινητήρες (έναν με inverter ή δύο έως τέσσερις σταθερής συχνότητας) για πλύση και για στύψιμο.

ΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ	ΜΕΣΗ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ΣΥΣΚΕΥΩΝ ΣΥΓΚΡΟΤΗΜΑΤΟΣ ΠΛΥΝΤΗΡΙΩΝ $\left(kWh/kg_{ξ.ι.}\right)$	**ΠΛΥΝΤΗΡΙΑ** $κ_1$ $\left(kWh/kg_{ξ.ι.}\right)$	**ΣΙΔΕΡΩΤΗΡΙΑ ΜΕΓΑΛΩΝ ΤΕΜΑΧΙΩΝ** $κ_2$ $\left(kWh/kg_{ξ.ι.}\right)$	**ΣΤΕΓΝΩΤΗΡΙΑ** $κ_3$ $\left(kWh/kg_{ξ.ι.}\right)$	**ΠΡΕΣΣΕΣ ΑΤΜΟΥ** $\left(kWh/kg_{ξ.ι.}\right)$
		0,035	**0,021**	**0,086**	**-**

Πίνακας ΙΙΙ.5-1: Μέση ηλεκτρική κατανάλωση συσκευών σε εγκαταστάσεις πλυντηρίων, όπως αυτή προέκυψε στα πλαίσια της εργασίας αυτής.

Επειδή υπάρχει μεγάλος αριθμός προγραμμάτων πλύσης που μπορεί να εκτελέσει ένα πλυντήριο και, ως εκ τούτου, αντίστοιχες ενεργειακές καταναλώσεις, είναι προφανές ότι αυτές μπορεί να μην είναι ενδεικτικές ως προς την αναφερόμενη ενεργειακή κατανάλωση της συσκευής του πλυντηρίου. Από την έρευνα που έγινε στα πλαίσια της εργασίας αυτής, βρέθηκε ότι τα νοσοκομεία χρησιμοποιούν για τα διαφορετικά είδη ιματισμού και για τις διαφορετικές θερμοκρασιακές απαιτήσεις πλύσης αυτού κυρίως τρία προγράμματα. Συγκρίνοντας τα προγράμματα αυτά με εκείνα που ενδεικτικά δίδονται στο ISO 9398-4 παρατηρείται ότι υπάρχουν μεταξύ τους μικρές μόνο διαφορές, εμφανιζόμενες κυρίως σε μεταβολές τόσο της θερμοκρασίας πλύσης όσο και του χρόνου πλύσης. Σύμφωνα με τα στοιχεία της έρευνας, οι διαφορές αυτές οδηγούν σε πολύ μικρές διαφοροποιήσεις της ηλεκτρικής κατανάλωσης οι οποίες μπορούν να θεωρηθούν ως αποδεκτές. Κάθε ένα από τα προγράμματα αυτά έχει τη δική του ενεργειακή ηλεκτρική κατανάλωση. Η ηλεκτρική κατανάλωση για τα πλυντήρια προτείνεται να είναι ο μέσος όρος των ενεργειακών καταναλώσεων των τριών αυτών τυποποιημένων και αντιπροσωπευτικών προγραμμάτων πλύσης.

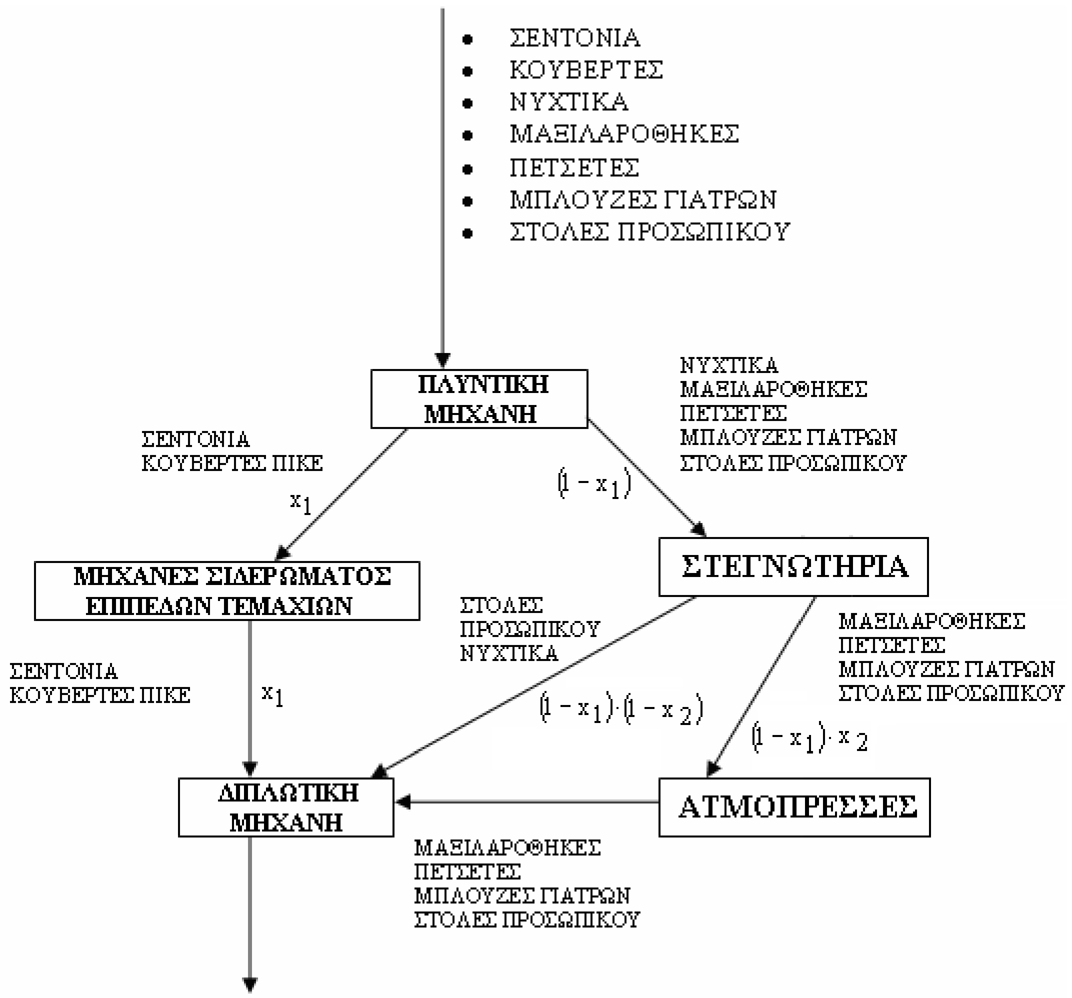
Οι μηχανές πλυσίματος στα νοσοκομεία είναι συνήθως πλυντήρια μεγάλης χωρητικότητας (40-300kg ρούχων)[13]. Η συνολική χωρητικότητα του απαιτούμενου αριθμού αυτών συνδέεται άμεσα με τον αριθμό των κλινών του νοσοκομείου[58]. Οι ενεργειακές απαιτήσεις ενός τέτοιου πλυντηρίου δίδονται στον Πίνακα ΙΙΙ.5-1

Οι μηχανές σιδερώματος μεγάλων τεμαχίων στα νοσοκομεία είναι συνήθως μηχανές μεγάλης παραγωγικότητας (άνω των 40kg/h)[13]. Η παραγωγικότητα του απαιτούμενου αριθμού αυτών συνδέεται άμεσα με τον αριθμό των κλινών του νοσοκομείου[58].

Η ηλεκτρική ενέργεια απαιτείται για τη λειτουργία των ηλεκτροκινητήρων της μηχανής σιδερώματος (κίνηση κυλίνδρων σιδερώματος, απομάκρυνση δημιουργηθέντων υδρατμών κ.λ.π.). Στα περισσότερα σιδερωτήρια για την κίνηση των κυλίδρων χρησιμοποιούνται πλέον κινητήρες με inverter.

Τα στεγνωτήρια στα νοσοκομεία είναι συνήθως μηχανές μεγάλης ικανότητος (40 – 300 kg)[13] και χρησιμοποιούνται για την ξήρανση μικρών τεμαχίων π.χ. πετσέτες και μαξιλαροθήκες πριν αυτά οδηγηθούν στις πρέσσες σιδερώματος προκειμένου να μειωθεί η υγρασία την οποία έχουν μετά την πλύση τους. Η ξήρανση αυτή επιτυγχάνεται με τη χρήση ατμού, ηλεκτρισμού και καύσης αερίου. Προκειμένου να επιτευχθεί η ξήρανση, εισάγεται στο χώρο του κάδου θερμός αέρας μέσω ηλεκτρικού φυσητήρα. Ο αέρας θερμαίνεται είτε από εναλλάκτη ατμού-αέρα είτε με καύση φυσικού αερίου, είτε με χρήση ηλεκτρικής ενέργειας. Τα διάφορα είδη ιματισμού απαιτούν διαφορετικές θερμοκρασίες ξήρανσης και επομένως και διαφορετικούς χρόνους λειτουργίας των συσκευών. Ένας πλήρης κύκλος στεγνώματος δεν περιέχει τους χρόνους φόρτωσης και εκφόρτωσης της συσκευής [67]. Διευκρινίζεται ότι στο χρόνο που διαρκεί ένας κύκλος δεν παρέχεται συνεχώς θερμική ενέργεια για θέρμανση του αέρα ξήρανσης, διότι απαιτείται και ένα χρονικό διάστημα για την ψύξη του κάδου.

Όπως προκύπτει από μελέτη λειτουργίας τέτοιων συσκευών για έναν κύκλο χρονικής διάρκειας περίπου μίας ώρας, ο χρόνος παροχής θερμότητας ανέρχεται συνήθως σε 45 min για ιματισμό από 100% βαμβάκι. Τα στοιχεία κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας που δίδονται πιο κάτω αναφέρονται σε χρονικό διάστημα παροχής ηλεκτρικής ενέργειας μίας ώρας. Στην περίπτωση κύκλων ξήρανσης που απαιτούν χρόνο διαφορετικό της μίας ώρας πρέπει να γίνει αναγωγή των ενεργειακών καταναλώσεων στο χρόνο αυτό. Η ηλεκτρική ενέργεια απαιτείται αφενός μεν για την κίνηση του κάδου και για τον στροβιλισμό του αέρα ξήρανσης σε αυτόν αφετέρου δε για την απομάκρυνση του από τον χώρο ξήρανσης. Στην περίπτωση καύσης αερίου για τη θέρμανση του αέρα μπορεί να χρησιμοποιείται επιπρόσθετα ανεμιστήρας με κινητήρα για την εξαγωγή των καυσαερίων.



Σχήμα ΙΙΙ.5-1: Διάγραμμα ροής του προς πλύση ιματισμού σε εγκαταστάσεις πλυντηρίων σε νοσοκομεία. x_1 η ποσοστιαία αναλογία του προς πλύση ιματισμού που αποτελείται από επίπεδα τεμάχια και x_2 η ποσοστιαία αναλογία του στεγνού ιματισμού που οδεύει προς τις πρέσσες ατμού .

Οι πρέσσες ατμού χρησιμοποιούνται για το σιδέρωμα μικρών τεμαχίων π.χ. πετσέτες, μαξιλαροθήκες και στολές προσωπικού που δεν σιδερώνονται στις μηχανές σιδερώματος μεγάλων τεμαχίων.

Στο Διάγραμμα ροής του σχήματος ΙΙΙ.5-1 εμφανίζεται η διαδικασία που ακολουθείται συνήθως σε μία τυπική εγκατάσταση πλυντηρίου σε ένα ελληνικό νοσοκομείο.

Η συνολική ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση για την πλήρη διαδικασία πλύσης για τους κυριότερους ενεργειακούς καταναλωτές, όπως αυτοί προκύπτουν από το σχήμα ΙΙΙ.5-1 και τον πίνακα ΙΙΙ.5-1, προτείνεται να δίδεται από τη σχέση:

$$W^{\text{ΗΛ.}}_{\text{ΠΛΥΝ.}} = K \cdot k \cdot c \cdot \left[\kappa_1 + x_1 \cdot \kappa_2 + \left(1 - x_1\right) \cdot \kappa_3\right] \text{ σε (kWh/ημέρα)} \qquad \text{(ΙΙΙ.5-1)}$$

όπου: $W^{\text{ΗΛ.}}_{\text{ΠΛΥΝ.}}$ είναι η συνολική ηλεκτρική κατανάλωση του συγκροτήματος πλυντηρίων σε kWh/ημέρα, K ο αριθμός των κλινών που προσδιορίζεται από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου, k ο συντελεστής κατειλημμένων κρεβατιών και στην περίπτωση των ελληνικών νοσοκομείων λαμβάνεται ίσος με 0,9 [40] και c το βάρος του προς πλύση ιματισμού μιας κλίνης στη διάρκεια μιας ημέρας σε $kg_{ξ.ι.}$/ κλίνη και ημέρα. Για τον συντελεστή c προκύπτει από έρευνα, στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, ότι για τα ελληνικά νοσοκομεία κυμαίνεται μεταξύ 3 και 4 $kg_{ξ.ι.}$/ κλίνη. Ο ίδιος συντελεστής στην Αγγλία είναι 4,5 $kg_{ξ.ι.}$/ κλίνη και στις Η.Π.Α 5 έως 5,5 $kg_{ξ.ι.}$/ κλίνη [40], ενώ, σύμφωνα με τη βιβλιογραφία, ο αριθμός των τεμαχίων μέσου βάρους 0,48 kg/τεμ είναι περίπου 60 ανά κλίνη και ανά εβδομάδα[22]. Επιπρόσθετα, κ_1 είναι η ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση πλυντικής μηχανής (σε $kWh/kg_{ξ.ι.}$), κ_2 η ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση σιδερωτηρίου (σε $kWh/kg_{ξ.ι.}$), κ_3 η ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση στεγνωτηρίου (σε $kWh/kg_{ξ.ι.}$), οι οποίες υπολογίστηκαν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας και δίνονται στον Πίνακα ΙΙΙ.5-1και x_1 είναι η ποσοστιαία αναλογία του προς πλύση ιματισμού που αποτελείται από επίπεδα τεμάχια και η οποία είναι συνήθως 50%[22].

Για τον υπολογισμό των ενεργειακών καταναλώσεων των διαφόρων συσκευών και με βάση τα όσα αναφέρθηκαν, έγινε έρευνα της διεθνούς αγοράς των προαναφερθεισών συσκευών. Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, εξετάστηκε μεγάλος αριθμός δειγμάτων συσκευών πλύσης, σιδερωτηρίων, στεγνωτηρίων και πρεσσών ατμού. Ο υπολογισμός της ηλεκτρικής κατανάλωσης κάθε συσκευής $(\kappa_1, \kappa_2, \kappa_3)$ ευρέθη ως ο μέσος όρος της ηλεκτρικής κατανάλωσης του πλήθους των δειγμάτων για τα οποία υπήρχαν χρήσιμα στοιχεία για τον υπολογισμό τους σε $kWh/kg_{ξ.ι.}$.

Τα συνολικά εξετασθέντα δείγματα και τα χρήσιμα δείγματα για κάθε ενεργειακή κατανάλωση και ανά είδος συσκευής δίδονται αναλυτικά στους Πίνακες Γ-1 εώς Γ-6 στο

Παράρτημα Γ.

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, αναπτύχθηκε επίσης πρόγραμμα υπολογισμού των ηλεκτρικών ενεργειακών καταναλώσεων συσκευών πλύσης για εγκαταστάσεις πλυντηρίων νοσοκομείου και υπολογίσθηκαν οι μεμονωμένες ενεργειακές καταναλώσεις των κύριων συσκευών που αναφέρθηκαν προηγουμένως και αποτελούν την εγκατάσταση ένος πλυντηρίου σε ένα νοσοκομείο.

Τα στοιχεία που παρέχονται από τη διεθνή βιβλιογραφία (βλ παρ Ι.1.2.4) για τις ενεργειακές καταναλώσεις σε πλυντήρια αφορούν τη συνολική ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση σε $kWh/kg_{ξ.ι.}$.

Η σχέση ΙΙΙ.5-1 μπορεί να γραφεί με τη μορφή:

$$\frac{W^{ΗΛ.}_{ΠΛΥΝ.}}{K \cdot k \cdot c} = κ_1 + x_1 \cdot κ_2 + (1 - x_1)κ_3 \quad \text{σε } (kWh/kg_{ξ.ι})$$ (ΙΙΙ.5-2)

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [22], ο διαχωρισμός ανά είδος ιματισμού και ως ποσοστό του συνολικά διαχωριζόμενου βάρους ανά εβδομάδα, καθώς και η ακολουθούμενη συνήθως διαδικασία για τον προς πλύση ιματισμό εμφανίζονται στο σχήμα ΙΙΙ.5-1. Για $x_1 = 50\,\%$, $x_2 = 90\,\%$, $κ_1 = 0{,}035\,kWh/kg_{ξ.ι.}$, $κ_2 = 0{,}021 kWh/kg_{ξ.ι.}$ και $κ_3 = 0{,}086\,kWh/kg_{ξ.ι.}$ από τον πίνακα ΙΙΙ.5-1 με χρήση της σχέσης ΙΙΙ.5-1 προκύπτει ότι η συνολική ηλεκτρική κατανάλωση σε πλυντήρια νοσοκομείων θα ισούται με $0{,}09\,kWh/kg_{ξ.ι.}$.

Σχετικά με τις συνολικές ηλεκτρικές καταναλώσεις στη βιβλιογραφία δίνονται τιμές που περιλαμβάνουν συνήθως και καταναλώσεις άλλων ηλεκτρικών συσκευών που δεν συμπεριελήφθησαν στην εργασία αυτή, όπως π.χ. φωτισμός και αερισμός χώρου πλυντηρίων, κατανάλωση αεροσυμπιεστή για χρήση του εξοπλισμού πλυντηρίων, καθώς και την κατανάλωση διπλωτικών μηχανών και μηχανών φινιρίσματος[13].

Η ευρεθείσα συνολική ενεργειακή κατανάλωση σε πλυντήρια ελληνικών νοσοκομείων που ευρέθη ίση με $0{,}09\,kWh/kg_{ξ.ι.}$ δεν περιλαμβάνει τις ανωτέρω αναφερθείσες καταναλώσεις και ως εκ τούτου είναι μικρότερη. Άλλοι επιπρόσθετοι λόγοι της μικρότερης ευρεθείσας κατανάλωσης είναι:

α) Η εκτεταμένη πλέον χρήση κινητήρων με inverter, σε αντίθεση με τη χρήση κατά το παρελθόν κινητήρων σταθερών στροφών στις διάφορες συσκευές.

β) Τα τελευταία χρόνια βρίσκει εφαρμογή επαναχρησιμοποιούμενος ιματισμός στα νοσοκομεία για διάφορες χρήσεις με περιεκτικότητα σε βαμβάκι διαφορετική του 100% [27]. Εξαιτίας της μικρότερης απορρόφησης σε νερό του ιματισμού αυτού, παρατηρείται μείωση των ενεργειακών καταναλώσεων για θέρμανση του νερού, καθώς επίσης για πλύση, στύψιμο, στέγνωμα κλπ. [3,4,6,13,50].

Με βάση τα παραπάνω, αιτιολογείται ικανοποιητικά ότι παρατηρούνται μικρότερες ενεργειακές ηλεκτρικές καταναλώσεις από αυτές που προτάθηκαν κατά το παρελθόν [13,19,29].

6. Υπολογισμός των ηλεκτρικών καταναλώσεων στο χώρο προετοιμασίας γευμάτων

Όσον αφορά τον προσδιορισμό της ηλεκτρικής ενεργειακής κατανάλωσης, προτείνεται να ευρεθεί αρχικά ο ημερήσιος αριθμός των γευμάτων ($N_{γευμάτων}$) του υπό εξέταση νοσοκομείου με βάση τη σχέση :

$$N_{γευμάτων} = 3 \cdot K \cdot k \cdot K_{Φ} \qquad \text{(III.6-1)}$$

όπου: K είναι ο αριθμός των κλινών και προσδιορίζεται από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου, k είναι ο συντελεστής κατειλημμένων κρεβατιών και στην περίπτωση των ελληνικών νοσοκομείων λαμβάνεται ίσος με 0,9 [19] και $K_{Φ}$ είναι το ποσοστό των ασθενών οι οποίοι λαμβάνουν 3 γεύματα την ημέρα και το οποίο είναι περίπου 65 έως 70% [82].

Αφού προσδιοριστεί ο αριθμός των γευμάτων από τη σχέση ΙΙΙ.6.1, προσδιορίζεται η συνολική ενέργεια ανά γεύμα ($W_{γ}$), σύμφωνα με το διάγραμμα του σχήματος Ι.1.3.2-1.

Επειδή, όπως έχει ήδη λεχθεί στην εισαγωγή, το φυσικό αέριο αντικαθιστά βαθμιαία την ηλεκτρική ενέργεια που χρησιμοποιείται σε κουζίνες νοσοκομείων, όχι όμως πλήρως, κρίνεται σκόπιμο να προσδιοριστούν δύο τιμές για την καταναλισκόμενη θερμική ενέργεια ανά γεύμα. Για το λόγο αυτό, υιοθετείται η χρήση του συντελεστή Z_1. Η μία βρίσκει εφαρμογή σε κουζίνες όπου έχει υιοθετηθεί η χρήση φυσικού αερίου και η άλλη σε κουζίνες όπου δεν υφίσταται παροχή φυσικού αερίου.

Η συνολική ημερήσια ηλεκτρική κατανάλωση της κουζίνας ενός νοσοκομείου προτείνεται να δίδεται από τη σχέση:

$$W_{ΚΟΥΖ.}^{ΗΛ.} = N_{γευμάτων} \cdot Z_1 \cdot W_{γ} \quad \text{σε (kWh/ημέρα)} \qquad \text{(III.6-2)}$$

Ο συντελεστής Z_1, όπως προσδιορίστηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής, για την περίπτωση που έχουμε χρήση φυσικού αερίου, θα είναι Z_1 = 0,33, ενώ θα είναι Z_1 = 0,9 για την περίπτωση μη χρήσης φυσικού αερίου.

Στη συνέχεια παρουσιάζεται η διαδικασία η οποία ακολουθήθηκε για τον προσδιορισμό του συντελεστή Z_1.

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής καταβλήθηκε προσπάθεια προσδιορισμού της ηλεκτρικής και θερμικής ενεργειακής κατανάλωσης σε κουζίνα αντιπροσωπευτικού νοσοκομείου 200 κλινών, καταγράφοντας τους μέσους χρόνους λειτουργίας των συσκευών που καταναλώνουν ηλεκτρική και θερμική ενέργεια κατά τη διάρκεια παρασκευής αντιπροσωπευτικών γευμάτων (στη διάρκεια μιας εβδομάδας). Το νοσοκομείο αυτό πρόσφατα συνδέθηκε με παροχή φυσικού αερίου και υπήρξε αγορά εξοπλισμού κουζίνας με φυσικό αέριο.

Α/Α	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ	Αριθμός	Ονομαστική Ισχύς (kW)	Ώρες λειτουργίας (h)	Ενέργεια (kWh)
1	Φούρνος ηλεκτρικός αερόθερμος	1	20	3	60
2	Φούρνος – Ηλεκτρικός αερόθερμος	1	10	3	30
3	Θερμοθάλαμος	2	3,5	8	56
4	Πλυντήριο πιάτων (1500 πίατα/h)	1	40	8	320
5	Μίξερ (2 κάδοι 20 και 40L)	1	3	1	3
6	Μηχανή κιμά	1	2	1	2
7	Μηχανή ζαμπόν	1	0,15	0,25	0,0375
8	Ψυγεία	4	5	2	40
9	Καταψύκτης	1	5	2	10
			107,15		521

Πίνακας ΙΙΙ.6-1: Υπολογισμός ηλεκτρικής κατανάλωσης σε κουζίνα νοσοκομείου 200 κλινών.

Α/Α	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ	Αριθμός	Ονομαστική Ισχύς (kW)	Ώρες λειτουργίας (h)	Ενέργεια (kWh)
1	Καζάνι 400L με ατμό	1	56	3	168
2	Καζάνι 100L με φυσικό αέριο	4	25	3	300
3	Φούρνος με φυσικό αέριο	2	10	0,5	10
4	Μάτια κουζίνας με φυσικό αέριο	10	7,5	8	600
			251		1078

Πίνακας ΙΙΙ.6-2: Υπολογισμός θερμικής κατανάλωσης σε κουζίνα νοσοκομείου 200 κλινών.

Οι Πίνακες ΙΙΙ.6-1 και ΙΙΙ.6-2 δίδουν στοιχεία των συσκευών που καταναλώνουν ηλεκτρική και θερμική ενέργεια σε κουζίνα νοσοκομείου 200 κλινών. Με βάση τα στοιχεία των πινάκων αυτών υπολογίζονται: η συνολική εγκατεστημένη ισχύς (ηλεκτρική + θερμική = 107 +251 = 358 kW), η συνολική καταναλισκόμενη ενέργεια (ηλεκτρική + θερμική = 521 + 1078 = 1599 kWh), οπότε η συνολική ενέργεια ανά γεύμα είναι $1599\,\text{kWh}/600$ γεύματα = 2,665 $\text{kWh}/$ γεύμα και η θερμική ενέργεια ανά γεύμα είναι $1078\,\text{kWh}/600$ γεύματα $=1{,}796\,\text{kWh}/$ γεύμα (θεωρούνται τρία γεύματα την ημέρα και πληρότητα 100% για λόγους σύγκρισης σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [29]).

Από τα παραπάνω υπολογίζεται ο συντελεστής Z_1 μετά την υιοθέτηση καύσης φυσικού αερίου κουζίνας. Θα είναι: $Z_1 = 1-(1{,}796/2{,}665) \approx 0{,}33$.

Εννοείται ότι, πριν την τοποθέτηση του φυσικού αερίου, η θερμική ενέργεια των συσκευών παρείχετο από εξοπλισμό (Πίνακας ΙΙΙ.6-2, α/α 2, 3, 4) που κατανάλωνε ηλεκτρισμό με κατανάλωση ενέργειας $910\,\text{kWh}$ ή $1{,}516\,\text{kWh}/$γεύμα.

Επομένως, η συνολική θερμική ενέργεια πριν τη σύνδεση με φυσικό αέριο ήταν $168\,\text{kWh}$, δηλαδή $0{,}28\,\text{kWh}/$γεύμα (θεωρούνται τρία γεύματα την ημέρα και πληρότητα 100%).

Από τα παραπάνω υπολογίζεται ο συντελεστής Z_1 πριν την υιοθέτηση καύσης φυσικού αερίου κουζίνας. Θα είναι: $Z_1 = 1-(0{,}28/2{,}665) \approx 0{,}9$.

Επομένως, με την παραδοχή ότι τα ποσοστά συμμετοχής ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας παραμένουν τα ίδια με τα ευρεθέντα στην παραγωγή γευμάτων στα Ελληνικά νοσοκομεία, μπορεί κανείς να υπολογίσει την ηλεκτρική και τη θερμική ενέργεια χρησιμοποιώντας τη συνολική, όπως αυτή δίδεται από τη χαρακτηριστική $Y_2 = f(x)$ του σχήματος Ι.1.3.2-1 χρησιμοποιώντας στοιχεία μόνο για την Ελλάδα, λαμβάνοντας υπόψιν την πληρότητα αλλά και τον πραγματικό αριθμό γευμάτων (δίαιτες κλπ.).

7. Υπολογισμός των ηλεκτρικών καταναλώσεων για αερισμό

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής και προκειμένου να ευρεθούν οι ενεργειακές καταναλώσεις του αερισμού, έγινε χρήση του δείκτη ισχύος κινητήρα για παροχή (K_i) ή απαγωγή (Λ_i) αέρα ανηγμένου στη μονάδα ογκομετρικής παροχής αυτού, καθώς και στη μονάδα επιφάνειας δαπέδου του νοσοκομείου, προκειμένου να προσδιοριστούν οι συντελεστές ισχύος ανεμιστήρων προσαγωγής (V_i) και απαγωγής (Z_i) αντίστοιχα, όπως αυτοί δίνονται στις σχέσεις ΙΙΙ.7-2 και ΙΙΙ.7-3 (Η διαδικασία με την οποία προκύπτουν οι σχέσεις ΙΙΙ.7-2 και ΙΙΙ.7-3 για λόγους συνοχής της ύλης δίνεται στην παράγραφο 7.1) .

Η ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση για αερισμό δίδεται από τη σχέση:

$$W_{AEP.} = W^{AEP}_{προσ.} + W^{AEP}_{απαγ.} = \left[\sum_{i=1}^{6}\left(V_i \cdot H_{προσ,i}\right) + \sum_{i=1}^{6}\left(Z_i \cdot H_{απαγ,i}\right)\right] \cdot τ \quad \text{σε (kWh/ημέρα)} \qquad (III.7\text{-}1)$$

με

$$V_i = K_i \cdot A_i^{αναφ} \cdot \frac{Q^3_{i,προσ.}}{\left(Q^{αναφ}_{i,προσ.}\right)^2} \quad \text{σε (kW)} \qquad (III.7\text{-}2)$$

και

$$Z_i = Λ_i \cdot A_i^{αναφ} \cdot \frac{Q^3_{i,απαγ.}}{\left(Q^{αναφ}_{i,απαγ.}\right)^2} \quad \text{σε (kW)} \qquad (III.7\text{-}3)$$

Όπου: $W_{AEP.}$ είναι η ηλεκτρική κατανάλωση για αερισμό σε kWh/ημέρα, $W^{AEP}_{προσ.}$, $W^{AEP}_{απαγ.}$ η ημερήσια ηλεκτρική κατανάλωση για αερισμό και εξαερισμό αντίστοιχα, V_i και Z_i η ισχύς των ανεμιστήρων προσαγωγής και απαγωγής αντίστοιχα των χώρων της κατηγορίας i του υπό εξέταση νοσοκομείου, $A_i^{αναφ}$ το συνολικό εμβαδόν των χώρων της κατηγορίας i για το νοσοκομείο που επιλέχθηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής ως νοσοκομείο αναφοράς και δίδεται στον πίνακα ΙΙΙ.7-1, $Q^{αναφ}_{i,προσ.}$ και $Q^{αναφ}_{i,απαγ.}$ η ογκομετρική παροχή των ανεμιστήρων προσαγωγής και απαγωγής αέρα αντίστοιχα των χώρων της κατηγορίας i για το νοσοκομείο αναφοράς και δίδονται στον πίνακα ΙΙΙ.7-1, $Q_{i,προσ.}$ και $Q_{i,απαγ.}$ η παροχή των ανεμιστήρων προσαγωγής και απαγωγής αέρα αντίστοιχα των χώρων της κατηγορίας i του υπό εξέταση νοσοκομείου και οι οποίες βρίσκονται από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου, K_i, $Λ_i$ οι δείκτες ισχύος κινητήρων ανηγμένων στη μονάδα παροχής και στη μονάδα επιφανείας δαπέδου για τους κινητήρες του αέρα προσαγωγής και της απαγωγής αντίστοιχα των χώρων της κατηγορίας i οι οποίοι προσδιορίστηκαν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας και δίδονται στον πίνακα ΙΙΙ.7-1 και $H_{προσ,i}$, $H_{απαγ,i}$ τα χρονικά διαστήματα λειτουργίας των ανεμιστήρων προσαγωγής νωπού αέρα και απαγωγής των χώρων της κατηγορίας i ανά τυπική ημέρα, τα οποία προσδιορίστηκαν στα πλαίσια της παρούσας εργασίας και δίδονται στον πίνακα ΙΙΙ.7-1.

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΧΩΡΩΝ (i)	1	2	3	4	5	6
ΧΩΡΟΙ / ΜΕΤΑΒΛΗΤΕΣ	Ειδικοί Χώροι	Δωμάτια Ασθενών	Μονάδες Νοσηλείας	Βοηθητικές Μονάδες	Μαγειρείο	Πλυντήριο
$A_{i,αναφ.}$ (m^2)	7594	14382	17209	3484	647	631
$Q_{i,αναφ.προσ.}$ $\left(m^3/h\right)$	207366	130560	456948	50588	59700	16550
K_i $\left(kW/\left(\left(m^3/h\right)\times m^2\right)\right)$	7,789 (x 10^{-8})	2,924 (x 10^{-8})	3,289 (x 10^{-8})	αμελητέο	1,000 (x 10^{-6})	7,000 (x 10^{-7})
$Q_{i,αναφ.απαγ.}$ $\left(m^3/h\right)$	166195	97590	386985	27594	59490	18500
$Λ_i$ $\left(kW/\left(\left(m^3/h\right)\times m^2\right)\right)$	2,594 (x 10^{-8})	1,231 (x 10^{-8})	1,370 (x 10^{-8})	αμελητέο	4,000 (x 10^{-7})	3,000 (x 10^{-7})
$H_{προσ,i}$ (h)	16	24	10	-	8	8
$H_{απαγ,i}$ (h)	16	24	10	-	8	8

Πίνακας ΙΙΙ.7-1: Τιμές του $A_{i,αναφ.}$, $Q_{i,αναφ.προσ.}$ και δείκτη ισχύος κινητήρων K_i ανηγμένου στη μονάδα ογκομετρικής παροχής και στη μονάδα επιφανείας για τους κινητήρες ανεμιστήρων προσαγωγής νωπού αέρα και $Q_{i,αναφ.απαγ.}$ και δείκτη ισχύος κινητήρων $Λ_i$ ανηγμένου στη μονάδα παροχής και στη μονάδα επιφανείας για τους κινητήρες ανεμιστήρων απαγωγής αντίστοιχα των χώρων της κατηγορίας i, καθώς και τα χρονικά διαστήματα λειτουργίας $H_{προσ,i}$, $H_{απαγ,i}$ των ανεμιστήρων προσαγωγής και απαγωγής των χώρων της κατηγορίας i.

Ο χρόνος στη σχέση ΙΙΙ. 7-1 εμφανίζεται ως παράμετρος σε τρόπο ώστε να είναι δυνατή η χρήση διαφορετικών προγραμμάτων αερισμού στο υπό εξέταση νοσοκομείο. Ο συντελεστής ταυτοχρονισμού για τους κινητήρες που σχετίζονται με τον κλιματισμό λαμβάνεται 0,9 [58].

Η διαδικασία η οποία ακολουθήθηκε στα πλαίσια της παρούσας εργασίας για τον προσδιορισμό δεικτών ισχύος κινητήρων ανηγμένων στη μονάδα παροχής αέρα και στη μονάδα επιφανείας δαπέδου K_i, Λ_i για τους κινητήρες προσαγωγής και απαγωγής αντίστοιχα των χώρων της κατηγορίας i, καθώς και τα χρονικά διαστήματα λειτουργίας $H_{\pi\rho o\sigma,i}$, $H_{\alpha\pi\alpha\gamma,i}$ των ανεμιστήρων προσαγωγής και απαγωγής των χώρων της κατηγορίας i περιγράφονται κατωτέρω.

ΧΩΡΟΣ	ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ (m^2)	ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ (m^3/h)	ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ($m^3/h/m^2$)
Ειδικοί χώροι	5128	158100	30,829
Δωμάτια ασθενών	15958	123250	7,723
Μονάδες νοσηλείας	16482	342380	20,772
Βοηθητικές μονάδες	1445	20825	14,405
Σύνολο	39014	644555	16,521

Πίνακας ΙΙΙ.7-2: Παροχή νωπού αέρα και παροχή νωπού αέρα ανά μονάδα επιφανείας για τις διάφορες κατηγορίες χώρων ενός νοσοκομείου 700 κλινών στη Ζώνη Γ.

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, χρησιμοποιήθηκαν στοιχεία από τρία αντιπροσωπευτικά νοσοκομεία ευρισκόμενα στις κλιματικές ζώνες Α,Β και Γ αντίστοιχα (βλ. Παρ. Ι.1.1), προκειμένου να διερευνηθεί το κατά πόσον η παροχή νωπού αέρα σχετίζεται με την κλιματική ζώνη. Στην αρχή βρίσκεται η παροχή νωπού αέρα στις τέσσερις μεγάλες κατηγορίες χώρων οι οποίες εμφανίζουν παρόμοιες συνθήκες λειτουργίας, δηλαδή: ειδικοί χώροι, δωμάτια ασθενών, μονάδες νοσηλείας και βοηθητικές μονάδες. Στη συνέχεια η παροχή νωπού αέρα ανάγεται στη μονάδα επιφανείας δαπέδου, προκειμένου να είναι δυνατή η σύγκριση των παροχών. Κατόπιν και για τις τέσσερις κατηγορίες χώρων βρίσκεται η παροχή μονάδων αέρα απαγωγής για τα ίδια νοσοκομεία, καθώς και ο λόγος της παροχής νωπού αέρα προς τον αέρα απαγωγής. Αυτός ευρέθη σύμφωνος με τις προδιαγραφές [58]. Για το χρόνο λειτουργίας των ανεμιστήρων προσαγωγής και απαγωγής $H_{\pi\rho o\sigma,i}$ και $H_{\alpha\pi\alpha\gamma,i}$ στους ειδικούς χώρους έγιναν οι ακόλουθες παραδοχές, καθόσον δεν υπάρχουν βιβλιογραφικά δεδομένα. Για τα χειρουργεία λαμβάνονται 8ώρες λειτουργίας σε πλήρη ισχύ και τις υπόλοιπες 16ώρες στη μισή ισχύ (ανεμιστήρες 2 ταχυτήτων). Για τους χώρους ΜΕΠ, ΜΕΘ, εντατική καρδιολογίας, πρόωρων, λαμβάνονται 12 ώρες λειτουργίας σε πλήρη ισχύ και 12 ώρες λειτουργίας στη μισή ισχύ (να ληφθεί υπ'όψιν ότι οι περισσότεροι ανεμιστήρες και στους χώρους αυτούς είναι διπλής ταχύτητας). Για τα δωμάτια ασθενών λαμβάνονται 24 ώρες λειτουργίας (ανεμιστήρες μίας ταχύτητας) και για τις μονάδες νοσηλείας 10 ώρες λειτουργίας κατά τη διάρκεια των εργάσιμων ωρών (στην πλειονότητά τους ανεμιστήρες μονής ταχύτητας).

ΧΩΡΟΣ	**ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ (m^2)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΜΟΝΑΔΩΝ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΕΡΑ (m^3/h)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΜΟΝΑΔΩΝ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΕΡΑ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ($(m^3/h)/m^2$)**	**ΛΟΓΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΑΕΡΑ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΠΡΟΣ ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ**
Ειδικοί χώροι	5128	131274	25,599	0,830
Δωμάτια ασθενών	15958	86870	5,446	0,705
Μονάδες νοσηλείας	16482	304827	18,494	0,890
Βοηθητικές μονάδες	1445	9928	6,870	0,477
Σύνολο	39014	532899	13,659	0,827

Πίνακας ΙΙΙ.7-3: Παροχή των μονάδων απαγωγής αέρα και παροχή των μονάδων απαγωγής αέρα ανά μονάδα επιφανείας για τις διάφορες κατηγορίες χώρων ενός νοσοκομείου 700 κλινών στη Ζώνη Γ .

Οι προτεινόμενες ώρες λειτουργίας απαγωγής νωπού αέρα ελήφθησαν ίδιες με αυτές των ωρών προσαγωγής.

Σημειώνεται ότι οι χώροι των μαγειρείων και του πλυντηρίου, επειδή έχουν ιδιαίτερες απαιτήσεις, εξετάζονται ιδιαίτερα ως προς την προσαγωγή και την απαγωγή του αέρα.

Ο Πίνακας ΙΙΙ.7-2 δίνει την παροχή νωπού αέρα στις διάφορες κατηγορίες χώρων του πρώτου εκ των τριών εξετασθέντων νοσοκομείων (νοσοκομείο 700 κλινών στη Ζώνη Γ) από τα οποία αντλήθηκαν στοιχεία .

Για το ίδιο νοσοκομείο ο Πίνακας ΙΙΙ.7-3 δίνει την παροχή των μονάδων απαγωγής αέρα και την παροχή μονάδων απαγωγής αέρα ανά μονάδα επιφανείας, καθώς και τον λόγο παροχής αέρα απαγωγής προς το νωπό αέρα. Σημειώνεται ότι στις βοηθητικές μονάδες δεν περιλαμβάνεται μαγειρείο και πλυντήριο, επειδή αυτοί οι χώροι εξετάζονται ιδιαίτερα.

Ο Πίνακας ΙΙΙ.7-4 δίνει την παροχή νωπού αέρα στις διάφορες κατηγορίες χώρων του δευτέρου εκ των τριών εξετασθέντων νοσοκομείων (νοσοκομείο 650 κλινών στη Ζώνη Β).

ΧΩΡΟΣ	**ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ (m^2)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ (m^3/h)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ((m^3/h)/m^2)**
Ειδικοί χώροι	7594	207366	27,306
Δωμάτια ασθενών	14382	130560	9,078
Μονάδες νοσηλείας	17209	456948	26,553
Βοηθητικές μονάδες	3484	50588	14,519
Σύνολο	42670	845462	19,814

Πίνακας ΙΙΙ.7-4: Παροχή νωπού αέρα και παροχή νωπού αέρα ανά μονάδα επιφανείας για τις διάφορες κατηγορίες χώρων ενός νοσοκομείου 650 κλινών στη Ζώνη Β.

Η διαφοροποίηση στις ποσότητες νωπού αέρα μεταξύ αυτού του νοσοκομείου και του προηγούμενα εξετασθέντος οφείλεται στη διαφορετική εσωτερική δομή των νοσοκομείων, όπως επίσης και στο ότι, εξ αιτίας του σχεδιασμού, σε χώρους όπου επιτρέπεται η ανακυκλοφορία του αέρα βάσει των προδιαγραφών [58] π.χ. αμφιθέατρο, εστιατόριο, αίθουσες διδασκαλίας – βιβλιοθήκης στο νοσοκομείο αυτό, προβλέπεται κλιματισμός με 100% νωπό αέρα.

ΧΩΡΟΣ	**ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ (m^2)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΜΟΝΑΔΩΝ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΕΡΑ (m^3/h)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΜΟΝΑΔΩΝ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΕΡΑ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ((m^3/h)/m^2)**	**ΛΟΓΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΑΕΡΑ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΠΡΟΣ ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ**
Ειδικοί χώροι	7594	166195	21,885	0,801
Δωμάτια ασθενών	14382	97590	6,785	0,747
Μονάδες νοσηλείας	17209	386985	22,487	0,847
Βοηθητικές μονάδες	3484	27594	7,920	0,545
Σύνολο	42670	678364	15,898	0,802

Πίνακας ΙΙΙ.7-5: Παροχή των μονάδων απαγωγής αέρα και παροχή των μονάδων απαγωγής αέρα ανά μονάδα επιφανείας για τις διάφορες κατηγορίες χώρων ενός νοσοκομείου 650 κλινών στη Ζώνη Β.

Ο Πίνακας ΙΙΙ.7-5 δίνει την παροχή μονάδων απαγωγής αέρα για το ίδιο νοσοκομείο 650 κλινών στη Ζώνη Β .

Ο Πίνακας ΙΙΙ.7-6 δίνει την παροχή νωπού αέρα στις διάφορες κατηγορίες χώρων του τρίτου εκ των τριών νοσοκομείων (νοσοκομείο 450 κλινών στη Ζώνη Α).

ΧΩΡΟΣ	**ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ (m^2)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ (m^3/h)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ($(m^3/h)/m^2$)**
Ειδικοί χώροι	4785	95000	19,853
Δωμάτια ασθενών	9903	105588	10,662
Μονάδες νοσηλείας	9951	150644	15,138
Βοηθητικές μονάδες	1883	38700	20,55
Σύνολα	26522	389932	14,702

Πίνακας ΙΙΙ.7-6: Παροχή νωπού αέρα και παροχή νωπού αέρα ανά μονάδα επιφάνειας για τις διάφορες κατηγορίες χώρων ενός νοσοκομείου 450 κλινών στη Ζώνη Α.

Ο Πίνακας ΙΙΙ.7-7 δίνει την παροχή μονάδων απαγωγής αέρα για το τρίτο νοσοκομείο (νοσοκομείο 450 κλινών στη Ζώνη Α).

ΧΩΡΟΣ	**ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ (m^2)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΜΟΝΑΔΩΝ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΕΡΑ (m^3/h)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΜΟΝΑΔΩΝ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΕΡΑ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ($(m^3/h)/m^2$)**	**ΛΟΓΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΝΩΠΟΥ ΠΡΟΣ ΤΟΝ ΑΕΡΑ ΑΠΑΓΩΓΗΣ**
Ειδικοί χώροι	4785	72925	15,240	0,768
Δωμάτια ασθενών	9903	107892	10,895	1,022
Μονάδες νοσηλείας	9951	120847	12,144	0,802
Βοηθητικές μονάδες	1883	59250	31,46	1,503
Σύνολο	26522	360914	13,608	0,926

Πίνακας ΙΙΙ.7-7: Παροχή μονάδων απαγωγής αέρα και παροχή των μονάδων απαγωγής αέρα ανά μονάδα επιφάνειας για τις διάφορες κατηγορίες χώρων ενός νοσοκομείου 450 κλινών στη Ζώνη Α.

ΧΩΡΟΣ	**ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ m^2**	**ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ (m^3/h)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ($m^3/h/m^2$)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΜΟΝΑΔΩΝ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΕΡΑ (m^3/h)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΑΕΡΑ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ($(m^3/h)/m^2$)**	**ΛΟΓΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΑΕΡΑ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΠΡΟΣ ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ**
Μαγειρείο	839	49810	59,4	65790	78,4	1,32
Πλυντήριο	669	29750	44,5	32640	48,8	1,1

Πίνακας ΙΙΙ.7-8: Παροχή νωπού αέρα και παροχή μονάδων απαγωγής αέρα σε μαγειρείο και πλυντήριο σε νοσοκομείο 700 κλινών στη Ζώνη Γ.

Ο Πίνακας ΙΙΙ.7-8 δίνει την παροχή νωπού αέρα και την παροχή μονάδων απαγωγής αέρα στο μαγειρείο και το πλυντήριο του νοσοκομείο 700 κλινών στη Ζώνη Γ.

Ο Πίνακας ΙΙΙ.7-9 δίνει την παροχή νωπού αέρα και την παροχή μονάδων απαγωγής αέρα στο μαγειρείο και το πλυντήριο του νοσοκομείου 650 κλινών στη Ζώνη Β.

ΧΩΡΟΣ	**ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ m^2**	**ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ (m^3/h)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ((m^3/h)/m^2)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΜΟΝΑΔΩΝ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΕΡΑ (m^3/h)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΑΕΡΑ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ((m^3/h)/m^2)**	**ΛΟΓΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΑΕΡΑ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΠΡΟΣ ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ**
Μαγειρείο	647	59700	92,27	59490	91,4	1,00
Πλυντήριο	631	16550	26,22	18500	29,32	1,12

Πίνακας ΙΙΙ.7-9: Παροχή νωπού αέρα και παροχή μονάδων απαγωγής αέρα σε μαγειρείο και πλυντήριο σε νοσοκομείο 650 κλινών στη Ζώνη Β.

Ο Πίνακας ΙΙΙ.7-10 δίνει την παροχή νωπού αέρα και την παροχή μονάδων απαγωγής αέρα στο μαγειρείο και το πλυντήριο στο νοσοκομείο 450 κλινών στη Ζώνη Α.

Όπως φαίνεται και από τα στοιχεία των ανωτέρω πινάκων, η παροχή νωπού αέρα είναι ανεξάρτητη της κλιματικής ζώνης. Επομένως, για τον προσδιορισμό του δείκτη ισχύος ανά μονάδα παροχής νωπού αέρα / αέρα απαγωγής για ένα υπό εξέταση νοσοκομείο αρκούν τα στοιχεία ισχύος των ανεμιστήρων προσαγωγής / απαγωγής ενός νοσοκομείου που θεωρείται νοσοκομείο αναφοράς. Επελέγη το νοσοκομείο της ζώνης Β, καθόσον υπήρχαν για αυτό πλήρη στοιχεία για την ισχύ όλων των επιμέρους ανεμιστήρων (προσαγωγής και απαγωγής).

ΧΩΡΟΣ	**ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ m^2**	**ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ (m^3/h)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ((m^3/h)/m^2)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΜΟΝΑΔΩΝ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΕΡΑ (m^3/h)**	**ΠΑΡΟΧΗ ΑΕΡΑ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ((m^3/h)/m^2)**	**ΛΟΓΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΑΕΡΑ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΠΡΟΣ ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ**
Μαγειρείο	652	21750	33,358	39875	61,158	1,83
Πλυντήριο	413	16950	41,04	20000	46,51	1,13

Πίνακας ΙΙΙ.7-10: Παροχή νωπού αέρα και παροχή μονάδων απαγωγής αέρα σε μαγειρείο και πλυντήριο σε νοσοκομείο 450 κλινών στη Ζώνη Α.

Αρχικά ευρέθη η ισχύς των ανεμιστήρων των κύριων κλιματιστικών μονάδων για την προσαγωγή νωπού αέρα, καθώς και ο δείκτης ισχύος ανά μονάδα παροχής νωπού αέρα δηλαδή $kW/(m^3/h)$ για καθεμία από τις τέσσερις κατηγορίες χώρων, ο δείκτης της ισχύος ανά μονάδα παροχής νωπού αέρα και μονάδα επιφάνειας σε $kW/((m^3/h)\cdot m^2)$ καθώς και σε $(W/(lit/s)\cdot m^2)$, καθόσον αυτή η μονάδα προτείνεται στη βιβλιογραφία [29]. Τα ανωτέρω στοιχεία παρατίθενται στον πίνακα ΙΙΙ.7-11.

ΧΩΡΟΣ	ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ (m^2)	ΙΣΧΥΣ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΩΝ ΚΚΜ (kW)	ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ (m^3/h)	ΙΣΧΥΣ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΩΝ ΑΝΗΓΜΕΝΗ ΣΤΗ ΜΟΝΑΔΑ ΠΑΡΟΧΗΣ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ		ΔΕΙΚΤΗΣ ΙΣΧΥΟΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ ΑΝΗΓΜΕΝΟΣ ΣΤΗ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ΚΑΙ ΣΤΗ ΜΟΝΑΔΑ ΠΑΡΟΧΗΣ	
				(kW/(m^3/h))	(W/(lit/s))	(kW/((m^3/h) m^2))	(W/((lit/s) m^2))
Ειδικοί χώροι	7594	122,65	207366	$5{,}915 \times 10^{-4}$	2,129	$7{,}789 \times 10^{-8}$	$2{,}804 \times 10^{-4}$
Δωμάτια ασθενών	14382	54,90	130560	$4{,}205 \times 10^{-4}$	1,513	$2{,}924 \times 10^{-8}$	$1{,}052 \times 10^{-4}$
Μονάδες νοσηλείας	17209	258,70	456948	$5{,}661 \times 10^{-4}$	2,038	$3{,}289 \times 10^{-8}$	$1{,}911 \times 10^{-4}$
Βοηθητικές μονάδες	3484	-	50588	-	-	-	-
Σύνολο	42670	436,25	845462	$5{,}16 \times 10^{-4}$	1,857	$1{,}209 \times 10^{-8}$	$4{,}35 \times 10^{-5}$

Πίνακας ΙΙΙ.7-11: Παροχή νωπού αέρα, ισχύς ανεμιστήρων κύριων κλιματιστικών μονάδων (ΚΚΜ), ισχύς ανεμιστήρων ανηγμένη στη μονάδα παροχής νωπού αέρα και δείκτης ισχύος ανεμιστήρων ανηγμένος στη μονάδα επιφανείας και στη μονάδα παροχής νωπού αέρα.

ΧΩΡΟΣ	ΣΥΝΟΛΙΚΗ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑ (m^2)	ΙΣΧΥΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΩΝ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΩΝ (kW)	ΠΑΡΟΧΗ ΜΟΝΑΔΩΝ ΑΕΡΑ ΑΠΑΓΩΓΗΣ (m^3/h)	ΙΣΧΥΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΩΝ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΩΝ ΑΝΗΓΜΕΝΗ ΣΤΗ ΜΟΝΑΔΑ ΠΑΡΟΧΗΣ ΑΕΡΑ ΑΠΑΓΩΓΗΣ		ΔΕΙΚΤΗΣ ΙΣΧΥΟΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΩΝ ΑΝΕΜΙΣΤΗΡΩΝ ΠΑΡΟΧΗΣ ΜΟΝΑΔΩΝ ΑΠΑΓΩΓΗΣ ΑΝΑ ΜΟΝΑΔΑ ΕΠΙΦΑΝΕΙΑΣ ΚΑΙ ΣΤΗ ΜΟΝΑΔΑ ΠΑΡΟΧΗΣ	
				(kW/(m^3/h))	(W/(lit/s))	(kW/((m^3/h) m^2))	(W/((lit/s) m^2))
Ειδικοί χώροι	7594	32,74	166195	$1{,}97 \times 10^{-4}$	0,709	$2{,}594 \times 10^{-8}$	$9{,}34\ 10^{-5}$
Δωμάτια ασθενών	14382	17,28	97590	$1{,}771 \times 10^{-4}$	0,637	$1{,}231 \times 10^{-8}$	$4{,}43 \times 10^{-5}$
Μονάδες νοσηλείας	17209	91,24	386985	$2{,}358 \times 10^{-4}$	0,848	$1{,}370 \times 10^{-8}$	$4{,}93 \times 10^{-5}$
Βοηθητικές μονάδες	3484	-	27594	-	-	-	-
Σύνολο	42670	141,26	678364	$2{,}082 \times 10^{-4}$	0,749	$4{,}880 \times 10^{-9}$	$1{,}76 \times 10^{-5}$

Πίνακας ΙΙΙ.7-12: Παροχή μονάδων αέρα απαγωγής, ισχύς φυγοκεντρικών ανεμιστήρων απαγωγής, ισχύς φυγοκεντρικών ανεμιστήρων ανηγμένη στη μονάδα παροχής αέρα των μονάδων απαγωγής και δείκτης ισχύος φυγοκεντρικών ανεμιστήρων ανηγμένος στη μονάδα επιφανείας και στη μονάδα παροχής αέρα των μονάδων απαγωγής.

Η ίδια διαδικασία ακολουθήθηκε για να βρεθεί η ισχύς των φυγοκεντρικών ανεμιστήρων απαγωγής σε $\mathrm{kW}/\left(\mathrm{m}^3/\mathrm{h}\right)$, καθώς και ο δείκτης της ισχύος ανά μονάδα παροχής αέρα απαγωγής και μονάδα επιφάνειας σε $\mathrm{kW}/((\mathrm{m}^3/\mathrm{h})\cdot\mathrm{m}^2)$ και σε $\left(\mathrm{W}/(\mathrm{lit}/\mathrm{s})\cdot\mathrm{m}^2\right)$. Τα στοιχεία αυτά παρατίθενται στον πίνακα ΙΙΙ.7-12.

Η μέθοδος εφαρμοζόμενη για προσαγωγή προκλιματισμένου νωπού αέρα, σύμφωνα με τον Πίνακα ΙΙΙ.7-2,κ και απαγωγή αέρα, σύμφωνα με τον Πίνακα ΙΙΙ.7-3, δίνει τιμή $50\,\mathrm{kWh}/\mathrm{m}^2\cdot\text{έτος}$ που είναι σύμφωνη με τις τιμές που δίδονται στη βιβλιογραφία [19].

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία, ένα μέτρο της απόδοσης ενός συστήματος διανομής αέρα, είναι η ειδική ισχύς του ανεμιστήρα που δίνεται συνήθως σε $\mathrm{W}/(\mathrm{lit}/\mathrm{s})$ [29]. Οι υπολογισθείσες τιμές για τις παραπάνω ειδικές ισχύες ανεμιστήρα που δίδονται στον πίνακα ΙΙΙ.7-12 εναρμονίζονται με τις αναφερόμενες στη βιβλιογραφία [29,57].

Σύμφωνα ακόμη με άλλη βιβλιογραφία [25], ο δείκτης παροχής αέρα σε $\mathrm{m}^3/\mathrm{min}$ ανηγμένος στη μονάδα της επιφάνειας κυμαίνεται από 0,15 έως 0,45 με μέσο όρο 0,3 $\mathrm{m}^3/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{min}\right)$. Φαίνεται και πάλι ότι οι ευρεθείσες τιμές, όπως αυτές εμφανίζονται στους Πίν. ΙΙΙ.7-2, Πίν. ΙΙΙ.7-4 και Πίν.ΙΙΙ.7-6 είναι σύμφωνες με τη βιβλιογραφία, αφού κυμαίνονται από 0,24 έως $0{,}33\,\mathrm{m}^3/\left(\mathrm{m}^2\cdot\mathrm{min}\right)$.

7. 1 Η ηλεκτρική ισχύς των ανεμιστήρων για αερισμό (V_i) και εξαερισμό (Z_i)

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [51] ισχύει:

$$P_{\text{ανεμ},1} = P_{\text{ανεμ},2}\cdot\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^4\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3\left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right) \qquad \text{(III.7-4)}$$

όπου ο δείκτης 1 συμβολίζει τα μεγέθη για τον υπό εξέταση ανεμιστήρα και ο δείκτης 2 τα μεγέθη για τον ανεμιστήρα του οποίου τα στοιχεία είναι γνωστά, $P_{\text{ανεμ},1}$ και $P_{\text{ανεμ},2}$ είναι οι ισχύες των ανεμιστήρων σε kW, d_1 και d_2 είναι οι διάμετροι πτερωτής των ανεμιστήρων, τα Q_1, Q_2 είναι οι ογκομετρικές παροχές και ρ_1, ρ_2 είναι οι πυκνότητες.

Από τη σχέση ΙΙΙ.7-4 για $\rho_1 = \rho_2$ και $d_1 = d_2$ προκύπτει:

$$P_{\text{ανεμ},1} = P_{\text{ανεμ},2}\cdot\left(\frac{Q_1}{Q_2}\right)^3 \quad \text{σε (kW)} \qquad \text{(III.7-5)}$$

Η σχέση αυτή επιτρέπει τον υπολογισμό της ισχύος των ανεμιστήρων $P_{\text{ανεμ},i}$ προσαγωγής

/ απαγωγής του υπό εξέταση νοσοκομείου, εάν είναι γνωστές οι ογκομετρικές παροχές αέρα Q_i προσαγωγής / απαγωγής αυτού, βάσει της ισχύος των ανεμιστήρων $P_{ανεμ,i}^{αναφ}$ προσαγωγής / απαγωγής και των ογκομετρικών παροχών (παροχές αναφοράς) $Q_i^{αναφ}$ του νοσοκομείου αναφοράς που εξετάστηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής.

Ισχύει:

$$P_{ανεμ,i} = P_{ανεμ,i}^{αναφ}\left(\frac{Q_i}{Q_i^{αναφ}}\right)^3 \Rightarrow P_{ανεμ,i} = \frac{P_{ανεμ,i}^{αναφ}}{A_i^{αναφ}\cdot Q_i^{αναφ}}\cdot A_i^{αναφ}\cdot\frac{Q_i^3}{\left(Q_i^{αναφ}\right)^2} \qquad (ΙΙΙ.7\text{-}5α)$$

Από την σχέση ΙΙΙ.7-5α προκύπτει για $Q_i = Q_{i,προσ.}$, $Q_i^{αναφ} = Q_{i,προσ.}^{αναφ}$, $P_{ανεμ,i} = P_{ανεμ.προσ,i}$, $P_{ανεμ,i}^{αναφ} = P_{ανεμ.προσ,i}^{αναφ}$ και $K_i = \frac{P_{ανεμ.προσ,i}^{αναφ}}{A_i^{αναφ}\cdot Q_{i,προσ.}^{αναφ}}$:

$$P_{ανεμ.προσ,i} = K_i\cdot A_i^{αναφ}\cdot\frac{Q_{i,προσ.}^3}{\left(Q_{i,προσ.}^{αναφ}\right)^2} \quad σε\ (kW) \qquad (ΙΙΙ.7\text{-}6)$$

Η ηλεκτρική κατανάλωση ($W_{προσ.}^{ΑΕΡ}$) για την προσαγωγή του αέρα θα δίδεται από τη σχέση:

$$W_{προσ.}^{ΑΕΡ} = \sum_{i=1}^{6}(P_{ανεμ.προσ,i}\cdot H_{προσ,i}) = \sum_{i=1}^{6}(V_i\cdot H_{προσ,i}) \quad σε\ (kWh) \qquad (ΙΙΙ.7\text{-}7)$$

Όπου

$$V_i = K_i\cdot A_i^{αναφ}\cdot\frac{Q_{i,προσ.}^3}{\left(Q_{i,προσ.}^{αναφ}\right)^2} \qquad (ΙΙΙ.7\text{-}8)$$

Με αντίστοιχη διαδικασία προκύπτει και η σχέση ΙΙΙ.7-3.

8. Υπολογισμός των ηλεκτρικών καταναλώσεων για κλιματισμό

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, γίνεται μία προσπάθεια για τον προσεγγιστικό υπολογισμό του ψυκτικού φορτίου στα ελληνικά νοσοκομεία και στη συνέχεια για τον υπολογισμό της απαιτούμενης ηλεκτρικής ενέργειας, εξαιτίας του κλιματισμού θέρους σε αυτά. Όπως έχει ήδη αναφερθεί (βλ. παρ.Ι.2.7), στα νοσοκομεία εφαρμόζεται κλιματισμός ειδικών απαιτήσεων. Το μέγεθος του φορτίου κλιματισμού θέρους ενός νοσοκομείου εξαρτάται από διάφορους παράγοντες, οι περισσότεροι των οποίων εξαρτώνται από τις κλιματικές συνθήκες, αναλόγως της κλιματικής ζώνης στην οποία ανήκει το νοσοκομείο (βλ. Παρ Ι.1.1).

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως (βλ. παρ. Ι.2.7.1), οι διάφοροι χώροι ενός νοσοκομείου εμφανίζουν διαφορετικές απαιτήσεις θερμοκρασίας και υγρασίας το θέρος και συνεπώς διαφορετικά ψυκτικά φορτία. Το νοσοκομείο, εξ αιτίας της ομοιομορφίας των υψηλών απαιτήσεων που υπάρχουν στους ειδικούς χώρους ως προς τον κλιματισμό, χωρίστηκε και πάλι σε κλιματιζόμενους χώρους ειδικών απαιτήσεων (χειρουργεία, ΜΕΠ, ΜΕΘ, κλπ.) και στο υπόλοιπο νοσοκομείο (θάλαμοι νοσηλείας, λειτουργικά τμήματα κλπ.). Οι διάφοροι χώροι του νοσοκομείου διακρίνονται σε τέσσερις κατηγορίες (i=1...4), όπως προηγουμένως.

Για τον υπολογισμό των ψυκτικών φορτίων στο υπό εξέταση νοσοκομείο (και ακολούθως της απαιτούμενης ηλεκτρικής ενέργειας $W_{\text{κλιμ.θέρους}}$), απαιτείται η γνώση τυχόν εφαρμογής συστήματος ανάκτησης ψύξης, (που εκφράζεται από το συντελεστή ανάκτησης ψύξης λ_i) καθώς και από την ποσότητα κλιματιζόμενου νωπού αέρα που εκφράζεται από τον παράγοντα διόρθωσης F_i, εξαιτίας της διαφορετικής παροχής νωπού αέρα σε αυτό.

Ο υπολογισμός των ψυκτικών φορτίων $(Q_{\text{ψυξ}})$ εξαιτίας του κλιματισμού θέρους προτείνεται να γίνεται με βάση τη σχέση ΙΙΙ.8-1 που ακολουθεί, και η ηλεκτρική ενεργειακή κατανάλωση εξαιτίας κλιματισμού θέρους ($W_{\text{κλιμ.θέρους}}$) δίδεται εφαρμόζοντας τη σχέση Ι.1.2.7-2 με τις κατάλληλες μονάδες, όπως αυτές δίδονται στην παράγραφο Ι.1.2.7 με ψυκτικό φορτίο σχεδιασμού που υπολογίστηκε από τη σχέση ΙΙΙ.8-1 και CDD τις ψυχρoημέρες του μήνα δηλαδή:

$$Q_{\text{ψυξ}} = \sum_{i=1}^{4}\left[A_{i,\psi} \cdot \kappa_i \cdot \sigma_\psi \cdot \left(1-\lambda_{i,\psi}\right) + A_{i,\psi} \cdot F_{i,\psi}\right] \quad \text{σε} \quad (\text{kW}) \qquad \text{(ΙΙΙ.8-1)}$$

$$W_{\text{κλιμ.θέρους}} = \frac{Q_{\text{ψυξ}} \cdot (\text{CDD}) \cdot 24}{1000 \cdot (\text{SEER}) \cdot \Delta\theta_d} \quad \text{σε (kWh/μήνα)} \qquad \text{(ΙΙΙ.8-2)}$$

όπου $A_{i,\psi}$ η συνολική επιφάνεια δαπέδου όλων των ψυχόμενων χώρων σε m^2 που ανήκουν στην κατηγορία i και βρίσκεται από τη μελέτη εφαρμογής του κτιρίου, κ_i ο δείκτης ολικού ψυκτικού φορτίου ανηγμένου στη μονάδα επιφανείας δαπέδου ψυχόμενων χώρων για την κατηγορία i (σε RT/m^2) που προσδιορίζεται στα πλαίσια της παρούσας

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΧΩΡΩΝ (i)	$\kappa_i\left(RT/m^2\right)$		
	ΖΩΝΗ Α	ΖΩΝΗ Β	ΖΩΝΗ Γ
1	0,089	0,089	0,138
2	0,042	0,051	0,069
3	0,045	0,051	0,069
4	-	0,051	0,069

Πίνακας ΙΙΙ.8-1: Συντελεστές ψυκτικού φορτίου ανηγμένου στη μονάδα ψυχόμενης επιφανείας για νοσοκομεία που βρίσκονται σε πόλεις στις ζώνες: Α (θερμοκρασία ξηρού θερμομέτρου $36\,°C$ και 40% σχετική υγρασία), Β (θερμοκρασία ξηρού θερμομέτρου $35\,°C$ και 35% σχετική υγρασία) και Γ (θερμοκρασία ξηρού θερμομέτρου $40\,°C$ και 35% σχετική υγρασία).

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΧΩΡΩΝ (i)	ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ $\Phi_{i,\psi}\left(m^3/h/m^2\right)$		
	ΖΩΝΗ Α	ΖΩΝΗ Β	ΖΩΝΗ Γ
1	19,853	27,306	30,829
2	10,662	9,078	7,723
3	15,138	26,533	20,772
4	-	-	-

Πίνακας ΙΙΙ.8-2: Παροχές νωπού αέρα σε ελληνικά νοσοκομεία που βρίσκονται σε πόλεις στις τρεις κλιματικές ζώνες: Α (θερμοκρασία ξηρού θερμομέτρου $36\,°C$ και 40% σχετική υγρασία), Β (θερμοκρασία ξηρού θερμομέτρου $35\,°C$ και 35% σχετική υγρασία) και Γ (θερμοκρασία ξηρού θερμομέτρου $40\,°C$ και 35% σχετική υγρασία)

εργασίας και δίδεται στον πίνακα ΙΙΙ.8-1 για τις ζώνες Α, Β και Γ, σ_ψ ο συντελεστής μετατροπής του ψυκτικού φορτίου από ψυκτικούς τόνους (RT) σε ψυκτική ισχύ (KW)(1RT=3,517kW), $\lambda_{i,\psi}$ ο συντελεστής ανάκτησης ψύξης για τους χώρους της κατηγορίας i που προσδιορίζεται στα πλαίσια της παρούσας εργασίας και δίδεται στον πίνακα ΙΙΙ.8-3. Ακόμη $F_{i,\psi}$ είναι ο παράγοντας διόρθωσης εξαιτίας της διαφορετικής

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΧΩΡΩΝ (i)	Συντελεστής ανάκτησης για ψύξη $(\lambda_{i,\psi})$
1	0,194
2	0,143
3	0,143
4	0,143

Πίνακας ΙΙΙ.8-3: Τιμές του συντελεστή ανάκτησης ψύξης για την εκάστοτε κατηγορία χώρων.

παροχής νωπού αέρα για τους χώρους της κατηγορίας i ανηγμένος στη μονάδα επιφανείας δαπέδου των ψυχόμενων χώρων για το υπό εξέταση νοσοκομείο ο οποίος υπολογίζεται με βάση τη σχέση ΙΙΙ.8-3(Η διαδικασία με την οποία προέκυψε η σχέση αυτή θα αναλυθεί στη συνέχεια για λόγους συνοχής της ύλης).

$$F_{i,\psi} = \frac{\left(\Phi_{i,\psi}^{\alpha\nu\alpha\varphi.} - \Phi_{i,\psi}\right)\cdot S_i \cdot \left(3{,}364\times10^{-4}\left(\theta_{\pi\acute{o}\lambda\eta\varsigma}^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma} - \theta_{\nu o\sigma o\kappa.}^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma}\right)\right)}{A_{i,\psi}} + \frac{\left(\Phi_{i,\psi}^{\alpha\nu\alpha\varphi.} - \Phi_{i,\psi}\right)\cdot S_i \cdot \left(8{,}12\times10^{-4}\left(W_{\alpha\acute{\varepsilon}\rho\alpha\,\varepsilon\iota\sigma\acute{o}\delta o\upsilon}^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma} - W_{\alpha\acute{\varepsilon}\rho\alpha\,\varepsilon\xi\acute{o}\delta o\upsilon}^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma}\right)\right)}{A_{i,\psi}} \quad \sigma\varepsilon\ (kW/m^2) \qquad (III.8-3)$$

όπου: $\Phi_{i,\psi}^{\alpha\nu\alpha\varphi.}$ είναι η παροχή νωπού αέρα των χώρων της κατηγορίας i ανηγμένη στη μονάδα επιφανείας δαπέδου ψυχόμενων χώρων που λαμβάνεται ως παροχή αναφοράς (προτείνονται οι παροχές αέρα της ζώνης Γ, ως οι περισσότερο αντιπροσωπευτικές), $\Phi_{i,\psi}$ η παροχή νωπού αέρα των χώρων της κατηγορίας i του υπό εξέταση νοσοκομείου, ανηγμένη στη μονάδα επιφανείας δαπέδου ψυχόμενων χώρων $((m^3/h)/m^2)$, S_i η συνολική επιφάνεια στην οποία παρέχεται νωπός αέρας στους χώρους της κατηγορίας i του υπό εξέταση νοσοκομείου (m^2), $\theta_{\pi\acute{o}\lambda\eta\varsigma}^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma}$ η θερμοκρασία θερμομέτρου ξηρού βολβού για τις συνθήκες σχεδιασμού θέρους της πόλης, όπου βρίσκεται το υπό εξέταση νοσοκομείο, $\theta_{\nu o\sigma o\kappa.}^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma}$ η μέση θερμοκρασία εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου (συνήθως 26°C), $W_{\alpha\acute{\varepsilon}\rho\alpha\,\varepsilon\iota\sigma\acute{o}\delta o\upsilon}^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma}$ η απόλυτη υγρασία σε $gr/kg_{\xi.\alpha.}$, που αντιστοιχεί σε συνθήκες θερμοκρασίας σχεδιασμού θέρους ($\theta^{\text{θέρος}}_{\text{πόλης}}$) για την πόλη όπου βρίσκεται το υπό μελέτη νοσοκομείο και $W^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εξόδου}}$ η απόλυτη υγρασία σε $gr/kg_{\text{ξ.α.}}$ που αντιστοιχεί σε $\theta^{\text{θέρος}}_{\text{νοσοκ.}}$ και σχετική υγρασία περίπου 50%. Η θερμοκρασία ξηρού θερμομέτρου για συνθήκες σχεδιασμού θέρους της πόλης, όπου βρίσκεται το υπό εξέταση νοσοκομείο μπορούν να αναζητηθούν στη βιβλιογραφία [63] για τις κυριότερες

	Συνθήκες εισόδου (θέρους)			Συνθήκες εξόδου (θέρους)		
	Εξωτερικές κλιματικές συνθήκες			Εσωτερικές συνθήκες νοσοκομείου		
Κλιματική Ζώνη	Θερμοκρασία ξηρού βολβού θ_{ξ_1} (°C)	Σχετική υγρασία % Σ.Υ.	Απόλυτη υγρασία $W_{\text{αέρα εισόδου}}$ $gr/kg_{\text{ξ.α.}}$	Θερμοκρασία ξηρού βολβού θ_{ξ_2} (°C)	Σχετική υγρασία % Σ.Υ.	Απόλυτη υγρασία $W_{\text{αέρα εξόδου}}$ $gr/kg_{\text{ξ.α.}}$
Α	36	40	14,6	26	50%	10,4
Β	35	35	12	26	50%	10,4
Γ	40	35	16	26	50%	10,4

Πίνακας ΙΙΙ.8-4: Εξωτερικές κλιματικές συνθήκες σε Ελληνικά νοσοκομεία που βρίσκονται στις τρεις κλιματικές ζώνες Α, Β και Γ και εσωτερικές συνθήκες στα νοσοκομεία αυτά κατά τη διάρκεια του θέρους.

ελληνικές πόλεις. Ο Πίνακας ΙΙΙ.8-4 δίνει τις εξωτερικές κλιματικές συνθήκες σε πόλεις που βρίσκονται ελληνικά νοσοκομεία στις κλιματικές ζώνες Α, Β, και Γ, καθώς και τις εσωτερικές συνθήκες σε αυτά.

Στη συνέχεια δίδεται η διαδικασία που ακολουθήθηκε για τον προσδιορισμό των τιμών του δείκτη κ_i, του συντελεστή ανάκτησης ψύξης $\lambda_{i,\psi}$ και του παράγοντα διόρθωσης εξαιτίας της διαφορετικής παροχής νωπού αέρα $F_{i,\psi}$. Ο δείκτης ψυκτικού φορτίου (θερμικού κέρδους) ανηγμένου στη μονάδα επιφανείας δαπέδου ψυχόμενων χώρων (κ_i) εκφράζει το θερμικό κέρδος κατά το θέρος όλων των χώρων του νοσοκομείου που ανήκουν στην κατηγορία i προς τη συνολική επιφάνεια των κλιματιζόμενων χώρων. Για τον προσδιορισμό των δεικτών αυτών για την περίπτωση ελληνικών νοσοκομείων εξετάστηκαν νοσοκομεία στις κλιματικές ζώνες Α, Β και Γ. Από τη μελέτη εφαρμογής αυτών, βρέθηκε το φορτίο για ψύξη $Q_{i,\psi}$ χωρίς ανάκτηση για την εκάστοτε κατηγορία χώρων i (συμπεριλαμβανομένου και του ψυκτικού φορτίου αερισμού), καθώς και το αντίστοιχο εμβαδόν της επιφανείας δαπέδου των ψυχόμενων χώρων $A_{i,\psi}$.

Οι δείκτες κ_i προέκυψαν με βάση τη σχέση :

$$\kappa_i = \frac{Q_{i,\psi}}{A_{i,\psi}} \text{ (σε } RT/m^2 \text{)} \qquad \text{(III.8-4)}$$

και δίδονται για τις ζώνες Α, Β και Γ στον Πίνακα ΙΙΙ.8-1.

Οι παροχές νωπού αέρα $\Phi_{i,\psi}$ $((m^3/h)/m^2)$, ανηγμένες στη μονάδα της ψυχόμενης επιφανείας δαπέδου σε κάθε κλιματική ζώνη, που είναι αντίστοιχες των ανηγμένων δεικτών ψυκτικού φορτίου κ_i του Πίνακα ΙΙΙ.8-1 δίδονται στον Πίνακα ΙΙΙ.8-2.

Σχετικά με το συντελεστή ανάκτησης ψύξης $\lambda_{i,\psi}$, αυτός ορίζεται ως το πηλίκο του ανακτώμενου ψυκτικού φορτίου προς το συνολικό ψυκτικό φορτίο πριν την ανάκτηση για την κάθε μία κατηγορία χώρων. Για τον προσδιορισμό των συντελεστών αυτών, στα πλαίσια της παρούσας εργασίας, εξετάστηκε νοσοκομείο στο οποίο έχουν υιοθετηθεί μέτρα εξοικονόμησης ενέργειας. Στην περίπτωση αυτή, βρέθηκαν από τη μελέτη εφαρμογής το ψυκτικό φορτίο της κάθε κατηγορίας i χωρίς ανάκτηση, καθώς και αυτό με ανάκτηση. Οι συντελεστές ανάκτησης ψύξης $\lambda_{i,\psi}$ υπολογίστηκαν ως εξής:

$$\lambda_{i,\psi} = \frac{Q_{i,\psi,\alpha\nu\alpha\kappa\tau.}}{Q_{i,\psi}} \qquad \text{(III.8-5)}$$

όπου: $Q_{i,\psi,\alpha\nu\alpha\kappa\tau.}$ το ανακτώμενο ψυκτικό φορτίο των χώρων της κατηγορίας i σε RT και $Q_{i,\psi}$ το συνολικό ψυκτικό φορτίο των χώρων της κατηγορίας i χωρίς ανάκτηση σε RT.

Στον Πίνακα ΙΙΙ.8-3 δίδεται ο συντελεστής ανάκτησης για ψύξη για κάθε μία κατηγορία χώρων. Σημειώνεται ότι στην περίπτωση που δεν υπάρχει σύστημα ανάκτησης για ψύξη ο συντελεστής $\lambda_{i,\psi}$ θεωρείται μηδενικός, καθώς επίσης και ότι, εάν είναι γνωστός ο εφαρμοζόμενος συντελεστής ανάκτησης για το υπό εξέταση νοσοκομείο, τότε θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί αυτός και όχι ο προτεινόμενος.

Για το υπολογισμό των ωρών λειτουργίας του κλιματισμού, έγινε η παραδοχή ότι υπάρχει συνεχής και ταυτόχρονη λειτουργία όλων εκείνων των μηχανημάτων που αποτελούν ένα σύστημα κλιματισμού π.χ. ψύκτες, αντλίες ανακυκλοφορίας κλπ. Η συνολική ηλεκτρική ισχύς αυτών ανέρχεται σε $1{,}1 kW/RT$ [58]. Στη βιβλιογραφία ως θερινή περίοδος ορίζεται αυτή που περιλαμβάνει τους μήνες Ιούνιο, Ιούλιο, Αύγουστο και

Σεπτέμβριο είναι δηλαδή 122 ημέρες[63]. Κατά τη διάρκεια αυτής της περιόδου κυρίως λειτουργεί κλιματισμός θέρους στα νοσοκομεία.

Ο παράγοντας διόρθωσης εξαιτίας της διαφορετικής παροχής νωπού αέρα $F_{i,\psi}$, παρέχει τη μεταβολή της ενεργειακής κατανάλωσης, λόγω ψύξης από σύστημα κεντρικού κλιματισμού, των χώρων μιας δεδομένης κατηγορίας του νοσοκομείου, εάν σε αυτούς υπάρχει διαφορετική παροχή νωπού αέρα από αυτή που δίδεται στα πλαίσια της παρούσας εργασίας και μπορεί να θεωρηθεί ως παροχή αναφοράς. Η τελευταία δίδεται στον Πίν. ΙΙΙ.8-2..

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία ισχύουν για την ψύξη με αφύγρανση [8,58]:

$$Q_{\text{αέρα αισθητό}} = 0{,}29 V_{\text{αέρα}} \cdot \left(\theta^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εισόδου}} - \theta^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εξόδου}}\right) \text{ σε } (\text{Kcal/h}) \qquad (\text{III.8-6})$$

και

$$Q_{\text{αέρα λανθάνον}} = 0{,}70 \cdot V_{\text{αέρα}} \cdot \left(W^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εισόδου}} - W^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εξόδου}}\right) \text{ σε } (\text{Kcal/h}) \qquad (\text{III.8-7})$$

όπου: $Q_{\text{αέρα αισθητό}}, Q_{\text{αέρα λανθάνον}}$ το αισθητό και το λανθάνον θερμικό φορτίο του αέρα σε Kcal/h, $\theta^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εισόδου}}$ η θερμοκρασία θερμομέτρου ξηρού βολβού (για τις συνθήκες σχεδιασμού θέρους) της πόλης όπου βρίσκεται το υπό εξέταση νοσοκομείο σε ^{o}C, $\theta^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εξόδου}}$ η μέση θερμοκρασία εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου κατά τη διάρκεια της θερινής περιόδου σε ^{o}C, $V_{\text{αέρα}}$ η ογκομετρική παροχή του αέρα σε m^3/h, $W^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εισόδου}}$, $W^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εξόδου}}$ η απόλυτη υγρασία του αέρα εισόδου και εξόδου σε $gr_{\text{νερού}}/kg_{\text{αέρα}}$.

επειδή $1 \text{ Kcal/h} = 1{,}16 \times 10^{-3} \text{ kW}$ είναι:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ολικό}} &= Q_{\text{αέρα αισθητό}} + Q_{\text{αέρα λανθάνον}} = \\ &= \left[3{,}364 \times 10^{-4}\left(\theta^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εισόδου}} - \theta^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εξόδου}}\right)\right] \cdot V_{\text{αέρα}} + \\ &+ \left[8{,}12 \times 10^{-4}\left(W^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εισόδου}} - W^{\text{θέρος}}_{\text{αέρα εξόδου}}\right)\right] \cdot V_{\text{αέρα}} \quad \text{σε (kW)} \qquad (\text{III.8-8}) \end{aligned}$$

Άρα προκύπτει ο παράγοντας $F_{i,\psi}$ λόγω διαφορετικής παροχής νωπού αέρα, όπως αυτός δίδεται από τη σχέση ΙΙΙ.8-3.

Σημειώνεται ότι στα ελληνικά νοσοκομεία, ενώ στη θέρμανση υπάρχει εφεδρικός εξοπλισμός σε κατάσταση ετοιμότητας ώστε να λειτουργήσει αυτός σε περίπτωση βλάβης, στην περίπτωση κλιματισμού θέρους δεν υπάρχει τέτοιος στα περισσότερα από αυτά.

IV. ΕΝΑΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΕΩΝ

1. Οι τέσσερις βασικές κατηγορίες χώρων σε ένα νοσοκομείο

Όπως αναφέρθηκε στην παράγραφο I.1.3, οι θερμικές ενεργειακές καταναλώσεις σε ένα νοσοκομείο καλύπτουν κυρίως τις πιο κάτω απαιτήσεις:

- ΘΕΡΜΑΝΣΗ
- ΣΥΓΚΡΟΤΗΜΑ ΠΛΥΣΗΣ ΡΟΥΧΩΝ
- ΧΩΡΟ ΠΡΟΕΤΟΙΜΑΣΙΑΣ ΓΕΥΜΑΤΩΝ
- ΘΕΡΜΟ ΝΕΡΟ ΧΡΗΣΗΣ
- ΑΠΟΣΤΕΙΡΩΣΗ
- ΥΓΡΑΝΣΗ

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, έγινε προσπάθεια εύρεσης ενός τρόπου προσδιορισμού των θερμικών ενεργειακών καταναλώσεων για ένα υπό εξέταση νοσοκομείο ο οποίος να μπορεί να εφαρμοσθεί και για τις τρεις κλιματικές ζώνες (βλ. Παρ I.3.5.1 σχήμα I.1.3.5-1).

Όπως έχει ήδη αναφερθεί στην παράγραφο III.1, οι διάφοροι χώροι ενός νοσοκομείου εμφανίζουν διαφορετικές απαιτήσεις (θέρμανσης, υγρασίας, αερισμού, δροσισμού κλπ.). Για το λόγο αυτό, στα πλαίσια του προτεινόμενου τρόπου υπολογισμού, ισχύει η ομαδοποίηση των χώρων στις 4 κατηγορίες κατά τον πίνακα III.1-1.

2. Υπολογισμός της θερμικής κατανάλωσης για θέρμανση

Οι διάφοροι χώροι ενός νοσοκομείου εμφανίζουν διαφορετικές απαιτήσεις θερμοκρασίας και συνεπώς διαφορετικές θερμικές απαιτήσεις.

Όπως προαναφέρθηκε στην παράγραφο III.8, για τον υπολογισμό των συνολικών ονομαστικών θερμικών απωλειών $Q_{θερμ}$, (και ακολούθως της απαιτούμενης μηνιαίας θερμικής ενέργειας $Q_{θερμ}^{μην}$ για θέρμανση) απαιτείται η γνώση τυχόν εφαρμογής συστήματος ανάκτησης θερμότητας (που εκφράζεται από το συντελεστή ανάκτησης θερμότητας $λ_{i,θ}$) καθώς και από την ποσότητα κλιματιζόμενου νωπού αέρα (που εκφράζεται από τον παράγοντα διόρθωσης $F_{i,θ}$) εξαιτίας της διαφορετικής παροχής νωπού αέρα.

Ο υπολογισμός των συνολικών ονομαστικών θερμικών απωλειών $\left(Q_{θερμ}\right)$

προτείνεται να δίδεται από τη σχέση:

$$Q_{\theta\varepsilon\rho\mu} = \sum_{i=1}^{4}\left[A_{i,\theta}\cdot K_i(1-\lambda_{i,\theta}) + A_{i,\theta}\cdot F_{i,\theta}\right] \quad \sigma\varepsilon \quad (kW) \qquad (IV.2\text{-}1)$$

όπου $Q_{\theta\varepsilon\rho\mu}$ είναι οι συνολικές ονομαστικές θερμικές απώλειες του νοσοκομείου, $A_{i,\theta}$ η συνολική θερμαινόμενη επιφάνεια (m^2) όλων των χώρων που θερμαίνονται μέσω κεντρικού κλιματιστικού συστήματος το οποίο παρέχεται από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου και ανήκουν στην κατηγορία i, K_i ο δείκτης ονομαστικών θερμικών απωλειών ανηγμένος στη μονάδα επιφανείας δαπέδου των θερμαινόμενων χώρων για την κατηγορία i $\left(\sigma\varepsilon\, kW/m^2\right)$ που προσδιορίστηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής και δίδεται στον πίνακα IV.2-1 για τις ζώνες Α, Β και Γ, $\lambda_{i,\theta}$ ο συντελεστής ανάκτησης θερμότητας για τους χώρους της κατηγορίας i που προσδιορίστηκε στα πλαίσια της παρούσας εργασίας και ο οποίος δίδεται στον πίνακα IV.2-2 και $F_{i,\theta}$ ο παράγοντας διόρθωσης εξαιτίας διαφορετικής παροχής νωπού αέρα για τους χώρους της κατηγορίας i ανηγμένος στη μονάδα επιφανείας δαπέδου των θερμαινόμενων χώρων που δίδεται από τη σχέση:

$$F_{i,\theta} = \frac{\left(\Phi_{i,\theta}^{\alpha\nu\alpha\varphi.} - \Phi_{i,\theta}\right)\cdot S_i\cdot\left(3{,}364\times10^{-4}\left(\theta_{\nu o\sigma o\kappa.}^{\chi\varepsilon\iota\mu\acute{\omega}\nu\alpha\varsigma} - \theta_{\pi\acute{o}\lambda\eta\varsigma}^{\chi\varepsilon\iota\mu\acute{\omega}\nu\alpha\varsigma}\right)\right)}{A_{i,\theta}} + \frac{\left(\Phi_{i,\theta}^{\alpha\nu\alpha\varphi.} - \Phi_{i,\theta}\right)\cdot S_i\cdot\left(8{,}12\times10^{-4}\left(W_{\alpha\acute{\varepsilon}\rho\alpha\varsigma\ \varepsilon\xi\acute{o}\delta o\upsilon}^{\chi\varepsilon\iota\mu\acute{\omega}\nu\alpha} - W_{\alpha\acute{\varepsilon}\rho\alpha\varsigma\ \varepsilon\iota\sigma\acute{o}\delta o\upsilon}^{\chi\varepsilon\iota\mu\acute{\omega}\nu\alpha}\right)\right)}{A_{i,\theta}} \sigma\varepsilon\ (kW/m^2) \qquad (IV.2\text{-}2)$$

όπου: $\Phi_{i,\theta}^{\alpha\nu\alpha\varphi.}$ είναι η παροχή νωπού αέρα των χώρων της κατηγορίας i ανηγμένη στη μονάδα επιφανείας δαπέδου θερμαινόμενων χώρων σε $(m^3/h)/m^2$) που λαμβάνεται ως παροχή αναφοράς (προτείνονται οι παροχές της κλιματικής ζώνης Γ, ως οι περισσότερο αντιπροσωπευτικές) και δίδεται στον πίνακα IV.2-3 για τις τρεις κλιματικές ζώνες, $\Phi_{i,\theta}$ η παροχή νωπού αέρα των χώρων της κατηγορίας i του υπό εξέταση νοσοκομείου σε $(m^3/h)/m^2$ η οποία βρίσκεται από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου, S_i η συνολική επιφάνεια δαπέδου στην οποία παρέχεται κλιματισμένος νωπός αέρας στους χώρους της κατηγορίας i του υπό εξέταση νοσοκομείου σε m^2 και η οποία βρίσκεται από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου, $\theta_{\text{νοσ}}^{\text{μέση}}$ η μέση θερμοκρασία εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου σε ^{o}C, $\theta_{\text{πόλης}}^{\text{χειμώνας}}$ η θερμοκρασία θερμομέτρου ξηρού βολβού για τις συνθήκες σχεδιασμού χειμώνα της πόλης όπου βρίσκεται το υπό εξέταση νοσοκομείο η οποία δίδεται από τη βιβλιογραφία [63], $W_{\text{αέρα εξόδου}}$ η απόλυτη υγρασία σε $gr/kg_{\text{ξ.α.}}$, που αντιστοιχεί σε συνθήκες θερμοκρασίας $\theta_{\text{νοσ}}^{\text{μέση}}$ και σχετική υγρασία περίπου 50% και $W_{\text{αέρα εισόδου}}$ η απόλυτη υγρασία σε $gr/kg_{\text{ξ.α.}}$ που αντιστοιχεί σε συνθήκες σχεδιασμού χειμώνα θερμοκρασίας $\theta_{\text{πόλης}}^{\text{χειμώνας}}$ και σχετική υγρασία περίπου 80%, για την πόλη όπου βρίσκεται το υπό μελέτη νοσοκομείο. Ο Πίνακας IV.2-4 δίνει τις εξωτερικές κλιματικές συνθήκες σε πόλεις όπου βρίσκονται Ελληνικά νοσοκομεία στις κλιματικές ζώνες Α,Β και Γ καθώς και τις εσωτερικές συνθήκες σε αυτά.

Αξίζει να σημειωθεί ότι η συνολική επιφάνεια των χώρων που θερμαίνονται μέσω κεντρικού κλιματισμού $(A_{i,\theta})$ είναι μικρότερη της συνολικής επιφάνειας θερμαινόμενων χώρων για τους χώρους της ίδιας κατηγορίας (καθόσον υπάρχουν χώροι που δε θερμαίνονται μέσω κεντρικού κλιματισμού π.χ. διάδρομοι, κλιμακοστάσια, WC ασθενών).

Η μέση θερμοκρασία εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου $\left(\theta_{\text{νοσ}}^{\text{μέση}}\right)$ λαμβάνεται σύμφωνα με τη βιβλιογραφία 22 °C [19].

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΧΩΡΩΝ (i)	$K_i\left(kWh/hm^2\right)$		
	ΖΩΝΗ Α	ΖΩΝΗ Β	ΖΩΝΗ Γ
1	0,164	0,253	0,326
2	0,079	0,107	0,122
3	0,080	0,207	0,217
4	0,113	0,064	0,095

Πίνακας IV.2-1: Δείκτες ονομαστικών ωριαίων θερμικών απωλειών ανηγμένοι στη μονάδα επιφανείας δαπέδου θερμαινόμενων χώρων για νοσοκομεία ευρισκόμενα σε πόλεις που ανήκουν στις ζώνες: Α(θερμοκρασία θερμομέτρου ξηρού βολβού 3 ^{o}C και 75% σχετική υγρασία), Β (θερμοκρασία θερμομέτρου ξηρού βολβού -1^{o}C και 80% σχετική υγρασία) και Γ (θερμοκρασία θερμομέτρου ξηρού βολβού -10^{o}C και 80% σχετική υγρασία).

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΧΩΡΩΝ (i)	Συντελεστής ανάκτησης θερμότητας $(\lambda_{i,\theta})$
1	0,274
2	0,254
3	0,254
4	0,254

Πίνακας IV.2-2: Τιμές του συντελεστή ανάκτησης θερμότητας.

ΚΑΤΗΓΟΡΙΑ ΧΩΡΩΝ (i)	ΠΑΡΟΧΗ ΝΩΠΟΥ ΑΕΡΑ $\Phi_{i,\theta}^{αναφ.}(m^3/h)/m^2$		
	ΖΩΝΗ Α	ΖΩΝΗ Β	ΖΩΝΗ Γ
1	19,853	27,306	30,829
2	10,662	9,078	7,723
3	15,138	26,533	20,772
4	20,550	14,519	14,405

Πίνακας IV.2-3: Παροχές αναφοράς νωπού αέρα στις κλιματικές ζώνες Α, Β και Γ.

	Συνθήκες εισόδου (χειμώνας)			Συνθήκες εξόδου		
	Εξωτερικές κλιματικές συνθήκες			Εσωτερικές συνθήκες νοσοκομείου		
Κλιματική ζώνη	Θερμοκρασία ξηρού βολβού θ_{ξ_1} °C	Σχετική υγρασία Σ.Υ. %	Απόλυτη υγρασία $W_{αέρα\,εισόδου}$ $gr/kg_{ξ.α.}$	Θερμοκρασία ξηρού βολβού θ_{ξ_2} °C	Σχετική υγρασία Σ.Υ. %	Απόλυτη υγρασία $W_{αέρα\,εξόδου}$ $gr/kg_{ξ.α.}$
Α	3	75	3	22	50	8,3
Β	-1	80	2,9	22	50	8,3
Γ	-10	80	2,4	22	50	8,3

Πίνακας IV.2-4: Εξωτερικές κλιματικές συνθήκες σε πόλεις ευρισκόμενες στις τρεις κλιματικές ζώνες Α,Β και Γ και συνήθεις μέσες εσωτερικές συνθήκες σε ελληνικά νοσοκομεία κατά τη διάρκεια του χειμώνα.

Στη συνέχεια δίδεται η επεξήγηση των παραμέτρων των σχέσεων IV.2-1 και IV.2-2, οι τιμές των οποίων προσδιορίστηκαν στα πλαίσια της εργασίας αυτής, καθώς επίσης και οι διαδικασίες που ακολουθήθηκαν για τον προσδιορισμό τους.

Ο δείκτης των ονομαστικών ωριαίων θερμικών απωλειών ανηγμένος στη μονάδα επιφανείας δαπέδου θερμαινόμενων χώρων (K_i), εκφράζει τις θερμικές απώλειες ανά ώρα όλων των θερμαινόμενων χώρων που ανήκουν στην κατηγορία i, προς τη συνολική επιφάνεια των χώρων αυτών. Για τον προσδιορισμό των δεικτών αυτών στην περίπτωση ελληνικών νοσοκομείων εξετάστηκαν νοσοκομεία στις κλιματικές ζώνες Α, Β και Γ. Από τη μελέτη εφαρμογής αυτών, βρέθηκαν οι ονομαστικές ωριαίες θερμικές απώλειες Q_i για την κάθε κατηγορία χώρου, συμπεριλαμβανομένου και του θερμικού φορτίου για αερισμό και $A_{i,\theta}$ το αντίστοιχο εμβαδόν της επιφανείας δαπέδου των θερμαινόμενων μέσω κεντρικού κλιματισμού χώρων. Οι δείκτες προέκυψαν με βάση τη σχέση (IV.2-3) και δίδονται για τις κλιματικές ζώνες Α, Β και Γ στον Πίνακα IV.2-1.

$$K_i = \frac{Q_{i,\theta}}{A_{i,\theta}} \quad \text{σε (kW/m}^2\text{)} \qquad \text{(IV.2-3)}$$

Σχετικά με το συντελεστή ανάκτησης θερμότητας $\lambda_{i,\theta}$, αυτός ισούται με το πηλίκο του ανακτώμενου θερμαντικού φορτίου προς το συνολικό απαιτούμενο θερμαντικό φορτίο πριν την ανάκτηση, για την κάθε μία κατηγορία χώρων του Πίνακα ΙΙΙ.1-1. Για τον προσδιορισμό των συντελεστών αυτών, εξετάστηκε νοσοκομείο στο οποίο έχουν υιοθετηθεί μέτρα εξοικονόμησης ενέργειας. Στην περίπτωση αυτή βρέθηκαν από τις σχετικές μελέτες το θερμαντικό φορτίο της κάθε κατηγορίας χώρων i χωρίς ανάκτηση, καθώς και αυτό με ανάκτηση. Οι συντελεστές $\lambda_{i,\theta}$ ανάκτησης θερμότητας για τους χώρους της κατηγορίας i υπολογίστηκαν ως εξής:

$$\lambda_{i,\theta} = \frac{Q_{i,\theta\,\text{ανακτώμενο}}}{Q_{i,\theta}} \qquad \text{(IV.2-4)}$$

όπου: $Q_{i,\theta\,\text{ανακτώμενο}}$ το ωριαίο ανακτώμενο θερμικό φορτίο χώρων κατηγορίας i σε kW και $Q_{i,\theta}$ οι ονομαστικές ωριαίες θερμικές απώλειες για την κάθε κατηγορία χώρου (συμπεριλαμβανομένου και του θερμικού φορτίου για αερισμό) σε kWh/h.

Στο Πίνακα IV.2-2 δίδεται ο συντελεστής ανάκτησης θερμότητας για την κάθε μία κατηγορία χώρων του νοσοκομείου που υπολογίστηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής και ευρέθη σύμφωνος με τη βιβλιογραφία [16]. Σημειώνεται ότι στην περίπτωση που δεν υπάρχει εγκατεστημένο σύστημα ανάκτησης στο νοσοκομείο ο συντελεστής $\lambda_{i,\theta}$ λαμβάνεται ίσος με μηδέν, όπως επίσης ότι, εάν είναι γνωστός ο συντελεστής ανάκτησης που πρόκειται να εφαρμοσθεί για το υπό εξέταση νοσοκομείο, τότε θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί αυτός και όχι οι προτεινόμενοι.

Σχετικά με τον προσδιορισμό της σχέσης IV.2-1, ισχύει για τη θέρμανση με ύγρανση

[8,58]:

$$Q_{\text{αέρα αισθητό}} = 0{,}29 V_{\text{αέρα}} \cdot \left(\theta^{\text{χειμώνας}}_{\text{αέρα εξόδου}} - \theta^{\text{χειμώνας}}_{\text{αέρα εισόδου}}\right) \text{ σε } (\text{Kcal/h}) \quad \text{(IV.2-5)}$$

και

$$Q_{\text{αέρα λανθάνον}} = 0{,}70 V_{\text{αέρα}} \cdot \left(W^{\text{χειμώνας}}_{\text{αέρα εξόδου}} - W^{\text{χειμώνας}}_{\text{αέρα εισόδου}}\right) \text{ σε } (\text{Kcal/h}) \quad \text{(IV.2-6)}$$

και επειδή $1\text{Kcal/h} = 1{,}16 \times 10^{-3}\,\text{kW}$, είναι:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ολικό}} &= Q_{\text{αέρα αισθητό}} + Q_{\text{αέρα λανθάνον}} = \\ &= \left[3{,}364 \times 10^{-4}\left(\theta^{\text{χειμώνας}}_{\text{αέρα εξόδου}} - \theta^{\text{χειμώνας}}_{\text{αέρα εισόδου}}\right)\right] \cdot V_{\text{αέρα}} + \\ &\quad \left[8{,}12 \times 10^{-4}\left(W^{\text{χειμώνας}}_{\text{αέρα εξόδου}} - W^{\text{χειμώνας}}_{\text{αέρα εισόδου}}\right)\right] \cdot V_{\text{αέρα}} \quad \text{σε (kW)} \end{aligned} \quad \text{(IV.2-7)}$$

Από τη σχέση IV.2-7 προκύπτει ο παράγοντας διόρθωσης $F_{i,\theta}$ λόγω διαφορετικής παροχής νωπού αέρα, όπως αυτός δίδεται από τη σχέση IV.2-2. Ο παράγοντας $F_{i,\theta}$, παρέχει τη μεταβολή της ενεργειακής κατανάλωσης λόγω θέρμανσης από σύστημα κεντρικού κλιματισμού των χώρων του νοσοκομείου μιας δεδομένης κατηγορίας, εάν σε αυτούς υπάρχει διαφορετική παροχή νωπού αέρα σε σχέση με την παροχή που ευρέθη στα πλαίσια της παρούσας εργασίας για τον προσδιορισμό των συντελεστών K_i του Πίνακα IV.2-1. Οι παροχές νωπού αέρα ανηγμένες στη μονάδα της επιφανείας δαπέδου θερμαινόμενων χώρων $\left(\Phi^{\text{αναφ.}}_{i,\theta}\right)$ για κάθε κατηγορία χώρου, που υιοθετήθηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής για τον προσδιορισμό των δεικτών θερμαντικού φορτίου του Πίνακα IV.2-1 δίδονται στον Πίνακα IV.2-3 για τις κλιματικές ζώνες Α, Β και Γ. Στην περίπτωση που οι ποσότητες νωπού αέρα $\left(\Phi_{i,\theta}\right)$ λαμβάνονται ίδιες με αυτές της ζώνης στην οποία βρίσκεται το υπό εξέταση νοσοκομείο, ο συντελεστής $F_{i,\theta}$ προφανώς λαμβάνεται μηδενικός.

Όπως έχει ήδη αναφερθεί στην εισαγωγή (βλ. Παρ. Ι.1.3.5), το ποσό ενέργειας που απαιτείται για τη διατήρηση της θερμοκρασίας άνεσης σε ένα χώρο εξαρτάται κυρίως από τη διαφορά των θερμοκρασιών χώρου και περιβάλλοντος. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα ένα σύστημα θέρμανσης να μη λειτουργεί συνεχώς στη διάρκεια ενός εικοσιτετραώρου. Το γεγονός αυτό έχει επίδραση στην ενεργειακή κατανάλωση και θα πρέπει να ληφθεί υπόψιν. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιείται η μέθοδος των βαθμοημερών, όπως αυτή αναπτύχθηκε στην παράγραφο Ι.1.3.5.

Το μηνιαίο φορτίο $\left(Q_{θερμ}^{μην}\right)$ θα δίδεται από τη σχέση I.1.3.5-1.

Για τα ωριαία θερμικά φορτία του νοσοκομείου $Q_{θερ}$, που υπολογίζονται από τη σχέση (IV.2-1), θα ισχύει:

$$Q_{θερμ} = (UA)_b \cdot \left(θ_{νοσ}^{μέση} - θ_{πόλης}^{χειμώνας}\right) \Rightarrow (UA)_b = \frac{Q_{θερμ}}{θ_{νοσ}^{μέση} - θ_{πόλης}^{χειμώνας}} \qquad \text{(IV.2-8)}$$

Επομένως, ο παράγοντας $(UA)_b$ προκύπτει ως πηλίκο των ωριαίων ονομαστικών θερμικών απωλειών του κτιρίου προς τη θερμοκρασιακή διαφορά υπολογισμού.
Η σχέση (I.1.3.5-1) αντικαθιστώντας την (IV.2-8) γράφεται,

$$Q_{θερμ}^{μην} = 24 \cdot \frac{Q_{θερ}}{θ_{νοσ}^{μέση} - θ_{πόλης}^{χειμώνας}} \cdot D \cdot f_e \cdot C_D \quad σε\ (kWh) \qquad \text{(IV.2-9)}$$

όπου: $Q_{θερμ}^{μην}$ είναι το μηνιαίο θερμικό φορτίο για θέρμανση, $Q_{θερμ}$ είναι οι συνολικές θερμικές απώλειες του νοσοκομείου, που υπολογίζονται από τη σχέση (IV.2-1), $θ_{νοσ}^{μέση}$ η μέση θερμοκρασία εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου σε °C, $θ_{πόλης}^{χειμώνας}$ η θερμοκρασία θερμομέτρου ξηρού βολβού για συνθήκες σχεδιασμού χειμώνα της πόλης όπου βρίσκεται το υπό εξέταση νοσοκομείο σε °C, D : ο αριθμός των βαθμοημερών του μήνα σε °C ημέρα , f_e ο συντελεστής λειτουργίας [2] και C_D ο συντελεστής διόρθωσης για τις βαθμοημέρες με βάση τους 18°C ο οποίος δίδεται στη βιβλιογραφία[51,68].

Όπως έχει ήδη αναφερθεί στην εισαγωγή, οι βαθμοημέρες στη βιβλιογραφία δίδονται συνήθως με βάση αναφοράς τη θερμοκρασία των 18 °C. Η μέση θερμοκρασία $θ_{νοσ}^{μέση}$ του νοσοκομείου, όμως, είναι διαφορετική από αυτή των 18 °C, σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [19]. Στην περίπτωση αυτή, θα πρέπει να γίνει αναγωγή των βαθμοημερών των 18 °C σε βαθμοημέρες με βάση την θερμοκρασία $θ_{νοσ}^{μέση}$, εκτός αν χρησιμοποιηθούν οι βαθμοημέρες με βάση τους 18 °C για λόγους σύγκρισης. Για το σκοπό αυτό, χρησιμοποιείται η σχέση I.1.3.5-2 η οποία για τις παραμέτρους που χρησιμοποιούνται στο κεφάλαιο αυτό γράφεται:

$$D = N_m \cdot \left(\theta_{νοσ}^{μέση} - \theta_{μήνα}^{μέση}\right) + \left[0{,}744 + 0{,}00387 D_a - 0{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot D_a^2\right] \cdot N^{-\left[\frac{\left(\theta_{νοσ}^{μέση} - \theta_{μήνα}^{μέση}\right) + 11{,}11}{9{,}02}\right]^2} \qquad (IV.2-10)$$

όπου N_m είναι ο αριθμός των ημερών του μήνα, $\theta_{νοσ}^{μέση}$ η μέση θερμοκρασία των εσωτερικών χώρων του υπό εξέταση νοσοκομείου, $\theta_{μήνα}^{μέση}$ η μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος κατά τη διάρκεια του μήνα και D_a αριθμός των ετησίων βαθμοημερών με βάση τους $18\,°C$.

Το ετήσιο θερμικό φορτίο $\left(Q_{θερμ}^{ετήσιο}\right)$ του νοσοκομείου θα είναι:

$$Q_{θερμ}^{ετήσιο} = \sum_{j=1}^{ν} Q_{θερμ\ j}^{μην}, \quad όπου\ j = 1{,}2 \ldots ν \qquad (IV.2-11)$$

όπου το $Q_{θερμ\ j}^{μην}$ θα υπολογίζεται από τη σχέση IV.2-9 και $ν$ ο αριθμός των μηνών που υπάρχει απαίτηση θέρμανσης στο νοσοκομείο.

Για το υπό εξέταση νοσοκομείο σε μία κλιματική ζώνη, εάν δεν είναι γνωστές οι συνολικές ονομαστικές θερμικές απώλειες από τη μελέτη θέρμανσης του νοσοκομείου, τότε αυτές μπορούν να βρεθούν προσεγγιστικά από τους δείκτες ονομαστικών θερμικών απωλειών ανηγμένων στη μονάδα επιφανείας δαπέδων θερμαινόμενων χώρων για την ίδια κλιματική ζώνη που βρέθηκαν στα πλαίσια της εργασίας αυτής για κάθε ιδιαίτερη κατηγορία χώρων, εφόσον είναι γνωστές οι επιφάνειες των αντίστοιχων χώρων αυτού και για παρεμφερή αρχιτεκτονικό σχεδιασμό.

Εάν λοιπόν είναι γνωστές από τη μελέτη θέρμανσης του νοσοκομείου οι συνολικές ονομαστικές θερμικές απώλειες που αναφέρονται στη γνωστή θερμοκρασιακή διαφορά $\theta_{νοσ}^{μέση} - \theta_{πόλης}^{χειμώνα}$, αυτές χρησιμοποιούνται στη μέθοδο των βαθμοημερών για την εύρεση των μηνιαίων φορτίων, όπως επίσης και για την εύρεση της ενεργειακής κατανάλωσης λόγω θέρμανσης ανηγμένης στη μονάδα επιφανείας δαπέδου θερμαινόμενων χώρων.

Η ακολουθούμενη διαδικασία είναι όπως περιγράφεται πιο κάτω:

- Λαμβάνεται μόνο το 80% των συνολικών θερμικών απωλειών, καθόσον πάντοτε στη μελέτη θέρμανσης υφίσταται ένας συντελεστής προσαύξησης, συνήθως της τάξης του 20% για λόγους ασφαλείας [40].

- Υπολογίζεται το πηλίκο $Q_{θερμ} \Big/ \left(θ_{νοσ}^{μέση} - θ_{πόλης}^{χειμώνα}\right)$
- Θεωρώντας το συντελεστή $f_e = 1$ (για συνεχή λειτουργία) βρίσκουμε το μηνιαίο θερμικό φορτίο βάσει της σχέσης IV.2-10 συναρτήσει του αριθμού των βαθμοημερών του μήνα σε (°C· ημέρα), θεωρώντας συντελεστή διόρθωσης για τις βαθμοημέρες με βάση τους 18 °C [51,68].
- Στη συνέχεια βρίσκεται η ετήσια θερμική κατανάλωση βάσει της σχέσης IV.2-11 καθώς και η ετήσια ενεργειακή κατανάλωση λόγω θέρμανσης ανηγμένη στη μονάδα επιφανείας δαπέδου θερμαινόμενων χώρων.
- Ο συντελεστής απόδοσης της εγκατάστασης μεταβάλλεται από περίπου 0,6 για παλαιότερο εξοπλισμό θέρμανσης έως 0,9 για νεότερο εξοπλισμό υψηλής απόδοσης [68].
- Κατόπιν, και εφόσον αυτό απαιτείται, κανονικοποιείται η ενεργειακή κατανάλωση ως προς τις καταναλώσεις άλλου νοσοκομείου σε διαφορετική τοποθεσία, λαμβάνοντας υπ’όψιν πάντοτε τον αριθμό βαθμοημερών της περιοχής όπου βρίσκεται το κάθε νοσοκομείο.

3. Υπολογισμός της θερμικής κατανάλωσης στο συγκρότημα πλύσης ρούχων

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, γίνεται μία προσπάθεια εύρεσης μιας μεθόδου η οποία θα επιτρέπει τόσο τον προσδιορισμό των ενεργειακών καταναλώσεων στις πλέον ενεργοβόρες συσκευές (και επομένως και τη σύγκριση μεταξύ ιδίων συσκευών διαφόρων κατασκευαστών), όπως είναι οι συσκευές πλύσης, τα στεγνωτήρια, τα σιδερωτήρια και οι πρέσσες σιδερώματος, όσο και στη συνέχεια τον προσδιορισμό της συνολικής ενεργειακής κατανάλωσης του πλυντηρίου.

Επειδή οι περισσότερες από τις συσκευές χρησιμοποιούν ηλεκτρική και θερμική ενέργεια, εκ των οποίων η θερμική μπορεί να προσφέρεται από διαφορετικές πηγές ενέργειας (π.χ. ατμός, φυσικό αέριο ή άλλο καύσιμο αέριο και ηλεκτρισμός), η γνώση της μάζας ή του όγκου του καυσίμου ανηγμένου στη μονάδα του χρόνου δεν είναι οι πλέον πρόσφορες. Για το λόγο αυτό θεωρήθηκε σκόπιμο η θερμική κατανάλωση να εκφράζεται μόνο σε μονάδες ενέργειας (kWh) και να είναι ανηγμένη στη μονάδα της μάζας ξηρού ιματισμού ($Kg_{ξ.ι}$).

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, έγινε μελέτη των θερμικών ενεργειακών καταναλώσεων για κάθε συσκευή.

Στην εργασία αυτή εξετάζονται ως συσκευές πλύσης μόνο τα πλυντήρια-στιπτήρια κυλινδρικού κάδου γιατί αυτά αποτελούν την πλειονότητα στα Ελληνικά νοσοκομεία, καθόσον στην αγορά διατίθενται και τούνελ πλύσης. Στις συσκευές αυτές η θερμική ενέργεια καταναλώνεται για τη δημιουργία θερμού νερού, όπου αυτό απαιτείται, κατά τη διάρκεια της πλύσης.

Επειδή υπάρχει μεγάλος αριθμός προγραμμάτων πλύσης που μπορεί να εκτελέσει ένα πλυντήριο και, ως εκ τούτου, αντίστοιχες ενεργειακές καταναλώσεις, είναι προφανές ότι αυτές μπορεί να μην είναι ενδεικτικές ως προς την αναφερόμενη ενεργειακή κατανάλωση της συσκευής του πλυντηρίου. Από την έρευνα που έγινε στα πλαίσια της εργασίας αυτής, βρέθηκε ότι τα νοσοκομεία χρησιμοποιούν για τα διαφορετικά είδη ιματισμού και για τις διαφορετικές θερμοκρασιακές απαιτήσεις πλύσης αυτού κυρίως τρία προγράμματα.

			ΠΛΥΝΤΗΡΙΑ Λ_1 $\left(kWh/kg_{ξ.ι.}\right)$	**ΣΙΔΕΡΩΤΗΡΙΑ ΜΕΓΑΛΩΝ ΤΕΜΑΧΙΩΝ** Λ_2 $\left(kWh/kg_{ξ.ι.}\right)$	**ΣΤΕΓΝΩΤΗΡΙΑ** Λ_3 $\left(kWh/kg_{ξ.ι.}\right)$	**ΠΡΕΣΣΕΣ** Λ_4 $\left(kWh/kg_{ξ.ι.}\right)$
ΘΕΡΜΙΚΗ ΕΝΕΡΓΕΙΑ	**ΑΤΜΟΣ**	**ΜΕΣΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ($kWh/kg_{ξ.ι.}$)**	ΜΗ ΔΙΑΘΕΣΙΜΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ. ΘΕΩΡΗΤΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ 0,606	0,61	2,099	0,46
	ΑΕΡΙΟ	**ΜΕΣΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ($kWh/kg_{ξ.ι.}$)**	ΔΕΝ ΕΦΑΡΜΟΖΕΤΑΙ ΣΥΝΗΘΩΣ	0,728	1,853	ΔΕΝ ΕΦΑΡΜΟΖΕΤΑΙ
	ΗΛΕΚΤΡΙΣΜΟΣ	**ΜΕΣΗ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΗ ($kWh/kg_{ξ.ι.}$)**	ΔΕΝ ΕΦΑΡΜΟΖΕΤΑΙ ΣΥΝΗΘΩΣ	0,658	0,978	ΔΕΝ ΕΦΑΡΜΟΖΕΤΑΙ ΣΕ ΠΛΥΝΤΗΡΙΑ ΝΟΣΟΚΟΜΕΙΩΝ

Πίνακας IV.3-1: Μέση θερμική κατανάλωση συσκευών στις εγκαταστάσεις πλυντηρίων σε νοσοκομεία.

Συγκρίνοντας τα προγράμματα αυτά με εκείνα που ενδεικτικά δίδονται στο ISO 9398-4, παρατηρείται ότι υπάρχουν μεταξύ τους μικρές μόνο διαφορές εμφανιζόμενες κυρίως σε μεταβολές τόσο της θερμοκρασίας πλύσης, όσο και του χρόνου πλύσης. Σύμφωνα με τα στοιχεία της έρευνας, οι διαφορές αυτές οδηγούν σε πολύ μικρές διαφοροποιήσεις της ενεργειακής κατανάλωσης οι οποίες μπορούν να θεωρηθούν ως αποδεκτές. Κάθε ένα από τα προγράμματα αυτά έχει τη δική του ενεργειακή (θερμική και ηλεκτρική) κατανάλωση.

Η ενεργειακή κατανάλωση για τα πλυντήρια προτείνεται να είναι ο μέσος όρος των ενεργειακών καταναλώσεων των τριών αυτών τυποποιημένων και αντιπροσωπευτικών προγραμμάτων πλύσης.

Οι μηχανές πλυσίματος στα νοσοκομεία είναι συνήθως πλυντήρια μεγάλης χωρητικότητας (40-300kg ρούχων) [13]. Η συνολική χωρητικότητα του απαιτούμενου αριθμού αυτών συνδέεται άμεσα με τον αριθμό των κλινών του νοσοκομείου [58].
Οι ενεργειακές απαιτήσεις ενός τέτοιου πλυντηρίου δίδονται στον Πίνακα IV.3-1.

Οι μηχανές σιδερώματος μεγάλων τεμαχίων στα νοσοκομεία είναι συνήθως μηχανές μεγάλης παραγωγικότητας (άνω των 40kg/h) [13]. Η παραγωγικότητα του απαιτούμενου αριθμού αυτών συνδέεται άμεσα με τον αριθμό των κλινών του νοσοκομείου [58]. Το μέσον που παρέχει τη θερμότητα μπορεί να είναι: συνήθως ατμός πίεσης $6 \div 10$ bar_g, ηλεκτρισμός, καύση φυσικού ή άλλου αερίου με χρήση σε ορισμένες περιπτώσεις κατάλληλων υγρών για μετάδοση της θερμότητας (π.χ. ελαιόθερμα) [22].
Η θερμική ενέργεια απαιτείται για τη θέρμανση του κυλίνδρου ή των κυλίνδρων των σιδερωτηρίων μέχρι την απαιτούμενη θερμοκρασία σιδερώματος του προς σιδέρωμα ιματισμού π.χ. σεντόνια, κουβέρτες. Οι ενεργειακές απαιτήσεις των σιδερωτηρίων μεγάλων τεμαχίων δίνονται στον Πίνακα IV.3-1.

Τα στεγνωτήρια στα νοσοκομεία είναι συνήθως μηχανές μεγάλης ικανότητος (40 – 300 kg) [13] και χρησιμοποιούνται για την ξήρανση μικρών τεμαχίων π.χ. πετσέτες και μαξιλαροθήκες πριν αυτά οδηγηθούν στις πρέσσες σιδερώματος προκειμένου να μειωθεί η υγρασία την οποία έχουν μετά την πλύση τους. Η παραγωγή των στεγνωτηρίων και η χωρητικότητα αυτών δίδεται στη βιβλιογραφία [58]. Η ξήρανση αυτή επιτυγχάνεται με τη χρήση ατμού, ηλεκτρισμού και καύσης αερίου. Προκειμένου να επιτευχθεί η ξήρανση εισάγεται στο χώρο του κάδου θερμός αέρας μέσω ηλεκτρικού φυσητήρα. Ο αέρας θερμαίνεται, είτε από εναλλάκτη ατμού-αέρα, είτε με καύση φυσικού αερίου, είτε με χρήση ηλεκτρικής ενέργειας. Τα διάφορα είδη ιματισμού απαιτούν διαφορετικές θερμοκρασίες ξήρανσης και επομένως και διαφορετικούς χρόνους λειτουργίας των συσκευών. Ένας πλήρης κύκλος στεγνώματος δεν περιέχει τους χρόνους φόρτωσης και εκφόρτωσης της συσκευής [67]. Διευκρινίζεται ότι στο χρόνο που διαρκεί ένας κύκλος δεν παρέχεται συνεχώς θερμική ενέργεια για θέρμανση του αέρα ξήρανσης, διότι απαιτείται και ένα χρονικό διάστημα για την ψύξη του κάδου.

Όπως προκύπτει από μελέτη λειτουργίας τέτοιων συσκευών για έναν κύκλο χρονικής διάρκειας περίπου μίας ώρας, ο χρόνος παροχής θερμότητας ανέρχεται συνήθως σε 45 min για ιματισμό από 100% βαμβάκι που είναι ο συνηθέστερα χρησιμοποιούμενος στα ελληνικά νοσοκομεία. Τα στοιχεία που δίδονται στον πίνακα IV.3-1 αναφέρονται σε χρονικό διάστημα παροχής θερμικής η ηλεκτρικής ενέργειας μίας ώρας. Στην περίπτωση κύκλων ξήρανσης που απαιτούν χρόνο διαφορετικό της μίας ώρας πρέπει να γίνει αναγωγή των ενεργειακών καταναλώσεων στο χρόνο αυτό. Η θερμική ενέργεια απαιτείται για τη θέρμανση του αέρα ο οποίος εισέρχεται στο εσωτερικό του κάδου του στεγνωτηρίου μέχρι την απαιτούμενη θερμοκρασία ξήρανσης. Οι πρέσσες ατμού χρησιμοποιούνται για το σιδέρωμα μικρών τεμαχίων π.χ. πετσέτες, μαξιλαροθήκες και στολές προσωπικού που δεν σιδερώνονται στις μηχανές σιδερώματος μεγάλων τεμαχίων. Η κατανάλωση αυτών είναι μόνο θερμική (χρήση κυρίως ατμού) και δίνεται στον πίνακα IV.3-1.

Στο διάγραμμα ροής του σχήματος III.5-1 εμφανίζεται η διαδικασία που ακολουθείται συνήθως σε μία τυπική εγκατάσταση πλυντηρίου σε ένα ελληνικό νοσοκομείο.

Η συνολική θερμική ενεργειακή κατανάλωση συγκροτήματος πλυντηρίων για την πλήρη διαδικασία πλύσης για τους κυριότερους ενεργειακούς καταναλωτές, όπως αυτοί προκύπτουν από το σχήμα III.5-1 και τον πίνακα IV.3.1 προτείνεται να δίδεται από τη σχέση:

$$W_{ΠΛΥΝ.}^{ΘΕΡ.} = K \cdot k \cdot c \cdot \left[Λ_1 + x_1 \cdot Λ_2 + (1 - x_1) \cdot Λ_3 + (1 - x_1) \cdot x_2 \cdot Λ_4\right]$$ σε (kWh/ημέρα) (IV.3-1)

όπου: $W_{ΠΛΥΝ.}^{ΘΕΡ.}$ είναι η συνολική θερμική κατανάλωση του συγκροτήματος πλυντηρίου σε kWh/ημέρα, K ο συνολικός αριθμός των κλινών που αναφέρεται στη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου, ο συντελεστής k εκφράζει την πληρότητα του νοσοκομείου και στην περίπτωση των ελληνικών νοσοκομείων λαμβάνεται ίσος με 0,9 [40], ο συντελεστής c εκφράζει την ποσότητα του προς πλύση ιματισμού μιας κλίνης στη διάρκεια μιας ημέρας σε kg ρούχων / κλίνη. Προκύπτει ότι για τα Ελληνικά νοσοκομεία μεταβάλλεται από 3 έως 4 $kg_{ξ.ι}$/κλίνη, στην Αγγλία είναι 4,5 $kg_{ξ.ι}$/κλίνη και στις Η.Π.Α 5 έως 5,5 $kg_{ξ.ι}$/κλίνη [40] (Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [22] ο αριθμός των τεμαχίων [μέσου βάρους 0,48 kg/τεμ] είναι περίπου 60 ανά κλίνη και ανά εβδομάδα), $Λ_1$ η θερμική ενεργειακή κατανάλωση πλυντικής μηχανής σε $kWh / kg_{ξ.ι.}$, $Λ_2$ η θερμική ενεργειακή κατανάλωση σιδερωτηρίου σε $kWh / kg_{ξ.ι.}$, $Λ_3$ η θερμική ενεργειακή κατανάλωση στεγνωτηρίου σε $kWh / kg_{ξ.ι.}$ (συνήθως ένας πλήρης κύκλος ξήρανσης αποτελείται από 45 λεπτά παροχή ατμού και 15 λεπτά περίοδο ψύξης, οπότε ο ανωτέρω συντελεστής πρέπει να πολλαπλασιαστεί με το λόγο 45/60) και Λ_4 η θερμική ενεργειακή κατανάλωση πρεσσών ατμού σε $kWh / kg_{ξ.ι.}$ και δίδονται στον Πίνακα IV.3-1, x_1 η ποσοστιαία αναλογία του προς πλύση ιματισμού που αποτελείται από επίπεδα τεμάχια και η οποία είναι συνήθως 50%[22] και x_2 η ποσοστιαία αναλογία στεγνού ιματισμού που οδεύει προς τις πρέσσες ατμού και η οποία είναι συνήθως 90%[22].

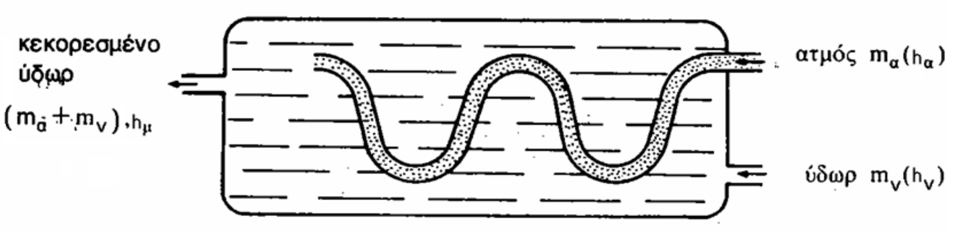
Στη συνέχεια δίδεται η διαδικασία προσδιορισμού των θερμικών ενεργειακών καταναλώσεων που προαναφέρθηκαν ($\Lambda_1, \Lambda_2, \Lambda_3, \Lambda_4$), όπως αυτή ακολουθήθηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής.

Για τον υπολογισμό των ενεργειακών καταναλώσεων των διαφόρων συσκευών και με βάση τα όσα αναφέρθηκαν έγινε έρευνα της διεθνούς αγοράς των προαναφερθεισών συσκευών. Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, εξετάστηκε μεγάλος αριθμός δειγμάτων συσκευών πλύσης, σιδερωτηρίων, στεγνωτηρίων και πρεσσών ατμού. Ο υπολογισμός της θερμικής κατανάλωσης κάθε συσκευής ($\Lambda_1, \Lambda_2, \Lambda_3, \Lambda_4$) ευρέθη ως ο μέσος όρος της θερμικής κατανάλωσης του πλήθους των δειγμάτων για τα οποία υπήρχαν χρήσιμα στοιχεία για τον υπολογισμό τους σε $kWh/kg_{ξ.ι.}$.

Τα συνολικά εξετασθέντα δείγματα και τα χρήσιμα δείγματα για κάθε ενεργειακή κατανάλωση και ανά είδος συσκευής δίδονται αναλυτικά στους Πίνακες Γ-1 εώς Γ-6 στο Παράρτημα Γ.

Στον Πίνακα IV.3-1 δίδεται συνοπτικά η προκύπτουσα ενεργειακή κατανάλωση ανά είδος συσκευής.

Στην περίπτωση των συσκευών πλύσης και όσον αφορά τις θερμικές καταναλώσεις αυτών, επειδή ο αριθμός των χρήσιμων δειγμάτων ευρέθη μικρός, ώστε ο υπολογισμός των καταναλώσεων τους να θεωρείται αξιόπιστος, έγινε προσπάθεια υπολογισμού της θεωρητικής απαιτούμενης ποσότητας ατμού ανά kg ξηρού ιματισμού, χρησιμοποιώντας τη θερμοδυναμική.



Σχήμα IV.3-1: Αρχή λειτουργίας της θέρμανσης νερού σε πλυντήρια νοσοκομείων με τη χρησιμοποίηση εναλλάκτη-μείκτη.

Η κατανάλωση ατμού στα πλυντήρια εξαρτάται από τη θερμοκρασία πλύσης του ιματισμού στην κάθε φάση πλυσίματος, από την ξηρότητα του ατμού, από την πίεση του ατμού, από τη θερμοκρασία του ψυχρού νερού καθώς και από το βαθμό εκμετάλλευσης του εναλλάκτη (ατμού-νερού) [105].

Ο πιο συνηθισμένος τρόπος θέρμανσης του νερού με ατμό στα πλυντήρια είναι με χρησιμοποίηση εναλλάκτη μείκτη, όπως αυτός εμφανίζεται στο σχήμα IV.3-1.

Με τους εναλλάκτες αυτούς, αφενός μεν εισέρχεται από τη μια θέση εντός οφιοειδούς σωλήνας ο ατμός με πίεση P_1 αφετέρου δε στην άλλη θέση η ποσότητα του υπόψυκτου νερού η οποία επιδιώκεται να προθερμανθεί. Μέσα στον εναλλάκτη ο ατμός και το νερό βρίσκονται υπό την αυτή πίεση, αυτή του περιβάλλοντος P_2, για το λόγο δε αυτό αναμειγνύονται μετά το τέλος της εναλλαγής και το αποτέλεσμα της ανάμειξης είναι κεκορεσμένο νερό πίεσης P_0.

Εάν λοιπόν ο ατμός έχει πίεση P_1 και ξηρότητα x_1, ο οποίος στραγγαλίζεται (ισενθαλπική μεταβολή) μέχρι πίεσης $P_0=P_{atm}$ και ο εναλλάκτης θεωρηθεί ιδανικός (μηδενικές απώλειες), η εξίσωση λειτουργίας προκύπτει από το γεγονός ότι η θερμότητα που αποβάλλεται από τον ατμό ισούται ακριβώς προς τη θερμότητα που προσδίδεται στο νερό.

Εάν θεωρήθει ότι ο εναλλάκτης έχει βαθμό εκμετάλλευσης η, η απαιτούμενη μάζα ατμού δίδεται από τη σχέση:

$$m_a = \frac{C_{PH2O}\left(t_{B'} - t_{A1}\right)}{\eta\left[\left(h_{fg} - h_f\right) + C_{PH2O}\left(t_{B1} - t_{B'}\right)\right]} \quad \sigma\varepsilon \quad \left(\frac{kg_{\alpha\tau\mu o\acute{\upsilon}}}{kg_{\nu\varepsilon\rho o\acute{\upsilon}}}\right) \qquad \text{(IV.3-2)}$$

Όπου: m_a η παροχή ατμού ανηγμένη στη μονάδα της μάζας του νερού $\left(kg_{\alpha\tau\mu o\acute{\upsilon}} / kg_{\nu\varepsilon\rho o\acute{\upsilon}}\right)$, t_{A1}: η θερμοκρασία του ψυχρού νερού πλύσης (°C), t_{B1}: η θερμοκρασία ατμοποίησης για δεδομένη πίεση (°C), $t_{B'}$: η θερμοκρασία του θερμού νερού πλύσης (°C), C_{PH2O}: η ειδική θερμότητα του νερού υπό σταθερή πίεση $\left(C_{PH2O} \cong 1\ kcal/kg\,°C\right)$, h_{fg}: η ειδική ενθαλπία του υγρού ατμού $(kcal/kg)$ και h_f: η ειδική ενθαλπία του κορεσμένου νερού $(kcal/kg)$.

Επειδή, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, στη βιβλιογραφία δίνονται τυποποιημένα και αντιπροσωπευτικά ενδεικτικά προγράμματα πλύσης [69] που προσεγγίζουν τα συνήθως χρησιμοποιούμενα, θα υπολογισθεί η μέση ενεργειακή κατανάλωση των προγραμμάτων αυτών πλύσης σε ατμό ανά kg νερού $\left(kg_{ατμού} / kg_{νερού}\right)$.

Επειδή είναι γνωστή η μέση απαιτούμενη ποσότητα νερού ανά κιλό ξηρού ιματισμού για τα συγκεκριμένα προγράμματα πλύσης [69] μπορεί να υπολογισθεί η παροχή μάζας ατμού $\left(M_a\right)$ ανά kg ξηρού ιματισμού από τη σχέση:

$$M_a = m_a L^w \quad σε \quad \left(kg_{ατμού} / kg_{ξ.ι.}\right) \qquad (IV.3\text{-}3)$$

όπου L^w η μέση απαιτούμενη ποσότητα νερού ανά κιλό ξηρού ιματισμού, και m_a η παροχή ατμού ανηγμένη στη μονάδα της μάζας του νερού $\left(kg_{ατμού} / kg_{νερού}\right)$.

Επιπρόσθετα, επειδή 1 μετρικός ton ατμού έχει ενέργεια περίπου 700 kWh [13] μπορεί να υπολογισθεί η ενέργεια $\left(W_{ατμού}\right)$ που προσφέρει ο ατμός στο νερό:

$$W_{ατμού} = \left(\frac{M_a}{1000}\right) \times 700 \quad σε \quad \left(kWh / kg_{ξ.ι.}\right) \qquad (IV.3\text{-}4)$$

όπου M_a η παροχή ($kg\ ατμού / kg_{ξ.ι.}$).

Η μέση θερμική ενεργειακή κατανάλωση με βάση όσα αναφέρθηκαν προηγουμένως είναι 0,606 kWh/$kg_{ξ.ι}$ ή 0,866 $kg_{ατμού}$ /$kg_{ξ.ι}$. Αυτή η θερμική ενεργειακή κατανάλωση υπολογίστηκε με βάση τις παραδοχές: ατμός πίεσης 5 bar, βαθμός ξηρότητας ατμού 0,90, ψυχρό νερό δικτύου θερμοκρασίας 15°C και βαθμός εκμετάλλευσης του εναλλάκτη 0,80, (δεν έχουν ληφθεί υπ’ όψιν απώλειες του δικτύου).

Όπως προκύπτει από τη σχέση IV.3-2, κάθε μεταβολή μίας από τις προαναφερθείσες παραμέτρους, μεταβάλλει και την κατανάλωση ατμού και συνεπώς και τη θερμική ενέργεια.

Όπως και προηγουμένως αναφέρθηκε, στην εργασία αυτή υπολογίσθηκαν οι επιμέρους θερμικές ενεργειακές καταναλώσεις των κύριων συσκευών που μελετήθηκαν και αποτελούν την πλήρη εγκατάσταση ενός πλυντηρίου σε ένα νοσοκομείο. Τα στοιχεία που παρέχονται από τη διεθνή βιβλιογραφία για τις θερμικές ενεργειακές καταναλώσεις σε πλυντήρια αφορούν τις συνολικές ενεργειακές καταναλώσεις σε ατμό (kg ατμού/$kg_{ξ.ι.}$) ή (kWh/$kg_{ξ.ι.}$) για τη θερμική ενέργεια και σε (kWh/$kg_{ξ.ι.}$) για τις ηλεκτρικές [13].

Η σχέση IV.3-1 γράφεται:

$$\frac{W_{ΠΛΥΝ.}^{ΘΕΡ.}}{K \cdot k \cdot c} = Λ_1 + x_1 \cdot Λ_2 + (1 - x_1) \cdot Λ_3 + (1 - x_1) \cdot x_2 \cdot Λ_4 \quad σε\ (kWh/kg_{ξ.ι.}) \qquad (IV.3\text{-}5)$$

Για ένα γενικό νοσοκομείο 900 κλινών με πληρότητα 90% και με αριθμό 60 τεμαχίων (μέσου βάρους 0,48 kg/τεμ) ανά κλίνη και ανά εβδομάδα, για $x_1 = 50\%$, $x_2 = 90\%$, $Λ_1 = 0{,}606\ kWh/kg_{ξ.ι.}$, $Λ_2 = 0{,}61\ kWh/kg_{ξ.ι.}$, $Λ_3 = 2{,}099\ kWh/kg_{ξ.ι.}$ και $Λ_4 = 0{,}46\ kWh/kg_{ξ.ι.}$,υπολογίζεται από τη σχέση IV.3.1 ότι η συνολική θερμική κατανάλωση ανά kg ξηρού ιματισμού σε πλυντήρια νοσοκομείων ισούται με 1,91 ($kWh_{th}/kg_{ξ.ι.}$) ή 2,73 ($kg_{ατμού}/kg_{ξ.ι.}$).

Για τον ίδιο βαθμό απόδοσης (περίπου 0,70) που δίνεται στη βιβλιογραφία [13], από την ευρεθείσα τιμή 1,91 $kWh/kg_{ξ.ι.}$ της χρήσιμης συνολικής θερμικής ενέργειας (που αντιστοιχεί σε κατανάλωση ατμού 2,73 $kg_{ατμού}/kgξ_{.ι.}$) υπολογίζεται η καταναλισκόμενη θερμική ενέργεια σε 2,68 $kWh/kg_{ξ.ι}$ ή 3,82 $kg_{ατμού}/kg_{ξ.ι.}$.

Όπως φαίνεται, οι υπολογισθείσες τιμές προσεγγίζουν ικανοποιητικά τις διδόμενες από τη βιβλιογραφία [13] αλλά είναι μικρότερες από αυτές. Μια πιθανή ερμηνεία της διαφοράς αυτής είναι ότι τα τελευταία χρόνια αναπτύσσεται επαναχρησιμοποιούμενος ιματισμός στα Ελληνικά νοσοκομεία για διάφορες χρήσεις με περιεκτικότητα σε βαμβάκι διαφορετική του 100% [27]. Εξαιτίας της μικρότερης απορρόφησης σε νερό του ιματισμού αυτού, παρατηρείται μείωση των ενεργειακών καταναλώσεων για θέρμανση του νερού καθώς επίσης για πλύση, στύψιμο, στέγνωμα κλπ. [3,4,6,13,50].

4. Υπολογισμός της θερμικής κατανάλωσης στο χώρο προετοιμασίας γευμάτων

Για τον προσδιορισμό της θερμικής ενεργειακής κατανάλωσης στην κουζίνα ισχύουν οι σχέσεις III.6-1 και III.6-2 καθώς και οι πίνακες III.6-1 και III.6-2.

Από τα παραπάνω υπολογίζεται κατ΄ αναλογία προς τα ηλεκτρικά φορτία ο συντελεστής Z_2 μετά την υιοθέτηση καύσης φυσικού αερίου στην κουζίνα και θα είναι στην περίπτωση της θερμικής ενέργειας: $Z_2 = 1{,}796 / 2{,}665 \approx 0{,}67$.

Εννοείται ότι πριν την τοποθέτηση του φυσικού αερίου η θερμική ενέργεια των συσκευών παρείχετο από εξοπλισμό (α/α 2, 3, 4) που κατανάλωνε ηλεκτρισμό με κατανάλωση ενέργειας $910\,kWh$ ή $1{,}516\ kWh/\ γεύμα$.

Επομένως, η συνολική θερμική ενέργεια πριν τη σύνδεση με φυσικό αέριο ήταν $168\,kWh$, δηλαδή θερμική ενέργεια $0{,}28\ kWh/γεύμα$ (τρία γεύματα και πληρότητα 100%).

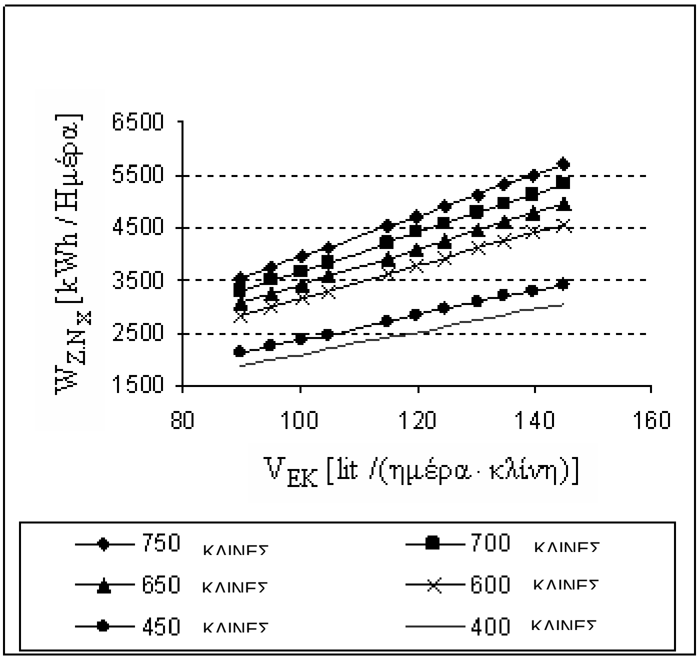
Επίσης υπολογίζεται ότι ο συντελεστής Z_2 πριν την υιοθέτηση καύσης φυσικού αερίου στην κουζίνα θα είναι στην περίπτωση της θερμικής ενέργειας: $Z_2 = 0{,}28/2{,}665 \approx 0{,}1$.

Στη συνέχεια ακολουθείται η διαδικασία που προαναφέρθηκε στην παράγραφο ΙΙΙ.6 μέσω της χαρακτηριστικής Y_2.

5. Υπολογισμός της θερμικής κατανάλωσης για θερμό νερό χρήσης

Όπως έχει αναφερθεί στην εισαγωγή, τα συστήματα παρασκευής θερμού νερού χρήσης καταναλώνουν σημαντικές ποσότητες νερού και ενέργειας στα νοσοκομεία.

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, προτείνεται ένας τρόπος υπολογισμού της ενεργειακής κατανάλωσης για την παροχή θερμού νερού χρήσης [5] που βασίζεται στην ωριαία ζήτηση του σε νοσοκομεία.

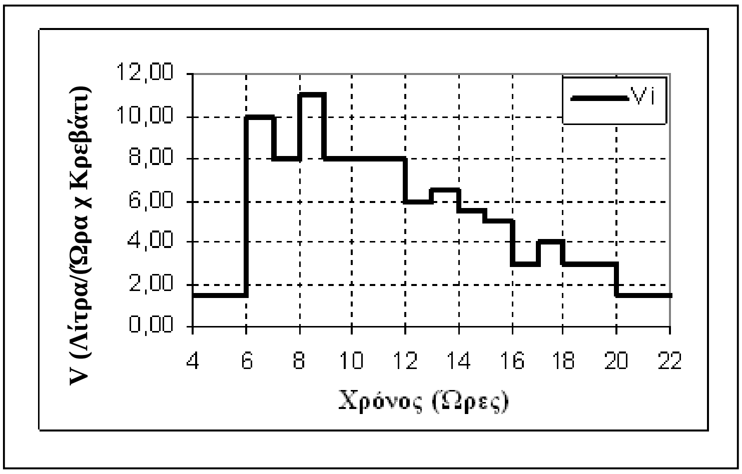


Σχήμα IV.5-1: Χαρακτηριστικές υπολογισμού της συνολικής ημερήσιας ενεργειακής κατανάλωσης $W_{Z.N_X}$ θερμού νερού χρήσης για 400, 450, 600, 650, 700 και 750 κλίνες.

Αρχικά γίνεται επιλογή της κατάλληλης τιμής της ειδικής κατανάλωσης θερμού νερού (V_{EK}). Ενδεικτικές τιμές της ειδικής κατανάλωσης θερμού νερού για τα ελληνικά νοσοκομεία έχουν προσδιορισθεί από 90 έως 120 $\text{lit}/\text{ημέρα}\,\text{κλίνη}$ [94]. Στη συνέχεια και με γνωστό τον αριθμό των κλινών του νοσοκομείου γίνεται χρήση των χαρακτηριστικών του σχήματος IV.5-1 για τον υπολογισμό της συνολικής ημερήσιας ενεργειακής κατανάλωσης $W_{Z.NX}$ θερμού νερού χρήσης. Στο εν λόγω σχήμα δίδονται στοιχεία για νοσοκομεία 400, 450, 600, 650, 700 και 750 κλινών, γιατί οι δυναμικότητες αυτές σε κλίνες θεωρούνται οι πλέον αντιπροσωπευτικές για την ελληνική πραγματικότητα. Για τον υπολογισμό της συνολικής κατανάλωσης για διαφορετικό αριθμό κλινών από προηγουμένως δίδεται ακολούθως η διαδικασία που ακολουθήθηκε για τον προσδιορισμό των χαρακτηριστικών του σχήματος IV.5-1.

Στο σχήμα IV.5-2 δίνεται η μορφή μιας τυπικής χαρακτηριστικής ζήτησης θερμού νερού χρήσης σε νοσοκομεία [5].

Χωρίς να ληφθούν υπόψιν οι θερμικές απώλειες του δικτύου (οι οποίες είναι σημαντικές και μπορεί να φθάσουν περίπου στο 30% της ολικής ενέργειας [2]), υπολογίζεται η απαιτούμενη θερμική ισχύ για την παραγωγή θερμού νερού χρήσης από τη σχέση:



Σχήμα IV.5-2: Τυπική χαρακτηριστική ζήτησης θερμού νερού σε νοσοκομείο.

$$\dot{Q} = K \cdot k \cdot \dot{V}_{νερού} \cdot c_{P\,\mathrm{H_2O}} \cdot \rho \cdot (\theta_2 - \theta_1) \quad \text{σε (kW)} \qquad \text{(IV.5-1)}$$

όπου: $\dot{Q}$ είναι η θερμική ισχύς σε kW, K ο αριθμός των κλινών, k η πληρότητα %, $\dot{V}_{νερού}$ η κατανάλωση θερμού νερού $\mathrm{lit/h}$ κλίνη, $c_{P\,\mathrm{H_2O}}$ η ειδική θερμότητα του νερού σε $\mathrm{kJ/kg \cdot °K}$, ρ η πυκνότητα νερού $\mathrm{kg/dm^3}$, θ_2 η θερμοκρασία θερμού νερού σε °C και θ_1 η θερμοκρασία ψυχρού νερού σε °C.

Λαμβάνοντας υπ'όψιν την τυπική χαρακτηριστική ζήτησης θερμού νερού χρήσης για την επιλεγείσα τιμή της ειδικής κατανάλωσης, βρίσκουμε τη μέση ωριαία απαιτούμενη ποσότητα θερμού νερού σε λίτρα ανά κλίνη και στη συνέχεια εφαρμόζοντας τη σχέση

(IV.5-1) υπολογίζουμε την ωριαία απαιτούμενη θερμότητα $\dot{Q}$ σε (kW). Κατόπιν υπολογίζονται οι θερμικές απαιτήσεις $\dot{Q}\Delta t$ για το χρονικό διάστημα κατά το οποίο παράγεται θερμό νερό, δηλαδή 18 ώρες την ημέρα (η κατανάλωση θερμού νερού χρήσης θεωρείται για τις υπόλοιπες ώρες αμελητέα), καθώς και το άθροισμα των θερμικών απαιτήσεων $\sum(\dot{Q}\cdot\Delta t)$ σε kWh για τη συνολική διάρκεια παραγωγής θερμού νερού χρήσης στο νοσοκομείο κατά τη διάρκεια της ημέρας (24ώρου). Επομένως, με τον τρόπο αυτό μπορούν να προσδιοριστούν αντιπροσωπευτικά σημεία της χαρακτηριστικής $W_{Z.NX}$ συναρτήσει του $V_{E.K.}$.

Για τους πιο πάνω υπολογισμούς έγιναν οι ακόλουθες παραδοχές: μέση θερμοκρασία ψυχρού νερού $\theta_1 = 10°C$, ειδική θερμότητα του νερού $c_{PH_2O} = 4{,}2\,kJ/kg\,°K$, πυκνότητα $\rho = 1kg/dm^3$ και θερμοκρασία αποθήκευσης θερμού νερού $\theta_2 = 55°C$.

Για θερμοκρασία θ_1 διαφορετική των $10°C$, η θερμική ισχύς $\dot{Q}$ θα πρέπει να μειωθεί ή να αυξηθεί ανάλογα. Εννοείται ότι η αύξηση της θερμοκρασίας θ_1 εξαιτίας διαφορετικών κλιματικών συνθηκών (ή προθέρμανσης του νερού) επιφέρει μείωση της ενεργειακής κατανάλωσης. Το ίδιο συμβαίνει και για μεταβολή της θερμοκρασίας θερμού νερού θ_2.

6. Υπολογισμός της θερμικής κατανάλωσης για αποστείρωση

Για τον υπολογισμό των θερμικών ενεργειακών καταναλώσεων είναι απαραίτητο να γνωρίζει κανείς τον αριθμό των κλιβάνων της κεντρικής αποστείρωσης που χρησιμοποιούν ατμό προερχόμενο από το κεντρικό λεβητοστάσιο του νοσοκομείου.

Για τον υπολογισμό του αριθμού των κλιβάνων ακολουθείται η διαδικασία που περιγράφεται στην Παράγραφο I.1.3.3.2. Ο Πίνακας IV.6-1 δίνει τη χωρητικότητα σε λίτρα των πλέον χρησιμοποιούμενων τύπων κλιβάνων στα ελληνικά νοσοκομεία [58].

Χωρητικότητα κλιβάνων στα ελληνικά νοσοκομεία (Λίτρα)
155
298
415
564
767

Πίνακας IV.6-1: Χωρητικότητα κλιβάνων στα ελληνικά νοσοκομεία.

Η σχέση IV.6-1 δίνει την παροχή αιχμής (Π) του ατμού του κλιβάνου, όπως αυτή προσεγγίστηκε από παρατηρήσεις που έγιναν σε Ελληνικά νοσοκομεία.

$$\Pi_{\alpha\tau\mu o\acute{\upsilon}} = 0{,}2\,V_{\kappa\lambda} \quad \text{σε (kg/h)} \qquad (\text{IV.6-1})$$

όπου Π είναι η παροχή αιχμής ατμού για κλιβάνους ατμού ή ατμού φορμαλδεΰδης στην κεντρική αποστείρωση σε kg/h και $V_{\kappa\lambda}$ η χωρητικότητα των κλιβάνων ατμού σε λίτρα.

Ο ατμός στους κλιβάνους αποστείρωσης, όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο Ι.1.3.3, έχει πίεση περίπου 2,5bar και θερμοκρασία περίπου 135°C [40]. Η θερμική ενέργεια που καταναλώνεται ανά ημέρα για την αποστείρωση προτείνεται να δίνεται από τη σχέση

$$W_{\alpha\pi o\sigma\tau\varepsilon\acute{\iota}\rho\omega\sigma\eta} = 0{,}60 \cdot \alpha \cdot \Pi_{\alpha\tau\mu o\acute{\upsilon}} \cdot \varphi_1 \quad \text{σε (kWh/ημέρα)} \qquad (\text{IV.6-2})$$

όπου $W_{\alpha\pi o\sigma\tau\varepsilon\acute{\iota}\rho\omega\sigma\eta}$ η θερμική ενέργεια που καταναλώνεται για αποστείρωση σε kWh/ημέρα, α ο αριθμός των κλιβάνων, $\Pi_{\alpha\tau\mu o\acute{\upsilon}}$ η παροχή του κλιβάνου σε kg/h και φ_1 ο χρόνος χρησιμοποίησης του κλιβάνου σε ώρες/ημέρα σε 24ωρη βάση, συνήθως 1,5 ώρα για κάθε 8ωρη βάρδια.

7. Υπολογισμός της θερμικής κατανάλωσης για ύγρανση

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής κατεβλήθη προσπάθεια υπολογισμού της απαιτούμενης ποσότητας ατμού για την ύγρανση του προσερχόμενου νωπού αέρα. Η σχέση Ι.1.3.6-1 δίνει την παροχή του ατμού ύγρανσης για συγκεκριμένες συνθήκες εισόδου του αέρα, όπως και σταθερές συνθήκες θερμοκρασίας και υγρασίας στο εσωτερικό του νοσοκομείου. Όπως είναι προφανές, οι συνθήκες εισόδου του αέρα καθορίζονται από τις κλιματικές συνθήκες που επικρατούν στην κλιματική ζώνη αλλά και από τα ιδιαίτερα κλιματικά χαρακτηριστικά της πόλης όπου βρίσκεται το νοσοκομείο και παρέχονται από τη βιβλιογραφία [63]. Επίσης, οι συνθήκες θερμοκρασίας και υγρασίας μεταβάλλονται από χώρο σε χώρο του νοσοκομείου αναλόγως των απαιτήσεων, ιατρικών και άλλων που έχουν προδιαγραφεί για αυτούς [40,58].

Στη βιβλιογραφία δίνονται μέθοδοι υπολογισμού του ατμού ύγρανσης για τον υπολογισμό των στοιχείων των κύριων κλιματιστικών μονάδων, καθώς και των υγραντήρων αεραγωγών, όπου αυτοί χρειάζονται [8,51,52]. Επειδή ο αναλυτικός υπολογισμός της παροχής του ατμού ύγρανσης προϋποθέτει ότι έχει ολοκληρωθεί η μελέτη κλιματισμού, η σχέση IV.7-1 δίνει μία προσέγγιση της θερμικής ενεργειακής κατανάλωσης για τον ατμό ύγρανσης $\left(Q_{\text{ατμός}}^{\text{ύγρανσης}}\right)$ σε kWh, όπως αυτή υπολογίστηκε στα πλαίσια της εργασίας αυτής σε νέα νοσοκομεία πλήρως κλιματιζόμενα θεωρώντας συντελεστή ταυτοχρονισμού περίπου 0,5 και συντελεστή λειτουργίας περίπου 0,5. Οι ανωτέρω τιμές ταυτοχρονισμού και συντελεστή λειτουργίας θεωρούνται ρεαλιστικές μετά από παρατηρήσεις που έγιναν σε Ελληνικά νοσοκομεία.

Ο συντελεστής 0,7 προκύπτει γνωρίζοντας ότι παροχή (1) ενός μετρικού τόνου ατμού την ώρα έχει θερμική ισχύ περίπου 700kW.

$$Q_{\text{ατμός}}^{\text{ύγρανσης}} = 0{,}5 \cdot 0{,}5 \cdot 0{,}7 \cdot \sum_{i=1}^{3} \left[A_{i,\upsilon} \cdot G_i \cdot H_i\right] \quad \text{σε (kWh/ημέρα)} \qquad \text{(IV.7-1)}$$

όπου $A_{i,\upsilon}$ η συνολική επιφάνεια όλων των αναφερομένων στο Πίνακα IV.7-1 χώρων που ανήκουν στην κατηγορία i σε m^2 και υπολογίζεται από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου, G_i η παροχή του ατμού ύγρανσης ανηγμένη στη μονάδα της επιφάνειας για την κατηγορία i σε $(kg/h)/m^2$ και δίδεται στον Πίνακα IV.7-1 και H_i οι ώρες λειτουργίας των υγραντήρων. Ο χρόνος λειτουργίας H_i έχει ληφθεί ως μεταβλητή, ώστε να υπάρχει δυνατότητα μεταβολής του αναλόγως των χρονικών απαιτήσεων σε ύγρανση. Στην εργασία αυτή ελήφθησαν ο συντελεστής ύγρανσης G_i από τον Πίνακα IV.7-1 και $H_1 = 10\,h$, $H_2 = 10\,h$, $H_3 = 8h$.

Κατηγορία Χώρων (i)	**Χώρος**	**Παροχή ατμού ύγρανσης στη μονάδα της επιφάνειας** G_i $((kg/h)/m^2)$	**Ώρες λειτουργίας** H_i (h)
1	Ειδικοί χώροι	0,269	10
2	Δωμάτια ασθενών για το τμήμα λοιμωδών	0,04	10
3	Μονάδες νοσηλείας	0,08	8

Πίνακας IV.7-1: Ατμός ύγρανσης στη μονάδα της επιφάνειας.

V. ΜΙΑ ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΕΠΙΛΟΓΗΣ ΕΝΟΣ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΓΙΑ ΝΟΣΟΚΟΜΕΙΑ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΙΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΕΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΕΙΣ ΤΟΥΣ

Τα κτίρια του τομέα υγείας (νοσοκομεία και κέντρα υγείας) αντιπροσωπεύουν ένα μικρό ποσοστό (περίπου 0,05%) του συνολικού αριθμού κτιρίων που δεν αποτελούν κατοικίες, ενώ διαθέτουν την υψηλότερη ενεργειακή κατανάλωση ανά μονάδα επιφανείας δαπέδου συγκρινόμενη με τις άλλες κατηγορίες κτιρίων που δεν είναι κατοικίες π.χ. κτίρια γραφείων, ξενοδοχεία, σχολεία κλπ [89].

Όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή (βλ. Παρ. Ι.1.2 και Ι.1.3), η υψηλή ενεργειακή κατανάλωση παρατηρείται εξαιτίας της μεγάλης χρήσης του ιατρικού εξοπλισμού, των υψηλών απαιτήσεων σε θέρμανση και κλιματισμό θέρους, καθώς και σε αερισμό και εξαερισμό κατά τη διάρκεια του 24ώρου για το μεγαλύτερο μέρος των τμημάτων του [19,28].

Η εφαρμογή των συστημάτων συμπαραγωγής στα νοσοκομεία δεν είναι πρόσφατη [13,15,75] λόγω των πλεονεκτημάτων οικονομικών, τεχνικών και περιβαλλοντικών που αυτή προσφέρει. Όπως έχει προαναφερθεί (βλ. Παρ Ι.2.7), τα νοσοκομεία ενδείκνυνται γενικά για την εγκατάσταση συστημάτων συμπαραγωγής, καθόσον τα περισσότερα από αυτά λειτουργούν με έναν καλά καθορισμένο λόγο θερμικού προς ηλεκτρικό φορτίο. Γι΄ αυτό, για την εγκατάσταση συμπαραγωγής σε ένα νοσοκομείο χρειάζεται εμπεριστατωμένη μελέτη. Η διείσδυση του φυσικού αερίου στην Ελλάδα την τελευταία δεκαετία και η προσπάθεια σύνδεσης των νοσοκομείων της χώρας με το δίκτυο φυσικού αερίου καθιστούν ακόμη ευνοϊκότερη τη δυνατότητα εγκατάστασης συστήματος συμπαραγωγής σε αυτά, με άμεση συνέπεια την εξοικονόμηση χρημάτων και τις μικρότερες επιπτώσεις στο περιβάλλον. Η απελευθέρωση της αγοράς ενέργειας στην Ευρώπη, καθώς και τα κίνητρα που παρέχονται για την τοποθέτηση συστημάτων συμπαραγωγής (θεωρώντας την τεχνολογία αυτή δοκιμασμένη) με δυνατότητα εξοικονόμησης καυσίμων, καθιστούν επιβεβλημένη τη μελέτη σκοπιμότητας για την υιοθέτηση της συμπαραγωγής στα ελληνικά νοσοκομεία.

Είναι γνωστό (βλ. Παρ. Ι.2.5.3 και Ι.2.7) ότι η επιλογή της κινητήριας μηχανής σε ένα σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού θερμότητας προσδιορίζεται από το λόγο θερμική προς ηλεκτρική ενέργεια (Θ/Η), καθώς και ότι η επιλογή του κατάλληλου συστήματος συμπαραγωγής είναι μονοσήμαντη, αφού ο λόγος Θ/Η είναι περίπου σταθερός (μεταβάλλεται μόνο εντός ορισμένων ορίων). Επιπρόσθετα, η βέλτιστη απόδοση για μικρά συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας, όπως αυτά του τυποποιημένου τύπου (βλ. Παρ. Ι.2.5.2) που είναι και τα περισσότερα χρησιμοποιούμενα σε νοσοκομεία [46], εξαιτίας της ευελιξίας που παρουσιάζει η τοποθέτηση τους σε αυτά, αλλά και των πλεονεκτημάτων που αυτά εμφανίζουν, (βλ. Παρ. Ι.2.5.2) είναι μεταξύ 2:1 και 3:1, με πρώτο στόχο την πλήρη χρήση όλης της θερμικής και ηλεκτρικής ενέργειας των συστημάτων αυτών (βλ. Παρ. Ι.2.11). Η οικονομική βιωσιμότητα ενός συστήματος συμπαραγωγής εξαρτάται από τη ζήτηση θερμότητας και ηλεκτρικής ενέργειας, όπως επίσης και από τις τιμές ηλεκτρισμού και φυσικού αερίου.

Επομένως, η ακριβής διαστασιολόγηση του συστήματος συμπαραγωγής απαιτεί συνήθως τις λεπτομερείς ενεργειακές ζητήσεις ηλεκτρισμού και θερμότητας σε ωριαία βάση κατά τη διάρκεια μιας ημέρας, θεωρώντας αυτές ως αντιπροσωπευτικές (βλ. Παρ. Ι.2.9.1 και Ι.2.9.2) με τελική συνέπεια την οικονομική του βιωσιμότητα [87], αφού το κόστος προμήθειας και εγκατάστασης ενός συστήματος συμπαραγωγής είναι σημαντικό.

Στο κεφάλαιο Ι (παρ. Ι.2.9.1, Ι.2.9.2 και Ι.2.9.4) έγινε μνεία των τρόπων εξεύρεσης στοιχείων που αφορούν τις ηλεκτρικές και θερμικές καταναλώσεις σε υπάρχοντα νοσοκομεία (μετρητές καυσίμου, μετρητές ηλεκτρισμού, συστήματα ενεργειακής διαχείρισης, ενεργειακοί καταγραφείς κλπ.), προκειμένου να χαραχτούν οι καμπύλες διάρκειας φορτίου που δείχνουν τον αριθμό των ωρών για τις οποίες υπάρχει συγκεκριμένη ζήτηση και οι οποίες χρησιμοποιούνται στην πράξη για τον ακριβή προσδιορισμό των πραγματικών ενεργειακών απαιτήσεων που έχει το νοσοκομείο σε θερμότητα και ηλεκτρική ενέργεια.

Ο προσδιορισμός του λόγου Θ/Η προϋποθέτει την ολοκλήρωση εφαρμογής όλων των μέτρων εξοικονόμησης ενέργειας (βλ. Παρ. Ι.2.7 και Ι.2.11), καθώς και την εξέταση πιθανής μεταβολής των ενεργειακών απαιτήσεων, ειδικά της μείωσης θερμικών και ηλεκτρικών καταναλώσεων, αφού τέτοιου είδους μεταβολές μπορεί να επιφέρουν την μεταβολή του με πιθανή επίπτωση στα οικονομικά της συμπαραγωγής. Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [87], εφαρμογές που έχουν ταυτόχρονα ζήτηση για θερμότητα και ενέργεια για περισσότερες από 4500-5000ώρες ετήσιως θα πρέπει να μελετηθούν λεπτομερώς.

Σε νέα νοσοκομεία ο ποσοτικός προσδιορισμός των θερμικών και ηλεκτρικών φορτίων είναι εφικτός είτε μέσω προσομοίωσης με ηλεκτρονικό υπολογιστή είτε με δεδομένα από υπάρχοντα νοσοκομεία (βλ. Παρ. Ι.2.9 και Ι.2.10). Η προσομοίωση με ηλεκτρονικό υπολογιστή δεν παρέχει τη μεθοδολογία προσδιορισμού των ενεργειακών καταναλώσεων, άρα και τον έλεγχο επί των αποτελεσμάτων που αυτό προσφέρει. Για τα ελληνικά νοσοκομεία υπάρχουν δημοσιευμένες ορισμένες ενεργειακές καταναλώσεις χωρίς, όμως, να δίνεται η μέθοδος προσδιορισμού τους.

Στο Κεφάλαιο ΙΙΙ της παρούσας εργασίας δόθηκε επίσης μία διαδικασία υπολογισμού των ηλεκτρικών ενεργειακών καταναλώσεων σε νέα νοσοκομεία που καλύπτει τις απαιτήσεις σε φωτισμό, ανελκυστήρες, δροσισμό, αερισμό, ρευματοδότες, συγκρότημα πλύσης ρούχων και χώρο προετοιμασίας γευμάτων.

Στο Κεφάλαιο IV δόθηκε μία διαδικασία υπολογισμού των θερμικών ενεργειακών καταναλώσεων σε νέα νοσοκομεία που καλύπτει τις απαιτήσεις σε θέρμανση, θερμό νερό χρήσης, συγκρότημα πλύσης ρούχων, χώρο προετοιμασίας γευμάτων, αποστείρωση και ύγρανση.

Όλες οι προαναφερόμενες ετήσιες ενεργειακές καταναλώσεις για τις οποίες προτάθηκε διαδικασία υπολογισμού έχουν τη δυνατότητα να αναχθούν στη μονάδα επιφανείας δαπέδου για εύκολη αναφορά και σύγκριση(βλ. Παρ. Ι.1.1). Ακόμη, η ίδια διαδικασία υπολογισμού παρέχει τη δυνατότητα εξεύρεσης και των μηνιαίων φορτίων για κάθε μία από τις ενεργειακές καταναλώσεις.

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [26], οι μηνιαίες ενεργειακές καταναλώσεις του νοσοκομείου θεωρούνται ικανοποιητικές στο αρχικό στάδιο της αξιολόγησης (βλ. Παρ. 2.10) για την προεπιλογή ενός συστήματος συμπαραγωγής.

Η δυνατότητα μέσω των ακολουθούμενων διαδικασιών για την εύρεση των μηνιαίων ενεργειακών καταναλώσεων σε ένα νοσοκομείο, στα πλαίσια της εργασίας αυτής, καθιστά δυνατό τον αρχικό προσδιορισμό του λόγου Θ/Η και παρέχει την ευχέρεια επιλογής του κατάλληλου τύπου της κινητήριας μηχανής μέσω του λόγου αυτού (βλ. παρ. Ι.2.7), λαμβανομένου υπ’όψιν ότι, σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [15], στην πλειονότητα τους οι μονάδες συμπαραγωγής σε νοσοκομεία προβλέπεται συνήθως ότι θα σχεδιασθούν για να ικανοποιήσουν μόνο το βασικό θερμικό φορτίο (βλ. παρ. Ι.2.8.2).

Το βασικό θερμικό φορτίο λαμβάνεται κατά τη διάρκεια του θέρους, όταν τα θερμικά φορτία είναι ευκολότερο να απομονωθούν (βλ. Παρ. Ι.2.9.3). Στην περίπτωση αυτή, το ηλεκτρικό δίκτυο χρησιμοποιείται για να παρέχει επιπρόσθετο ηλεκτρικό φορτίο και οι υπάρχοντες συμβατικοί λέβητες χρησιμοποιούνται για τυχόν εποχιακές διακυμάνσεις του θερμικού φορτίου.

Σε ορισμένες περιπτώσεις, η θερμότητα που παράγεται από μία μονάδα συμπαραγωγής μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε άλλες χρήσεις εκτός αυτών της θέρμανσης και του θερμού νερού χρήσης (βλ. Παρ. Ι.2.1). Σε νοσοκομεία με κλιματισμό θέρους, η ψύξη με απορρόφηση (βλ. Παρ. Ι.2.1, Ι.2.13 και Παράρτημα Β) μπορεί να αποτελέσει μία ικανοποιητική απαίτηση για θερμότητα την εποχή αυτή. Τέτοιες ευκαιρίες για την αύξηση της χρήσης του συστήματος συμπαραγωγής θα πρέπει να λαμβάνονται σοβαρά υπ’όψιν, όταν διερευνάται η σκοπιμότητα εγκατάστασης του.

Στην περίπτωση αυτή, τα φορτία του νοσοκομείου διαφοροποιούνται σε σχέση με τα φορτία της συμβατικής λύσης (ως συμβατική λύση νοείται η παροχή θερμότητας μέσω καύσης πετρελαίου ή φυσικού αερίου σε λέβητες, η λήψη ηλεκτρικής ενέργειας από το δίκτυο πόλης και η χρήση συμβατικών ψυκτών με συμπίεση), καθόσον θα υπάρξει μείωση της κατανάλωσης ηλεκτρικής ενέργειας και αύξηση του θερμικού φορτίου λόγω της απαιτούμενης θερμότητας από τους ψύκτες απορρόφησης (τριπαραγωγή)[56].

Με βάση τα ανωτέρω, τα ακολουθούμενα βήματα για την επιλογή του κατάλληλου συστήματος συμπαραγωγής για νοσοκομεία είναι :

- Υπολογισμός και σχεδίαση των μηνιαίων θερμικών φορτίων βάσει της προτεινόμενης διαδικασίας.
- Υπολογισμός του ετήσιου θερμικού φορτίου.
- Υπολογισμός και σχεδίαση των μηνιαίων ηλεκτρικών φορτίων βάσει της προτεινόμενης διαδικασίας.
- Υπολογισμός του συνολικού ετήσιου ηλεκτρικού φορτίου.
- Εύρεση του βασικού μηνιαίου θερμικού φορτίου.
- Εύρεση του βασικού μηνιαίου ηλεκτρικού φορτίου.
- Υπολογισμός της μηνιαίας διακύμανσης του λόγου Θ/Η.
- Επιλογή του κατάλληλου είδους κινητήριας μηχανής αναλόγως του λόγου Θ/Η για το βασικό θερμικό φορτίο, με βάση το Σχήμα Ι.2.7-1.

ΕΝΑ ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ ΕΦΑΡΜΟΓΗΣ ΤΗΣ ΠΡΟΤΕΙΝΟΜΕΝΗΣ ΜΕΘΟΔΟΥ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΠΙΛΟΓΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΣΕ ΝΟΣΟΚΟΜΕΙΟ

Έστω νοσοκομείο με K= 400, k= 90% το οποίο βρίσκεται στην κλιματική ζώνη Γ και είναι συνδεδεμένο με το δίκτυο φυσικού αερίου. Το νοσοκομείο διαθέτει σε πλήρη κάλυψη ετησίως τα παρακάτω κρεβάτια στις κλινικές του: χειρουργικά 80, γυναικολογικά 20, οφθαλμολογικά 40, ΩΡΛ 40, ουρολογικά 20, παιδιατρικά 30, παθολογικά 90, ρευματολογικά 20, νευρολογικά 30, καρδιολογικά 24 και Μ.Ε.Θ καρδιοπαθών 6. Για πενθήμερη εργασία ο αριθμός των ασθενών ανά εξωτερικό ιατρείο την εβδομάδα είναι: χειρουργικό 450, παθολογικό 350, γυναικολογικό 1000, ορθοπεδικό 200, ΩΡΛ 400, οφθαλμολογικό 40, επείγοντα 400, ακτινολογικό 600 και καρδιολογικό 200. Το νοσοκομείο διαθέτει επτά χειρουργικά τραπέζια και μία αίθουσα μικροεπεμβάσεων. Στο νοσοκομείο αυτό γίνονται 2500 γεννήσεις ετησίως.

Οι ενεργειακές καταναλώσεις υπολογίζονται ως ακολούθως:

1. Ηλεκτρικές Καταναλώσεις

1.1 Φωτισμός

Από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου προκύπτουν τα ακόλουθα: $A_1^{\phi\omega\tau} = 2175\ m^2$, $A_2^{\phi\omega\tau} = 7874\ m^2$, $A_3^{\phi\omega\tau} = 10135\ m^2$ και $A_4^{\phi\omega\tau} = 1112\ m^2$. Η σχέση ΙΙΙ.2-1 λαμβάνοντας $h_d^{\phi\omega\tau} = 12$ h/ημέρα δίνει: $W_{\Phi\Omega T.} = 2426976$ Wh/ημέρα.

1.2 Ανελκυστήρες

Από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου προκύπτει: $A_{\kappa\lambda\iota\mu.} = 20184\ m^2$. Η σχέση ΙΙΙ.3-1 λαμβάνοντας $h_\alpha^{\alpha\nu\tau\lambda} = 6$ h/ημέρα δίνει: $W_{ANE\Lambda.} = 541{,}9$ kWh/ημέρα.

1.3 Ρευματοδότες

Από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου προκύπτουν τα ακόλουθα: $A_{1,\rho} = 2175\ m^2$, $A_{2,\rho} = 7874\ m^2$, $A_{3,\rho} = 10135\ m^2$ και $A_{4,\rho} = 1112\ m^2$. Η σχέση ΙΙΙ.4-1 λαμβάνοντας $h_d^{\rho\varepsilon\upsilon\mu} = 4$ h/ημέρα δίνει: $W_{PEYM.} = 355588{,}15$ Wh/ημέρα.

1.4 Πλυντήρια

Η σχέση ΙΙΙ.5-1 λαμβάνοντας $c = 4\ kg_{\xi.\iota.}$/κλίνη και $x_1 = 50\%$ δίνει: $W_{\Pi\Lambda YN.}^{H\Lambda.} =$ 127,44 kWh/ημέρα.

1.5 Κουζίνες

Η σχέση ΙΙΙ.6-1 λαμβάνοντας $K_\Phi = 70\%$ δίνει: $N_{\gamma\varepsilon\upsilon\mu\acute{\alpha}\tau\omega\nu} = 756$ γεύματα/ημέρα. Η χαρακτηριστική $Y_2 = f(x)$ του σχήματος Ι.1.3.2-1 για 756 γεύματα δίνει $W_\gamma = 2{,}596$ kWh/γεύμα. Η σχέση ΙΙΙ.6-2 δίνει: $W_{KOYZ}^{H\Lambda.} = 647{,}65$ kWh/ημέρα.

1.6 Αερισμός

Από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου προκύπτουν τα ακόλουθα: $Q_{1,\pi\rho o\sigma.} = 74300\ m^3/h$, $Q_{2,\pi\rho o\sigma.} = 75440\ m^3/h$, $Q_{3,\pi\rho o\sigma.} = 81816\ m^3/h$, $Q_{4,\pi\rho o\sigma.} = 1050\ m^3/h$, $Q_{5,\pi\rho o\sigma.} = 36800\ m^3/h$, $Q_{6,\pi\rho o\sigma.} = 7900\ m^3/h$ και $Q_{1,\alpha\pi\alpha\gamma.} = 64300\ m^3/h$, $Q_{2,\alpha\pi\alpha\gamma.} = 64400\ m^3/h$, $Q_{3,\alpha\pi\alpha\gamma.} = 76850\ m^3/h$, $Q_{4,\alpha\pi\alpha\gamma.} = 960\ m^3/h$, $Q_{5,\alpha\pi\alpha\gamma.} = 24152$

m^3/h και $Q_{6,\alpha\pi\alpha\gamma.} = 7827$ m^3/h. Από τις σχέσεις ΙΙΙ.7-1 έως ΙΙΙ.7-3 προκύπτει: $W_{AEP.}$ = 544,56 kWh/ημέρα

1.7 Κλιματισμός

Από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου προκύπτουν τα ακόλουθα: $A_{1,\psi} = 2175\ m^2$, $A_{2,\psi} = 7874\ m^2$, $A_{3,\psi} = 10135\ m^2$, $A_{4,\psi} = 0\ m^2$, $S_1 = 2175\ m^2$, $S_2 = 7874\ m^2$, $S_3 = 8586{,}7\ m^2$, $S_4 = 0\ m^2$, $\Phi_{1,\psi} = 34{,}16\ (m^3/h)/m^2$, $\Phi_{2,\psi} = 9{,}58\ (m^3/h)/m^2$, $\Phi_{3,\psi} = 8{,}07\ (m^3/h)/m^2$, $\Phi_{4,\psi} = 0\ (m^3/h)/m^2$. Οι συνθήκες σχεδιασμού θέρους του νοσοκομείου είναι: $\theta^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma}_{\pi\acute{o}\lambda\eta\varsigma} = 37$ ^oC, σχετική υγρασία 40% και $W^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma}_{\alpha\acute{\varepsilon}\rho\alpha\,\varepsilon\iota\sigma\acute{o}\delta o\upsilon} = 15{,}9\ gr/kg_{\xi.\alpha.}$. Οι συνθήκες στο εσωτερικό του νοσοκομείου σύμφωνα με τη μελέτη είναι: $\theta^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma}_{\nu o\sigma o\kappa.} = 26$ ^oC, σχετική υγρασία 50% και $W^{\theta\acute{\varepsilon}\rho o\varsigma}_{\alpha\acute{\varepsilon}\rho\alpha\,\varepsilon\xi\acute{o}\delta o\upsilon} = 10{,}4\ gr/kg_{\xi.\alpha.}$. Από τις σχέσεις ΙΙΙ.8-1 και ΙΙΙ.8-3 προκύπτει:

$Q_{\psi\upsilon\xi} = 5308{,}3$ kW.

Η σχέση ΙΙΙ.8-2 για $\Delta\theta_d = 19{,}8\ ^oF$ και τις μηνιαίες CDD με βάση τους $79\ ^oF$ δίνει την $W_{\kappa\lambda\iota\mu.\theta\acute{\varepsilon}\rho o\upsilon\varsigma}$ σε kWh/μήνα.

Οι μηνιαίες ηλεκτρικές καταναλώσεις για φωτισμό, ανελκυστήρες, ρευματοδότες, πλυντήρια, κουζίνες, αερισμό και κλιματισμό του νοσοκομείου δίνονται στον πίνακα που ακολουθεί.

ΜΗΝΑΣ	**ΦΩΤ. (kWh)**	**ΑΝΕΛ. (kWh)**	**ΡΕΥΜ. (kWh)**	**ΠΛΥΝ. (kWh)**	**ΚΟΥΖ. (kWh)**	**ΑΕΡ. (kWh)**	**ΚΛΙΜ. (kWh)**
1	75236,16	16800,15	11023,23	3950,64	20083,09	16881,45	0,00
2	67955,24	15174,33	9956,47	3568,32	18139,57	15247,76	0,00
3	75236,16	16800,15	11023,23	3950,64	20083,09	16881,45	0,00
4	72809,19	16258,21	10667,64	3823,20	19435,25	16336,88	0,00
5	75236,16	16800,15	11023,23	3950,64	20083,09	16881,45	36254,07
6	72809,19	16258,21	10667,64	3823,20	19435,25	16336,88	159115,06
7	75236,16	16800,15	11023,23	3950,64	20083,09	16881,45	221552,62
8	75236,16	16800,15	11023,23	3950,64	20083,09	16881,45	247736,11
9	72809,19	16258,21	10667,64	3823,20	19435,25	16336,88	42296,41
10	75236,16	16800,15	11023,23	3950,64	20083,09	16881,45	0,00
11	72809,19	16258,21	10667,64	3823,20	19435,25	16336,88	0,00
12	75236,16	16800,15	11023,23	3950,64	20083,09	16881,45	0,00

2. Θερμικές Καταναλώσεις

2.1 Πλυντήρια

Η σχέση IV.3-1 λαμβάνοντας $c = 4\,kg_{ξ.ι.}$/κλίνη, $x_1 = 50\%$ και $x_2 = 90\%$ δίνει: $W_{ΠΛΥΝ.}^{ΘΕΡ.} = 3121{,}2$ kWh/ημέρα.

2.2 Κουζίνες

Η σχέση III.6-1 λαμβάνοντας $K_Φ = 70\%$ δίνει: $N_{γευμάτων} = 756$ γεύματα/ημέρα. Η χαρακτηριστική $Y_2 = f(x)$ του σχήματος I.1.3.2-1 για 756 γεύματα δίνει $W_γ = 2{,}596$ kWh/γεύμα. Η σχέση III.6-2 με χρήση του συντελεστή $Z_2 = 0{,}67$ (χρήση φυσικού αερίου) αντί του συντελεστή Z_1 δίνει: $W_{ΚΟΥΖ}^{ΘΕΡ.} = 1315$ kWh/ημέρα.

2.3 Θερμό νερό χρήσης

Για ειδική κατανάλωση θερμού νερού $V_{EK} = 90\,lit/(ημέρα \cdot κλίνη)$ και για νοσοκομείο 400 κλινών το σχήμα IV.5-1 δίνει περίπου $W_{Z.N_X} = 1900$ kWh/ημέρα.

2.4 Αποστείρωση

Από τη σχέση I.1.3.3.2.2.1-1 και με τη βοήθεια του πίνακα I.3.3.2.1-1 υπολογίζεται το $V_κ$ για κάθε μία απο τις κλινικές του νοσοκομείου και στη συνέχεια το άθροισμα αυτών $ΣV_κ = 1077\ dm^3/ημέρα$ για ολόκληρο το νοσοκομείο.

Από τη σχέση I.1.3.3.2.2.2-1 και με τη βοήθεια του πίνακα I.3.3.2.1-2 υπολογίζεται το V_t για τον αριθμό των ασθενών $N_{εξ.ασθενών}$ για τα εξωτερικά ιατρεία του νοσοκομείου και στη συνέχεια το άθροισμα αυτών $ΣV_t = 1360\ dm^3/ημέρα$ για ολόκληρο το νοσοκομείο.

Η σχέση I.1.3.3.2.2.3-1 για $χ = 7$ και $ε = 4$ με τη βοήθεια του πίνακα I.3.3.2.1-3 δίδει $V_x = 2520\ dm^3/ημέρα$. Η σχέση I.1.3.3.2.2.3-2 για $μ = 7$ δίδει $V_μ = 350\ dm^3/ημέρα$. Η σχέση I.1.3.3.2.2.3-3 με $ε_1 = 4{,}536$ και $ε_2 = 3{,}72$ με τη βοήθεια του πίνακα I.3.3.2.1-3 δίδει $V_ε = 206\ dm^3/ημέρα$. Η σχέση I.1.3.3.2.2.4-1 για $N_γ = 2500$ δίδει $V_γ = 346\ dm^3/ημέρα$.

Η σχέση Ι.1.3.3.2.2.4-2 δίνει $V_{ολ} = 5859\ dm^3 / ημέρα$

Η σχέση Ι.1.3.3.2.3-1 για $V_{ολ} = 5859\,dm^3$ και $V_{κλ} = 564 lit$ από τον Πίνακα 6-1 και $m = 3$ δίνει $α = 4$.

Η σχέση IV.6-1 δίνει $Π_{ατμού} = 113\,kg_{ατμού}/h$ οπότε η σχέση IV.6-2 δίνει $W_{αποστείρωση} = 1220\,kWh/ημέρα$

2.5 Ύγρανση

Από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου προκύπτουν τα ακόλουθα: $A_{1,υ} = 2175\ m^2, A_{2,υ} = 0\ m^2$ και $A_{3,υ} = 10135\ m^2$. Η σχέση IV.7-1 με τη βοήθεια του πίνακα IV.7-1 δίδει $Q^{ύγρανσης}_{ατμός} = 2159\ kWh / ημέρα$.

2.6 Θέρμανση

Από τη μελέτη εφαρμογής του νοσοκομείου προκύπτουν τα ακόλουθα: $A_{1,θ} = 2175\ m^2, A_{2,θ} = 7874\ m^2, A_{3,θ} = 10135\ m^2, A_{4,θ} = 1112\ m^2$, $S_1 = 2175\ m^2$, $S_2 = 7874\ m^2$, $S_3 = 8586{,}7\ m^2$, $S_4 = 1038\ m^2$, $Φ_{1,θ} = 34{,}16\ (m^3 / h) / m^2$, $Φ_{2,θ} = 9{,}58\ (m^3 / h) / m^2$, $Φ_{3,θ} = 8{,}07\ (m^3 / h) / m^2$, $Φ_{4,θ} = 40{,}19\ (m^3 / h) / m^2$. Οι συνθήκες σχεδιασμού χειμώνα του νοσοκομείου είναι: $θ^{χειμώνας}_{πόλης} = -9\ ^oC$, σχετική υγρασία 80% και $W^{χειμώνα}_{αέρας\ εισόδου} = 2\ gr/kg_{ξ.α.}$. Οι συνθήκες στο εσωτερικό του νοσοκομείου σύμφωνα με τη μελέτη είναι: $θ^{χειμώνας}_{νοσοκ.} = 22\ ^oC$, σχετική υγρασία 50% και $W^{χειμώνα}_{αέρας\ εξόδου} = 8{,}3\ gr/kg_{ξ.α.}$. Από τις σχέσεις IV.2-1 και IV.2-2 προκύπτει:

$Q_{θερμ} = 3890{,}3$ kW. Κατόπιν λαμβάνεται μόνο το 80% των συνολικών θερμικών απωλειών (συντελεστής προσαύξησης 20% για λόγους ασφαλείας)

Η σχέση IV.2-9 για τις μηνιαίες D με βάση τους 18 ^oC δίνει το $Q^{μην}_{θερμ}$ σε kWh/μήνα με $C_D = 0{,}60$ και για $D_a = 2065$.

Οι μηνιαίες θερμικές καταναλώσεις για πλυντήρια, κουζίνες, θερμό νερό χρήσης, αποστείρωση, ύγρανση και θέρμανση του νοσοκομείου δίνονται στον πίνακα που ακολουθεί.

ΜΗΝΑΣ	ΠΛΥΝ (kWh)	ΚΟΥΖ (kWh)	ΘΕΡ. ΝΕΡ. (kWh)	ΑΠΟΣ. (kWh)	ΥΓΡ. (kWh)	ΘΕΡ. (kWh)
1	96757,20	40774,77	58459,80	26848,80	66929,04	585503,47
2	87393,60	36828,82	52802,40	24408,00	60452,04	504544,96
3	96757,20	40774,77	58459,80	26848,80	66929,04	433706,27
4	93636,00	39459,45	56574,00	26848,80	64770,04	273234,95
5	96757,20	40774,77	58459,80	25628,40	66929,04	99752,44
6	93636,00	39459,45	56574,00	26848,80	0,00	0,00
7	96757,20	40774,77	58459,80	28069,20	0,00	0,00
8	96757,20	40774,77	58459,80	25628,40	0,00	0,00
9	93636,00	39459,45	56574,00	26848,80	0,00	0,00
10	96757,20	40774,77	58459,80	26848,80	66929,04	105535,19
11	93636,00	39459,45	56574,00	25628,40	64770,04	399009,77
12	96757,20	40774,77	58459,80	26848,80	66929,04	584057,78

Οι συνολικές μηνιαίες ηλεκτρικές και θερμικές καταναλώσεις δίνονται στον πίνακα που ακολουθεί, καθώς και η μηνιαία διακύμανση του λόγου του θερμικού προς το ηλεκτρικό φορτίο Θ/Η.

ΜΗΝΑΣ	ΗΛ. (kWh)	ΘΕΡ. (kWh)	Θ/Η
1	143974,73	875273,07	6,08
2	130041,69	766429,82	5,89
3	143974,73	723475,88	5,03
4	139330,38	554523,24	3,98
5	180228,79	388301,65	2,15
6	298445,45	216518,25	0,73
7	365527,35	224060,97	0,61
8	391710,84	221620,17	0,57
9	181626,79	216518,25	1,19
10	143974,73	395304,80	2,75
11	139330,38	679077,66	4,87
12	143974,73	873827,39	6,07

Επιλογή του συστήματος συμπαραγωγής στο βασικό θερμικό φορτίο (216518,25 kWh λόγος Θ/Η από 0,73 έως 1,19) για συνολικό ημερήσιο χρόνο απαίτησης 10 ώρες/ημέρα για τον αντίστοιχο μήνα, οδηγεί σε χρήσιμη θερμική ισχύ της μηχανής περίπου 750 kW. Επειδή ο λόγος της χρήσιμης θερμικής ενέργειας προς την ηλεκτρική ισχύ της μηχανής είναι περίπου 1,3 για θερμικές παλινδρομικές μηχανές, προκύπτει ότι η αποδιδόμενη ηλεκτρική ισχύς της μηχανής θα είναι περίπου 580 kW. Από το σχήμα Ι.2.7-1 προκύπτει επιλογή της αεριομηχανής ως της πλέον κατάλληλης κινητήριας μηχανής για το σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας (για το σύστημα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού – θερμότητας με αεριομηχανή ο λόγος Θ/Η μεταβάλλεται από 0,6 έως 1,5 και η παραγόμενη ηλεκτρική ισχύ από 0,5 έως 2 MW).

VI. ΣΥΜΒΟΛΗ ΤΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ ΣΤΗΝ ΕΡΕΥΝΑ ΚΑΙ ΤΙΣ ΠΡΑΚΤΙΚΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ

Η εργασία αυτή είναι μια συμβολή στην προσπάθεια εύρεσης μιας μεθόδου υπολογισμού των ενεργειακών καταναλώσεων σε νοσοκομεία. Το σύγχρονο νοσοκομείο είναι το πιο σύνθετο λειτουργικό κτίριο, στεγάζει πολυσύνθετο και συνεχώς εξελισσόμενο εξοπλισμό υψηλής τεχνολογίας και ενεργειακά παρουσιάζει την υψηλότερη κατανάλωση ενέργειας συγκρινόμενο με τις άλλες κατηγορίες κτιρίων.

Στην εργασία αυτή προτείνονται μέθοδοι υπολογισμού των σημαντικότερων ηλεκτρικών και θερμικών καταναλώσεων στα ελληνικά νοσοκομεία.

Στα πλαίσια αυτά, συνελέγησαν στοιχεία από σύγχρονα ελληνικά νοσοκομεία τα οποία θεωρήθηκαν αντιπροσωπευτικά ως προς την κτιριολογική τους μορφή και τη λειτουργική τους συγκρότηση. Τα στοιχεία αυτά αποτέλεσαν αντικείμενο επεξεργασίας, ώστε να διευκολυνθεί η σύγκριση της ενεργειακής απόδοσης με ομαδοποίηση των διάφορων χώρων του νοσοκομείου, με κριτήριο την ομοιομορφία των εσωτερικών συνθηκών που επικρατούν σε αυτούς, καθώς και τη συμβολή τους στη λειτουργία του νοσοκομείου. Επιπρόσθετα, αναπτύχθηκε πρόγραμμα Η/Υ που βασιζόμενο στην προτεινόμενη μέθοδο έχει την δυνατότητα υπολογισμού των κυριότερων ηλεκτρικών και θερμικών καταναλώσεων στα ελληνικά νοσοκομεία σε μηνιαία και ετήσια βάση.

Η προτεινόμενη διαδικασία καθορισμού των θερμικών και ηλεκτρικών φορτίων παρέχει τη δυνατότητα εύρεσης των συνολικών μηνιαίων φορτίων, οπότε καθίσταται δυνατός ο προσδιορισμός του λόγου θερμικής προς ηλεκτρική ενέργεια, καθώς και του βασικού θερμικού φορτίου του νοσοκομείου και επομένως ο προσδιορισμός, μέσω αυτού, του κατάλληλου είδους κινητήριας μηχανής σε συστήματα συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας στα ελληνικά νοσοκομεία.

Η προτεινόμενη μέθοδος η οποία παρέχει τη δυνατότητα προσέγγισης των πιο σημαντικών ηλεκτρικών και θερμικών καταναλώσεων σε νοσοκομεία, συμβάλλει καθοριστικά στη δυνατότητα υιοθέτησης του κατάλληλου και οικονομικά βιώσιμου συστήματος συμπαραγωγής σε αυτά, με όλα τα οφέλη που αυτή συνεπάγεται.

<u>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ</u>

[1] Neufert E., "Οικοδομική", 2η έκδοση, Εκδόσεις Γκιούρδα, Αθήνα, (1976).

[2] Βαζαίος Ε. Η., "Εφαρμογές της ηλιακής ενέργειας – υπολογισμός και σχεδίαση συστημάτων", Εκδόσεις Φοίβος, Αθήνα, (1981).

[3] WALLENBERGER F. T., HOLFELD W. T. and TURNER G. R., "Energy Demand in Dyeing and Finishing", Textile Chemist and Colorist, Vol. 13, No. 8, pp. 15–22, (Aug. 1981).

[4] D. V. Parikh, S. Connor, G. R. Steinke, B. Brandt, C. Avery, Home Laundering: Energy Consumption and Conservation, Textile Chemist and Colorist, Vol. 13, No. 12, December 1981, pp. 19–21.

[5] Schulz K., "Οικιακές εγκαταστάσεις υγιεινής, Υδραυλικά – Αποχετεύσεις", Εκδόσεις Μ. Γκιούρδα Αθήνα, (1983).

[6] GOLDBERG A., "Drying Machines for Today and Tomorrow", Textile Chemist and Colorist, Vol. 15, No. 9, pp. 53–60, (Sep. 1983).

[7] CIBSE GUIDE Volume B, "Installation and Equipment Data", The Chartered Institution of Building Services Engineers, London, U.K, (1986).

[8] Μαλαχίας Γ., " Θερμοδυναμική", Τόμος ΙΙ, Σχολή Ναυτικών Δοκίμων, Πειραιάς, (1987).

[9] Adderley A. E., O'Callaghan P. W. and Probert S. D., " Prospects for Energy Thrift in Welsh Hospitals", Applied Energy, Vol.26, pp.83-96, (1987).

[10] Batty W. J., Conway M. A., Newborough M. and Probert S.D., "Effects of Operative Behavious and Management Planning on Energy Consumption in Kitchens", Applied Energy, Vol.31, pp.205-220, (1988).

[11] Οδηγία 90/377/ΕΟΚ του Συμβουλίου της 29/6/1990 σχετικά με την κοινοτική διαδικασία για τη διαφάνεια των τιμών του αερίου και της ηλεκτρικής ενέργειας για τον τελικό βιομηχανικό καταναλωτή.

[12] Οδηγία 90/547/ΕΟΚ του Συμβουλίου της 29/10/1990 για τη διαμετακόμιση ηλεκτρικής ενέργειας μέσω των μεγάλων δικτύων.

[13] Agence de l'Environnement et de la Maitrise de l'Energie (ADEME), "Energy in Industrial Laundries" , Paris, (1992).

[14] Μοσχάτος Α. Ε., "Ηλιακή Ενέργεια –Συνιστώσες της ηλιακής θερμικής διαδικασίας", Εκδόσεις Τεχνικού Επιμελητηρίου Ελλάδας, Αθήνα, (1992).

[15] Best Practice Program, "The Application of Combined Heat and Power in the U.K. Health Service", Good Practice Guide 60, Crown, London, (1992).

[16] RECKNAGEL – SPRENGER, "Θέρμανση και Κλιματισμός", Εκδόσεις Μ. Γκιούρδα, Αθήνα, (1992).

[17] ΤΕΧΝΙΚΗ ΟΔΗΓΙΑ Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 2411/86, "Εγκαταστάσεις σε κτήρια και οικόπεδα: Διανομή κρύου – ζεστού νερού", Β' Έκδοση, Τεχνικό Επιμελητήριο Ελλάδος, Αθήνα, (Ιούνιος 1992).

[18] Electricity Savings in Hospitals- A Guide for Energy and Estate Managers Good Practice Guide 54, Crown, (January 1993).

[19] Commission of the European Communities, Directorate-General for Energy (DG XVII), "Energy Efficiency in Hospitals and Clinics", A Thermie Action Programme, Paris, (May 1993).

[20] NHS Estates, "Laundry - Health Building Note 25", HMSO, Crown, London, (1994).

[21] Φραγκόπουλος Χ., Καρυδιογιάννης Η. και Καραλής Γ., "Συμπαραγωγή Θερμότητας και Ηλεκτρισμού", ΕΛΚΕΠΑ Αθήνα, (1994).

[22] NHS Estates, Laundry, Health Building Note 25, HMSO, London, 1994.

[23] Ν. 2244/94 για θέματα ηλεκτροπαραγωγής από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας και συμβατικά καύσιμα ΦΕΚ Νο 168/Α'/ 7-10-94.

[24] Best Practice Program, "Energy Efficiency in the Laundry Industry", Energy Consumption Guide 49, Crown, (1995).

[25] "Methods & Applications of Air Conditioning Systems", Hitachi Plant Engineering & Construction Co., Ltd., Tokyo, Japan.

[26] Orlando J.A., "Cogeneration Design Guide", American Society of Heating Refrigerating and Air – Conditioning Engineers Inc, Atlanta, Georgia, (1996).

[27] AS 3789.6-1996, Textiles for health care facilities and institutions – Part 6: Fabric Specifications, Standards Association of Australia, Crescent, (1996).

[28] Jakelius S., "Learning from experience with Energy Savings in Hospitals", Centre for the Analysis and Dissemination of Demonstrated Energy Technologies, Sittard, (June 1996).

[29] British Government's Energy Efficiency Best Practice Programme "Energy Consumption in Hospitals", Energy Consumption Guide 72, Watford, UK, (June 1996).

[30] Οδηγία 96/92/ΕΚ του Ευρωπαϊκού Κοινοβουλίου και του Συμβουλίου της 19/12/96 σχετικά με τους κοινούς κανόνες για την εσωτερική αγορά ηλεκτρικής ενέργειας.

[31] NHS Estates, "Catering Department - Health Building Note 10", The Stationery Office, Crown, London, (1997).

[32] BS EN 868-1:1997, "Packaging materials and systems for medical devices which are to be sterilized. General requirements and test methods", British Standards Institution, London, United Kingdom, (1997).

[33] Μιχ. Παπαδόπουλου, Παραγωγή Ηλεκτρικής Ενέργειας από ΑΠΕ, Αθήνα, 1997.

[34] Spiewak S. A. and Weiss L., "Cogeneration & Small Power Production Manual", The Fairmont Press Inc, Georgia, (1997).

[35] Μπαλαράς Κ.Α., Σανταμούρης Μ. και Ασημακόπουλος Δ.Ν., " Καταναλώσεις και δυνατότητες εξοικονόμησης ενέργειας στα Ελληνικά κτίρια", Δελτίο Πανελληνίου Συλλόγου Διπλωματούχων Μηχανολόγων- Ηλεκτρολόγων, Τεύχος 293, σελ.52-58, (Φεβρουάριος 1997).

[36] Μπαλαράς Κ.Α., Σανταμούρης Μ. και Ασημακόπουλος Δ.Ν., "Καταναλώσεις και δυνατότητες εξοικονόμησης ενέργειας στα Ελληνικά κτίρια", Δελτίο Πανελληνίου Συλλόγου Διπλωματούχων Μηχανολόγων- Ηλεκτρολόγων, Τεύχος 294, σελ.54-60, (Μάρτιος 1997).

[37] "Energy Management in the Health-Care Sector", A report prepared by Birch& Krogboe A/S, Delegation of the European Commission in Russia, Moscow, (1998).

[38] Batty W. J. and Probert S. D., "Benefits of Energy Monitoring and Auditing in the Catering Industry", Applied Energy, Vol.34, pp. 193-211, (1998).

[39] Σωφρόνης Η. και Μαρκογιαννάκης Γ., "Κατανάλωση Ενέργειας στα Δημόσια Νοσοκομεία", Δελτίο Πανελληνίου Συλλόγου Διπλωματούχων Μηχανολόγων-Ηλεκτρολόγων, Τεύχος 314, σελ. 49-54, (Ιανουάριος 1999).

[40] Μπούρκας Π. Δ., "Εφαρμογές Εγκαταστάσεων σε Νοσοκομεία" Ε.Μ.Π. Τμήμα Ηλεκτρολόγων Μηχανικών και Μηχανικών Υπολογιστών, Αθήνα, (1999).

[41] BS EN 868-2:1999, "Packaging materials and systems for medical devices which are to be sterilized. Sterilization wrap. Requirements and test methods", British Standards Institution, London, United Kingdom, (1999).

[42] BS EN 868-4:1999, "Packaging materials and systems for medical devices which are to be sterilized. Paper bags. Requirements and test methods", British Standards Institution, London, United Kingdom, (1999).

[43] BS EN 868-5:1999, "Packaging materials and systems for medical devices which are to be sterilized. Heat and self-sealable pouches and reels of paper and plastic film

construction. Requirements and test methods", British Standards Institution, London, United Kingdom, (1999).

[44] BS EN 868-8:1999. "Packaging materials and systems for medical devices which are to be sterilized. Re-usable sterilization containers for steam sterilizers conforming to EN 285. Requirements and test methods", British Standards Institution, London, United Kingdom, (1999).

[45] Best Practice Programme, "Introduction to large scale combined heat and power", Good Practice Guide 43, Crown, London, (1999).

[46] Agence de l'Environnement et de la Maitrise de l'Energie (ADEME), "Decisions de realisation d' installations de cogeneration a la fin de 1998" , Paris, (1999).

[47] Balaras C. A. and Gaglia A. G., "Code of good practice for acceptable indoor conditions related to HVAC systems, National Observatory of Athens- Institute for Environmental Research & Sustainable Development Group Energy Conservation, Athens, (2000).

[48] BS EN 868-9:2000, "Packaging materials and systems for medical devices which are to be sterilized. Uncoated nonwoven materials of polyolefines for use in the manufacture of heat sealable pouches, reels and lids. Requirements and test methods", British Standards Institution, London, United Kingdom, (2000).

[49] BS EN 868-10:2000, "Packaging materials and systems for medical devices which are to be sterilized. Adhesive coated nonwoven materials of polyolefines for use in the manufacture of heat sealable pouches, reels and lids. Requirements and test methods", British Standards Institution, London, United Kingdom, (2000).

[50] ASTM D3136-00, "Standard Terminology Relating to Care Labelling for Apparel, Textile, Home Furnishing and Leather Products", West Conshohocken, US, (2000).

[51] Sauer H. J., Howell R. H. and Coad W. J., " Principles of Heating Ventilating and Air Conditioning", American Society of Heating Refrigerating and Air – Conditioning Engineers Inc, Atlanta, Georgia, (2001).

[52] ASHRAE HANDBOOK, "Fundamentals", SI Edition, American Society of Heating Refrigerating and Air – Conditioning Engineers Inc, Atlanta, Georgia, (2001).

[53] ANSI/AAMI ST8: 2001, "Hospital steam sterilizers", Association for the Advancement of medical Instrumentation, Arlington, VA, (2001).

[54] Οδηγία 2001/77/ΕΚ για την προαγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται από ανανεώσιμες πηγές στην εσωτερική αγορά ηλεκτρικής ενέργειας.

[55] Best Practice Programme, “An Introduction to absorption cooling”, Good Practice Guide 256, Crown, London, (2001).

[56] Save Programme Action No 4.1031/Z/01-130/2001, “Trigeneration in the Mediterranean Countries – Technologies and Prospects for the Tertiary Sector”.

[57] Best Practice Programme, “A designer’s guide to the options for ventilation and cooling”, Good Practice Guide 291, Crown, London, (2001).

[58] Υπουργείο Υγείας και Πρόνοιας, “Προδιαγραφές Ηλεκτρομηχανολογικών Εγκαταστάσεων Νοσοκομείων”, Γενική Διεύθυνση Διοικητικής Υποστήριξης και Τεχνικών Υποδομών, Διεύθυνση Τεχνικών Υπηρεσιών, Τμήμα Μελετών και Προδιαγραφών, Γ΄ Έκδοση, (Ιούλιος 2001).

[59] Φραγκόπουλος Χ. and Ramsay B. “EDUCOGEN The European Educational Tool on Cogeneration”, Second Edition, (December 2001).

[60] SAVE Contract “INKISUP” no4.1031/Z/02-101/2002. www.oekv-energy.at/website/output.php?idfile=1061

[61] Institut Wallon and CEREN, “Statistics and the impacts of the Gas Directive on the future development in Europe (CHPSTAGAS)”, Collection of statistics on combined heat and power plants (sub-project “a”) Final Report, (2002).

[62] Λάλας Δ., Μπαλαράς Κ. Α., Γαγλία Α., Μοιρασγεντής Σ., Σαραφίδης Ι. και Γεωργοπούλου Ε., “Διερεύνηση Υποστηρικτικών Πολιτικών για την προώθηση των μέτρων πολιτικής του ΥΠΕΧΩΔΕ σχετικά με μείωση των εκπομπών CO_2 στον οικιακό – τριτογενή τομέα”, Έκθεση Προόδου Α’& Β’ φάσης, Ινστιτούτο Ερευνών Περιβάλλοντος & Βιώσιμης Ανάπτυξης (ΙΕΠΒΑ) – Υπουργείο Περιβάλλοντος, Χωροταξίας και Δημοσίων Έργων, Αθήνα, (Μάιος 2002).

[63] ΤΕΧΝΙΚΗ ΟΔΗΓΙΑ Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 2425/86, “Εγκαταστάσεις σε κτήρια: Στοιχεία υπολογισμού φορτίων κτηριακών χώρων”, Β’ Έκδοση, Τεχνικό Επιμελητήριο Ελλάδος, Αθήνα, (Ιούνιος 2002).

[64] ΤΕΧΝΙΚΗ ΟΔΗΓΙΑ Τ.Ο.Τ.Ε.Ε. 2423/86, “Εγκαταστάσεις σε κτήρια: Κλιματισμός κτηριακών χώρων”, Β’ Έκδοση, Τεχνικό Επιμελητήριο Ελλάδος, Αθήνα, (Ιούνιος 2002).

[65] Day A. R., Ratcliffe M. S. and Shepherd K. J., “Heating Systems Plant and Control”, Blackwell Publishing, Oxford, U.K, (2003).

[66] Οδηγία 2003/54/ΕΚ σχετικά με τους κοινούς κανόνες για την εσωτερική αγορά ηλεκτρικής ενέργειας και την κατάργηση της οδηγίας 96/92/ΕΚ.

[67] ISO 9398-2: 2003, Specifications for industrial laundry machines – Definition and testing of Capacity and Consumption characteristics – Part 2: Batch drying tumblers, Geneva, 2003.

[68] McQuiston F. C. and Parker J. D., "Θέρμανση – Αερισμός και Κλιματισμός", Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα, (2003).

[69] ISO 9398-4:2003(E), "Specifications for industrial laundry machines – Definitions and testing of capacity and consumption characteristics – Part 4: Washer Extractors", Geneva, (2003).

[70] Energy Innovators Initiative Office of Energy Efficiency, "Turn Energy Dollars into Health Care Dollars: A Guide to Implementing an Energy Efficiency Awareness Program in a Health Care Facility", Natural Resources Canada, Ottawa, (March 2003).

[71] Energy Innovators Initiative Office of Energy Efficiency, "Benchmarks and Best Practices for Acute and Extended Health Care Facilities: A Guide for Energy Managers and Finance Officers", Natural Resources Canada, Ottawa, (May 2003).

[72] Sarmentero A., "Cogeneration in Europe Country Report: Greece", COGEN EUROPE, (September 2003).

[73] Κατσάνης Ι. Σ., Χάλαρης Π. Γ., Μαλαχίας Γ. Ν και Μπούρκας Π. Δ., "Εφαρμογές Συμπαραγωγής σε Νοσοκομεία", 5ο Πανελλήνιο Επιστημονικό Συνέδριο – Management Υπηρεσιών Υγείας, Ρόδος, (23-25 Οκτωβρίου 2003).

[74] American Society for Healthcare Engineering, "Healthcare Energy Guidebook- Results of the Healthcare Energy Project", American Hospital Association, Chicago, (2004).

[75] Szklo A., Soares J. and Tolmasquim M., "Energy consumption indicators and CHP technical potential in the Brazilian hospital sector", Energy Conversion & Management, Vol.45, pp.2075-2091, (2004).

[76] S. Mirasgedis, E. Georgopoulou, Y. Sarafidis, C. Balaras, A. Gaglia, D.P. Lalas, "CO2 Emission Reduction Policies in the Greek Residential Sector : A Methological Framework for Their Economic Evaluation", Energy Conversion and Management, Vol.45(1),pp.537-557,(2004).

[77] ANSI/AAMI ST40: 2004, "Table-top dry heat (heated air) sterilization and sterility assurance in health care facilities", Association for the Advancement of medical Instrumentation, Arlington, VA, (2004).

[78] Θεοφύλακτος Κ., " Η μικρή συμπαραγωγή στον τριτογενή τομέα στην Ελλάδα, Ο ρόλος του φυσικού αερίου", Τεχνικό Επιμελητήριο της Ελλάδος, Ημερίδα με θέμα:

Διείσδυση του φυσικού αερίου στην Αγορά Ενέργειας - Τεχνικά Προβλήματα, Προοπτικές, Ασφάλεια, Αθήνα, (2004).

[79] Ημερίδα ΤΕΕ, Διείσδυση του φυσικού αερίου στην Αγορά Ενέργειας τεχνικά Προβλήματα, Προοπτικές, Ασφάλεια. Αθήνα 2004.

[80] ΟΔΗΓΙΑ 2004/8/ΕΚ ΤΟΥ ΕΥΡΩΠΑΪΚΟΥ ΚΟΙΝΟΒΟΥΛΙΟΥ ΚΑΙ ΤΟΥ ΣΥΜΒΟΥΛΙΟΥ 11/2/04 για την προώθηση της συμπαραγωγής ενέργειας βάσει της ζήτησης για χρήσιμη θερμότητα στην εσωτερική αγορά ενέργειας και για την τροποποίηση της οδηγίας 92/42/ΕΟΚ.

[81] Centre for Research and Technology Hellas, Institute for Solid Fuels Technology and Applications, "Advanced Technologies for CHP Implementations (Greek and European Overview – Successful Applications – Solid Fuels Utilisation), Report prepared for OPET, (May 2004).

[82] Katsanis J. S., Halaris P. G., Malahias G. N., and Bourkas P.D., "Cogeneration in hospitals", Proc. 4th IASTED International Conference on Power and Energy Systems, Rhodes, Greece, pp.599-604, (28-30 June 2004).

[83] ΔΕΛΤΙΟ ΠΣΔΜΗ Νο 369 ΙΟΥΛ/ΑΥΓ 2004, Ι. Χατζηβασιλειάδη. Νέα Εποχή στην Ηλεκτρική Ενέργεια.

[84] European Project, Energy Efficiency in Industrial Kitchen – leading the way to a sustainable production. http://old.ecb.sk/download/inkisup.pdf

[85] Σελλούντος Β. Η., "Θέρμανση – Κλιματισμός", Εκδόσεις ΤεΚΔΟΤΙΚΗ- ΣΕΛΚΑ-4Μ ΕΠΕ, Αθήνα, (2005).

[86] "AERION 2005" Η πορεία της διείσδυσης του φυσικού αερίου στην αστική και βιομηχανική κατανάλωση. Δ. Ζήσης, Ανταγωνιστικότητα του Φ.Α. στην αγορά ενεργειακών πηγών.

[87] Best Practice Programme, "Combined heat and power for buildings", Good Practice Guide 388, Queen's Printer and Controller of HMSO, U.K., (Nov. 2005).

[88] "Managing Energy Costs in Hospitals", http://www.nationalgridus.com/non_html/shared_energyeff_hospitals.pdf.

[89] Gaglia A. G., Balaras C. A., Mirasgedis S., Georgopoulou E., Sarafidis Y. and Lalas D. P., " Empirical assessment of the Hellenic non-residential building stock, energy consumption, emissions and potential energy savings", Energy Conversion & Management, Vol., pp. , (2006).

[90] Μαλαχίας Γ., " Ανελκυστήρες", Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα, (2006).

[91] Stathopoulou M., Cartalis C. and Chrysoulakis N., “Using midday surface temperature to estimate degree-days from NOAA-AVHRR thermal infrared data: An application for Athens, Greece”, Solar Energy, Vol.80, pp.414-422, (2006).

[92] ANSI/AAMI ST79: 2006, “Comprehensive guide to steam sterilization and sterility assurance in health care facilities”, Association for the Advancement of medical Instrumentation, Arlington, VA, (2006).

[93] Διεθνής Οργανισμός Ενέργειας, Ενεργειακές Πολιτικές του ΔΟΕ, ΕΛΛΑΣ Εξέταση 2006.

[94] Katsanis J. S., Halaris P. G., Tsarabaris P. T., Malahias G. N. and Bourkas P. D., “Estimation of energy consumption for domestic hot water in hospitals”, Proc. 6th IASTED International Conference on Power and Energy Systems (EuroPES 2006), Rhodes, Greece, pp.1-7, (June 26-28, 2006).

[95] Ν. 3468/06, Παραγωγή Ηλεκτρικής ενέργειας από Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας και Συμπαραγωγή Ηλεκτρισμού και Θερμότητας Υψηλής Απόδοσης και λοιπές διατάξεις ΦΕΚ 129/Α’/27-6-2006.

[96] Cut your energy bills with cogeneration, A basic guide on the principles and profitability of small – scale cogeneration. COGEN Intelligent Energy.

[97] ΔΕΛΤΙΟ ΠΣΔΜΗ Νο 396 ΔΕΚΕΜΒΡΙΟΣ 2006, Στέλιος Ψωμάς, Η αγορά φωτοβολταϊκών και οι προοπτικές της στην Ελλάδα.

[98] ΔΕΛΤΙΟ ΠΣΔΜΗ Νο 396 ΔΕΚΕΜΒΡΙΟΣ 2006, Α. Παρασκευόπουλος, Στρατηγική προσέγγιση της αγοράς αιολικής ενέργειας στην Ελλάδα.

[99] ΔΕΛΤΙΟ ΠΣΔΜΗ Νο 396 ΔΕΚΕΜΒΡΙΟΣ 2006, Π. Παπασταματίου, Οι ΑΠΕ στο πλαίσιο της στρατηγικής για την περιφερειακή ανάπτυξη.

[100] Φλώρος Χ. Π., “Οργάνωση – Σχεδιασμός Νοσοκομείων”, Εκδόσεις Παρισιανού, Αθήνα, (2007).

[101] Αλέξης Γ. Κ., “ Η τεχνολογία της ψύξης- θεωρία & Ασκήσεις”, Εκδόσεις Σταμούλη, Αθήνα, (2007).

[102] Balaras C. A., Dascalaki E. and Gaglia A., “HVAC and indoor thermal conditions in hospital operating rooms”, Energy and Buildings, Vol.39, pp.454-470, (2007).

[103] Υ.Α. Δ6/Φ1/οικ./725. Καθορισμός τύπου και περιεχομένου συμβάσεων πώλησης ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται με χρήση Ανανεώσιμων Πηγών Ενέργειας και μέσω Συμπαραγωγής Ηλεκτρισμού και Θερμότητας Υψηλής Απόδοσης στο Δίκτυο των Μη Διασυνδεδεμένων Νήσων σύμφωνα με τις διατάξεις του άρθρου 12 παρ.3 του ν. 3468/2006. ΦΕΚ 148/Γ’/6-2-2007.

[104] Katsanis J. S., Tsarabaris P. T., Koufakis E. I., Karagiannopoulou E-M. C. and Bourkas P. D., "Energy Consumption in Hospital Catering Facilities", Proc. 8th IASTED International Conference on Power and Energy Systems (EuroPES 2008), Corfu, Greece, pp.420-424,(June 23-25, 2008).

[105] Katsanis J. S., Tsarabaris P. T., Bourkas P. D., Halaris P. G. and Malahias G. N., "Estimating Water and Energy Consumption of Hospital Laundries", AATCC Review, Vol.8, No.7, pp.32-36, (July 2008).

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α: ΜΙΑ ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΗΣ ΣΥΜΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗΣ ΚΑΙ ΘΕΡΜΙΚΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΣ

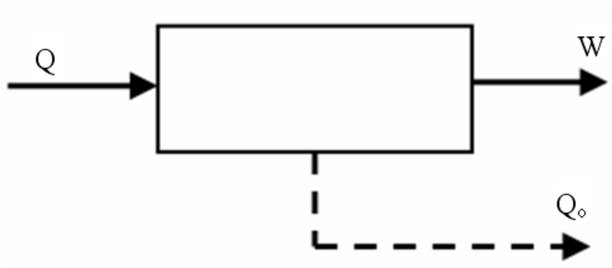
Α.1. Εισαγωγή

Όπως αναφέρθηκε και στην παράγραφο Ι.2.1 της εργασίας αυτής, "Συμπαραγωγή είναι η μέσω θερμοδυναμικής διαδικασίας ταυτόχρονη παροχή δύο ή περισσοτέρων χρήσιμων μορφών ενέργειας" [1,2].

Η μηχανική ενέργεια χρησιμοποιείται προκειμένου να στραφεί η γεννήτρια παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Αυτός είναι και ο λόγος που ο ακόλουθος ορισμός, αν και περιοριστικός, εμφανίζεται συχνά στη βιβλιογραφία [2]. "Συμπαραγωγή είναι η συνδυασμένη παραγωγή ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας από την ίδια αρχική πηγή ενέργειας" [3].

Η θερμική ενέργεια που παράγεται μπορεί να χρησιμοποιηθεί τόσο για θέρμανση όσο για ψύξη ή κλιματισμό. Η ψύξη ή ο κλιματισμός επιτυγχάνονται με μηχανές απορρόφησης που λειτουργούν με θερμό νερό, ατμό ή θερμά αέρια [2,4,5].

Η περίπτωση παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας σε συμβατικό σταθμό με χρήση θερμικού κινητήρα εμφανίζεται στο σχήμα Α.1-1.



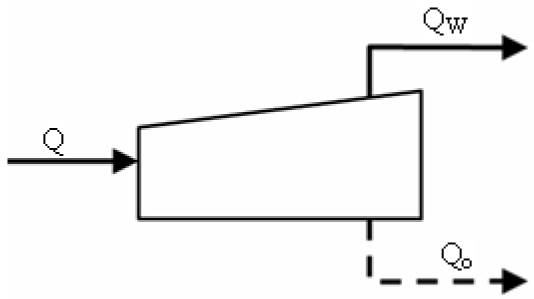
Σχήμα Α.1-1: Συμβατικός σταθμός παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Q η προσαγόμενη θερμότητα, W η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια, Q_o η αποβαλλόμενη θερμότητα.

Ο βαθμός απόδοσης στην περίπτωση συμβατικού σταθμού για παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας (η_e) είναι [6]:

$$\eta_e = \frac{W}{Q} \qquad (A.1\text{-}1)$$

όπου: Q είναι η προσαγόμενη θερμότητα και W η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια.

Στο Σχήμα Α.1-2 εμφανίζεται η περίπτωση παραγωγής θερμικής ενέργειας (π.χ. ατμού) με πρόσδοση θερμότητας (π.χ. με καύση πετρελαίου, φυσικού αερίου κλπ.).



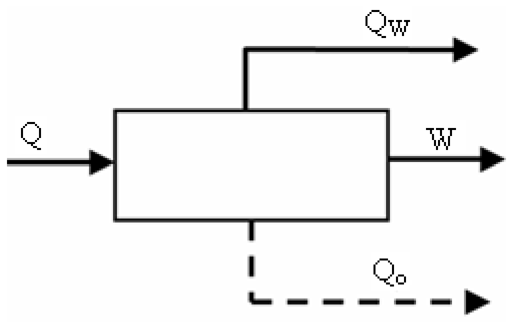
Σχήμα Α.1-2: Παραγωγή θερμικής ενέργειας με πρόσδοση θερμότητας. Q η προσαγόμενη θερμότητα, Q_W η ωφέλιμη θερμική ενέργεια προς διάθεση, Q_o η αποβαλλόμενη θερμότητα.

Στην περίπτωση αυτή θα έχουμε βαθμό απόδοσης θερμικής ενέργειας (η_{th}) [6]:

$$\eta_{th} = \frac{Q_W}{Q} \tag{A.1-2}$$

όπου: Q είναι η προσαγόμενη θερμότητα και Q_W η ωφέλιμη θερμική ενέργεια προς διάθεση.

Η περίπτωση μονάδας συμπαραγωγής ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας με πρόσδοση θερμότητας εμφανίζεται στο σχήμα Α.1-3.



Σχήμα Α.1-3: Μονάδα συμπαραγωγής ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας. Q η προσαγόμενη θερμότητα, Q_W η ωφέλιμη θερμική ενέργεια προς διάθεση, W η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια, Q_o η αποβαλλόμενη (μη ωφέλιμη) θερμότητα.

Στην περίπτωση της συμπαραγωγής ηλεκτρικής και θερμικής ενέργειας, η ενεργειακή εξίσωση γίνεται:

$$Q = W + Q_W + Q_o \qquad (A.1\text{-}3)$$

Ως βαθμός απόδοσης της συμπαραγωγής (η_{CG}) ορίζεται ο λόγος της συνολικά παραγόμενης ενέργειας (ηλεκτρικής και θερμικής) προς την προσδιδόμενη συνολικά θερμότητα [3], δηλαδή:

$$\eta_{CG} = \frac{W + Q_W}{Q} = \frac{Q - Q_o}{Q} = 1 - \frac{Q_o}{Q} \qquad (A.1\text{-}4)$$

Όπως εμφανίζεται από τη σχέση (Α.1-4), ο βαθμός απόδοσης της συμπαραγωγής (η_{CG}) είναι πολύ μεγαλύτερος των επί μέρους βαθμών απόδοσης της ηλεκτρικής ενέργειας (η_e) και της θερμικής ενέργειας (η_{th}), σύμφωνα με τις σχέσεις (Α.1-1) και (Α.1-2).

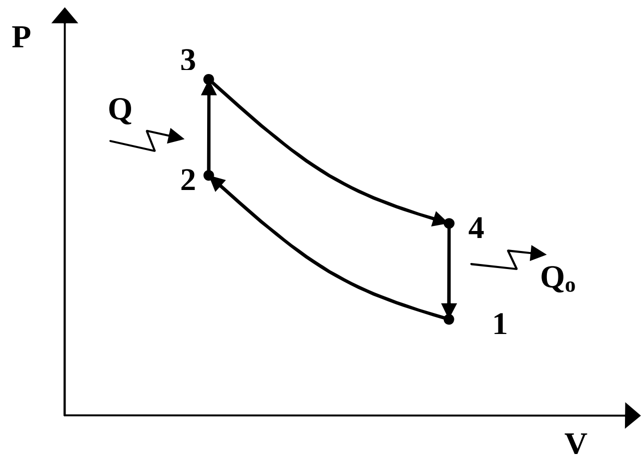
Α.2. Θεωρητική ανάλυση τυπικών συστημάτων συμπαραγωγής

Εξετάζονται πέντε βασικές διατάξεις συστημάτων συμπαραγωγής.

- Εγκατάσταση ηλεκτροπαραγωγού ζεύγους (αεριομηχανή), με λέβητα ανάκτησης της θερμότητας των καυσαερίων για παροχή θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης στην εγκατάσταση [7].
- Εγκατάσταση ηλεκτροπαραγωγού ζεύγους (Δηζελογεννήτρια), με λέβητα ανάκτησης της θερμότητας των καυσαερίων για παροχή θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πιέσης στην εγκατάσταση [7].
- Εγκατάσταση αεριοστροβίλου, με λέβητα ανάκτησης της θερμότητας των καυσαερίων για παροχή ατμού στην εγκατάσταση [3,7].
- Εγκατάσταση ατμοστροβίλου, με απομάστευση ατμού από τον στρόβιλο του και διάθεση του θερμικού φορτίου για την κάλυψη θερμικών αναγκών.
- Εγκατάσταση συνδυασμένου κύκλου [8,9,10].

Α.2.1. Εγκατάσταση ηλεκτροπαραγωγού ζεύγους (αεριομηχανή) με λέβητα ανάκτησης της θερμότητας των καυσαερίων για παροχή θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης στην εγκατάσταση.

Στο Σχήμα Α.2.1-1 εμφανίζεται ο θεωρητικός κύκλος ΟΤΤΟ (αεριομηχανής) όπου $1\rightarrow2$ ισεντροπική συμπίεση, $2\rightarrow3$ ισόογκος πρόσδοση θερμότητος, $3\rightarrow4$ ισεντροπική εκτόνωση, $4\rightarrow1$ ισόογκος αποβολή θερμότητος.



Σχήμα Α.2.1-1: Διάγραμμα πίεσης-όγκου (P-V) κύκλου OTTO (αεριομηχανής) με τέλειο αέριο, όπου 1→2 ισεντροπική συμπίεση, 2→3 ισόογκος πρόσδοση θερμότητος, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση, 4→1 ισόογκος αποβολή θερμότητος.

Σημειώνεται ότι το ποσόν θερμότητας που προσδίδεται στο σύστημα θεωρείται κατά συνθήκη θετικό, ενώ τα ποσά θερμότητας που αποβάλλονται από το σύστημα θεωρούνται αρνητικά. Για το έργο ισχύει, κατά συνθήκη, ότι το προσδιδόμενο στο εργαζόμενο μέσο λαμβάνεται αρνητικό, ενώ το αποδιδόμενο θεωρείται θετικό.

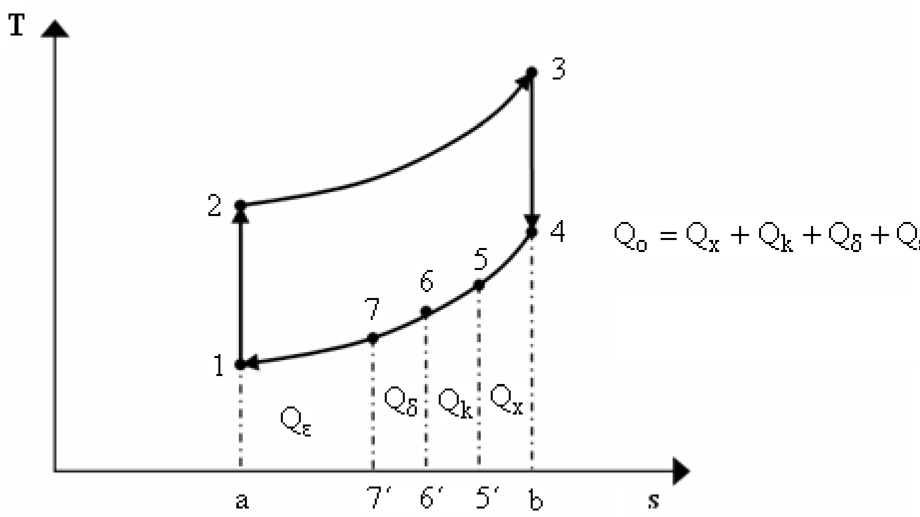
Το Σχήμα Α.2.1-2 παριστάνει τον θεωρητικό κύκλο OTTO (αεριομηχανής) στο διάγραμμα T-s.

Στο διάγραμμα T-s του κύκλου OTTO το εμβαδόν του χωρίου a23b παριστάνει τη θερμότητα που προσδίδεται Q, ενώ το εμβαδόν a14b τη θερμότητα Q_o που αποβάλλεται συνολικά. Στο σύστημα συμπαραγωγής ένα μέρος της αποβαλλόμενης θερμότητας ανακτάται από τον εναλλάκτη του νερού ψύξης χιτωνίων για θέρμανση νερού και ένα μέρος ανακτάται στο λέβητα ανάκτησης καυσαερίων για παροχή θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης στην εγκατάσταση.

Στο Σχήμα Α.2.1-2 φαίνεται ότι η αποβαλλόμενη συνολικά θερμότητα Q_o αποτελείται από τα επιμέρους ποσά θερμότητος $Q_x, Q_k, Q_\delta, Q_\varepsilon$. Ισχύει η σχέση:

$$Q_o = Q_x + Q_k + Q_\delta + Q_\varepsilon \qquad (A.2.1\text{-}1)$$

όπου: Q_x = εμβαδόν(455′b4) = ανακτώμενη θερμότητα από τον εναλλάκτη των χιτωνίων (για τη θέρμανση νερού), Q_k = εμβαδόν(566′5′5) = ανακτώμενη θερμότητα από τα καυσαέρια μέσω του λέβητα, Q_δ = εμβαδόν(677′6′6) = απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον από τη μηχανή και $Q_\varepsilon = $ εμβαδόν(71a7′7) = απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον από τα καυσαέρια,

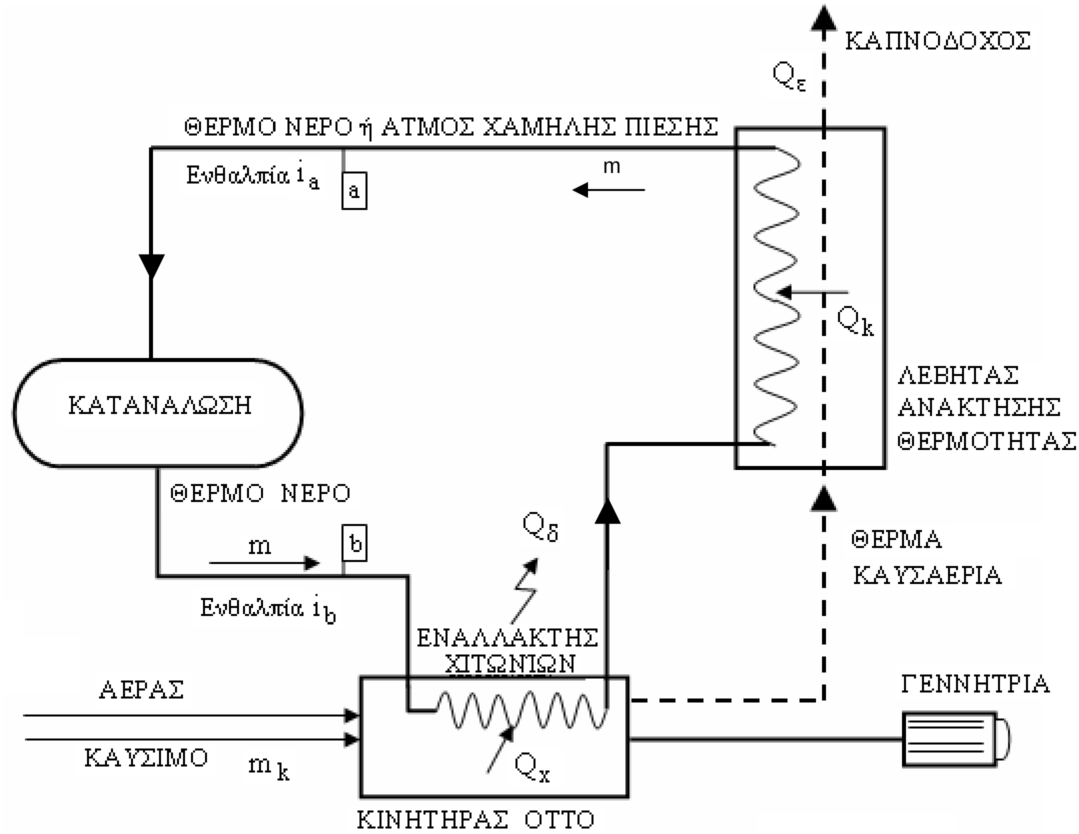


Σχήμα Α.2.1-2: Διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας (T-s) για τον θεωρητικό κύκλο OTTO, όπου 1→2 ισεντροπική συμπίεση, 2→3 ισόογκος πρόσδοση θερμότητας, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση, 4→1 ισόογκος αποβολή θερμότητας, Q_x =εμβαδόν(455΄b4) ανακτώμενη θερμότητα από τον εναλλάκτη των χιτωνίων (για τη θέρμανση νερού), Q_k = εμβαδόν(566΄5΄5) ανακτώμενη θερμότητα από τα καυσαέρια μέσω του λέβητα, Q_δ = εμβαδόν(677΄6΄6) απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον από την μηχανή από ακτινοβολία κ.λ.π., Q_ε = εμβαδόν(71a7΄7) απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον από τα καυσαέρια, ισχύει $Q_o = Q_x + Q_k + Q_\delta + Q_\varepsilon$.

Το μηχανικό έργο του κύκλου θα είναι:

$$W = Q - |Q_o| = \text{εμβαδόν}(12341) \tag{Α.2.1-2}$$

Στο Σχήμα Α.2.1-3 φαίνεται το σχηματικό διάγραμμα συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού και θερμότητας με μηχανή OTTO με εναλλάκτη χιτωνίων και λέβητα ανάκτησης θερμότητας από τα καυσαέρια για την παροχή θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης στην εγκατάσταση.



Σχήμα Α.2.1-2: Σχηματικό διάγραμμα συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας με μηχανή ΟΤΤΟ, εναλλάκτη χιτωνίων και λέβητα ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων για παροχή θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης στην εγκατάσταση. m_k η παροχή καυσίμου, m η παροχή μάζας θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης, i_a η ενθαλπία του θερμού νερού ή ατμού στη θέση a, i_b η ενθαλπία του θερμού νερού ή ατμού στη θέση b, Q_x η ανακτώμενη θερμότητα από τον εναλλάκτη των χιτωνίων, Q_k η ανακτώμενη θερμότητα από τα καυσαέρια μέσα στο λέβητα, Q_δ η απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον από την μηχανή, Q_ε η απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον από τα καυσαέρια.

Η ωφέλιμη θερμική ενέργεια δίνεται από τη σχέση:

$$Q_W = m(i_a - i_b) = Q_x + Q_k \tag{Α.2.1-3}$$

όπου: m η παροχή μάζας θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης, i_a η ενθαλπία του θερμού νερού ή ατμού στη θέση a και i_b η ενθαλπία του θερμού νερού ή ατμού στην θέση b.

Η προσδιδόμενη θερμική ενέργεια Q δίνεται από τη σχέση:

$$Q = m_k \cdot H_o \tag{A.2.1-4}$$

όπου: m_k η παροχή μάζας καυσίμου και H_o η κατώτερη θερμογόνος δύναμη του καυσίμου.

Εάν η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια είναι W τότε η ολική ωφέλιμη ενέργεια δίνεται από τη σχέση:

$$Q_W + W = m(i_a - i_b) + W \tag{A.2.1-5}$$

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης είναι:

$$\eta_e = \frac{W}{Q} \tag{A.2.1-6}$$

και ο βαθμός απόδοσης της συμπαραγωγής η_{CG}:

$$\eta_{CG} = \frac{Q_W + W}{Q} = \frac{m(i_a - i_b) + W}{m_k H_o} \tag{A.2.1-7}$$

Η θερμότητα απωλειών δίνεται από τη σχέση:

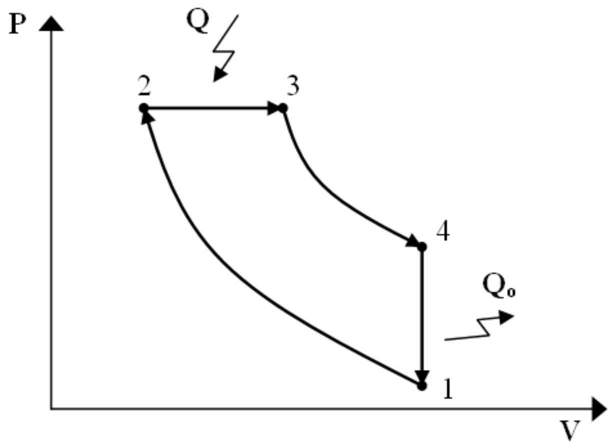
$$Q_{απώλειες} = Q_ε + Q_δ \tag{A.2.1-8}$$

όπου: $Q_ε$ η αποβαλλόμενη στο περιβάλλον θερμότητα από τα καυσαέρια και $Q_δ$ οι απώλειες του κινητήρα ΟΤΤΟ, και ισχύει η σχέση:

$$Q = Q_W + W + Q_ε + Q_δ = Q_x + Q_k + W + Q_ε + Q_δ\,. \tag{A.2.1-9}$$

Α.2.2. Εγκατάσταση ηλεκτροπαραγωγού ζεύγους (Δηζελογεννήτρια) με λέβητα ανάκτησης της θερμότητας των καυσαερίων για παροχή θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης στην εγκατάσταση.

Το Σχήμα Α.2.2-1 δίνει το διάγραμμα πίεσης-όγκου (P-V) για θεωρητικό κύκλο Diesel, όπου 1→2 ισεντροπική συμπίεση, 2→3 ισόθλιπτη πρόσδοση θερμότητος, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση, 4→1 ισόογκος αποβολή θερμότητος.



Σχήμα Α.2.2-1: Διάγραμμα πίεσης-όγκου (P-V) κύκλου Diesel για τέλειο αέριο, όπου 1→2 ισεντροπική συμπίεση, 2→3 ισόθλιπτη πρόσδοση θερμότητας Q, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση, 4→1 ισόογκος αποβολή θερμότητας Q_o.

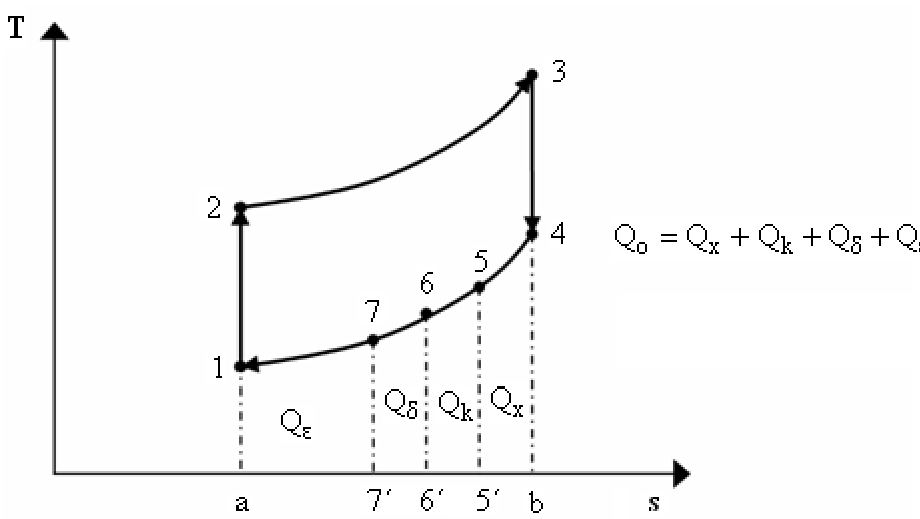
Στο Σχήμα Α.2.2-2 εμφανίζεται ο κύκλος DIESEL στο διάγραμμα T-s το εμβαδόν του χωρίου a23b παριστάνει την προσδιδόμενη θερμότητα Q, ενώ το εμβαδόν a14b την συνολικά αποβαλλόμενη θερμότητα Q_o, όπως και στον κύκλο της αεριομηχανής έτσι και εδώ διακρίνουμε την ανακτώμενη θερμότητα Q_x από τον εναλλάκτη των χιτωνίων, Q_k την ανακτώμενη θερμότητα από τα καυσαέρια μέσω του λέβητα, Q_δ την απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον από τη μηχανή και τέλος Q_ε την απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον από τα καυσαέρια. Στο σχήμα Α.2.2-2 είναι: $Q_x = \text{εμβαδόν}(455'b4)$, $Q_k = \text{εμβαδόν}(566'5'5)$, $Q_\delta = \text{εμβαδόν}(677'6'6)$ και $Q_\varepsilon = \text{εμβαδόν}(71a7'7)$. Ισχύει η σχέση:

$$Q_o = Q_x + Q_k + Q_\varepsilon + Q_\delta \qquad (A.2.2\text{-}1)$$

Το μηχανικό έργο W του κύκλου δίνεται από τη σχέση:

$$W = \text{εμβαδόν}(1234) = Q - |Q_o|. \qquad (A.2.2\text{-}2)$$

Το Σχήμα Α.2.2-2 δίνει το διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) για θεωρητικό κύκλο Diesel



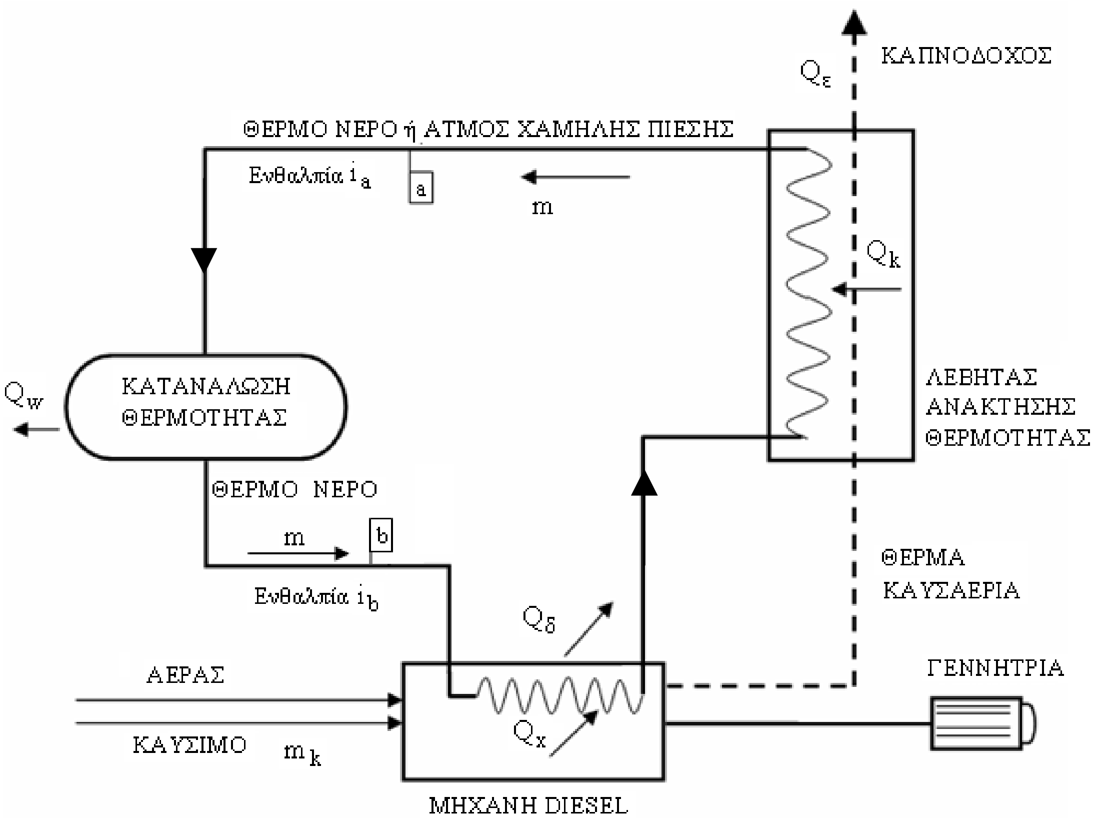
Σχήμα Α.2.2-2: Το διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) για θεωρητικό κύκλο Diesel, όπου 1→2 ισεντροπική συμπίεση, 2→3 ισόθλιπτη πρόσδοση θερμότητας, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση, 4→1 ισόογκος αποβολή θερμότητας, $Q_x = \text{εμβαδόν}(455'b4)$ ανακτώμενη θερμότητα από τον εναλλάκτη των χιτωνίων (για τη θέρμανση νερού), $Q_k = \text{εμβαδόν}(566'5'5)$ ανακτώμενη θερμότητα από τα καυσαέρια μέσω του λέβητα, , $Q_\delta = \text{εμβαδόν}(677'6'6)$ απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον από τη μηχανή από ακτινοβολία κ.λ.π, $Q_\varepsilon = \text{εμβαδόν}(71a7'7)$ απορριπτόμενη θερμότητα στο περιβάλλον από τα καυσαέρια, Q_o η συνολικά αποβαλλόμενη θερμότητα. Ισχύει: $Q_o = Q_x + Q_k + Q_\delta + Q_\varepsilon$.

Το Σχήμα Α.2.2-3 δίνει το σχηματικό διάγραμμα συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού - θερμότητας με μηχανή Diesel και λέβητα ανάκτησης καυσαερίων, για παροχή θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης στην εγκατάσταση.

Η ωφέλιμη θερμική ενέργεια Q_w δίνεται από τη σχέση:

$$Q_W = m(i_a - i_b) = Q_x + Q_k \qquad \text{(Α.2.2-3)}$$

όπου: m η παροχή μάζας θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης, i_a η ενθαλπία του θερμού νερού ή ατμού στη θέση a και i_b η ενθαλπία του θερμού νερού ή ατμού στη θέση b.



Σχήμα Α.2.2-3: Σχηματικό διάγραμμα συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας με μηχανή Diesel, εναλλάκτη νερού χιτωνίων και λέβητα ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων για παροχή θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης στην εγκατάσταση. m_k είναι η παροχή καυσίμου, Q_x η ανακτώμενη θερμότητα από τον εναλλάκτη των χιτωνίων, Q_k η ανακτώμενη θερμότητα από τα καυσαέρια μέσω του λέβητα, Q_δ οι απώλειες στη μηχανή Diesel, Q_ε οι απώλειες λόγω καυσαερίων, m η παροχή θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης, i_a η ενθαλπία στη θέση a, i_b η ενθαλπία στη θέση b, m η παροχή θερμού νερού ή ατμού χαμηλής πίεσης.

Η προσδιδόμενη θερμική ενέργεια Q θα δίνεται από τη σχέση:

$$Q = m_k H_o \qquad (A.2.2\text{-}4)$$

όπου: m_k η παροχή μάζας του καυσίμου και H_o η κατώτερη θερμογόνος δύναμη του καυσίμου.

Εάν η παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια είναι W, τότε η ολική ωφέλιμη ενέργεια δίνεται από τη σχέση:

$$Q_W + W = m(i_a - i_b) + W \tag{Α.2.2-5}$$

Ο ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης είναι $\eta_e = \frac{W}{Q}$ και ο βαθμός απόδοσης της συμπαραγωγής (η_{CG}):

$$\eta_{CG} = \frac{Q_W + W}{Q} = \frac{[m(i_a - i_b) + W]}{m_k H_o} \tag{Α.2.2-6}$$

Σημειώνεται ότι η θερμότητα απωλειών $(Q_{απώλειες})$ δίνεται από τη σχέση:

$$Q_{απώλειες} = Q_ε + Q_δ \tag{Α.2.2-7}$$

όπου: $Q_ε$ είναι η αποβαλλόμενη στο περιβάλλον θερμότητα από τα καυσαέρια, $Q_δ$ οι απώλειες της μηχανής Diesel και

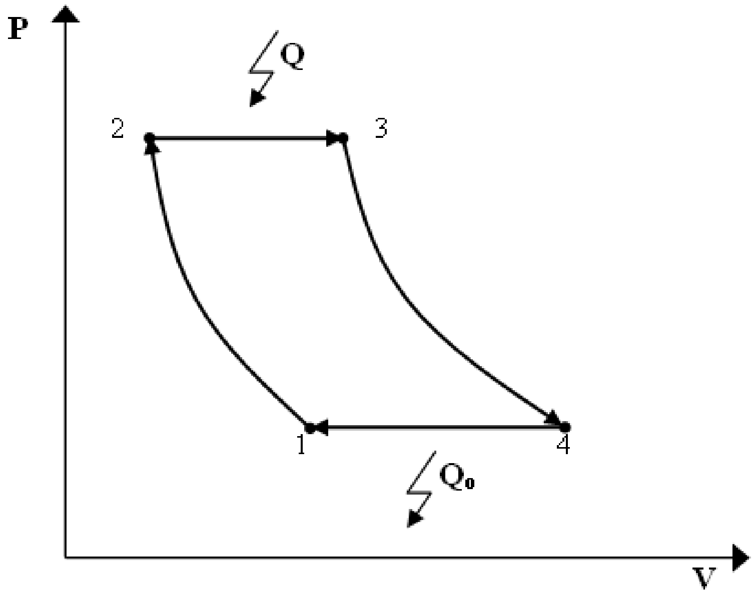
$$Q = Q_W + W + Q_ε + Q_δ = Q_x + Q_k + Q_ε + Q_δ + W. \tag{Α.2.2-8}$$

<u>Α.2.3.Εγκατάσταση αεριοστροβίλου με λέβητα ανάκτησης της θερμότητας των καυσαερίων για παροχή ατμού στην εγκατάσταση.</u>

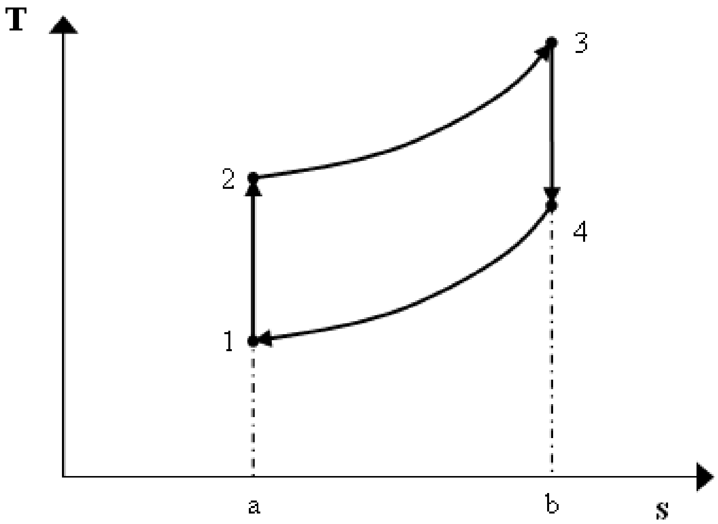
Το Σχήμα Α.2.3-1 δείχνει το διάγραμμα πίεσης-όγκου (P-V) του θεωρητικού κύκλου απλής εγκατάστασης αεριοστρόβιλου, όπου 1→2 ισεντροπική συμπίεση στον αεροσυμπιεστή, 2→3 ισόθλιπτη καύση, πρόσδοση θερμότητας Q, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση (παραγωγή έργου στο στρόβιλο), 4→1 ισόθλιπτη αποβολή θερμότητας των καυσαερίων Q_o.

Το Σχήμα Α.2.3-2 δείχνει το διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας (T-s) του θεωρητικού κύκλου απλής εγκατάστασης αεριοστροβίλου. Στο διάγραμμα (T-s) του κύκλου αεριοστροβίλου Σχήμα Α.2.3-2 η θερμότητα που προσδίδεται περιγράφεται από το εμβαδόν του χωρίου a23ba, η θερμότητα που απάγεται στο περιβάλλον περιγράφεται από το εμβαδόν του χωρίου a14ba και το έργο του κύκλου από το εμβαδόν του χωρίου 12341.

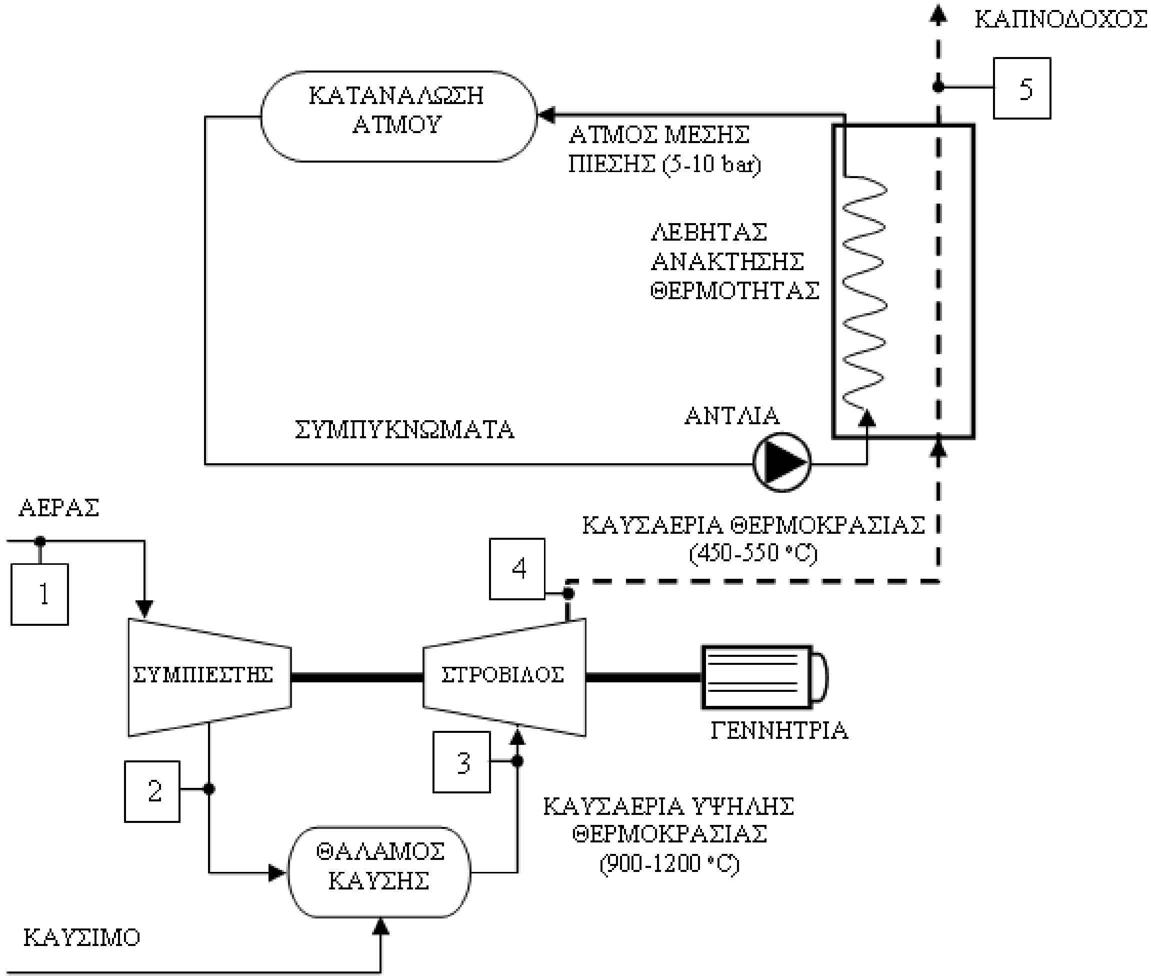
Στο Σχήμα Α.2.3-3 δίνεται μία εγκατάσταση συμπαραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και θερμότητας με αεριοστρόβιλο για την κίνηση της γεννήτριας και με λέβητα ανάκτησης της θερμότητας των καυσαερίων για παροχή ατμού στην εγκατάσταση.



Σχήμα Α.2.3-1: Διάγραμμα πίεσης-όγκου (P-V) θεωρητικού κύκλου απλής εγκατάστασης αεριοστροβίλου, όπου 1→2 ισεντροπική συμπίεση στον αεροσυμπιεστή, 2→3 ισόθλιπτη καύση, πρόσδοση θερμότητας Q, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση (παραγωγή έργου στο στρόβιλο), 4→1 ισόθλιπτη αποβολή θερμότητας των καυσαερίων Q_o.



Σχήμα Α.2.3-2: Διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας (T-s) για θεωρητικό κύκλο απλής εγκατάστασης αεριοστροβίλου, όπου 1→2 ισεντροπική συμπίεση στον αεροσυμπιεστή, 2→3 ισόθλιπτη καύση, πρόσδοση θερμότητας Q, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση (παραγωγή έργου στο στρόβιλο), 4→1 ισόθλιπτη αποβολή θερμότητας των καυσαερίων Q_o.



Σχήμα Α.2.3-3: Σχηματικό διάγραμμα συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού - θερμότητας με αεριοστρόβιλο για την κίνηση της γεννήτριας και με λέβητα ανάκτησης της θερμότητας των καυσαερίων για παροχή ατμού στην εγκατάσταση.

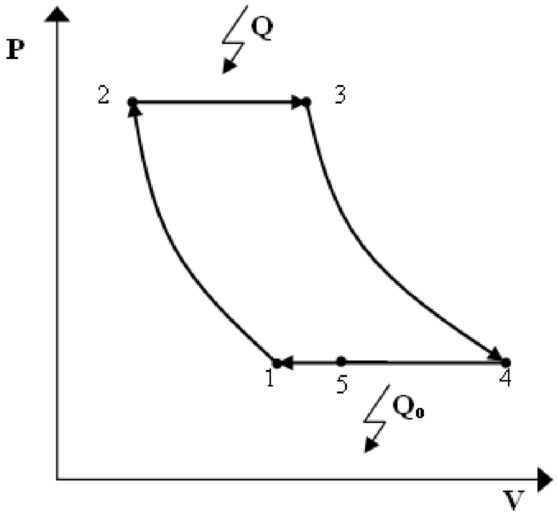
Η παράσταση λειτουργίας του αεριοστροβίλου σε διάγραμμα P-V φαίνεται στο Σχήμα Α.2.3-4. Η παράσταση λειτουργίας του αεριοστροβίλου σε διάγραμμα T-s φαίνεται στο Σχήμα Α.2.3-5.

Σύμφωνα με το Σχήμα Α.2.3-4 η προσδιδόμενη θερμότητα $Q = Q_{23}$ δίνεται από τη σχέση:

$$Q = Q_{23} = m_a(i_3 - i_2) = m_a C_p (T_3 - T_2) \quad (A.2.3\text{-}1)$$

όπου: m_a η παροχή μάζας του αέρα, C_p η ειδική θερμότητα υπό σταθερή πίεση του αέρα,

i_2 η ενθαλπία του αέρα στο σημείο 2, i_3 η ενθαλπία του αέρα στο σημείο 3, T_2 η απόλυτη θερμοκρασία του αέρα στο σημείο 2 και T_3 η απόλυτη θερμοκρασία του αέρα στο σημείο 3.



Σχήμα Α.2.3-4: Διάγραμμα πίεσης-όγκου (P-V) λειτουργίας αεριοστρόβιλου με λέβητα ανάκτησης θερμότητας (τα σημεία 1,2,3,4,5 όπως στο Σχήμα Α2.3.3), Q η προσδιδόμενη θερμότητα, Q_o η αποβαλλόμενη θερμότητα, 1→2 ισεντροπική συμπίεση στον αεροσυμπιεστή, 2→3 ισόθλιπτη καύση, πρόσδοση θερμότητας, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση (παραγωγή έργου στο στρόβιλο), 4→5 ισόθλιπτη αποβολή θερμότητας των καυσαερίων, 5→1 ισόθλιπτη αποβολή θερμότητας των καυσαερίων.

Το (τεχνικό) έργο του συμπιεστή $|L_{t12}|$ δίνεται από τη σχέση:

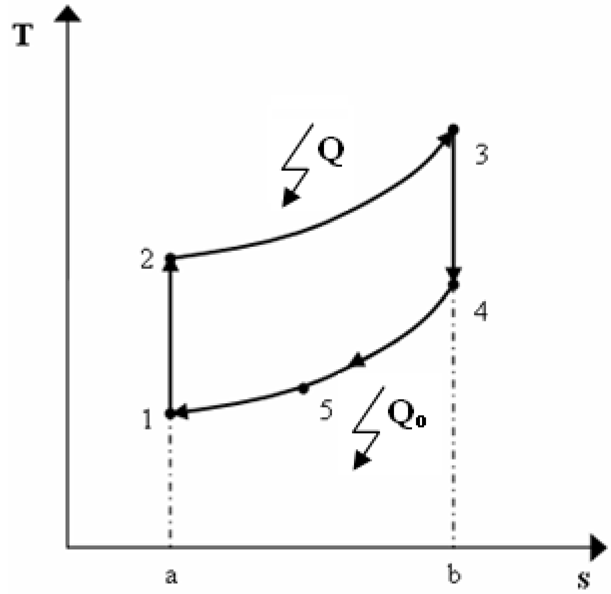
$$|L_{t12}| = m_a(i_2 - i_1) = m_a C_p (T_2 - T_1) \quad \text{(A.2.3-2)}$$

όπου: i_2 η ενθαλπία του αέρα στο σημείο 2, i_1 η ενθαλπία του αέρα στο σημείο 1, T_2 η απόλυτη θερμοκρασία του αέρα στο σημείο 2 και T_1 η απόλυτη θερμοκρασία του αέρα στο σημείο 1.

Το (τεχνικό) έργο του στροβίλου L_{t34} δίνεται από τη σχέση:

$$L_{t34} = m_a(i_3 - i_4) = m_a C_p (T_3 - T_4) \quad \text{(A.2.3-3)}$$

όπου: i_3 η ενθαλπία του αέρα στο σημείο 3, i_4 η ενθαλπία του αέρα στο σημείο 4, T_3 η απόλυτη θερμοκρασία στο σημείο 3 και T_4 η απόλυτη θερμοκρασία στο σημείο 4.



Σχήμα Α.2.3-5: Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) λειτουργίας αεριοστρόβιλου με λέβητα ανάκτησης θερμότητας (τα σημεία 1,2,3,4,5 όπως στο Σχήμα Α.2.3-3), Q η προσδιδόμενη θερμότητα, Q_o η αποβαλλόμενη θερμότητα, 1→2 ισεντροπική συμπίεση στον αεροσυμπιεστή, 2→3 ισόθλιπτη καύση, πρόσδοση θερμότητας, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση (παραγωγή έργου στο στρόβιλο), 4→5 ισόθλιπτη αποβολή θερμότητας των καυσαερίων, 5→1 ισόθλιπτη αποβολή θερμότητας των καυσαερίων.

Το έργο της γεννήτριας W είναι το έργο του στροβίλου αφαιρουμένου του έργου του συμπιεστή και δίνεται από τη σχέση:

$$W = L_{t34} - |L_{t12}| = m_a(i_3 - i_4) - m_a(i_2 - i_1) = m_a(i_3 - i_4 - i_2 + i_1)$$

ή $$W = m_a C_p (T_3 - T_4 - T_2 + T_1) \quad \text{(A.2.3-4)}$$

Η ωφέλιμη θερμική ενέργεια Q_w δίνεται από τη σχέση:

$$Q_W = |Q_{45}| = m_a(i_4 - i_5) = m_a C_p (T_4 - T_5) \quad (A.2.3\text{-}5)$$

Ο βαθμός απόδοσης ηλεκτρικής ενέργειας θα δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_e = \frac{W}{Q} = \frac{(i_3 - i_4 - i_2 + i_1)}{(i_3 - i_2)} \quad (A.2.3\text{-}6)$$

Ο βαθμός απόδοσης θερμικής ενέργειας θα δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{th} = \frac{Q_W}{Q} = \frac{(i_4 - i_5)}{(i_3 - i_2)} \quad (A.2.3\text{-}7)$$

Από τις σχέσεις (Α.2.3-4) και (Α.2.3-5) ο βαθμός απόδοσης της συμπαραγωγής θα δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{CG} = \frac{Q_W + W}{Q} = \frac{i_3 - i_2 - i_5 + i_1}{i_3 - i_2} = 1 - \frac{i_5 - i_1}{i_3 - i_2} \quad (A.2.3\text{-}8)$$

ή $\eta_{CG} = 1 - \dfrac{T_5 - T_1}{T_3 - T_2}$ (Α.2.3-9)

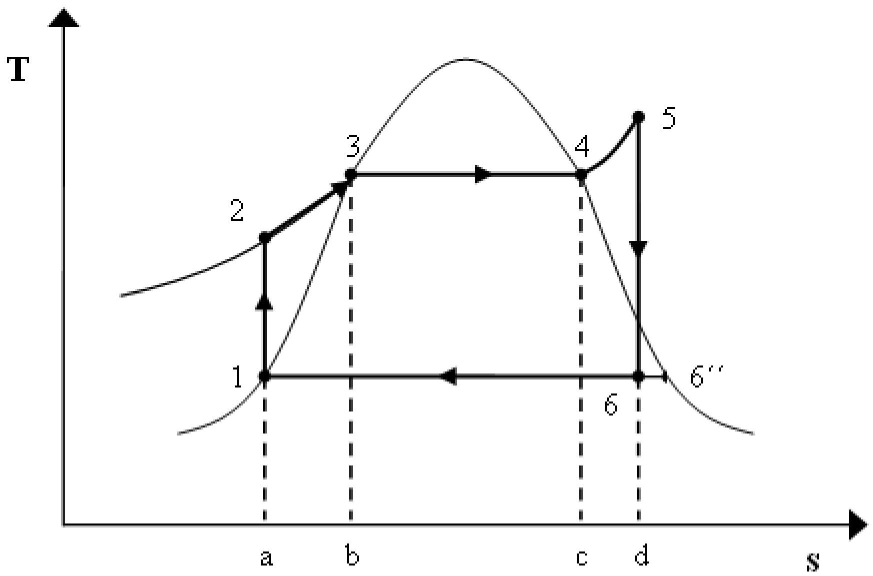
Α.2.4. Εγκατάσταση ατμοστροβίλου με απομάστευση ατμού από το στρόβιλο του και διάθεση μέρους του θερμικού φορτίου του για την κάλυψη των θερμικών αναγκών.

Το Σχήμα Α.2.4-1 δείχνει το διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) ενός κύκλου CLAUSIUS-RANKINE με υπέρθερμο ατμό (για την αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης ενός κύκλου ατμού και για την καλύτερη εκμετάλλευση της θερμικής ισχύος, υπερθερμαίνουμε τον ξηρό κεκορεσμένο ατμό ο οποίος παράγεται στο λέβητα διά μέσου υπερθερμαντήρα και εισάγουμε τον ατμό στο στρόβιλο σε υπέρθερμη κατάσταση. Κατά την εκτόνωση του ατμού στον στρόβιλο, πρέπει ο εξερχόμενος ατμός να είναι υγρός ή, στην οριακή περίπτωση, ξηρός κεκορεσμένος).

Στον κύκλο αυτό σημειώνουμε τις πιο κάτω διεργασίες:

1→2 ισεντροπική συμπίεση, 2→3 ισόθλιπτη προθέρμανση, 3→4 ισόθλιπτη ατμοποίηση, 4→5 ισόθλιπτη υπερθέρμανση, 5→6 ισεντροπική εκτόνωση, 6→1 ισόθλιπτη ψύξη.

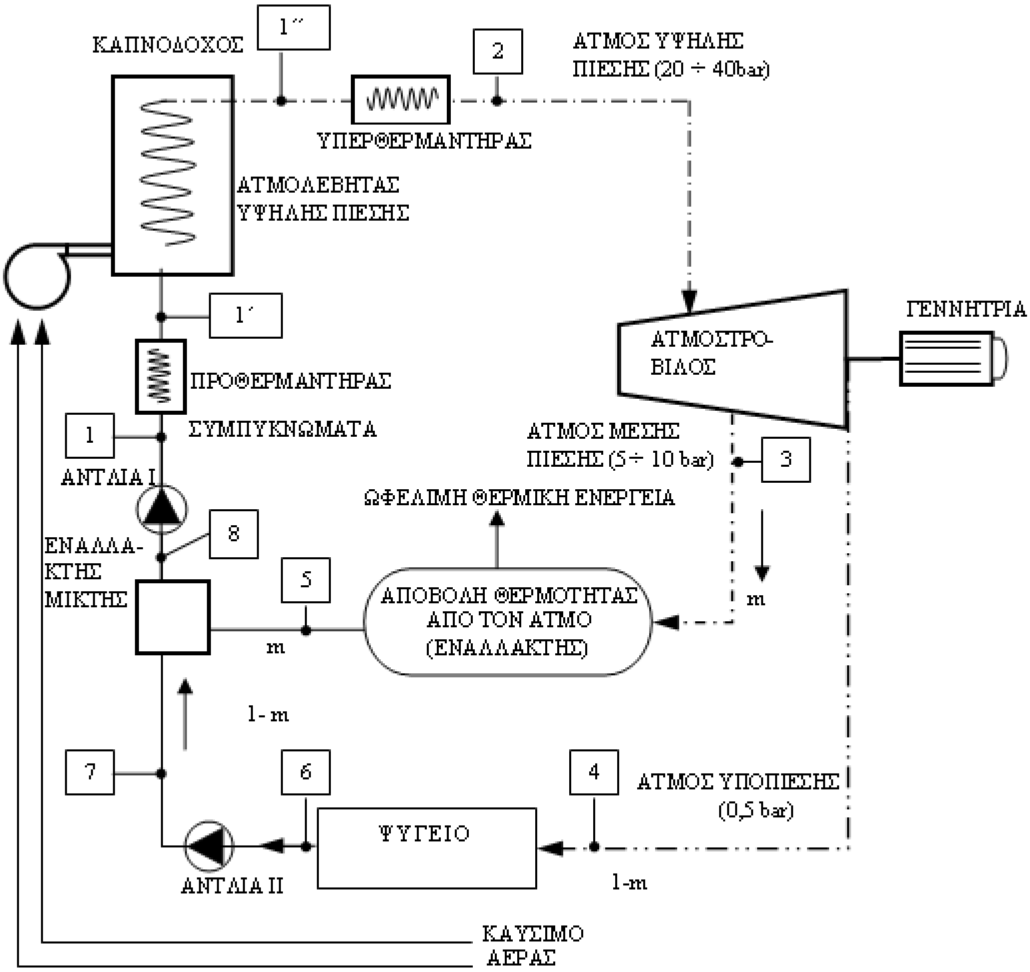
Απομάστευση ονομάζεται η λήψη ορισμένης ποσότητας ατμού (όχι υπέρθερμου) από διάφορα σημεία του στροβίλου, κάτω από καθορισμένες κάθε φορά πιέσεις, ώστε να επιτευχθεί σταδιακά αφενός προθέρμανση του τροφοδοτικού νερού, με σκοπό τον περιορισμό στο ελάχιστο της ποσότητας προθέρμανσης που απαιτείται, η οποία σε άλλες εγκαταστάσεις παρέχεται εξωτερικά και αφετέρου για άλλες χρήσεις. Κατά τον τρόπο αυτό, επιτυγχάνεται ουσιαστική αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κύκλου η οποία είναι τόσο μεγαλύτερη όσο μεγαλύτερος είναι ο αριθμός των απομαστεύσεων.



Σχήμα Α.2.4-1: Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) ενός κύκλου CLAUSIUS-RANKINE με υπερθερμό ατμό, όπου 1→2 ισεντροπική συμπίεση, 2→3 ισόθλιπτη προθέρμανση, 3→4 ισόθλιπτη ατμοποίηση, 4→5 ισόθλιπτη υπερθέρμανση, 5→6 ισεντροπική εκτόνωση, 6→1 ισόθλιπτη ψύξη.

Στο Σχήμα Α.2.4-2 φαίνεται μία εγκατάσταση συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας και θερμότητας με ατμοστρόβιλο απομάστευσης για την κίνηση της γεννήτριας καθώς και απομαστεύσης ατμού για προθέρμανση του τροφοδοτικού νερού και παροχή θερμότητας στον εναλλάκτη (χρήσιμη θερμική ενέργεια για θέρμανση χώρων, θερμό νερό χρήσης κ.α.).

Στο Σχήμα Α.2.4-3 δίνεται το διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) λειτουργίας ατμοστρόβιλου με απομάστευση ατμού (τα σημεία 1,2,3,4,5,6,7,8 όπως στο Σχήμα Α.2.4-2)

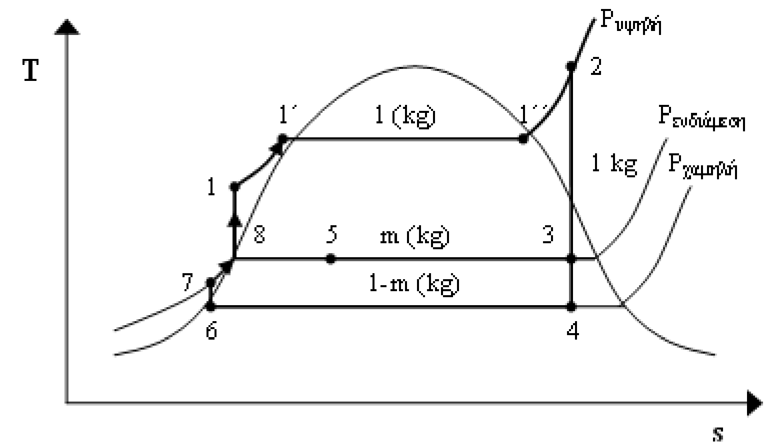


Σχήμα Α.2.4-2: Σχηματικό διάγραμμα συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρικής – θερμικής ενέργειας με ατμοστρόβιλο απομάστευσης για την κίνηση της γεννήτριας και απομάστευση ατμού για προθέρμανση τροφοδοτικού νερού και παροχή θερμότητας στον εναλλάκτη για θέρμανση χώρων, θερμό νερό χρήσης κ.α.

Εάν η απομαστευόμενη μάζα είναι m σε ($kg_{\text{απομαστευόμενης μάζας ατμού}}$ / $kg_{\text{συνολικής μάζας ατμού}}$) η οποία απομαστεύεται υπό πίεση $P_{ενδ.}$ και ενθαλπία i_3 και η οποία μετά την κατανάλωση ατμού (εναλλάκτης) έχει ενθαλπία i_5 τότε, η χρήσιμη θερμική ενέργεια Q_W δίνεται από τη σχέση:

$$Q_W = m(i_3 - i_5) \tag{A.2.4-1}$$

όπου: i_3 η ενθαλπία στο σημείο 3 και i_5 η ενθαλπία στο σημείο 5.



Σχήμα Α.2.4-3: Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) λειτουργίας ατμοστρόβιλου με απομάστευση ατμού (τα σημεία 1,2,3,4,5,6,7,8 όπως στο Σχήμα Α 2.4.2), m η απομαστευόμενη μάζα ατμού, P πίεση νερού-ατμού, 1→2 ισόθλιπτη θέρμανση (προθέρμανση 1→1΄, ατμοποίηση1→1΄΄, υπερθέρμανση 1΄΄→2), 2→3 ισεντροπική εκτόνωση, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση, 3→5 ισόθλιπτη αποβολή θερμότητας (ωφέλιμη), 4→6 ισόθλιπτη αποβολή θερμότητας (για προθέρμανση), 5→8 ισόθλιπτη ψύξη, 6→7 ισεντροπική συμπίεση,7→8 προθέρμανση λόγω ισόθλιπτης αποβολής θερμότητας 5→8, 8→1 ισεντροπική συμπίεση.

Το έργο του στροβίλου W_T δίνεται από τη σχέση:

$$W_T = 1 \times (i_2 - i_3) + (1 - m)(i_3 - i_4) \qquad \text{(Α.2.4-2)}$$

όπου: i_2 η ενθαλπία στο σημείο 2 και i_4 η ενθαλπία στο σημείο 4.

Η προσδιδόμενη συνολικά θερμότητα Q δίνεται από τη σχέση:

$$Q = i_2 - i_1 \qquad \text{(Α.2.4-3)}$$

όπου: i_1 η ενθαλπία στο σημείο 1.

Σημειώνεται ότι ποσό θερμότητας κατά την ψύξη του ατμού κατά τη διαδρομή 5→8, χρησιμοποιείται για την προθέρμανση του τροφοδοτικού νερού κατά τη διαδρομή 7→8, δηλαδή είναι:

$$m(i_5 - i_8) = (1 - m)(i_8 - i_7) \qquad \text{(Α.2.4-4)}$$

όπου: i_8 η ενθαλπία στο σημείο 8 και i_7 η ενθαλπία στο σημείο 7.

Η ηλεκτρική ενέργεια W είναι το έργο του στροβίλου αφαιρουμένων των έργων των αντλιών Ι και ΙΙ, είναι επομένως:

$$W = (i_2 - i_3) + (1 - m)(i_3 - i_4) - (1 - m)(i_7 - i_6) - (i_1 - i_8) \qquad \text{(A.2.4-5)}$$

όπου: i_6 η ενθαλπία στο σημείο 6.

Ο βαθμός απόδοσης ηλεκτρικής ενέργειας η_e δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_e = \frac{W}{Q} = \frac{(i_2 - i_3) + (1 - m)(i_3 - i_4) - (1 - m)(i_7 - i_6) - (i_1 - i_8)}{(i_2 - i_1)} \qquad \text{(A.2.4-6)}$$

Ο βαθμός απόδοσης θερμικής ενέργειας η_{th} δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{th} = \frac{Q_W}{Q} = \frac{i_3 - i_5}{i_2 - i_1} \qquad \text{(A.2.4-7)}$$

Η συνολική ενέργεια $(W + Q_W)$ που διατίθεται από το σύστημα συμπαραγωγής βάσει των (A.2.4-3) και (A.2.4-5) δίνεται από τη σχέση:

$$W + Q_W = (i_2 - i_3) + (1 - m)(i_3 - i_4) - (1 - m)(i_7 - i_6) - (i_1 - i_8) + m(i_3 - i_5) \qquad \text{(A.2.4-8)}$$

Ο βαθμός απόδοσης της συμπαραγωγής δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{CG} = \frac{(W + Q_W)}{Q} \qquad \text{(A.2.4-9)}$$

ή βάσει των (A.2.4-3) και (A.2.4-8):

$$\eta_{CG} = \frac{[(i_2 - i_3) + (1 - m)(i_3 - i_4) - (1 - m)(i_7 - i_6) - (i_1 - i_8) + m(i_3 - i_5)]}{(i_2 - i_1)} \qquad \text{(A.2.4-10)}$$

Α.2.5. Μονάδες Συνδυασμένου Κύκλου.

Το διαρκές ενδιαφέρον για υψηλότερες θερμικές αποδόσεις έχει προκαλέσει κάποιες εφευρηματικές μετατροπές στους συμβατικούς σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Μία από αυτές είναι η χρήση συνδυασμένου κύκλου (combined gas-vapor power cycles).

Ο όρος «συνδυασμένος κύκλος» αναφέρεται σε συστήματα με δύο θερμοδυναμικούς κύκλους που συνδέονται μεταξύ τους με κάποιο εργαζόμενο ρευστό και λειτουργούν σε διαφορετικές θερμοκρασίες. Ο κύκλος υψηλής θερμοκρασίας (κύκλος κορυφής) αποβάλλει θερμότητα που ανακτάται και χρησιμοποιείται από τον κύκλο χαμηλής θερμοκρασίας (κύκλος βάσης) για την παραγωγή πρόσθετης ηλεκτρικής ή μηχανικής ενέργειας, αυξάνοντας έτσι το βαθμό απόδοσης. Στη γενικευμένη του μορφή, το σύστημα περιλαμβάνει έναν αεριοστρόβιλο και έναν ατμοστρόβιλο.

Ο αεριοστρόβιλος παράγει ηλεκτρική ενέργεια, ενώ στην έξοδο του απάγονται καυσαέρια υψηλής θερμοκρασίας $(400-600^{o}\mathrm{C})$ που στη συνέχεια διοχετεύονται για πιθανή συμπληρωματική καύση σε ατμολέβητα ανάκτησης θερμότητας καυσαερίων. Ο παραγόμενος ατμός υψηλής πίεσης $(40-100\mathrm{bar})$ εκτονώνεται είτε σε ατμοστρόβιλο αντίθλιψης είτε σε κοινό ατμοστρόβιλο.

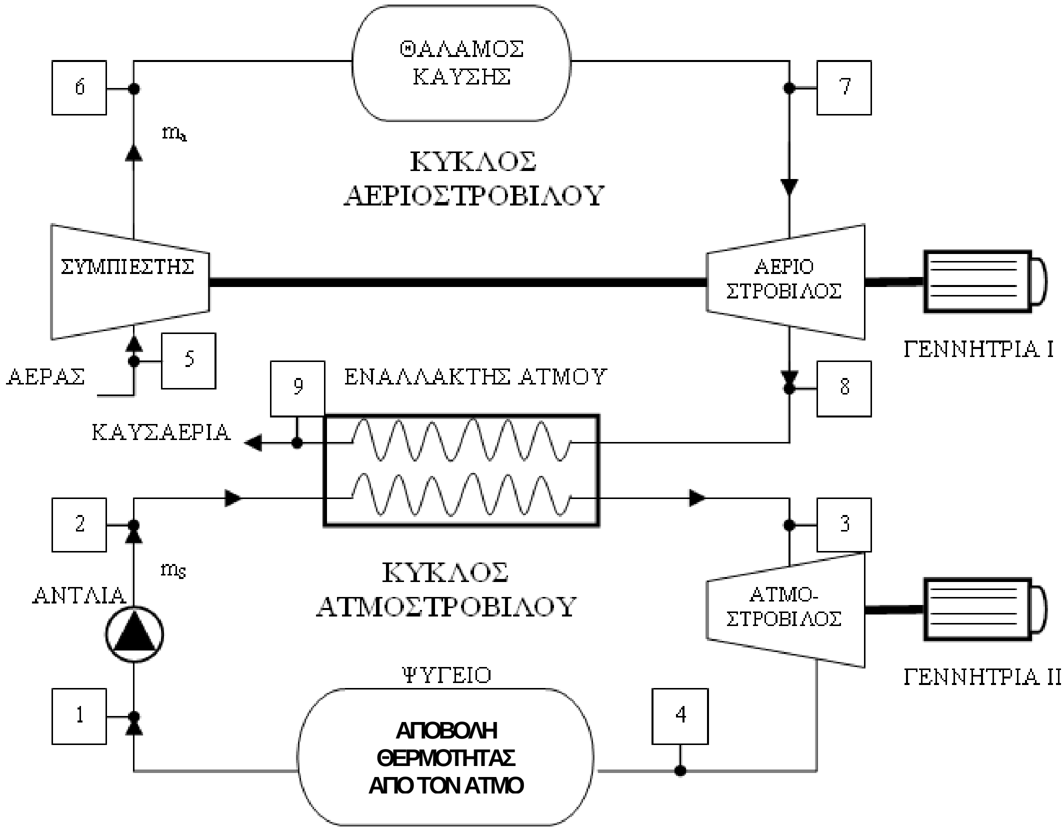
Η υψηλή περιεκτικότητα οξυγόνου στα καυσαέρια του αεριοστρόβιλου (περίπου 15%) καθιστά δυνατή την καύση συμπληρωματικού καυσίμου στο λέβητα καυσαερίων, εάν κριθεί αναγκαία για την αύξηση της ισχύος του συστήματος. Η συμπληρωματική καύση αυξάνει το βαθμό απόδοσης του συστήματος κατά τη λειτουργία σε μερικό φορτίο, καθιστά όμως την εγκατάσταση και ιδιαίτερα τις διατάξεις ρύθμισης και ελέγχου πιο περίπλοκες.

Στο Σχήμα Α.2.5-1 δίνεται το σχηματικό διάγραμμα συνδυασμένου συστήματος συμπαραγωγής με αεριοστρόβιλο ανοικτού κύκλου και ατμοστροβίλου.

Στο Σχήμα Α.2.5-2 δίνεται το διάγραμμα T-s συνδυασμένου κύκλου συστήματος συμπαραγωγής με αεριοστρόβιλο ανοικτού κύκλου και ατμοστρόβιλο αντίθλιψης (τα σημεία 1,2,3,4,5,6,7,8,9 όπως στο Σχήμα Α.2.5-1).

Τα πρόσφατα επιτεύγματα στην τεχνολογία των αεριοστροβίλων έχουν καταστήσει τους συνδυασμένους κύκλους (αερίου-ατμού) πολύ συμφέροντες οικονομικά. Ο συνδυασμένος κύκλος αυξάνει την απόδοση χωρίς απαραίτητα να αυξάνει σημαντικά το αρχικό κόστος. Επομένως, πολλές καινούργιες μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας λειτουργούν με συνδυασμένους κύκλους και πολλές υπάρχουσες μονάδες που λειτουργούν με αεριοστρόβιλο ή με ατμοστρόβιλο μετατρέπονται σε εγκαταστάσεις συνδυασμένου κύκλου. Μετά τις μετατροπές αυτές αναφέρεται θερμικός βαθμός απόδοσης σημαντικά μεγαλύτερος του 40%, σύμφωνα με τη βιβλιογραφία [3]. Αναλυτική περιγραφή των υπαρχόντων συστημάτων συνδυασμένου κύκλου και θερμοδυναμική ανάλυση αυτών παρέχεται στη βιβλιογραφία [10].

Οι συνδυασμένοι κύκλοι αεριοστροβίλου/ατμοστροβίλου έχουν γενικά υψηλότερο βαθμό απόδοσης, απ' ό,τι ο κάθε κύκλος μεμονωμένα.



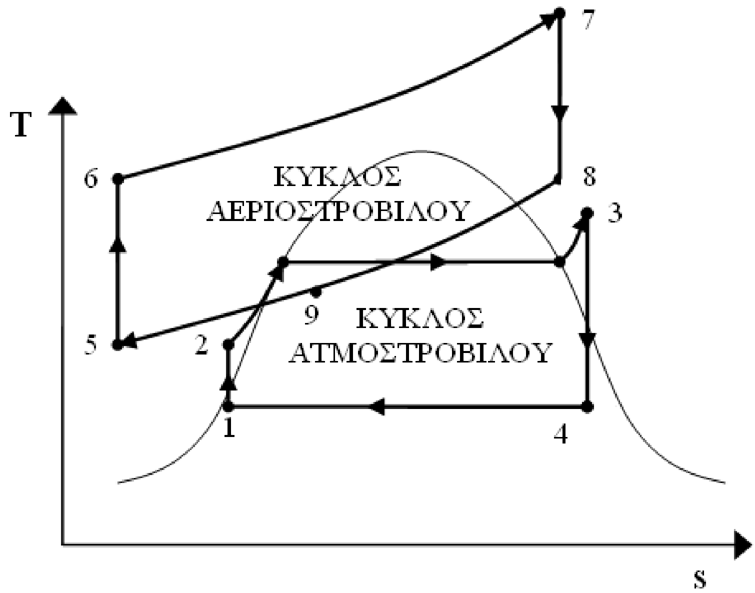
Σχήμα Α.2.5-1: Σχηματικό διάγραμμα συνδυασμένου κύκλου συστήματος συμπαραγωγής με αεριοστρόβιλο ανοικτού κύκλου και ατμοστρόβιλο αντίθλιψης (κύκλος βάσης), m_a η παροχή αέρα/καυσαερίου, m_s η παροχή μάζας νερού/ατμού στο κύκλωμα του αεριοστροβίλου.

Στο Σχήμα Α.2.5-1 παρουσιάζεται το σχηματικό διάγραμμα συνδυασμένου κύκλου συστήματος συμπαραγωγής με αεριοστρόβιλο ανοικτού κύκλου (κύκλος κορυφής) και ατμοστρόβιλο αντίθλιψης (κύκλος βάσης).

Το Σχήμα Α.2.5-2 δίνει το διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) λειτουργίας συνδυασμένου κύκλου (τα σημεία 1,2,3,4,5,6,7,8,9, όπως στο Σχήμα Α.2.5-1 με:

- ΚΥΚΛΟ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ: 5→6 ισεντροπική συμπίεση, 6→7 ισόθλιπτη καύση, πρόσδοση θερμότητος, 7→8 ισεντροπική εκτόνωση (παραγωγή έργου στο στρόβιλο), 8→9 ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια, 9→5 αποβολή θερμότητας των καυσαερίων στο περιβάλλον.

- ΚΥΚΛΟ ΑΤΜΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ: 1→2 ισεντροπική συμπίεση, 2→3 ισόθλιπτη θέρμανση, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση (παραγωγή έργου στον ατμοστρόβιλο), 4→1 ισόθλιπτη ψύξη, απόδοση θερμότητας.



Σχήμα Α.2.5-2: Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας (T-s) συνδυασμένου κύκλου συστήματος συμπαραγωγής ηλεκτρισμού-θερμότητας με αεριοστρόβιλο ανοικτού κύκλου και ατμοστρόβιλο αντίθλιψης (τα σημεία 1,2,3,4,5,6,7,8,9 όπως στο Σχήμα Α.2.5-1), ΚΥΚΛΟΣ ΑΤΜΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ: 1→2 ισεντροπική συμπίεση, 2→3 ισόθλιπτη θέρμανση, 3→4 ισεντροπική εκτόνωση (παραγωγή έργου στον ατμοστρόβιλο), 4→1 ισόθλιπτη ψύξη, απόδοση θερμότητας, ΚΥΚΛΟΣ ΑΕΡΙΟΣΤΡΟΒΙΛΟΥ: 5→6 ισεντροπική συμπίεση, 6→7 ισόθλιπτη καύση, πρόσδοση θερμότητας, 7→8 ισεντροπική εκτόνωση (παραγωγή έργου στο στρόβιλο), 8→9 ανάκτηση θερμότητας από τα καυσαέρια, 9→5 αποβολή θερμότητος των καυσαερίων στο περιβάλλον.

Εάν m_a η κυκλοφορούσα μάζα του αέρα στον αεριοστρόβιλο, έχουμε:

Έργο συμπιεστή: $|L_{t56}| = m_a(i_6 - i_5)$ (Α.2.5-1) όπου: i_6 η ενθαλπία του αέρα στο σημείο 6 και i_5 η ενθαλπία του αέρα στο σημείο 5.

Έργο αεριοστρόβιλου: $L_{t78} = m_a(i_7 - i_8)$ (Α.2.5-2)

όπου: i_7 η ενθαλπία του αέρα/καυσαερίου στο σημείο 7 και i_8 η ενθαλπία του αέρα/καυσαερίου στο σημείο 8.

Καθαρό έργο κύκλου L_{C1} του αεριοστροβίλου (στη γεννήτρια):
$L_{C1} = L_{t78} - |L_{t56}| = m_a(i_7 - i_8 - i_6 + i_5)$ (Α.2.5-3)

Η προσαγόμενη θερμότητα στο θάλαμο καύσης: $Q_{67} = m_a(i_7 - i_6)$ (Α.2.5-4)

Η αποβαλλόμενη θερμότητα στον εναλλάκτη: $|Q_{89}| = m_a(i_8 - i_9)$ (Α.2.5-5)

όπου: i_9 η ενθαλπία του αέρα/καυσαερίου στο σημείο 9.

Η αποβαλλόμενη θερμότητα στο περιβάλλον: $|Q_{95}| = m_a(i_9 - i_5)$ (Α.2.5-6)

Εάν m_s η κυκλοφορούσα μάζα νερού/ατμού στο κύκλωμα του ατμοστροβίλου τότε έχουμε:

Έργο αντλίας: $|L_{tp12}| = m_s(i_2 - i_1)$ (Α.2.5-7)

όπου: i_2 η ενθαλπία του νερού στο σημείο 2 και i_1 η ενθαλπία του νερού στο σημείο 6.
Η προσδιδόμενη θερμότητα από τον εναλλάκτη ατμού (θεωρούμε βαθμό εκμετάλλευσης εναλλάκτη 100%) δίνεται από τη σχέση:

$Q_{23} = m_s(i_3 - i_2) = |Q_{89}| = m_a(i_8 - i_9)$ (Α.2.5-8)

Έργο ατμοστροβίλου: $L_{t34} = m_s(i_3 - i_4)$ (Α.2.5-9)

όπου: i_3 η ενθαλπία του ατμού στη θέση 3 και i_4 η ενθαλπία του ατμού στη θέση 4.

Αποβαλλόμενη θερμότητα στο ψυγείο: $|Q_{41}| = m_s(i_4 - i_1)$ (Α.2.5-10)

Το καθαρό έργο κύκλου στην Γεννήτρια ΙΙ δίνεται από τη σχέση:

$$Lc_{II} = L_{t34} - \left|L_{tp12}\right| = m_s(i_3 - i_4 - i_1 + i_2) \qquad (A.2.5\text{-}11)$$

Από τα προηγούμενα (Α.2.5-4) προκύπτει ότι στο συνδυασμένο κύκλο παρέχεται συνολικά θερμότητα:

$$Q_{67} = m_a(i_7 - i_6) \qquad (A.2.5\text{-}12)$$

και λαμβάνεται συνολική ωφέλιμη ηλεκτρική ενέργεια στις 2 γεννήτριες Ι και ΙΙ:

$$W_{GEN.I,II} = m_a(i_7 - i_8) + m_s(i_3 - i_4) \qquad (A.2.5\text{-}13)$$

Επομένως, θα έχουμε:

Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης κύκλου αεριοστροβίλου: $\eta_g = \dfrac{L_{t78}}{Q_{67}}$ (Α.2.5-14)

Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης κύκλου ατμοστροβίλου: $\eta_S = \dfrac{L_{t34}}{Q_{23}}$ (Α.2.5-15)

Ηλεκτρικός βαθμός απόδοσης του συνδυασμένου κύκλου:

$$\eta_{combined} = \frac{L_{t78} + L_{t34}}{Q_{67}} \qquad (A.2.5\text{-}16)$$

ή

$$\eta_{combined} = \frac{m_a(i_7 - i_8) + m_s(i_3 - i_4)}{m_a(i_7 - i_6)} \qquad (A.2.5\text{-}17)$$

Εάν υποτεθεί ότι είχαμε και αποβολή ωφέλιμης θερμικής ενέργειας Q_r προς εκμετάλλευση είτε από τον κύκλο του αεριοστροβίλου είτε από τον κύκλο του ατμοστροβίλου είτε από τους δύο κύκλους συνολικά, τότε, ο συνολικός βαθμός απόδοσης της συμπαραγωγής του συνδυασμένου κύκλου δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{CG} = \frac{m_a(i_7 - i_8) + m_s(i_3 - i_4) + Q_r}{m_a(i_7 - i_6)} \qquad (A.2.5\text{-}18)$$

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

[1] Φραγκόπουλος Χ., Καρυδιογιάννης Η. και Καραλής Γ., Συμπαραγωγή Θερμότητας και Ηλεκτρισμού», ΕΛΚΕΠΑ Αθήνα, (1994).

[2] Φραγκόπουλος Χ. and Ramsay B. “EDUCOGEN The European Educational Tool on Cogeneration”, Second Edition, (December 2001).

[3] Cengel Y. A. Boles M. A. “Thermodynamics An Engineering approach”, 3rd edition, Mc Graw Hill Boston (1998).

[4] Sauer H. J., Howell R. H. and Coad W. J., “Principles of Heating ventilating and Air Conditioning”, American Society of Heating Refrigerating and Air – Conditioning Engineers Inc, Atlanta, Georgia (2001).

[5] ASHRAE HANDBOOK, “Fundamentals”, SI Edition, American Society of Heating Refrigerating and Air – Conditioning Engineers Inc, Atlanta, Georgia, (2001).

[6] Μαλαχίας Γ., “Θερμοδυναμική”, Τόμος ΙΙ, Σχολή Ναυτικών Δοκίμων, Πειραιάς, (1987).

[7] Orlando J.A., “Cogeneration Design Guide”, American Society of Heating Refrigerating and Air – Conditioning Engineers Inc, Atlanta, Georgia, (1996).

[8] Recknagel Sprenger E., “Θέρμανση και Κλιματισμός”, 59 Έκδοση, Εκδόσεις Μ. Γκιούρδας, Αθήνα, (1992).

[9] Bathie W. W., “Fundamentals of Gas Turbines”, John Wiley and Sons Inc., New York, (1996).

[10] Cogeneration Combined Heat and Power (CHP), Thermodynamics and Economics, Horlock J. H., Krieger Publishing Company Florida (1997).

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β: ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΩΝ

Β.1. Γενικά

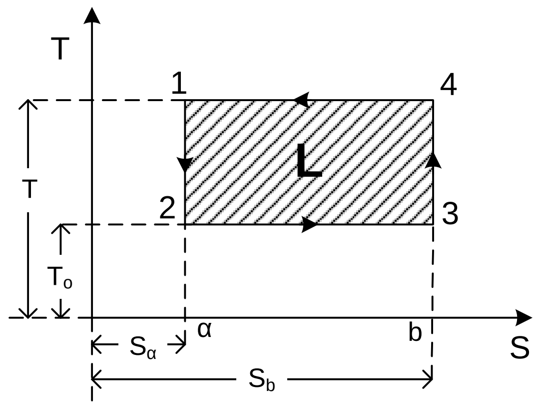
Ψυκτική μηχανή ονομάζεται εκείνη με την οποία επιτυγχάνουμε τεχνητή ψύξη, δηλαδή δημιουργία σε ένα χώρο θερμοκρασίας χαμηλότερης του περιβάλλοντος και διατήρηση αυτής [1].

Για να ψύξουμε ένα χώρο, είναι φανερό ότι πρέπει από το χώρο αυτό να αφαιρούμε θερμότητα και συγχρόνως να αποβάλλουμε θερμότητα στο περιβάλλον.

Οι ψυκτικές μηχανές εργάζονται σύμφωνα με ένα θερμοδυναμικό κύκλο ο οποίος ονομάζεται ψυκτικός κύκλος.

Σύμφωνα με το δεύτερο θερμοδυναμικό αξίωμα, η θερμότητα ποτέ δεν ρέει από μόνη της από χώρο χαμηλής θερμοκρασίας σε χώρο υψηλής θερμοκρασίας. Ο αντικειμενικός σκοπός ενός ψυκτικού κύκλου είναι να απορροφά θερμότητα από το σώμα που βρίσκεται σε χαμηλή θερμοκρασία και να την αποβάλλει σε άλλο σώμα που βρίσκεται σε υψηλότερη θερμοκρασία. Για να επιτύχουμε αυτό, απαιτείται δαπάνη ενέργειας η οποία συνήθως δαπανάται σε μηχανικό έργο.

Ο ιδανικός ψυκτικός κύκλος είναι ο αντίστροφος κύκλος CARNOT: [1,2]



Σχήμα Β.1-1: Ο αντίστροφος κύκλος Carnot (ιδανικός ψυκτικός κύκλος) σε διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας (T-s). T_o η θερμοκρασία των σημείων 2 και 3, T η θερμοκρασία των σημείων 1, 4. S_a η εντροπία των σημείων 1, 2 και S_b η εντροπία των σημείων 3, 4 και L το έργο του κύκλου.

Στον κύκλο αυτό που φαίνεται στο σχήμα Β.1-1 έχουμε τις εξής διαδρομές κατά τη φορά λειτουργίας του ψυκτικού φορτίου:

Διαδρομή 1→2: Ισεντροπική εκτόνωση

Διαδρομή 2→3: Ισοθερμοκρασιακή εκτόνωση

Διαδρομή 3→4: Ισεντροπική συμπίεση

Διαδρομή 4→1: Ισοθερμοκρασιακή συμπίεση

Εάν $|Q_o|$ η απορροφούμενη θερμότητα, $|Q|$ η αποβαλλόμενη θερμότητα στο περιβάλλον και $|L|$ το καταβαλλόμενο έργο ισχύει:

$$|L| = |Q| - |Q_o| \text{ με } |Q| = T(S_b - S_a) \text{ και } |Q_o| = T_o(S_b - S_a) \quad \text{(B.1-1)}$$

Τα εξής συμπεράσματα προκύπτουν από τον ιδανικό ψυκτικό κύκλο CARNOT:

(a) Η θερμότητα απορροφάται από τον κύκλο υπό σταθερή χαμηλή θερμοκρασία και αντλείται μέσω μίας ισεντροπικής συμπίεσης στην περιοχή της υψηλής θερμοκρασίας.

(b) Η θερμότητα αποβάλλεται υπό σταθερή υψηλή θερμοκρασία και μέσω μίας ισεντροπικής εκτόνωσης κλείνει ο κύκλος.

(c) Για να πραγματοποιηθεί ο κύκλος απαιτείται δαπάνη ενέργειας από εξωτερική πηγή.

Συντελεστής λειτουργίας ή συντελεστής φόρτισης (ε) μίας ψυκτικής εγκατάστασης είναι ο λόγος της απορροφούμενης θερμότητας διά του απαιτούμενου έργου [1]:

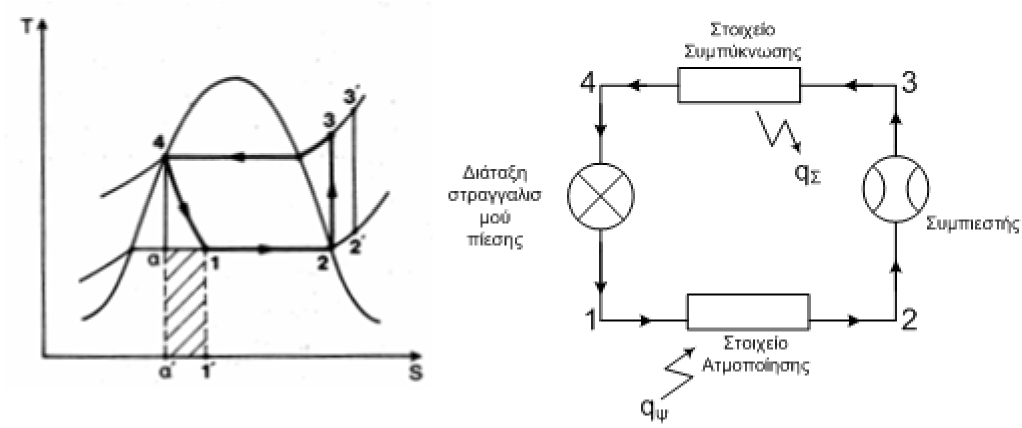
$$\varepsilon = \frac{|Q_o|}{L} \quad \text{(B.1-2)}$$

Ο συντελεστής αυτός εκφράζει την αποδοτικότητα ενός ψυκτικού κύκλου διότι είναι ο λόγος της χρήσιμης ενέργειας διά του δαπανώμενου έργου.

2. Μηχανική ψύξη με συμπίεση ατμών – Αντίστροφος κύκλος Clausius-Rankine

Στην πράξη ο κύκλος CARNOT δεν μπορεί να πραγματοποιηθεί και αντ'αυτού χρησιμοποιείται ο αντίστροφος κύκλος CLAUSIUS-RANKINE, ο οποίος και αποτελεί τη βάση του πρακτικού κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών[1].

Ως ψυκτικός φορέας ορίζεται ένα ρευστό που απορροφά θερμότητα με την ατμοποίηση του σε χαμηλή θερμοκρασία και πίεση και αποβάλλει θερμότητα με τη συμπύκνωση του σε υψηλή θερμοκρασία και πίεση.



Σχήμα Β.2-1: Ο αντίστροφος κύκλος Clausius-Rankine σε διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας (T-s) και σχηματικό διάγραμμα του ίδιου κύκλου. q_{ψ} προσδιδόμενη θερμότητα στο στοιχείο ατμοποίησης, q_{Σ} αποβαλλόμενη θερμότητα στο στοιχείο συμπύκνωσης.

Διαδρομή 1→2: Απορρόφηση λανθάνουσας θερμότητας από τον ψυκτικό φορέα υπό σταθερή χαμηλή θερμοκρασία με αποτέλεσμα την ατμοποίηση ενός κατάλληλου ατμού του ψυκτικού φορέα.

Διαδρομή 2→3: Αδιαβατική συμπίεση ξηρού ατμού.

Διαδρομή 3→4: Ο ψυκτικός φορέας αποβάλλει θερμότητα προς το περιβάλλον, αρχικά την αισθητή θερμότητα υπερθέρμανσης και στη συνέχεια τη λανθάνουσα μέχρι υγροποίησης.

Διαδρομή 4→1: Στραγγαλισμός του υγρού διά μέσου της εκτονωτικής βαλβίδας

Το ψυκτικό αποτέλεσμα θα είναι:

$$|Q_A| = i_2 - i_1 \qquad (B.2\text{-}1)$$

Η αποβαλλόμενη θερμότητα στο συμπυκνωτή θα είναι:

$$|Q_{\Sigma}| = i_3 - i_4 \qquad (B.2\text{-}2)$$

Το απαιτούμενο έργο θα είναι:

$$|L| = |Q_{\Sigma}| - |Q_A| = (i_3 - i_4) - (i_2 - i_1) \qquad (B.2\text{-}3)$$

Η μεταβολή 4→1 ισενθαλπική (στραγγαλισμός) $i_1 = i_4$ οπότε

$$|L| = i_3 - i_2 \tag{B.2-4}$$

Συντελεστής λειτουργίας:

$$\varepsilon = \frac{|Q_A|}{|L|} = \frac{i_2 - i_1}{i_3 - i_2} \tag{B.2-5}$$

<u>3. Ψύξη με απορρόφηση</u>

Η ψύξη με συμπίεση ατμών ανήκει στην κατηγορία της ψύξης δύο θερμοκρασιών, δηλαδή του ατμοποιητή και του συμπυκνωτή. Υπάρχουν όμως και περιπτώσεις ψύξης τριών θερμοκρασιών. Στην περίπτωση αυτή ανήκει η ψύξη με απορρόφηση (absorption)[2,3].

Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιεί ένα διμερές εργαζόμενο μείγμα, το καθαυτό ψυκτικό μέσο και το μέσο απορρόφησης. Μερικά από τα πλέον γνωστά διμερή μείγματα που χρησιμοποιούνται σε ψυκτικές εγκαταστάσεις απορρόφησης είναι το διάλυμα $LiBr/H_2O$ ως μέσο απορρόφησης και H_2O ως ψυκτικό μέσο ή H_2O ως μέσο απορρόφησης και NH_3 ως ψυκτικό μέσο[2,3].

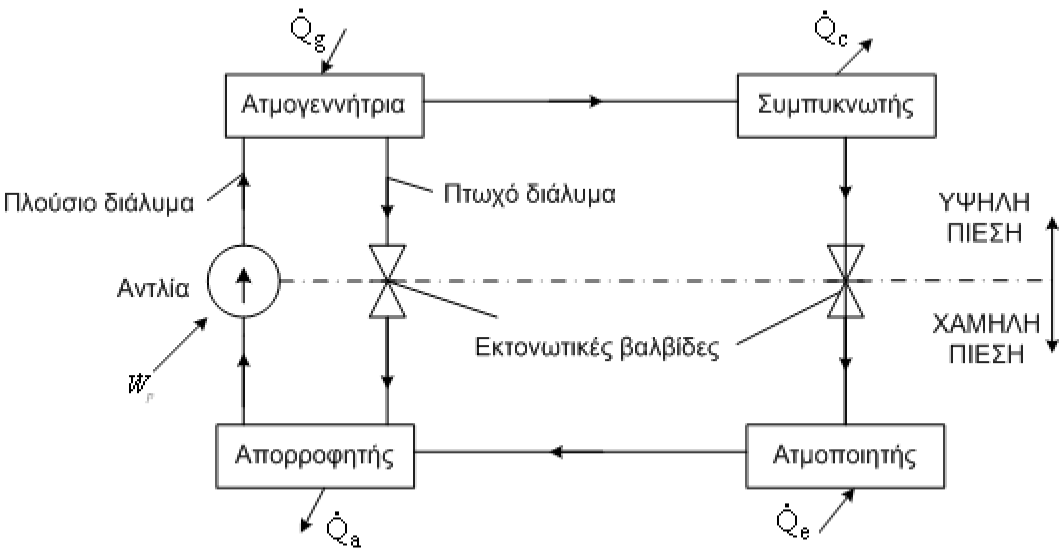
Στην πράξη συνήθως χρησιμοποιείται το μείγμα ($LiBr/H_2O$) σε κλιματιστικές εγκαταστάσεις και το μείγμα (NH_3/H_2O) σε βιομηχανική ψύξη. Και αυτό, διότι, στην περίπτωση του μείγματος ($LiBr/H_2O$), το ψυκτικό μέσο είναι νερό το οποίο στερεοποιείται στους 0°C και επομένως οι εγκαταστάσεις αυτές δεν εργάζονται ποτέ σε θερμοκρασίες κάτω των 4°C, ενώ, στην περίπτωση του μείγματος (NH_3/H_2O), το ψυκτικό μέσο είναι η αμμωνία και οι εγκαταστάσεις αυτές επιτρέπουν την παραγωγή ψυκτικής ισχύος μέχρι -70°C με μονοβάθμια εγκατάσταση, πράγμα αδύνατο να επιτευχθεί με μονοβάθμια ψυκτική εγκατάσταση συμπίεσης ατμών, λόγω του απαιτούμενου μεγάλου λόγου συμπίεσης. [2-4].

Λόγω του θερμοκρασιακού περιορισμού των 4°C στις μονάδες απορρόφησης με ($LiBr/H_2O$), όπως αναφέρθηκε προηγούμενα, οι εγκαταστάσεις του είδους αυτού χρησιμοποιούνται αποκλειστικά στον κλιματισμό. Ο συντελεστής συμπεριφοράς κυμαίνεται μεταξύ των τιμών 0,7 και 1,6 ανάλογα με την ψυκτική ισχύ της εγκατάστασης και το εκάστοτε φορτίο[4].

Διακρίνονται δύο τύποι εγκαταστάσεων[4]:

- Μεγάλες μονάδες με ισχύ 150kW-25000kW και πηγή θερμότητας θερμό νερό ή υδρατμό, ακόμη και άμεση καύση φυσικού αερίου.
- Μικρές μονάδες με ισχύ 10kW-150kW και πηγή θερμότητας αέρια ή υγρά καύσιμα.

Στις εγκαταστάσεις αυτές, λόγω του φαινομένου της απορρόφησης, το ατμοποιηθέν ψυκτικό μέσο στον ατμοποιητή απορροφάται από το μέσο απορρόφησης στη χαμηλή πίεση, διατηρούμενο στην υγρή φάση και όχι στην ατμώδη. Έτσι έχουμε μεταφορά του διαλύματος από τη χαμηλή στην υψηλή πίεση με τη βοήθεια συνήθως μηχανικής αντλίας. Στην περίπτωση αυτή η απαιτούμενη μηχανική ενέργεια είναι αμελητέα σε σχέση με την ενέργεια του μηχανικού συμπιεστή στις ψυκτικές εγκαταστάσεις συμπίεσης ατμών[4].



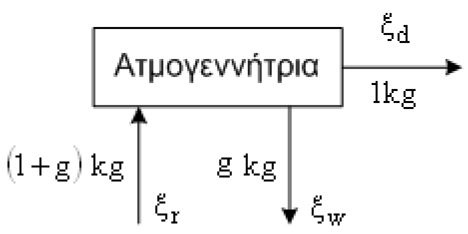
Σχήμα Β.3-1: Διάγραμμα ροής απλής ψυκτικής εγκατάστασης απορρόφησης, $\dot{Q}_g$ προσδιδόμενη θερμική ενέργεια στην ατμογεννήτρια, $\dot{Q}_c$ αποβαλλόμενη θερμότητα στον συμπυκνωτή, $\dot{Q}_e$ απορροφούμενη θερμότητα από το περιβάλλον (ψυκτική ισχύς), $\dot{Q}_a$ αποβολή θερμότητας προς το περιβάλλον [3,4].

Χαρακτηριστικό γνώρισμα των ψυκτικών μονάδων απορρόφησης είναι ότι για τη λειτουργία τους απαιτείται θερμική ενέργεια (καύση αερίων ή υγρών καυσίμων, υδρατμός, θερμικά απόβλητα βιομηχανιών, ηλιακή ενέργεια κ.λ.π.) και ελάχιστη μηχανική ενέργεια. Η ιδέα της χρησιμοποίησης των ψυκτικών μονάδων απορρόφησης

εμφανίζεται αρκετά δελεαστική στη σημερινή εποχή, που οι απαιτήσεις για μείωση του ενεργειακού κόστους και της ρύπανσης του περιβάλλοντος προβάλλουν επιτακτικές. [4]
Το διάγραμμα ροής μιας απλής ψυκτικής εγκατάστασης απορρόφησης φαίνεται στο Σχήμα Β.3-1[3,4].

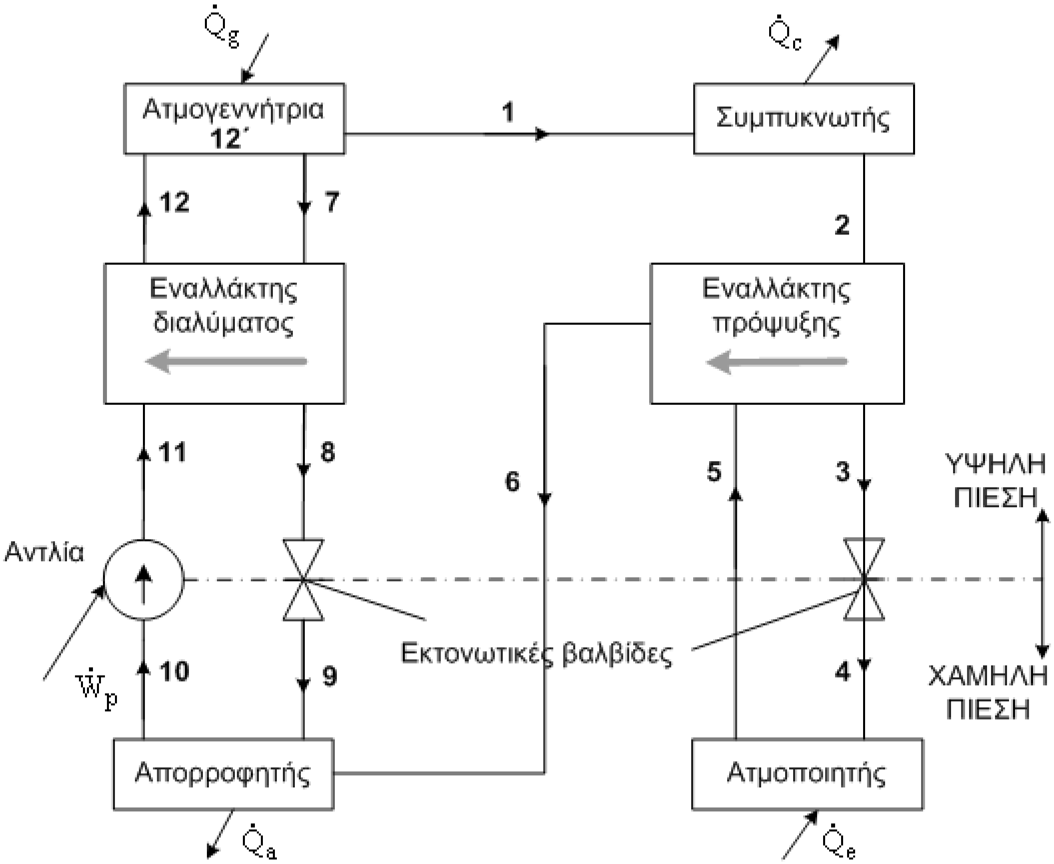
Στην ατμογεννήτρια προσδίδεται θερμική ενέργεια $\dot{Q}_g$ που ατμοποιεί μερικώς την πλούσια διάλυση του διμερούς μείγματος. Προϊόν της μερικής ατμοποίησης είναι αφενός ατμός και αφετέρου το υπόλοιπο διάλυμα το οποίο παραμένει, περιέχει λιγότερη ποσότητα ψυκτικού μέσου και καλείται πτωχό διάλυμα σε ψυκτικό μέσο.

Το πτωχό διάλυμα μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας (πτώση πίεσης) καταλήγει στον απορροφητή. Ο παραγόμενος ατμός στην ατμογεννήτρια οδηγείται στη συνέχεια στο συμπυκνωτή, όπου συμπυκνώνεται αποβάλλοντας θερμότητα $\dot{Q}_c$. Το συμπύκνωμα καταλήγει μέσω της δεύτερης εκτονωτικής βαλβίδας στον ατμοποιητή, όπου με την απορρόφηση θερμότητας από το περιβάλλον ατμοποιείται και παράγει την ψυκτική ισχύ $\dot{Q}_e$. Ο ατμός χαμηλής πίεσης που παράγεται στον ατμοποιητή οδεύει στη συνέχεια στον απορροφητή, όπου και απορροφάται από το πτωχό διάλυμα. Το αποτέλεσμα είναι η παραγωγή πλούσιας διάλυσης, η οποία με τη βοήθεια της αντλίας καταθλίβεται στην ατμογεννήτρια. Η διεργασία απορρόφησης είναι μια διεργασία αποβολής θερμότητας $\dot{Q}_a$ προς το περιβάλλον. Επειδή η απορρόφηση του ψυκτικού μέσου αυξάνει με τη μείωση της θερμοκρασίας στον απορροφητή, θα πρέπει να διατηρείται αυτή σε χαμηλά επίπεδα.
Ένα χαρακτηριστικό μέγεθος είναι η ανά μονάδα μάζας παραγόμενη ατμώδης φάση στην ατμογεννήτρια, δηλαδή η ανηγμένη μάζα πτωχού διαλύματος g. Αυτή υπολογίζεται με ισολογισμό μάζας στην ατμογεννήτρια (Σχήμα Β.3.2).



Σχήμα Β.3-2: Ισολογισμός μάζας στην ατμογεννήτρια, $(1+g)$ η προσαγόμενη μάζα πλούσιας διάλυσης κατά μάζα σύστασης ξ_r, παραγωγή 1kg ατμώδους φάσης κατά μάζα σύστασης ξ_d και μάζα g πτωχού διαλύματος κατά μάζα σύστασης ξ_w [4].

Θεωρούμε ότι στην ατμογεννήτρια προσάγονται (1+g) kg πλούσιας διάλυσης, κατά μάζα σύστασης ξ_r. Απ' αυτά παράγονται αφενός 1 kg ατμώδους φάση, κατά μάζα σύστασης ξ_d και αφετέρου g kg πτωχής διάλυσης, κατά μάζα σύστασης ξ_w (οι κατά μάζα συστάσεις αφορούν το ψυκτικό μέσο).



Σχήμα Β.3-3: Διάγραμμα ροής πραγματικής ψυκτικής εγκατάστασης απορρόφησης, $\dot{Q}_g$ προσδιδόμενη θερμική ενέργεια στην ατμογεννήτρια, $\dot{Q}_c$ αποβαλλόμενη θερμότητα στον συμπυκνωτή, $\dot{Q}_e$ απορροφούμενη θερμότητα από το περιβάλλον (ψυκτική ισχύς), $\dot{Q}_a$ αποβολή θερμότητας προς το περιβάλλον, $\dot{W}_p$ μηχανική ισχύς αντλίας [4].

Από την αρχή διατήρησης της μάζας προκύπτει ότι:

$$(1+g)\xi_r = 1\xi_d + g\xi_w \tag{B.3-1}$$

ή

$$g = \frac{\xi_d - \xi_r}{\xi_r - \xi_w} \tag{B.3-2}$$

Το μέγεθος $\left(\xi_r - \xi_w\right)$ αναφέρεται ως εύρος ατμοποίησης, εξαρτάται δε από τη θερμοκρασία της ατμογεννήτριας και θα πρέπει να έχει τιμές [4]:

- 10-25% για (NH_3/H_2O)
- 4-6% για ($LiBr/H_2O$)

Μία πραγματική ψυκτική μονάδα απορρόφησης περιλαμβάνει επίσης έναν εναλλάκτη θερμότητας ο οποίος μεταφέρει θερμότητα από το θερμό πτωχό διάλυμα προς το ψυχρότερο πλούσιο διάλυμα (εναλλάκτης διαλύματος) και, πολλές φορές, έναν άλλο εναλλάκτη θερμότητας ο οποίος μεταφέρει θερμότητα από το θερμό συμπύκνωμα προς τον ψυχρότερο ατμό που προέρχεται από τον ατμοποιητή (εναλλάκτης πρόψυξης). Η διάταξη αυτής της εγκατάστασης φαίνεται στο Σχήμα Β.3-3. Να σημειωθεί ότι, στην περίπτωση της ψυκτικής εγκατάστασης απορρόφησης (NH_3/H_2O), το συγκρότημα της ατμογεννήτριας περιλαμβάνει αναβελτιωτή και διαχωριστή, ώστε η ατμώδης φάση που οδεύει τελικά προς το συμπυκνωτή να έχει όσο το δυνατό μεγαλύτερη κατά μάζα σύσταση σε NH_3[4].

Ο θερμοδυναμικός κύκλος ψυκτικών εγκαταστάσεων απορρόφησης είναι αρκετά πολυπλοκότερος από εκείνον των ψυκτικών εγκαταστάσεων συμπίεσης ατμών λόγω της ύπαρξης διμερών μειγμάτων. Έτσι, ο προσδιορισμός των διαφόρων καταστάσεων ισορροπίας προϋποθέτει και τη γνώση της σύστασης του διμερούς μείγματος. Η θερμοδυναμική παράσταση του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης γίνεται συνήθως με τη βοήθεια δύο διαγραμμάτων: Πίεσης – αντίστροφης θερμοκρασίας (p-1/T) και ενθαλπίας – κατά μάζα σύστασης $(i - \xi)$ [4].

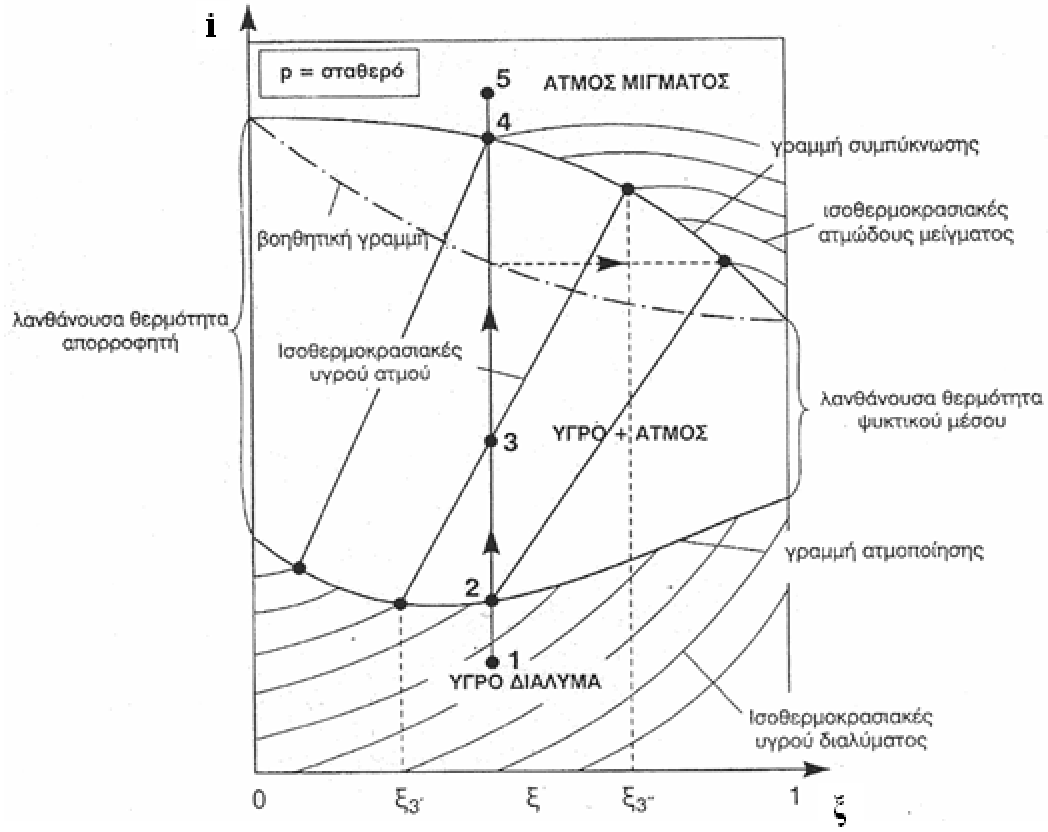
Για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων μίας ψυκτικής μονάδας απορρόφησης είναι χρήσιμο το διάγραμμα ενθαλπίας – κατά μάζα σύστασης του ψυκτικού μέσου (πτητική συνιστώσα του μείγματος) $(i - \xi)$.

Σ' αυτό το διάγραμμα υπάρχουν οι εξής χαρακτηριστικές γραμμές που αναφέρονται για μία συγκεκριμένη πίεση [4]:

- Γραμμή συμπύκνωσης
- Γραμμή ατμοποίησης
- Ισοθερμοκρασιακές καμπύλες υγρού
- Ισοθερμοκρασιακές γραμμές κεκορεσμένου ατμού

- Βοηθητική γραμμή για κάθε πίεση

Μεταξύ της γραμμής συμπύκνωσης και της γραμμής ατμοποίησης συνυπάρχουν οι δύο φάσεις. Πάνω από τη γραμμή συμπύκνωσης υπάρχει μόνο μείγμα ατμών, ενώ κάτω από τη γραμμή ατμοποίησης υπάρχει μόνο υγρό διάλυμα.



Σχήμα Β.3-4: Διάγραμμα ενθαλπίας – κατά μάζα σύστασης του ψυκτικού μέσου $(i - \xi)$ διμερούς μείγματος για σταθερή πίεση [4].

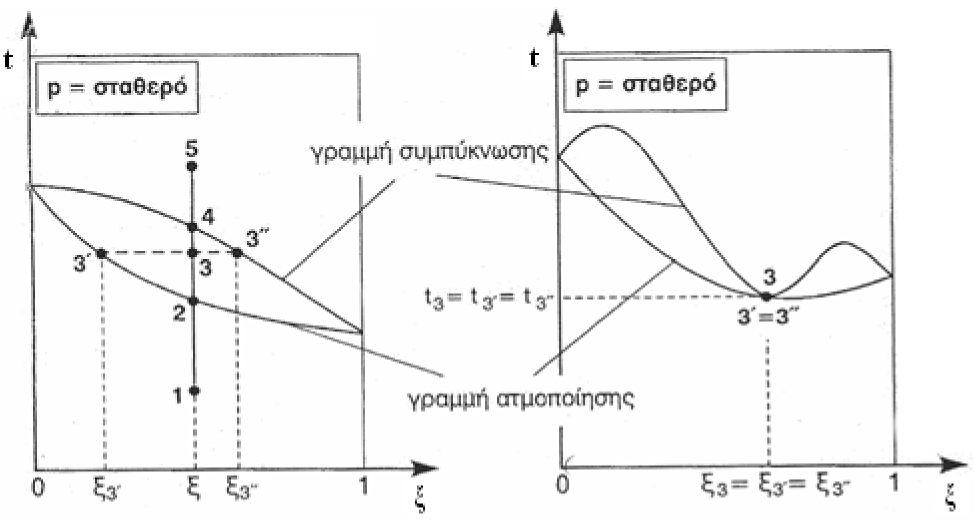
Στο σχήμα Β.3-4 παρουσιάζεται το διάγραμμα $(i - \xi)$ σχηματικά για μια συγκεκριμένη πίεση[4].

Με τη βοήθεια της γραμμής ατμοποίησης βρίσκουμε την ενθαλπία του διαλύματος, όταν αυτό αρχίζει να ατμοποιείται, σε συνάρτηση με την κατά μάζα σύσταση.

Με τη γραμμή συμπύκνωσης βρίσκουμε την ενθαλπία των ατμών του μείγματος, όταν αρχίζουν να συμπυκνώνονται, δηλαδή όταν είναι κεκορεσμένοι, σε συνάρτηση με την κατά μάζα σύσταση.

Το διμερές διάλυμα ξεκινάει από υπόψυκτο υγρό, κατάσταση (1), και θερμαινόμενο φθάνει στην κατάσταση κεκορεσμένου υγρού, κατάσταση (2). Από το σημείο (2) και μετά η θέρμανση του μείγματος οδηγεί σε ατμοποίηση, όλο και μεγαλύτερης ποσότητας υγρού μείγματος. Στο σημείο (3) το σύστημα αποτελείται από υγρό κεκορεσμένο μείγμα σύστασης κατά μείγμα $\xi_{3'}$ και ατμώδες κεκορεσμένο μείγμα σύστασης κατά μάζα $\xi_{3''}$ της πτητικής συνιστώσας. Συνεχίζοντας τη θέρμανση, το μείγμα ατμοποιείται στο σύνολο του μέχρι την κατάσταση κορεσμού (4). Μετά το τέλος της ατμοποίησης, η προσδιδόμενη θερμότητα προκαλεί υπερθέρμανση του ατμού, κατάσταση (5).

Οι ισοθερμοκρασιακές της περιοχής συνύπαρξης των δύο φάσεων είτε δίνονται στο διάγραμμα είτε χαράσσονται μέσω βοηθητικών καμπυλών για κάθε πίεση.

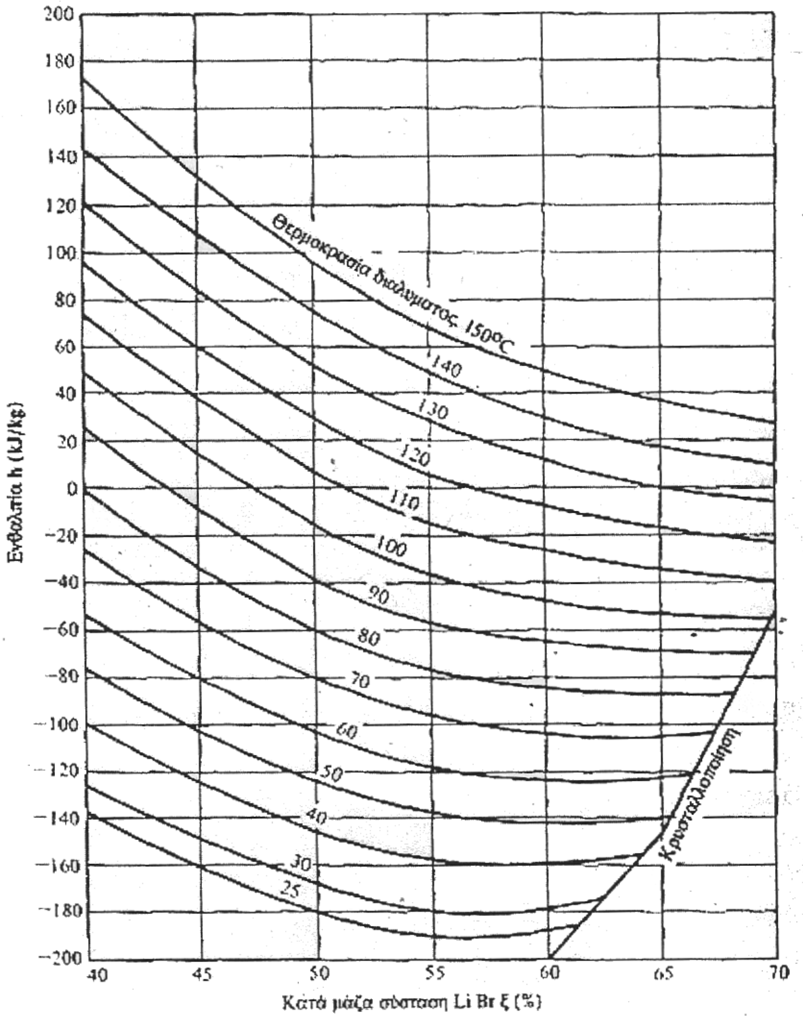


Σχήμα Β.3-5: Διάγραμμα θερμοκρασίας – κατά μάζα σύστασης του ψυκτικού μέσου $(t-\xi)$ διμερούς μείγματος για σταθερή πίεση p (α) ζεοτροπικό μείγμα, (β) αζεοτροπικό μείγμα [4].

Ένα άλλο διάγραμμα που συνδυάζεται με το διάγραμμα (i,ξ) , είναι του Σχήματος Β.3-5 με άξονες τη θερμοκρασία και την κατά μάζα σύσταση (t,ξ) για διάφορες πιέσεις, εδώ αναφέρεται σε μία σταθερή πίεση p.

Ακολουθώντας τη διεργασία (1-2-3-4-5) από την περιοχή του υπόψυκτου υγρού διαλύματος, κατάσταση (1), μέχρι το υπέρθερμο ατμώδες μείγμα, κατάσταση (5), παρατηρούμε ότι στη συνύπαρξη των δύο φάσεων, κατάσταση (3), το κεκορεσμένο υγρό διάλυμα έχει κατά μάζα σύσταση $\xi_{3'}$, ενώ το κεκορεσμένο ατμώδες μείγμα έχει κατά μάζα σύσταση $\xi_{3''}$.

Θα πρέπει να αναφερθεί ότι τα μείγματα χωρίζονται σε: α) Ζεοτροπικά, όπου κατά τη διάρκεια της ισόθλιπτης ατμοποίησης η θερμοκρασία συνεχώς αυξάνει και οι συστάσεις των δύο φάσεων σε κάθε θερμοκρασία είναι διαφορετικές και β) Αζεοτροπικά, όπου κατά τη διάρκεια της ισόθλιπτης ατμοποίησης, για μία καθορισμένη αρχική σύσταση ή για ένα εύρος συστάσεων, η θερμοκρασία παραμένει σταθερή $t_3 = t_{3'} = t_{3''}$ και οι συστάσεις των δύο φάσεων παραμένουν ίδιες $\xi_3 = \xi_{3'} = \xi_{3''}$.



Σχήμα Β.3-6: Διάγραμμα ενθαλπίας – κατά μάζα σύστασης $(i - \xi)$ του διμερούς μείγματος ($LiBr/H_2O$) [4].

Σχετικό είναι το διάγραμμα ενθαλπίας – κατά μάζα σύστασης $(i - \xi)$ του σχήματος Β.3-6 που αφορά το μείγμα ($LiBr/H_2O$) για διάφορες θερμοκρασίες διαγράμματος [4].

4. Υπολογισμός Ψυκτικής Μονάδας Απορρόφησης

Ο υπολογισμός μιας ψυκτικής μονάδας γίνεται με βάση την αρχή διατήρησης της μάζας και της ενέργειας σε κάθε συσκευή που συμμετέχει στη λειτουργία της εν λόγω εγκατάστασης (θεωρούμε τις απώλειες αμελητέες). Σύμφωνα με το διάγραμμα ροής της εγκατάστασης που φαίνεται στο σχήμα.Β.3.3 προκύπτει:

Για την ατμογεννήτρια:

$$\left.\begin{array}{l}\dot{m}_{12}i_{12}+\dot{Q}_g=\dot{m}_1 i_1+\dot{m}_7 i_7\\ \dot{m}_{12}=\dot{m}_1+\dot{m}_7\end{array}\right|\Rightarrow q_g=\frac{\dot{Q}_g}{\dot{m}_1}=\left(i_1-i_{12}\right)+g\left(i_7-i_{12}\right) \qquad (B.4\text{-}1)$$

όπου:

$$g=\frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} \qquad (B.4\text{-}2)$$

Για τον συμπυκνωτή :

$$\left.\begin{array}{l}\dot{m}_2 i_2+\dot{Q}_c=\dot{m}_1 i_1\\ \dot{m}_1=\dot{m}_2\end{array}\right|\Rightarrow q_c=\frac{\dot{Q}_c}{\dot{m}_1}=i_1-i_2 \qquad (B.4\text{-}3)$$

Για τον ατμοποιητή:

$$\left.\begin{array}{l}\dot{m}_4 i_4+\dot{Q}_e=\dot{m}_5 i_5\\ \dot{m}_4=\dot{m}_5=\dot{m}_1\end{array}\right|\Rightarrow q_e=\frac{\dot{Q}_e}{\dot{m}_1}=i_5-i_4 \ \text{(Ψυκτική ικανότητα)} \qquad (B.4\text{-}4)$$

Για τον απορροφητή:

$$\left.\begin{array}{l}\dot{m}_{10}i_{10}+\dot{Q}_a=\dot{m}_6 i_6+\dot{m}_9 i_9\\ \dot{m}_{10}=\dot{m}_6+\dot{m}_9\end{array}\right|\Rightarrow q_a=\frac{\dot{Q}_a}{\dot{m}_1}=\left(i_6-i_{10}\right)+g\left(i_9-i_{10}\right) \qquad (B.4\text{-}5)$$

όπου :

$$g=\frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_6} \qquad (B.4\text{-}6)$$

Για τον εναλλάκτη διαλύματος:

$$\dot{Q}_{he} = \dot{m}_7(i_7 - i_8) = \dot{m}_{12}(i_{12} - i_{11}) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow q_{he} = \frac{\dot{Q}_{he}}{\dot{m}_1} = g(i_7 - i_8) = (1+g)(i_{12} - i_{11}) \qquad (B.4\text{-}7)$$

$$\dot{Q}_{pc} = \dot{m}_2(i_2 - i_3) = \dot{m}_5(i_6 - i_5) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow q_{pc} = \frac{\dot{Q}_{pc}}{\dot{m}_1} = i_2 - i_3 = i_6 - i_5 \qquad (B.4\text{-}8)$$

Για την αντλία:

$$\left.\begin{array}{l}\dot{W}_p = \dot{m}_{10}(i_{11} - i_{10}) \\ \dot{m}_{10} = \dot{m}_6 + \dot{m}_9\end{array}\right| \Rightarrow w_p = \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_1} = (1+g)(i_{11} - i_{10}) \qquad (B.4\text{-}9)$$

Κατόπιν αυτών, ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς COP_{th} της ψυκτικής εγκατάστασης απορρόφησης είναι:

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \qquad (B.4\text{-}10)$$

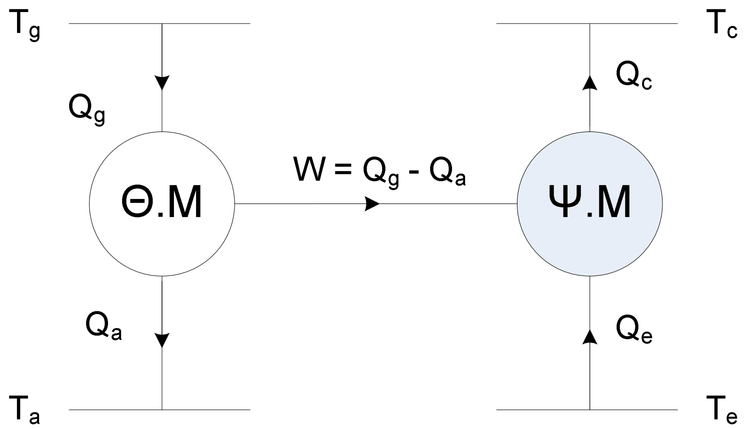
Η ισχύς της αντλίας είναι πολύ μικρή συγκρινόμενη με τη θερμική ισχύ της ατμογεννήτριας και του ατμοποιητή και μπορεί να παραλειφθεί χωρίς καμία ουσιαστική συνέπεια. Κατόπιν αυτού είναι:

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} = \frac{i_5 - i_4}{(i_1 - i_{12}) + g(i_7 - i_{12})} \qquad (B.4\text{-}11)$$

Στην απλούστερη περίπτωση μιας μονάδας απορρόφησης του κύκλου Carnot, θεωρούμε το συνδυασμό δύο κύκλων, ενός θερμικού κύκλου Carnot που παράγει έργο W και ενός ψυκτικού κύκλου Carnot που απορροφά το έργο αυτό. Ο μεν θερμικός κύκλος εργάζεται μεταξύ των θερμοκρασιών T_g της ατμογεννήτριας και της θερμοκρασίας T_a του απορροφητή, ο δε ψυκτικός κύκλος εργάζεται μεταξύ της θερμοκρασίας T_c του συμπυκνωτή και της θερμοκρασίας T_e του ατμοποιητή (Σχ.Β.4-1).

Από το Α΄ θερμοδυναμικό νόμο για κυκλικές διεργασίες λαμβάνουμε αντίστοιχα για τη θερμική και ψυκτική μηχανή[4]:

$$\oint \delta Q = \oint \delta W$$
$$Q_g - Q_a = W - W_p$$
$$Q_e - Q_c = -W \qquad \text{(B.4-12)}$$



Σχήμα Β.4-1: Σχηματική διάταξη ψυκτικού κύκλου απορρόφησης, Θ.Μ. θερμική μηχανή. Ψ.Μ. ψυκτική μηχανή T_g θερμοκρασία ατμογεννήτριας, Q_g προσδιδόμενη θερμότητα στην ατμογεννήτρια, T_a θερμοκρασία του απορροφητή, Q_a αποβολή θερμότητας προς το περιβάλλον, W έργο παραγόμενο από το θερμικό κύκλο Carnot, T_e θερμοκρασία ατμοποιητή, Q_e απορροφούμενη θερμότητα από το περιβάλλον, T_c θερμοκρασία του συμπυκνωτή και Q_c αποβαλλόμενη θερμότητα στον συμπυκνωτή [4].

Από το Β΄ θερμοδυναμικό νόμο και για αντιστρεπτές διεργασίες λαμβάνουμε για τις δύο μηχανές, αντίστοιχα:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = \oint \delta S = 0$$
$$\frac{Q_g}{T_g} - \frac{Q_a}{T_a} = 0$$
$$\frac{Q_e}{T_e} - \frac{Q_c}{T_c} = 0 \qquad \text{(B.4-13)}$$

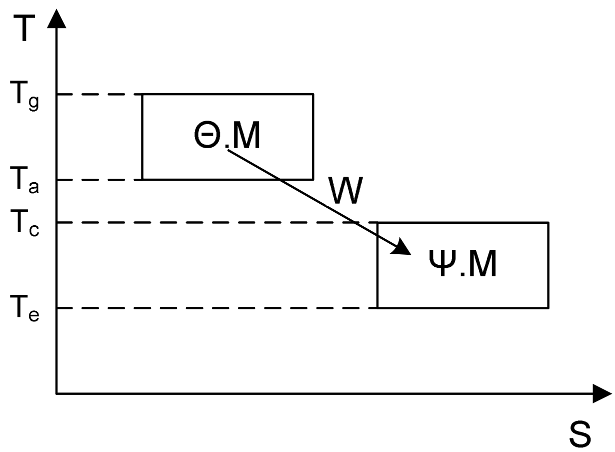
Διαιρώντας αφενός την πρώτη εξίσωση (B.4-12) με τη θερμοκρασία T_a και αφετέρου τη δεύτερη εξίσωση με τη θερμοκρασία T_c και συνδυάζοντας στη συνέχεια τις προκύπτουσες εξισώσεις με τις εξισώσεις B.4-13 λαμβάνουμε:

$$\frac{Q_e}{Q_g} = \frac{T_g - T_a}{T_g} \cdot \frac{T_e}{T_c - T_e} \qquad \text{(B.4-14)}$$

Η εξίσωση (B.4-14) αποτελεί και το συντελεστή συμπεριφοράς του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης που ακολουθεί τον κύκλο Carnot:

$$COP_C = \frac{T_g - T_a}{T_g} \cdot \frac{T_e}{T_c - T_e} \qquad \text{(B.4-15)}$$

Σύμφωνα με το σχήμα B.4-1 οι δύο κύκλοι Carnot εκτελούνται σε αντίθετες φορές και, επειδή δεν απαιτείται μηχανικό έργο, θα πρέπει τα εμβαδά των δύο κύκλων στο διάγραμμα $(T - s)$ του Σχήματος B.4-2 να είναι ίσα μεταξύ τους[4].



Σχήμα B.4-2: Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας $[T - s]$ ψυκτικού κύκλου απορρόφησης που ακολουθεί τον κύκλο Carnot, Θ.Μ. θερμική μηχανή, Ψ.Μ. ψυκτική μηχανή, T_g θερμοκρασία του συμπυκνωτή, T_a θερμοκρασία του απορροφητή, T_c θερμοκρασία του συμπυκνωτή, T_e θερμοκρασία ατμοποιητή, W έργο παραγόμενο από θερμικό κύκλο Carnot [4].

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

[1] Μαλαχίας Γ., "Θερμοδυναμική", Τόμος ΙΙ, Σχολή Ναυτικών Δοκίμων, Πειραιάς, (1987).

[2] ASHRAE HANDBOOK, "Fundamentals", SI Edition, American Society of Heating Refrigerating and Air – Conditioning Engineers Inc, Atlanta, Georgia, (2001).

[3] McQuiston F. C. and Parker J. D., " Θέρμανση – Αερισμός και Κλιματισμός", Εκδόσεις ΙΩΝ, Αθήνα, (2003).

[4] Αλέξης Γ. Κ., " Η τεχνολογία της ψύξης- θεωρία & Ασκήσεις", Εκδόσεις Σταμούλης, Αθήνα, (2007).

<u>ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Γ- ΚΑΤΗΓΟΡΙΕΣ ΤΩΝ ΒΑΣΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΗΜΑΤΩΝ ΠΛΥΝΤΗΡΙΩΝ</u>

Στα πλαίσια της εργασίας αυτής, όπως έχει ήδη αναφερθεί (παρ. III.5), εξετάστηκαν:

α) 81 δείγματα συσκευών πλύσης ικανότητος 40–300 kg από δέκα διεθνώς γνωστούς κατασκευαστές πλυντηρίων

β) 64 δείγματα σιδερωτηρίων μεγάλων τεμαχίων, παραγωγικότητας άνω των 40 kg/h από δέκα γνωστούς κατασκευαστές σιδερωτηρίων

γ) 78 δείγματα στεγνωτηρίων παραγωγικότητας 40–300kg από ένδεκα κατασκευαστές και

δ) 76 δείγματα για πρέσσες ατμού από εννέα κατασκευαστές.

Επειδή τα δείγματα αυτά καλύπτουν μεγάλο εύρος συσκευών, έγινε διαχωρισμός των δειγμάτων σε κατηγορίες σύμφωνα με τη χωρητικότητα (kg) για τις μηχανές πλύσης και την παραγωγικότητα (kg/h) για τις μηχανές σιδερώματος μεγάλων τεμαχίων, τα στεγνωτήρια και τις πρέσσες σιδερώματος.

ΧΩΡΗΤΙΚΟΤΗΤΑ ΣΥΣΚΕΥΗΣ (kg)																			
ΚΑΤΑΣ/ΤΗΣ		40/50		50/60		60/70		70/80		80/90		90/100		100/150		150/200		200/300	
1	ΚΑΤ.Α	**3**	3	**1**	1	**2**	2	**2**	2	**-**	-	**2**	2	**4**	4	**1**	1	**2**	2
2	ΚΑΤ.Β	**2**	2	**1**	1	**1**	-	**1**	1	**-**	-	**1**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
3	ΚΑΤ.C	**1**	1	**1**	1	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
4	ΚΑΤ.D	**1**	-	**1**	-	**1**	-	**1**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
5	ΚΑΤ.Ε	**1**	-	**-**	-	**2**	-	**-**	-	**1**	-	**-**	-	**1**	-	**-**	-	**-**	-
6	ΚΑΤ.F	**5**	4	**2**	1	**5**	4	**-**	-	**1**	-	**4**	4	**5**	3	**3**	3	**-**	-
7	ΚΑΤ.G	**1**	1	**1**	1	**1**	1	**1**	1	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
8	ΚΑΤ.Η	**-**	-	**1**	1	**2**	2	**-**	-	**-**	-	**1**	-	**5**	5	**-**	-	**2**	1
9	ΚΑΤ.Ι	**-**	-	**1**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**1**	-	**2**	-	**-**	-	**2**	-
10	ΚΑΤ.J	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**1**	1	**-**	-	**-**	-
ΣΥΝΟΛΑ		**14**	11	**9**	6	**14**	9	**5**	4	**2**	-	**9**	6	**18**	13	**4**	4	**6**	3
ΣΥΝΟΛΟ: 81 / ΧΡΗΣΙΜΑ: 56																			

<u>Πίνακας Γ-1:</u> Συνολικός αριθμός των εξετασθέντων δειγμάτων συσκευών πλύσης και αριθμός των χρήσιμων δειγμάτων ανά κατηγορία, για ικανότητα πλύσης 40 – 300 kg, από δέκα κατασκευαστές πλυντηρίων, για τον υπολογισμό της ηλεκτρικής ενεργειακής κατανάλωσης πλυντηρίων.

Τα προηγούμενα εφαρμόστηκαν, αφενός μεν για την ηλεκτρική κατανάλωση ανά είδος συσκευής, αφετέρου δε για τις θερμικές καταναλώσεις αυτών ανάλογα με το χρησιμοποιούμενο μέσο θέρμανσης (ατμός, καύση αερίου, ηλεκτρισμός).

ΘΕΡΜΙΚΕΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΕΙΣ ΣΙΔΕΡΩΤΗΡΙΩΝ ΜΕΓΑΛΩΝ ΤΕΜΑΧΙΩΝ												
		ΠΑΡΑΓΩΓΙΚΟΤΗΤΑ ΣΥΣΚΕΥΗΣ (kg/h)										
	ΚΑΤΑΣ/ΤΗΣ		40-60		60-80		80-100		100-200		>200	
ΑΤΜΟΣ	1	ΚΑΤ.Α	**2**	1	**4**	4	**2**	2	**2**	2	**-**	-
	2	ΚΑΤ.Β	**6**	4	**4**	3	**3**	3	**-**	-	**-**	-
	3	ΚΑΤ.C	**5**	1	**4**	2	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	4	ΚΑΤ.D	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	5	ΚΑΤ.Ε	**2**	-	**1**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	6	ΚΑΤ.F	**6**	6	**3**	3	**-**	-	**-**	-	**5**	5
	7	ΚΑΤ.G	**1**	-	**2**	2	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	8	ΚΑΤ.Η	**3**	3	**2**	2	**2**	2	**4**	4	**1**	1
	9	ΚΑΤ.Ι	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	10	ΚΑΤ.J	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	ΣΥΝΟΛΑ		**25**	15	**20**	16	**7**	7	**6**	6	**6**	6
	ΣΥΝΟΛΟ: 64 / ΧΡΗΣΙΜΑ: 50											
		ΠΑΡΑΓΩΓΙΚΟΤΗΤΑ ΣΥΣΚΕΥΗΣ (kg/h)										
	ΚΑΤΑΣ/ΤΗΣ		40-60		60-80		80-100		100-200		>200	
ΑΕΡΙΟ	1	ΚΑΤ.Α	**2**	1	**4**	4	**2**	2	**2**	2	**-**	-
	2	ΚΑΤ.Β	**6**	4	**4**	3	**3**	3	**-**	-	**-**	-
	3	ΚΑΤ.C	**5**	-	**4**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	4	ΚΑΤ.D	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	5	ΚΑΤ.Ε	**2**	-	**1**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	6	ΚΑΤ.F	**6**	6	**3**	3	**-**	-	**-**	-	**5**	-
	7	ΚΑΤ.G	**1**	1	**2**	2	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	8	ΚΑΤ.Η	**3**	3	**2**	2	**2**	2	**4**	4	**1**	-
	9	ΚΑΤ.Ι	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	10	ΚΑΤ.J	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	ΣΥΝΟΛΑ		**25**	15	**20**	14	**7**	7	**6**	6	**6**	**-**
	ΣΥΝΟΛΟ: 64 / ΧΡΗΣΙΜΑ: 42											
		ΠΑΡΑΓΩΓΙΚΟΤΗΤΑ ΣΥΣΚΕΥΗΣ (kg/h)										
	ΚΑΤΑΣ/ΤΗΣ		40-60		60-80		80-100		100-200		>200	
ΗΛΕΚΤΡΙΣΜΟΣ	1	ΚΑΤ.Α	**2**	2	**4**	4	**2**	2	**2**	2	**-**	-
	2	ΚΑΤ.Β	**6**	6	**4**	4	**3**	2	**-**	-	**-**	-
	3	ΚΑΤ.C	**5**	2	**4**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	4	ΚΑΤ.D	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	5	ΚΑΤ.Ε	**2**	-	**1**	1	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	6	ΚΑΤ.F	**6**	6	**3**	3	**-**	-	**-**	-	**5**	-
	7	ΚΑΤ.G	**1**	1	**2**	2	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	8	ΚΑΤ.Η	**3**	-	**2**	-	**2**	-	**4**	-	**1**	-
	9	ΚΑΤ.Ι	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	10	ΚΑΤ.J	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	ΣΥΝΟΛΑ		**25**	17	**20**	14	**7**	4	**6**	2	**6**	**-**
	ΣΥΝΟΛΟ: 64 / ΧΡΗΣΙΜΑ: 37											

Πίνακας Γ-2: Συνολικός αριθμός των εξετασθέντων δειγμάτων και αριθμός των χρήσιμων δειγμάτων ανά κατηγορία, για παραγωγικότητα σιδερωτήριου άνω των 40 kg/h, για τον υπολογισμό της θερμικής κατανάλωσης αυτών με χρήση ατμού, φυσικού ή άλλου αερίου, καθώς και ηλεκτρισμού.

Στους πίνακες $Γ_1$-$Γ_6$ δίνονται ο συνολικός αριθμός των δειγμάτων που εξετάστηκε για κάθε κατασκευαστή συσκευής, σύμφωνα με τη χωρητικότητα ή την παραγωγικότητα αυτής, καθώς και ο αριθμός των χρήσιμων δειγμάτων για τον υπολογισμό της ηλεκτρικής ή της θερμικής κατανάλωσης για κάθε μία από τις προαναφερθείσες συσκευές.

Για παράδειγμα, στον Πιν. Γ2 δίνονται τα εξετασθέντα και τα χρήσιμα δείγματα για κάθε μία από τις κατηγορίες παραγωγικότητας των συσκευών σιδερώματος μεγάλων τεμαχίων για τον υπολογισμό των θερμικών καταναλώσεων αυτών με τη χρήση ατμού, φυσικού ή άλλου καυσίμου αερίου, καθώς και ηλεκτρισμού.

ΗΛΕΚΤΡΙΚΕΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΕΙΣ ΣΙΔΕΡΩΤΗΡΙΩΝ	**ΠΑΡΑΓΩΓΙΚΟΤΗΤΑ ΣΥΣΚΕΥΗΣ (kg/h)**											
	ΚΑΤΑΣ/ΤΗΣ		40-60		60-80		80-100		100-200		>200	
	1	KAT.A	**2**	2	**4**	4	**2**	2	**2**	2	**-**	-
	2	KAT.B	**6**	6	**4**	4	**3**	3	**-**	-	**-**	-
	3	KAT.C	**5**	-	**4**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	4	KAT.D	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	5	KAT.E	**2**	-	**1**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	6	KAT.F	**6**	6	**3**	3	**-**	-	**-**	-	**5**	5
	7	KAT.G	**1**	-	**2**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	8	KAT.H	**3**	3	**2**	2	**2**	2	**4**	4	**1**	1
	9	KAT.I	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	10	KAT.J	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-	**-**	-
	ΣΥΝΟΛΑ		**25**	17	**20**	13	**7**	7	**6**	6	**6**	6
	ΣΥΝΟΛΟ: 64 / ΧΡΗΣΙΜΑ: 49											

Πίνακας Γ-3: Συνολικός αριθμός των εξετασθέντων δειγμάτων και αριθμός των χρήσιμων δειγμάτων ανά κατηγορία για παραγωγικότητα σιδερωτηρίων άνω των 40 kg/h, από δέκα κατασκευαστές σιδερωτηρίων μεγάλων τεμαχίων, για τον υπολογισμό της ηλεκτρικής ενεργειακής κατανάλωσης αυτών.

ΘΕΡΜΙΚΕΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΕΙΣ ΣΤΕΓΝΩΤΗΡΙΩΝ

ΑΤΜΟΣ

ΠΑΡΑΓΩΓΙΚΟΤΗΤΑ ΣΥΣΚΕΥΗΣ (kg/h)																			
ΚΑΤΑΣ/ΤΗΣ		40-50		50-60		60-70		70-80		80-90		90-100		100-150		150-200		200-300	
1	KAT.A	1	1	-	-	2	1	-	-	1	-	-	-	2	2	3	3	2	1
2	KAT.B	1	1	-	-	1	1	-	-	-	-	-	-	1	1	2	1	3	
3	KAT.C	1	1	-	-	2	1	-	-	-	-	-	-	3	3	3	3	1	1
4	KAT.D	1	-	1	1	1	-	-	-	-	-	-	-	1	1	1	1	-	-
5	KAT.E	3	1	2	1	3	2	-	-	-	-	2	-	4	2	3	1	-	-
6	KAT.F	1	-	1	-	-	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7	KAT.G	1	1	-	-	1	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
8	KAT.H	1	-	1	-	-	-	-	-	1	-	-	-	3	-	1	-	1	-
9	KAT.I	1	1	-	-	2	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1	-
10	KAT.J	1	-	-	-	1	-	-	-	-	-	-	-	1	-	1	-	-	-
11	KAT.K	-	-	-	-	1	-	-	-	2	2	1	1	2	2	-	-	-	-
ΣΥΝΟΛΑ		12	6	5	2	14	7	1	-	4	2	3	1	17	11	14	9	8	2
ΣΥΝΟΛΟ: 78 / ΧΡΗΣΙΜΑ: 40																			

ΦΥΣΙΚΟ Ή ΑΛΛΟ ΑΕΡΙΟ

ΠΑΡΑΓΩΓΙΚΟΤΗΤΑ ΣΥΣΚΕΥΗΣ (kg/h)																			
ΚΑΤΑΣ/ΤΗΣ		40-50		50-60		60-70		70-80		80-90		90-100		100-150		150-200		200-300	
1	KAT.A	1	1	-	-	2	2	-	-	1	-	-	-	2	2	3	3	2	1
2	KAT.B	1	1	-	-	1	1	-	-	-	-	-	-	1	1	2	2	3	3
3	KAT.C	1	1	-	-	2	2	-	-	-	-	-	-	3	2	3	2	1	1
4	KAT.D	1	1	1	1	1	1	-	-	-	-	-	-	1	1	1	1	-	-
5	KAT.E	3	3	2	2	3	3	-	-	-	-	2	-	4	4	3	3	-	-
6	KAT.F	1	-	1	-	-	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7	KAT.G	1	-	-	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
8	KAT.H	1	-	1	-	-	-	-	-	1	-	-	-	3	-	1	-	1	-
9	KAT.I	1	1	-	-	2	2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1	1
10	KAT.J	1	1	-	-	1	1	-	-	-	-	-	-	1	-	1	1	-	-
11	KAT.K	-	-	-	-	1	-	-	-	2	2	1	1	2	1	-	-	-	-
ΣΥΝΟΛΑ		12	3	5	3	14	12	1	-	4	2	3	1	17	11	14	12	8	6
ΣΥΝΟΛΟ: 78 / ΧΡΗΣΙΜΑ: 56																			

ΗΛΕΚΤΡΙΣΜΟΣ

ΠΑΡΑΓΩΓΙΚΟΤΗΤΑ ΣΥΣΚΕΥΗΣ (kg/h)																			
ΚΑΤΑΣ/ΤΗΣ		40-50		50-60		60-70		70-80		80-90		90-100		100-150		150-200		200-300	
1	KAT.A	1	-	-	-	2	-	-	-	1	-	-	-	2	-	3	-	2	-
2	KAT.B	1	-	-	-	1	-	-	-	-	-	-	-	1	-	2	-	3	-
3	KAT.C	1	-	-	-	2	-	-	-	-	-	-	-	3	-	3	-	1	-
4	KAT.D	1	-	1	1	1	-	-	-	-	-	-	-	1	-	1	-	-	-
5	KAT.E	3	1	2	1	3	2	-	-	-	-	2	2	4	-	3	-	-	-
6	KAT.F	1	-	1	-	-	-	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7	KAT.G	1	1	-	-	1	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
8	KAT.H	1	-	1	-	-	-	-	-	1	-	-	-	3	-	1	-	1	-
9	KAT.I	1	1	-	-	2	1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1	-
10	KAT.J	1	-	-	-	1	-	-	-	-	-	-	-	1	-	1	-	-	-
11	KAT.K	-	-	-	-	1	-	-	-	2	-	1	-	2	-	-	-	-	-
ΣΥΝΟΛΑ		12	3	5	2	14	4	1	-	4	-	3	2	17	-	14	-	8	-
ΣΥΝΟΛΟ: 78 / ΧΡΗΣΙΜΑ: 11																			

Πίνακας Γ-4: Συνολικός αριθμός των εξετασθέντων δειγμάτων και αριθμός των χρήσιμων δειγμάτων ανά κατηγορία για παραγωγικότητα από 40 έως 300 kg/h από ένδεκα κατασκευαστές στεγνωτηρίων που χρησιμοποιούν ατμό φυσικό ή άλλο αέριο, καθώς και ηλεκτρισμό ως μέσο θέρμανσης, προκειμένου να υπολογιστεί η θερμική τους κατανάλωση.

			ΠΑΡΑΓΩΓΙΚΟΤΗΤΑ ΣΥΣΚΕΥΗΣ (kg/h)																	
	ΚΑΤΑΣ/ΤΗΣ		40-50		50-60		60-70		70-80		80-90		90-100		100-150		150-200		200-300	
ΗΛΕΚΤΡΙΚΕΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΕΙΣ ΣΤΕΓΝΩΤΗΡΙΩΝ	1	KAT.A	**1**	1			**2**	2			**1**	1			**2**	2	**3**	3	**2**	2
	2	KAT.B	**1**	1			**1**	1							**1**	1	**2**	2	**3**	3
	3	KAT.C	**1**	1			**2**	2							**3**	3	**3**	3	**1**	1
	4	KAT.D	**1**		**1**		**1**								**1**		**1**			
	5	KAT.E	**3**		**2**		**3**	1					**2**	2	**4**	1	**3**	2		
	6	KAT.F	**1**	1	**1**	1			**1**	1										
	7	KAT.G	**1**				**1**													
	8	KAT.H	**1**	1	**1**	1					**1**	1			**3**	3	**1**	1	**1**	1
	9	KAT.I	**1**				**2**												**1**	1
	10	KAT.J	**1**	1			**1**	1							**1**	1	**1**	1		
	11	KAT.K					**1**	1			**2**	2	**1**	1	**2**	2				
	ΣΥΝΟΛΑ		**12**	6	**5**	2	**14**	8	**1**	1	**4**	4	**3**	3	**17**	13	**14**	12	**8**	8
	ΣΥΝΟΛΟ: 78 / ΧΡΗΣΙΜΑ: 57																			

Πίνακας Γ-5: Συνολικός αριθμός των εξετασθέντων δειγμάτων και αριθμός των χρήσιμων δειγμάτων ανά κατηγορία για παραγωγικότητα από 40 έως 300 kg/h από ένδεκα κατασκευαστές στεγνωτηρίων, προκειμένου να υπολογιστεί η ηλεκτρική τους κατανάλωση.

			ΑΤΜΟΣ	
	ΚΑΤΑΣ/ΤΗΣ		***ΑΡ.ΔΕΙΓΜΑΤΩΝ***	***ΧΡΗΣΙΜΑ***
ΘΕΡΜΙΚΕΣ ΚΑΤΑΝΑΛΩΣΕΙΣ ΣΕ ΠΡΕΣΣΕΣ	1	KAT.A	**17**	17
	2	KAT.B	**29**	27
	3	KAT.C	**3**	3
	4	KAT.D	**5**	5
	5	KAT.E	**5**	1
	6	KAT.F	**6**	6
	7	KAT.G	**5**	5
	8	KAT.H	**1**	1
	9	KAT.I	**5**	5
	ΣΥΝΟΛΑ		***76***	*70*

Πίνακας Γ-6: Συνολικός αριθμός των εξετασθέντων δειγμάτων και αριθμός των χρήσιμων δειγμάτων από εννέα κατασκευαστές ατμοπρεσσών, για τον υπολογισμό της θερμικής ενεργειακής κατανάλωσης αυτών.