



Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Πολυτεχνική Σχολή

Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών

Τομέας Ενέργειας, Βιομηχανικών
Διεργασιών & Αντιρρυπαντικής
Τεχνολογίας

ΥΔΡΑΥΛΙΚΑ ΠΑΝΕΛ ΓΙΑ ΘΕΡΜΑΝΣΗ & ΨΥΞΗ ΜΕ ΑΚΤΙΝΟΒΟΛΙΑ

Διπλωματική Εργασία

Βραζάλης Γεράσιμος-Μάριος

Γεωργόπουλος Μιχάλης

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των απαιτήσεων για την απόκτηση
του Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού

Επιβλέπων: Δρ. Μποντόζογλου Βασίλης

Βόλος, 2019

© 2019 Βραζάλης Γεράσιμος-Μάριος

© 2019 Γεωργόπουλος Μιχάλης

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).

Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:

Πρώτος Εξεταστής: **Δρ. Μποντόζογλου Βασίλης**
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,
(Επιβλέπων) **Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας**

Δεύτερος Εξεταστής: **Δρ. Ανδρίτσος Νικόλαος**
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής: **Δρ. Σταματέλλος Αναστάσιος**
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Θα θέλαμε να ξεκινήσουμε το κομμάτι αυτό των ευχαριστιών από τον επιβλέποντα καθηγητή μας, κ. Βασίλη Μποντόζογλου , για την βοήθεια αλλά και την καθοδήγηση του καθ' όλη την διάρκεια εκπόνησης αυτής της διπλωματικής . Όπως επίσης και για το γεγονός ότι μας έδωσε εξ' αρχής την ευκαιρία να ασχοληθούμε και να κατανοήσουμε σε βάθος ένα πολύ ενδιαφέρον θέμα. Ακόμα, θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε τους φίλους μας, τόσο για την υποστήριξή τους σε όλη αυτή την προσπάθεια για την εκπόνηση της εργασίας, όσο και συνολικά για τις όμορφες στιγμές που περάσαμε όλα αυτά τα χρόνια των σπουδών. Τελειώνοντας, δεν θα μπορούσαμε να παραλείψουμε να ευχαριστήσουμε τις οικογένειές μας και ειδικά τους γονείς μας, καθώς μας παρείχαν όλα τα εφόδια είτε ψυχολογικά είτε υλικά καθ' όλη την διάρκεια των σπουδών μας, αλλά και γενικότερα για την διαμόρφωση του ατόμου και του χαρακτήρα μας σε όλα τα στάδια της ζωής μας.

Περίληψη

Τα υδραυλικά πάνελ για θέρμανση και ψύξη με ακτινοβολία, στη σημερινή εποχή, αποτελούν μερικά από τα πλέον ενδιαφέροντα και αποδοτικά συστήματα. Η βελτίωση τους, μέσα στην πάροδο των χρόνων, τα έχει καταστήσει ως μια εξαιρετική εναλλακτική, με πολλά πλεονεκτήματα, έναντι των συμβατικών συστημάτων κλιματισμού του αέρα. Στο πρώτο σκέλος της δεδομένης πτυχιακή εργασίας αναλύεται η τεχνολογία των ακτινοβόλων συστημάτων θέρμανσης και ψύξης, εξετάζεται η βασική αρχή λειτουργίας τους, οι διαφορετικές εκδοχές και τύποι συστημάτων που συναντώνται, αλλά και τα δομικά στοιχεία που τα απαρτίζουν. Στη συνέχεια, παρατίθενται τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζουν έναντι άλλων συστημάτων θέρμανσης-ψύξης μέσα από πραγματικές εφαρμογές και οικονομικές μελέτες που δικαιολογούν την ελκυστικότητά τους. Στο δεύτερο σκέλος της εργασίας που εκπονήθηκε με στόχο την μελέτη των ακτινοβόλων πάνελ αναλύεται, με την χρήση ενός απλουστευμένου μοντέλου, η μεταφορά θερμότητας σε πάνελ οροφής για ψύξη. Προκειμένου να επιτευχθούν όλα τα παραπάνω ήταν απαραίτητη η εκτενής μελέτη βιβλιογραφίας σχετικά με την αποτελεσματική λειτουργία τους και η ανάπτυξη υπολογιστικού κώδικα με το πρόγραμμα MATLAB, από όπου και προέκυψαν συμπεράσματα για την επίδραση που ασκούν οι κατασκευαστικές και λειτουργικές παράμετροι στην ικανότητα ψύξης του συστήματος. Τέλος, παρουσιάζονται τα γενικά συμπεράσματα της θεωρητικής και υπολογιστικής μελέτης ενώ παράλληλα γίνονται προτάσεις για τον συνδυασμό βέλτιστης απόδοσης και μειωμένου κόστους σε εφαρμογές θέρμανσης και ψύξης με πάνελ ακτινοβολίας.



University of Thessaly

Department of Mechanical
Engineering

Division of Energy, Industrial
Processes & Environmental
Technology

HYDRONIC RADIANT PANELS FOR HEATING & COOLING APPLICATIONS

Diploma Thesis

Vrazalis Gerasimos-Marios

Georgopoulos Michalis

In partial fulfillment of the requirement for the degree of Master of
Science in Mechanical Engineering

Supervisor: Dr. Bontozoglou Vasilis

Volos, 2019

ABSTRACT

In this modern era, hydronic radiant panels for cooling and heating purposes have come to be some of the most interesting and efficient systems. Their improvement, throughout the years, has made them an excellent alternative, with many advantages, over conventional air conditioning systems. The first part of this diploma thesis analyzes the technology of radiant heating and cooling systems, examines the basic principle of operation, the different versions and types of systems that are encountered, as well as the consisting components. Furthermore, with the help of an economic analysis and examples of real life applications, there is a presentation of advantages, over other heating and cooling systems, that justifies the preference towards RHC (radiant heating and cooling) systems. In the second part of this diploma thesis, the heat transfer to a ceiling radiant cooling panel is analyzed using a simplified heat transfer model. In order to accomplish all of the above, the extensive study of bibliography regarding their efficient operation was necessary as well as the development of computing code in MATLAB. Based on that code, conclusions were drawn about the influence of constructional and functional parameters on the cooling capacity of the system. Finally, the general conclusions of the theoretical study and computing analysis are presented, while proposals are made for the combination of optimal performance and reduced cost in heating and cooling applications with radiant panels.

Πίνακας Περιεχομένων

Παράρτημα Εικόνων	x
Παράρτημα Πινάκων.....	xiii
Παράρτημα Διαγραμμάτων	xiv
Ακρωνύμια.....	xv
Ονοματολογία.....	xvi
Κεφάλαιο 1 Εισαγωγή	1
1.1 Ιστορική αναδρομή και παρούσα κατάσταση	1
1.2 Κίνητρο και στόχοι πτυχιακής.....	4
1.3 Σύνοψη Πτυχιακής.....	5
Κεφάλαιο 2 Υδραυλικά συστήματα θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία	6
2.1 Μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία	6
2.2 Αρχή λειτουργίας.....	8
2.3 Κατηγορίες και τύποι συστημάτων	11
2.3.1 Ενσωματωμένα συστήματα στην επιφάνεια της δομής	12
2.3.2 Θερμικά-ενεργά κτίρια (TABS)	12
2.3.3 Πάνελ ακτινοβολίας.....	13
2.3.4 Διάταξη σωλήνων	14
2.4 Δομικά υλικά πάνελ ακτινοβολίας	16
2.4.1 Δομικά υλικά πλάκας	16
2.4.2 Δομικά υλικά σωλήνων	17
2.4.3. Δομικά υλικά μόνωσης.....	20
2.5 Σύστημα ελέγχου	22
2.5.1 Παράμετροι ρύθμισης	22
2.5.2 Ρυθμιστικά εξαρτήματα.....	23
2.6 Αξιολόγηση συστημάτων ακτινοβολίας	26
2.6.1 Εξοικονόμηση ενέργειας	26
2.6.2 Θερμική Άνεση	28
2.6.3 Πρόβλημα συμπύκνωσης	31
2.6.4 Προβλήματα θορύβου.....	33

2.7 Κόστος Συστήματος	33
2.8 Εφαρμογές.....	37
Κεφάλαιο 3 Μεταφορά θερμότητας σε πάνελ οροφής για ψύξη με ακτινοβολία	39
3.1 Μικτή συναγωγή	39
3.2 Ανάλυση μεταφοράς θερμότητα στο CRCP	41
3.3 Περιγραφή κώδικα MATLAB	49
3.4 Υπολογιστικός κώδικας MATLAB	50
3.4.1 Παράμετροι Λειτουργίας.....	50
3.4.2 Υπόθεση για την μέση θερμοκρασία του πάνελ.....	51
3.4.3 Διορθωμένη τιμή για την μέση θερμοκρασία του πάνελ και επαναληπτική διαδικασία	54
Κεφάλαιο 4 Ανάλυση παραμέτρων.....	57
4.1 Χαρακτηριστικά Πάνελ	59
4.1.1 Επίδραση της απόστασης σωλήνων στην απόδοση.....	59
4.1.2 Επίδραση της θερμικής αγωγιμότητας των σωλήνων στην απόδοση ..	61
4.1.3 Επίδραση του πάχους πάνελ στην απόδοση	63
4.1.4 Επίδραση της θερμικής αγωγιμότητας πάνελ στην απόδοση.....	64
4.2 Χαρακτηριστικά Λειτουργίας.....	66
4.2.1 Επίδραση της ταχύτητας του αέρα στην απόδοση	66
4.2.2 Επίδραση του ρυθμού παροχής νερού στην απόδοση.....	67
Κεφάλαιο 5 Συμπεράσματα.....	70
Βιβλιογραφία	72

Παράρτημα Εικόνων

Εικόνα 1.1 Απεικόνιση ενδοδαπέδιου συστήματος θέρμανσης ‘ondol’	1
Εικόνα 1.2. Από πάνω αριστερά (i)Suvamabhumi Bangkok Airport (Thailand). (ii) NREL Research Support Facility.(iii) Manitoba Hydro (Winnipeg, MB, Canada). (iv)David Brower Center (Berkeley, California). (v)Water - Life Museum (Hemet, California). (vi) City Center-Crystals (Las Vegas, Nevada).....	3
Εικόνα 2. 1 Φάσμα ηλεκτρομαγνητικής ακτινοβολίας.....	7
Εικόνα 2. 2 Πάνελ οροφής: α) υδραυλικό (αριστερά) β)με ηλεκτρικές αντιστάσεις (δεξιά) (https://www.frenger.co.uk/products.php).....	8
Εικόνα 2. 3 Ενδεικτικό σχέδιο πτυσσόμενου υδραυλικού πάνελ οροφής της εταιρείας Frenger (https://www.frenger.co.uk/pdfs/ecostrip-v2.3.pdf)	9
Εικόνα 2. 4 Περιοχές υψηλής απόδοσης συναρτήσε του ύψους που τοποθετείται το κρεμάμενο πάνελ οροφής	10
Εικόνα 2. 5 Τα σώματα απορροφούν θερμότητα κατευθείαν από το πάνελ (https://www.beka-klima.de/en/cooling-ceilings/)	10
Εικόνα 2. 6 Τα σώματα φτάνουν στην επιθυμητή θερμοκρασία με τον αέρα να βρίσκεται κατά 2-4 οC χαμηλότερα (https://www.international.zehnder-systems.com/download/4683/18117/20065.pdf)	10
Εικόνα 2. 7 α) ενδοδαπέδιο σύστημα θέρμανσης με ακτινοβολία, β) πάνελ οροφής για ψύξη με ακτινοβολία (Park and Krarti, 2016)	11
Εικόνα 2. 8 Embedded Surface System (Feng, Schiavon and Bauman, 2013)	12
Εικόνα 2. 9 Embedded surface system σε οροφή, τοίχο και δάπεδο (Kazanci, Berk, ; Olesen and Kolarik, 2016)	12
Εικόνα 2. 10 Σχηματική απεικόνιση της θέσης των σωλήνων στα TABS (Feng, Schiavon and Bauman, 2013)	12
Εικόνα 2. 11 Σωλήνες εντός του σκυροδέματος (https://www.uponor.co.uk/products/ceiling-heating-and-cooling/tabs).....	13
Εικόνα 2. 12 Σχηματική απεικόνιση Radiant Ceiling Panel (Feng, Schiavon and Bauman, 2013).....	13
Εικόνα 2. 13 Μεταλλικό πάνελ οροφής χωρίς μόνωση με σωλήνες χαλκού (μοντέλο GKCU της εταιρίας Emco-klima).....	13
Εικόνα 2. 14 Μεταλλικό πάνελ οροφής με μόνωση (της εταιρείας Zehnder)	13
Εικόνα 2. 15 Διάταξη σωλήνων σε μορφή σερπαντίνας http://www.solar365.com/green-homes/plumbing/layout-patterns-radiant-floor-tubing	14

Εικόνα 2. 16 Δωμάτιο με υδραυλικό σύστημα ενδοδαπέδιας θέρμανση με σωλήνες σε διάταξη σερπαντίνας (http://www.nutechrenewables.com/air-source-heat-pump-underfloor-heating-install-armagh/).....	14
Εικόνα 2. 17 μεταλλικό πάνελ οροφής με σωλήνες παράλληλης ροής (σχέδιο της εταιρείας Zehnder).....	15
Εικόνα 2. 18 Υδραυλικό πάνελ οροφής με παράλληλη ροή για θέρμανση/ψύξη σε αθλητικές εγκαταστάσεις.....	15
Εικόνα 2. 19 Δομικά υλικά πλάκας που συναντώνται στο εμπόριο (http://www.wattsradiant.com/products/flexplate/), (https://www.archiproducts.com/en/products/radiant-ceiling-panels), (https://www.amvicsystem.com/products/ampex/).....	17
Εικόνα 2. 20 α) μεταλλικό πάνελ οροφής με σωλήνες χαλκού σε διάταξη σερπαντίνας (https://www.beka-klima.de/en/heating-cooling/copper-pipe-technology/).....	18
Εικόνα 2. 21 Σωλήνες χαλκού σε διάφορα μεγέθη.....	18
Εικόνα 2. 22 Πάνελ πολυστυρενίου με εξοχές για εύκολη τοποθέτηση σωλήνων PEX (https://www.amvicsystem.com/products/ampex/).....	19
Εικόνα 2. 23 Έγχρωμοι σωλήνες PEX για διαχωρισμό θερμού (κόκκινοι σωλήνες) και ψυχρού (μπλε σωλήνες) ρεύματος, και λευκοί σωλήνες σε περίπτωση που δεν επιθυμούμε σωλήνες με διαφορετικά χρώματα.....	19
Εικόνα 2. 24 Πάνελ οροφής α)ανοικτού και β)κλειστού τύπου (Mumma, 2001).....	20
Εικόνα 2. 25 Υλικά μόνωσης πάνελ i) Fiberglass, ii)Rockwool, iii)Polyethylene foam, iv) XPS σε πλάκα για επιδαπέδια θέρμανση/ψύξη.....	21
Εικόνα 2. 26 Πάνελ Οροφής με μόνωση από υαλοβάμβακα (μοντέλο EcoStrip της εταιρείας Frenger) (https://www.frenger.co.uk/pdfs/ecostrip-v2.3.pdf).....	21
Εικόνα 2. 27 Υδραυλικό manifold της εταιρείας Uronor.....	23
Εικόνα 2. 28 Παράδειγμα σωλήνων PEX και σωλήνων χαλκού συνδεδεμένα σε manifolds.....	24
Εικόνα 2. 29 Βασικό διάγραμμα συστήματος ελέγχου σε εφαρμογές ενδοδαπέδιας θέρμανσης (ISO 11855-6, 2012).....	25
Εικόνα 2. 30 Η ψύξη του κτιρίου που επιτυγχάνεται κατά τη διάρκεια της ημέρας διατηρείται το βράδυ λόγω της μεγάλης θερμικής μάζας του κτιρίου και με την βοήθεια του ψυχρότερου αέρα των βραδινών ωρών και του ψυχρού νερού που αντλείται από το έδαφος (Bjarne W. Olesen, 2012).....	27
Εικόνα 2. 31 Καμπύλη θερμοκρασίας-ύψους δωματίου i) ενδοδαπέδια θέρμανση, ii) ακτινοβόλο πάνελ οροφής, iii) σύστημα θέρμανσης αέρα με χαμηλή ταχύτητα παροχής, iv) σύστημα θέρμανσης αέρα με υψηλή ταχύτητα παροχής (CIBSE, 2006).	30
Εικόνα 2. 32 Διάγραμμα θερμοκρασίας-ύψους δωματίου για διάφορα συστήματα θέρμανσης (Olesen, 2002).....	30

Εικόνα 2. 33 Σύγκριση θερμοκρασιακής κατανομής στον χώρο ανάμεσα σε σύστημα θέρμανσης με ακτινοβολία(αριστερά) και με συναγωγή(δεξιά) (https://www.international.zehnder-systems.com/download/4683/18117/20065.pdf)	31
Εικόνα 2. 34 Ενδοδαπέδιο σύστημα θέρμανσης με ακτινοβολία συνδυασμένο με σύστημα αερισμού για έλεγχο της υγρασίας (Seo, Song and Lee, 2014).....	32
Εικόνα 2. 35 Software Development Block 1 (Hyderabad, India)	36
Εικόνα 2. 36 Κάτοψη κτιρίου SDB-1 Αριστερά: σύστημα ψύξης VAV, Δεξιά: υδραυλικό σύστημα ψύξης με ακτινοβολία (Guruprakash Sastry et al., 2014).....	36
Εικόνα 2. 37 Hunter Museum of American Art (Chattanooga, Tennessee)	37
Εικόνα 2. 38 City center Crystals (Las Vegas, Nevada).....	37
Εικόνα 2. 39 UC Davis Business school.....	37
Εικόνα 2. 40 New Reading (England) train station	37
Εικόνα 2. 41 Bangkok international airport (radiant floor cooling).....	37
Εικόνα 2. 42 Bandimere Speedway (Arvada,Colorado) Radiant cooling system to absorb heat	38
Εικόνα 2. 43 Ενδοδαπέδιο σύστημα θέρμανσης για αποφυγή πάγου στους δρόμους	38
Εικόνα 3.1 Γεωμετρία CRCP (Jeong and Mumma, 2003)	41
Εικόνα 4. 1 Κατανομή θερμοκρασίας στην περιοχή γύρω από σωλήνα σε πάνελ οροφής για ψύξη με ακτινοβολία (Ning et al., 2016)	59
Εικόνα 4.2 Θερμοκρασιακή κατανομή στο πάνελ: α) για μεγάλη απόσταση μεταξύ των σωλήνων (Wt=0.3m) και β)για την μισή απόσταση (Wt=0.15m) (Su et al., 2015)	59

Παράρτημα Πινάκων

Πίνακας 2. 1 Θερμική αγωγιμότητα υλικών που χρησιμοποιούνται συχνά ως μονωτικό υλικό σε πάνελ οροφής (https://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html).....	20
Πίνακας 2.2 Στοιχεία σχεδιασμού του κτιρίου (Mumma, 2001).....	35
Πίνακας 2. 3 Σύγκριση αρχικού κόστους μεταξύ του συστήματος DOAS με πάνελ ακτινοβολίας και του συστήματος VAV με χρήση TER.....	35
Πίνακας 2. 4 Σύγκριση κόστους λειτουργίας μεταξύ του συστήματος DOAS με πάνελ ακτινοβολίας και του συστήματος VAR με χρήση TER	35
Πίνακας 4. 1 Παράμετροι του CRCP.....	57
Πίνακας 4. 2 Βασικός σχεδιασμός CRCP.....	58
Πίνακας 4. 3 Επίδραση θερμικής αγωγιμότητας στην ικανότητα ψύξης του πάνελ ..	61

Παράρτημα Διαγραμμάτων

Διάγραμμα 2. 1 Παράμετροι που επηρεάζουν την θερμική άνεση.....	29
Διάγραμμα 4. 1 Απόσταση Σωλήνων - Ισχύς πάνελ.....	60
Διάγραμμα 4. 2 Απόσταση σωλήνων - Μέση θερμοκρασία πάνελ	60
Διάγραμμα 4. 3 Θερμική αγωγιμότητα σωλήνων - Ισχύς πάνελ.....	62
Διάγραμμα 4. 4 Μεγέθυνση του διαγράμματος 4.3 στην κρίσιμη περιοχή 0-10 W/m ² K όπου φαίνεται η σημαντική επίδραση της θερμικής αγωγιμότητας στην ισχύ του συστήματος.....	62
Διάγραμμα 4. 5 Πάχος πάνελ - Ισχύς πάνελ.	63
Διάγραμμα 4. 6 Θερμική αγωγιμότητα πάνελ - Ισχύς πάνελ.	64
Διάγραμμα 4. 7 Θερμική αγωγιμότητα πάνελ - Μέση θερμοκρασία πάνελ.....	65
Διάγραμμα 4. 8 Ταχύτητα αέρα - Ισχύς πάνελ	66
Διάγραμμα 4. 9 Ρυθμός ροής μάζας νερού - Ισχύς πάνελ	68
Διάγραμμα 4. 10 Ταχύτητα ροής νερού - Ισχύς πάνελ.....	68
Διάγραμμα 4. 11 Ρυθμός ροής μάζας νερού - Θερμοκρασία εξόδου του νερού- Ισχύς πάνελ.....	69
Διάγραμμα 4. 12 Ρυθμός ροής μάζας νερού - Μέση Θερμοκρασία Πάνελ.....	69

Ακρωνύμια

A/C	Air-Conditioning	Κλιματισμός αέρα
ACH	Air Changer per Hour	Ανανέωση του αέρα ανά ώρα
CRCP	Ceiling Radiant Cooling Panel	Πάνελ οροφής για ψύξη με ακτινοβολία
DOAS	Dedicated Outdoor Air Systems	Συστήματα εξωτερικού αέρα
FC	Forced Convection	Εξαναγκασμένη συναγωγή
HVAC	Heating, Ventilation and Air-Conditioning	Θέρμανση, αερισμός και κλιματισμός αέρα
MC	Mixed Convection	Μικτή συναγωγή
MDF	Medium Density Fiberboard	Ινόπλακα μέτριας πυκνότητας
MXV	Mixing Valve	Βαλβίδα ανάμιξης
NC	Natural Convection	Φυσική Συναγωγή
PEX	Cross-linked Polyethylene	Πολυαιθυλένιο με διασταυρωμένους δεσμούς
RHC	Radiant Heating and Cooling	Θέρμανση και ψύξη με ακτινοβολία
SOV	Shut Off Valve	Βαλβίδα διακοπής
TABS	Thermally Active Building Systems	Θερμικά-ενεργά κτίρια
TER	Total Energy Recovery	Ανάκτηση ολικής ενέργειας
VAV	Variable Air Volume systems	Συστήματα μεταβλητής έντασης αέρα

Ονοματολογία

A_c	Επιφάνεια δωματίου	(m^2)
A_p	Επιφάνεια Πάνελ	(m^2)
AUST	Μέση θερμοκρασία επιφανειών του χώρου	($^{\circ}C$)
b_w	Πλάτος συγκόλλησης	(m)
C_p	Ειδική θερμότητα του ρευστού	(kJ/kgK)
D_e	Χαρακτηριστική διάμετρος δωματίου ($4A_c/P_c$)	(m)
D	Διάμετρος σωλήνων	(m)
F	Αποδοτικότητα πτερυγίων	
F'	Δείκτης αποτελεσματικότητας πάνελ	
F_R	Συντελεστής απώλειας θερμότητας	
h_i	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ ρευστού και σωλήνα	(W/m^2K)
h	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας	(W/m^2K)
k	Θερμική αγωγιμότητα	(W/mK)
L	Μήκος πάνελ	(m)
M	Ρυθμός μαζικής ροής ρευστού στο πάνελ	(kg/s)
n	Αριθμός σωλήνων	
P_c	Περίμετρος δωματίου	(m)
q'	Συνολικό κέρδος αισθητής θερμότητας ανά μονάδα μήκους	(W/m)
q	Ροή θερμότητας στο πάνελ	(W/m)
T	Θερμοκρασία	($^{\circ}C$)
U_o	Συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για το πάνελ	(W/m^2K)
V	Ταχύτητα εξόδου αέρα από τον αεραγωγό	(m/s)
W	Πλάτος αεραγωγού	(m)

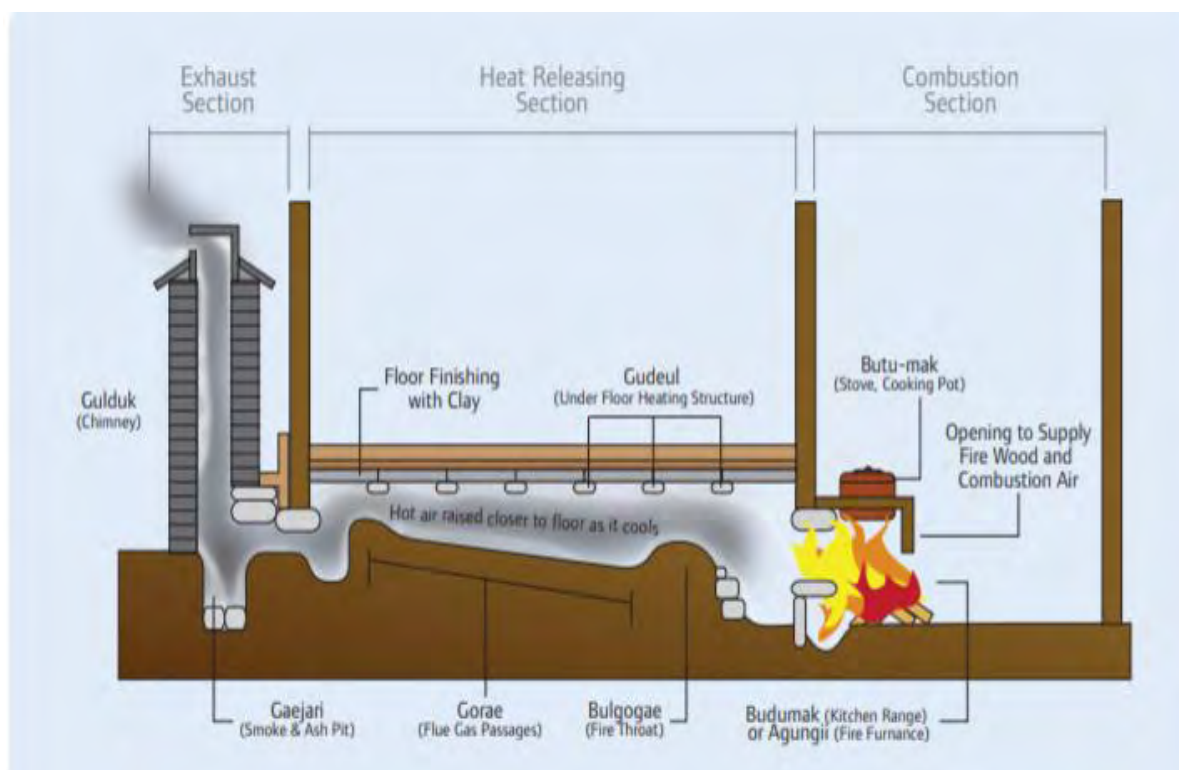
w	Απόσταση μεταξύ των σωλήνων	(m)
γ	Πάχος συγκόλλησης	(m)
δ	Πάχος πάνελ	(m)
<i>ΔΕΙΚΤΕΣ</i>		
a	Αέρας (air)	
b	Υλικό συγκόλλησης (bond), βάση πτερυγίου (fin base)	
c	Συναγωγή (convection)	
f	Εξαναγκασμένη (forced) , ρευστό(fluid)	
fin	Πτερύγιο	
i	Εσωτερική (inside)	
m	Μέσος (mean)	
n	Φυσική (natural)	
o	Εξωτερική (outside) , συνολικός (overall)	
p	Πάνελ (panel)	
r	Ακτινοβολία (radiation)	
t, tube	Σωλήνας	
total	Συνολικός	

Κεφάλαιο 1 Εισαγωγή

1.1 Ιστορική αναδρομή και παρούσα κατάσταση

Η βασική ιδέα πίσω από τα συστήματα θέρμανσης με ακτινοβολία δεν είναι κάτι πρωτοποριακό για τον άνθρωπο, αλλά εντοπίζεται για πρώτη φορά πριν χιλιάδες χρόνια στην αρχαία Κίνα. Οι Κινέζοι χρησιμοποιούσαν ένα δίκτυο σωληνώσεων, για να εκμεταλλευτούν τα ζεστά καυσαέρια της φωτιάς που άναβαν για μαγείρεμα, ώστε να θερμάνουν μια πλατφόρμα (kang), αποτελούμενη από πηλό ή τούβλα. Έπειτα η συγκεκριμένη πλατφόρμα θα χρησιμοποιούνταν στην θέρμανση του χώρου, σε διάφορες εργασίες, αλλά ακόμα και ως θερμαινόμενο κρεβάτι (Bean, B. Olesen and Kim, 2010).

Στην Κορέα το 1000π.Χ. εμφανίστηκε για πρώτη φορά ένα σύστημα που φέρει χαρακτηριστικές ομοιότητες με τις μεθόδους που χρησιμοποιούνται σήμερα για θέρμανση και ψύξη με ακτινοβολία. Το *ondol* όπως ονομάστηκε ήταν ένα ενδοδαπέδιο σύστημα θέρμανσης. Λειτουργούσε εκμεταλλευόμενο την εκπεμπόμενη θερμότητα της φωτιάς, που χρησιμοποιούνταν για διάφορες εργασίες, όπως μαγείρεμα, με σκοπό να θερμάνει άμεσα τον αέρα που περνούσε κάτω από το πάτωμα της οικίας και έμμεσα τον εσωτερικό της χώρο.



Εικόνα 1.1 Απεικόνιση ενδοδαπέδιου συστήματος θέρμανσης 'ondol'

Μέσα στην πάροδο των χρόνων και άλλοι λαοί, μεταξύ των οποίων Ρωμαίοι και Έλληνες, δημιούργησαν τα δικά τους συστήματα θέρμανσης με ακτινοβολία με διάφορες παραλλαγές αλλά διατηρώντας πάντα τις ίδιες βασικές αρχές. Στην αρχαία Ρώμη μάλιστα ανακαλύφθηκε το πρώτο σύστημα ψύξης με τη βοήθεια κυκλοφορίας νερού μέσα από σωληνώσεις στους τοίχους.

Στη μεταγενέστερη εποχή χρησιμοποιήθηκαν διάφορες εκδοχές των συστημάτων, με μερικά από αυτά να αποτελούν ορόσημα για την επίτευξη της σημερινή κατάσταση των συστημάτων θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία (Bean, B. W. Olesen and Kim, 2010). Το 1600, στη Γαλλία ξεκινάει η χρήση θέρμανσης με αγωγούς σε δάπεδα και τοίχους σε θερμοκήπια. Ο Βενιαμίν Φρανγκλίνος (1700 μ.Χ.) ύστερα από μελέτη των γαλλικών και κορεάτικων συστημάτων θέρμανσης προχωρά στη δημιουργία της πρώτης θερμάστρας που λειτουργούσε με μεταφορά αέρα. Το 1800, γίνονται πρωτοποριακές αλλαγές σε μπόιλερ και ξεκινούν οι μελέτες σχετικά με τη θερμική αγωγιμότητα των υλικών, τη θερμοχωρητικότητα τους καθώς και τον ρόλο που παίζει η ανακλασιμότητα των επιφανειών. Το 1864, συστήματα όμοια με τα κορεάτικα ondol χρησιμοποιούνται ευρέως σε νοσοκομεία της Βόρειας Αμερικής κατά τη διάρκεια του εμφυλίου πολέμου. Ο καθηγητής Barker, το 1907, πατεντάρει τα θερμαινόμενα πάνελ με τη χρήση σωλήνων και με τη βοήθεια της εταιρείας Crittal ξεκινάει η εγκατάσταση τους σε κτήρια σε όλη την Αγγλία. Στα τέλη του 1940 στις ΗΠΑ γίνεται εγκατάσταση χιλιάδων συστημάτων ενδοδαπέδιας θέρμανσης που χρησιμοποιούσαν χάλκινους ή ατσάλινους σωλήνες.

Παρόλο που τα συστήματα ήταν πλήρως λειτουργικά εμφανίστηκαν ορισμένα προβλήματα. Τα πρώτα συστήματα ψύξης αποτυγχάνουν κατά κύριο λόγο εξαιτίας της εμφάνισης φαινομένων συμπίκνωσης. Το συγκεκριμένο πρόβλημα αποτελεί μέχρι και σήμερα το βασικότερο μειονέκτημα των συστημάτων θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία, ωστόσο είναι δυνατόν να ξεπεραστεί με την συνδυαστική χρήση ενός συστήματος για πιο έντονη κυκλοφορία του αέρα. Επιπλέον, στα συστήματα θέρμανσης δαπέδου της εποχής παρουσιάζονταν το πρόβλημα της χημικής ασυμβατότητας με το τσιμέντο. Το γεγονός αυτό σε συνδυασμό με την αδυναμία εύρεσης διαρροών στο σύστημα λόγω του τρόπου κατασκευής οδήγησε το καταναλωτικό κοινό μακριά από την ενδοδαπέδια θέρμανση. Το τελειωτικό χτύπημα ήταν η άφιξη των συστημάτων κλιματισμού του αέρα (A/C), το 1960, τα οποία και εδραιώθηκαν ακαριαία ως πρώτη επιλογή στις εφαρμογές θέρμανσης και ψύξης.

Τα υδραυλικά συστήματα θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία επανέρχονται δυναμικά στο προσκήνιο όταν ο Thomas Engel, το 1968, με μια εξαιρετικά καινοτόμο ιδέα έφερε την επανάσταση στα υλικά σωληνώσεων με τη δημιουργία του διασταυρωμένου πολυαιθυλενίου (PEX). Το PEX αποτελείται από πολυαιθυλένιο με μεσαία έως υψηλή πυκνότητα και περιέχει διασταυρωμένους (cross-link) δεσμούς

που εισάγονται στη δομή του πολυμερούς, αλλάζοντάς το από θερμοπλαστικό σε θερμοσκληρυνόμενο. Οι ιδιότητες υψηλής θερμοκρασίας του πολυμερούς βελτιώνονται, η ροή του μειώνεται και η χημική του αντίσταση αυξάνεται. Την επόμενη χρονιά από τη δημιουργία του, η σουηδική Wirsbo έβγαλε σε μαζική παραγωγή σωλήνες από PEX φέρνοντας επανάσταση στα υδραυλικά συστήματα της εποχής, παρέχοντας μια εξαιρετική εναλλακτική στους σωλήνες από χαλκό με σημαντική μείωση στο αρχικό κόστος. Με την πάροδο του χρόνου άρχισαν να παρουσιάζονται περισσότερες επιλογές στο καταναλωτικό κοινό. Το 1980, δημιουργούνται στην Ευρώπη οι πρώτες προδιαγραφές για συστήματα ενδοδαπέδιας θέρμανσης και μέσα σε λίγα χρόνια καθιερώνεται ως ένας από τους πλέον διαδεδομένους τρόπους θέρμανσης στην Κεντρική Ευρώπη καθώς και στις Σκανδιναβικές χώρες. Παράλληλα, υδραυλικά συστήματα με θέρμανση νερού, τύπου onpdl, εγκαθίστανται στη μεγάλη πλειονότητα των αστικών κέντρων της Κορέας.

Μέσα από την παραπάνω διαδρομή, τα συστήματα θέρμανσης με ακτινοβολία έφτασαν να θεωρούνται, στη σημερινή εποχή, μια από τις πιο αποδοτικές και αξιόπιστες επιλογές όσον αφορά τον τρόπο θέρμανσης παγκοσμίως. Πλέον, τόσο το καταναλωτικό κοινό όσο και οι μεγάλες κατασκευαστικές εταιρίες έχουν τη δυνατότητα να επιλέξουν μέσα από έναν διευρυμένο κατάλογο διαφορετικών τύπων συστημάτων θέρμανσης που βρίσκουν εφαρμογή από απλές κατοικίες έως ευφάνταστα και υπερσύγχρονα κτήρια, καλύπτοντας πάντα τις ανάλογες ανάγκες. Σήμερα, η αλματώδης πρόοδος που έχει σημειωθεί στις τεχνολογίες των παραπάνω συστημάτων επέτρεψε να ξεπεραστούν οι περιορισμοί του παρελθόντος και να καταστήσουν τα συστήματα θέρμανσης με ακτινοβολία μια παγκόσμια λύση ανεξαρτήτως κλίματος. (Feng, 2014)



Εικόνα 1.2. Από πάνω αριστερά (i) Bangkok International Airport (Thailand). (ii) NREL Research Support Facility. (iii) Manitoba Hydro (Winnipeg, MB, Canada). (iv) David Brower Center (Berkeley, California). (v) Water - Life Museum (Hemet, California). (vi) City Center-Crystals (Las Vegas, Nevada).

1.2 Κίνητρο και στόχοι πτυχιακής

Ο πρωταρχικός στόχος της παρούσας διπλωματικής είναι η μελέτη και ανάλυση των συστημάτων πάνελ ψύξης με ακτινοβολία, με σκοπό την παρουσίαση παρατηρήσεων σχετικά με τη λειτουργία τους, αλλά και προτάσεων ώστε να επιτευχθεί η βελτιστοποίηση τους. Προκειμένου να φτάσουμε σε αυτό το σημείο, χρειάστηκε εκτενής μελέτη βιβλιογραφίας σχετικά με τις αρχές που διέπουν την αποτελεσματική λειτουργία τους. Παράλληλα, εκπονήθηκε μελέτη των βασικών φαινομένων μεταφοράς και των αντίστοιχων παραδοχών κρατώντας πάντα ως κοινό παρονομαστή τη μικρότερη δυνατή απόκλιση από τα πραγματικά δεδομένα. Πέρα από τα παραπάνω, γίνεται μια αναλυτική περιγραφή των συστημάτων ψύξης και θέρμανσης με ακτινοβολία. Ξεκινάμε παρουσιάζοντας τα πλέον πρώιμα στάδια θέρμανσης με ακτινοβολία που χρησιμοποιούνταν στην αρχαιότητα, συνεχίζουμε αναφέροντας την εξέλιξη που παρουσίασαν μέσα στο πέρασμα των χρόνων και τελικά φτάνουμε στην κατάσταση που επικρατεί στη σημερινή εποχή. Γίνεται αναλυτική εξήγηση της βασικής λειτουργίας, γενικότερα των συστημάτων θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία, περιγραφή των πιο διαδεδομένων τύπων που απαντώνται στην κατασκευαστική βιομηχανία, τα δομικά τους υλικά, σύγχρονες εφαρμογές, μελλοντικά σχέδια, μειονεκτήματα αλλά και πλεονεκτήματα έναντι των υπολοίπων μεθόδων ψύξης και θέρμανσης. Στη συνέχεια γίνεται λεπτομερής ανάλυση των παραμέτρων που επηρεάζουν την απόδοση των CRCP (Ceiling Radiant Cooling Panel) με επεξηγηματική παρουσίαση διαγραμμάτων. Τέλος, παρουσιάζουμε τις προτάσεις μας σχετικά με τη βελτιστοποίηση απόδοσης και γίνεται σύντομη ανακεφαλαίωση των δεδομένων που παρουσιάσαμε.

1.3 Σύνοψη Πτυχιακής

Η μελέτη που εκπονήθηκε στην παρούσα πτυχιακή παρουσιάζεται σε 5 κεφάλαια ως εξής.

Το κεφάλαιο 1 περιέχει την εισαγωγή της διπλωματικής, η οποία ξεκινά με μια ιστορική αναδρομή των συστημάτων θέρμανσης με ακτινοβολία, συνεχίζει με τους στόχους που τέθηκαν στο ξεκίνημα αυτής της διπλωματικής και τελειώνει με τη σύνοψη της.

Το κεφάλαιο 2 περιέχει τη βασική αρχή λειτουργίας, τύπους συστημάτων, συνήθη υλικά κατασκευής, εφαρμογές στη σημερινή εποχή, ανάλυση του κόστους καθώς και πλεονεκτήματα-μειονεκτήματα που παρουσιάζουν τα συγκεκριμένα συστήματα.

Το κεφάλαιο 3 περιέχει την ανάπτυξη ενός μοντέλου μεταφοράς θερμότητας για την μελέτη του πάνελ σε λειτουργία ψύξης. Γίνεται επεξήγηση τόσο των εξισώσεων που καταστρώθηκαν, όσο και του υπολογιστικού κώδικα που δημιουργήσαμε στο πρόγραμμα MATLAB.

Στο κεφάλαιο 4 γίνεται σχολιασμός των λειτουργικών και κατασκευαστικών παραμέτρων του CRCP, ενώ μέσω διαγραμμάτων που προέκυψαν από τον κώδικα εξετάζεται η επιρροή τους στην συνολική απόδοση του πάνελ.

Το κεφάλαιο 5 περιέχει τις προτάσεις μας όσον αφορά τη βελτιστοποίηση λειτουργίας, καθώς και μια ανακεφαλαίωση των σημαντικότερων σημείων της πτυχιακής.

Κεφάλαιο 2 Υδραυλικά συστήματα θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία

2.1 Μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία

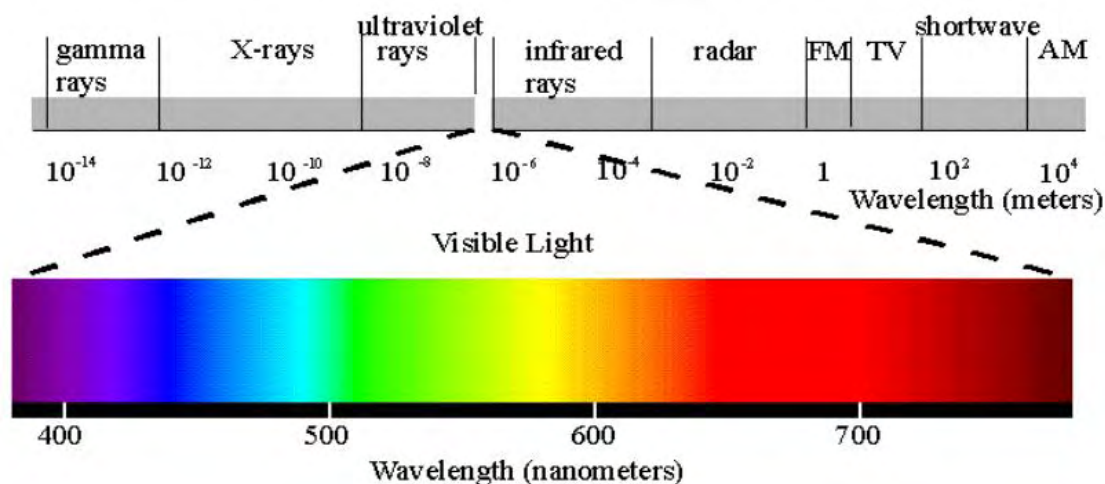
Εκτός από τον μηχανισμό της συναγωγής, που χρησιμοποιούν κατά κύριο λόγο τα συμβατικά συστήματα κλιματισμού με αέρα υπάρχει και ένας ακόμα μηχανισμός μεταφοράς θερμότητας, αυτός της ακτινοβολίας. Η ακτινοβολία εκπέμπεται από κάθε σημείο μίας επίπεδης επιφάνειας προς όλες τις διευθύνσεις στο ημισφαίριο πάνω από αυτή.

Μία από τις βασικότερες διαφορές της ακτινοβολίας με τους δύο άλλους μηχανισμούς μεταφοράς θερμότητας (συναγωγή και αγωγή) έγκειται στο ότι δεν απαιτείται η παρουσία ενός υλικού μέσου για την εμφάνισή της. Η μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία είναι γρηγορότερη, καθώς πραγματοποιείται με την ταχύτητα του φωτός, και δεν υφίσταται εξασθένιση στο κενό. Η ακτινοβολία εμφανίζεται στα στερεά καθώς επίσης στα υγρά και στα αέρια. Στις περισσότερες πραγματικές εφαρμογές και οι τρεις μηχανισμοί μεταφοράς θερμότητας εμφανίζονται ταυτόχρονα και σε διαφορετικό βαθμό. Ωστόσο, η μεταφορά θερμότητας δια μέσου ενός κενού χώρου μπορεί να πραγματοποιηθεί μόνο με ακτινοβολία με το πιο γνωστό σε όλους μας παράδειγμα να είναι η ηλιακή ενέργεια.

Η μεταφορά θερμότητας με αγωγή ή συναγωγή πραγματοποιείται προς την κατεύθυνση μείωσης της θερμοκρασίας, δηλαδή από ένα μέσο με υψηλή θερμοκρασία προς ένα άλλο με χαμηλότερη. Η μεταφορά θερμότητας, ωστόσο, με ακτινοβολία είναι δυνατόν να εμφανιστεί μεταξύ δύο σωμάτων τα οποία διαχωρίζονται από μέσο που είναι ψυχρότερο και από τα δύο σώματα. Αυτό συμβαίνει και με την ηλιακή ακτινοβολία η οποία φτάνει στην επιφάνεια της γης αφού πρώτα διαπεράσει πολύ κρύα στρώματα αέρα σε μεγάλα υψόμετρα.

Η θεωρητική θεμελίωση της ακτινοβολίας πραγματοποιήθηκε το 1864 από τον φυσικό James Clerk Maxwell, ο οποίος δέχθηκε πως τα επιταχυνόμενα ηλεκτρικά φορτία ή τα χρονικώς μεταβαλλόμενα ηλεκτρικά ρεύματα οδηγούν στη δημιουργία ηλεκτρικών και μαγνητικών πεδίων. Αυτά τα ταχέως κινούμενα πεδία ονομάζονται ηλεκτρομαγνητικά κύματα ή ηλεκτρομαγνητική ακτινοβολία και αναπαριστούν την ενέργεια που εκπέμπει η ύλη λόγω των μεταβολών στην διαμόρφωση των ατόμων ή των μορίων. Το 1887, ο Heinrich Hertz απέδειξε πειραματικά την ύπαρξη τέτοιων κυμάτων. Αν και όλα τα ηλεκτρομαγνητικά κύματα έχουν τα ίδια γενικά χαρακτηριστικά, η συμπεριφορά κυμάτων με διαφορετικό μήκος κύματος ποικίλει. Η ηλεκτρομαγνητική ακτινοβολία καλύπτει ένα μεγάλο εύρος μηκών κύματος που

εκτείνεται σε μήκη μικρότερα από 10^{-10} μm για τις κοσμικές ακτίνες, μέχρι μεγαλύτερα από 10^{10} μm για τα κύματα ηλεκτρικής ισχύος. Το ηλεκτρομαγνητικό φάσμα περιλαμβάνει επίσης ακτίνες γ και X, υπεριώδη ακτινοβολία, ορατό φως, υπέρυθρη και θερμική ακτινοβολία, μικροκύματα καθώς και ραδιοκύματα.

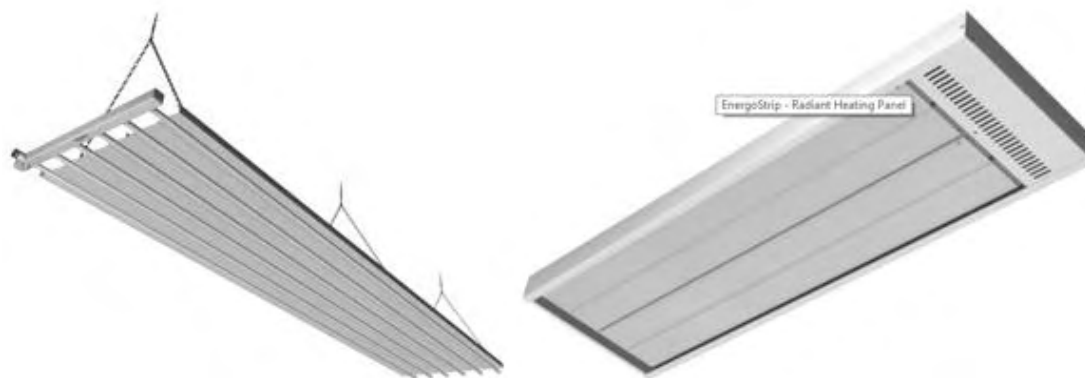


Εικόνα 2. 1 Φάσμα ηλεκτρομαγνητικής ακτινοβολίας

Το είδος της ηλεκτρομαγνητικής ακτινοβολίας που σχετίζεται με την μεταφορά θερμότητας, είναι η **θερμική ακτινοβολία** η οποία εκπέμπεται εξαιτίας της κίνησης των μορίων, των ατόμων και των ηλεκτρονίων μίας ουσίας. Η θερμοκρασία αποτελεί μέτρο της ισχύος αυτών των ενεργειών σε μικροσκοπικό επίπεδο, με την ταχύτητα εκπομπής της θερμικής ακτινοβολίας να αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας. Η θερμική ακτινοβολία εκπέμπεται διαρκώς από κάθε ύλη με θερμοκρασία μεγαλύτερη από το απόλυτο μηδέν. Επομένως όλα τα σώματα που υπάρχουν στον κόσμο που μας περιβάλλει εκπέμπουν (και απορροφούν) διαρκώς ακτινοβολία. Το φάσμα της εκτείνεται από 0.1 μm μέχρι 100 μm. Κατά συνέπεια, περιλαμβάνει ολόκληρη την ορατή και υπέρυθρη (IR) ακτινοβολία καθώς και ένα μέρος της υπεριώδους (UV) ακτινοβολίας. Τα χαρακτηριστικά της θερμικής ακτινοβολίας εξαρτώνται από διάφορες ιδιότητες της επιφάνειας από την οποία προέρχεται, συμπεριλαμβανομένης της θερμοκρασίας, της απορροφητικότητας, της ανακλαστικότητας και της εκπεμπιμότητάς της.

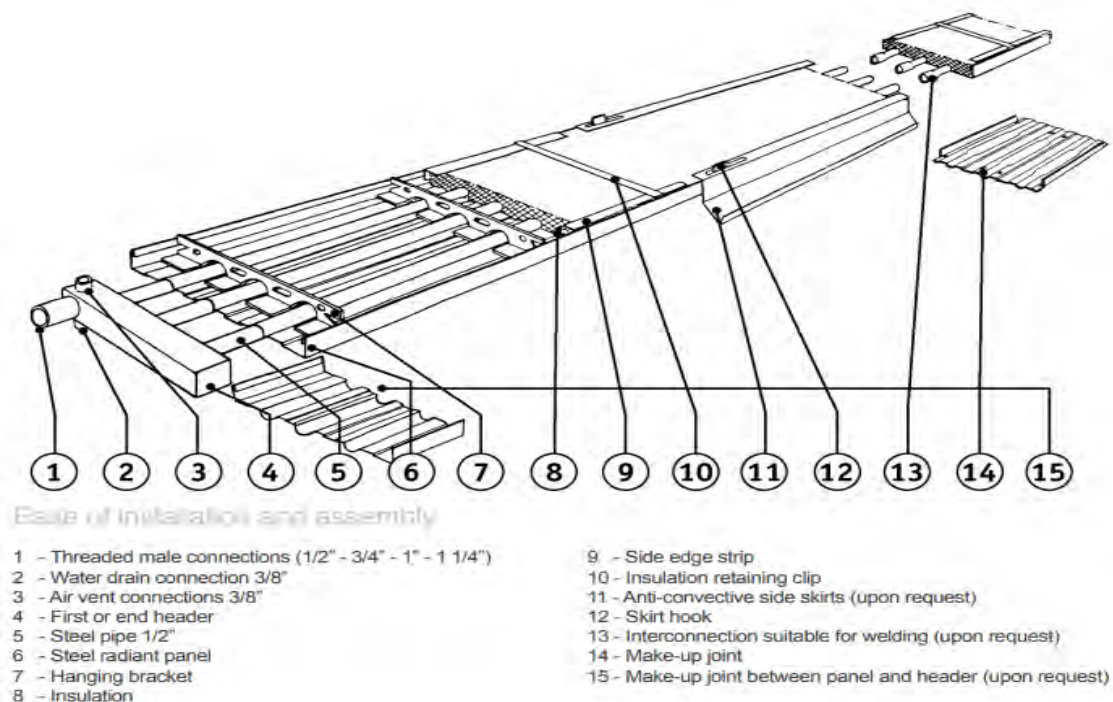
2.2 Αρχή λειτουργίας

Η θέρμανση και ψύξη με ακτινοβολία βασίζεται σε θερμοκρασιακά ελεγχόμενες επιφάνειες που εναλλάσσουν θερμότητα με τα σώματα του περιβάλλοντος χώρου. Οι επιφάνειες αυτές μπορεί να βρίσκονται στο πάτωμα, στον τοίχο αλλά και στο ταβάνι. Για να χαρακτηριστεί ένα σύστημα ως ακτινοβόλο, πρέπει η μεταφορά θερμότητας μέσω ακτινοβολίας να καλύπτει περισσότερο από το 50% της συνολικής μεταφερόμενης θερμικής ενέργειας (ASHRAE, 2012). Τα συστήματα που μελετάμε είναι υδραυλικά, αυτό σημαίνει ότι το μέσο που μεταφέρει την θερμική ενέργεια στις επιφάνειες ακτινοβολίας και καθορίζει την θερμοκρασία λειτουργίας τους είναι το νερό, σε αντίθεση με άλλα συστήματα που χρησιμοποιούν ως θερμικό μέσο τον αέρα ή και το ρεύμα (ηλεκτρικές αντιστάσεις για θέρμανση).



Εικόνα 2. 2 Πάνελ οροφής: α) υδραυλικό (αριστερά) β) με ηλεκτρικές αντιστάσεις (δεξιά)
(<https://www.frenger.co.uk/products.php>)

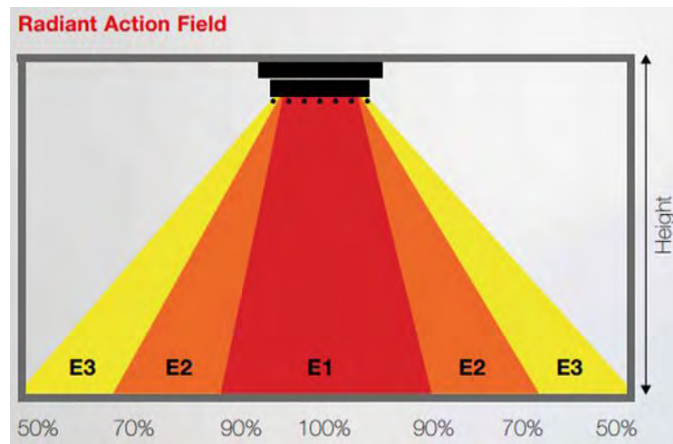
Κάθε υδραυλικό σύστημα RHC (Radiant Heating and Cooling) αποτελείται από μία λεπτή επιφάνεια (πλάκα) πάνω στην οποία τοποθετείται το κύκλωμα των σωλήνων που μεταφέρουν το νερό. Όταν κρίνεται απαραίτητο, τοποθετείται ένα στρώμα μόνωσης στην πίσω πλευρά, για να ελαχιστοποιηθούν οι θερμικές απώλειες προς την ανεπιθύμητη κατεύθυνση. Σε κάθε πλάκα υπάρχει ένα σημείο εισόδου του νερού και ένα σημείο από το οποίο το νερό εξέρχεται. Το σημείο εξόδου της πρώτης πλάκας προσκολλάται με το σημείο εισόδου της επόμενης και έτσι δημιουργείται ένα κύκλωμα με την εκάστοτε επιθυμητή επιφάνεια.



Εικόνα 2. 3 Ενδεικτικό σχέδιο πτυσσόμενου υδραυλικού πάνελ οροφής της εταιρείας Frenger (<https://www.frenger.co.uk/pdfs/ecostrip-v2.3.pdf>)

Ο στόχος του υδραυλικού κυκλώματος είναι η επίτευξη της επιθυμητής θερμοκρασίας στην επιφάνεια της πλάκας, μέσω της οποίας το σύστημα ανταλλάσσει θερμότητα με τον περιβάλλοντα χώρο. Στην περίπτωση θέρμανσης, ζεστό νερό εισρέει στο κύκλωμα των σωλήνων, η θερμότητα του νερού μεταφέρεται προς την πλάκα και έτσι η θερμοκρασία της αυξάνεται με αποτέλεσμα να εκπέμπει θερμική ακτινοβολία. Τα ψυχρότερα σώματα του χώρου θερμαίνονται καθώς απορροφούν την εκπεμπόμενη ακτινοβολία, ενώ παράλληλα η θερμοκρασία του νερού μειώνεται. Στην αντίθετη περίπτωση, όπου επιθυμούμε ψύξη του χώρου, κρύο νερό εισέρχεται στους σωλήνες μειώνοντας την επιφανειακή θερμοκρασία της πλάκας. Τώρα η επιφάνεια του πάνελ απορροφά την θερμότητα που εκπέμπουν, με την μορφή ακτινοβολίας, τα θερμότερα σώματα, με αποτέλεσμα το νερό να ζεσταίνεται ενώ η θερμοκρασία των ακτινοβόλων σωμάτων να μειώνεται.

Η θερμική ενέργεια μεταδίδεται με ηλεκτρομαγνητικά κύματα σε ευθείες διευθύνσεις. Οι περιοχές του χώρου που βρίσκονται ακριβώς απέναντι από την ακτινοβολούμενη επιφάνεια απορροφούν μεγαλύτερα ποσοστά θερμικής ενέργειας. Ειδικά, στα πάνελ οροφής πρέπει να δίνεται σημασία στο ύψος τοποθέτησης τους αφού όπως φαίνεται και στην παρακάτω εικόνα όσο πιο ψηλά βρίσκονται τόσο πιο μεγάλη είναι η περιοχή υψηλής απόδοσης.

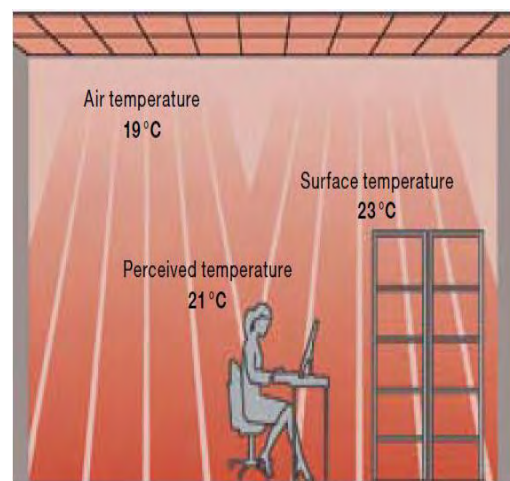


Εικόνα 2. 4 Περιοχές υψηλής απόδοσης συναρτήσει του ύψους που τοποθετείται το κρεμάμενο πάνελ οροφής

Τα ηλεκτρομαγνητικά κύματα της θερμικής ακτινοβολίας μπορούν να θερμάνουν τα σώματα στα οποία φθάνουν χωρίς να χρειαστεί να θερμάνουν και το μέσο μετάδοσης, στην περίπτωσή μας τον αέρα. Το πλεονέκτημα αυτό παρέχει στα συστήματα RHC τη δυνατότητα να εκμεταλλεύονται όλη την μεταφερόμενη ενέργεια για την θέρμανση των σωμάτων και όχι του αέρα (Kazanci, Berk, ; Olesen and Kolarik, 2016). Ενδεικτικά, ένα σύστημα RHC μπορεί να παρέχει το ίδιο επίπεδο θερμικής άνεσης με ένα σύστημα κλιματισμού του αέρα (HVAC [Heating, Ventilation and Air-Conditioning]) με την θερμοκρασία του αέρα να είναι κατά 2-4°C χαμηλότερη (Hao *et al.*, 2007).



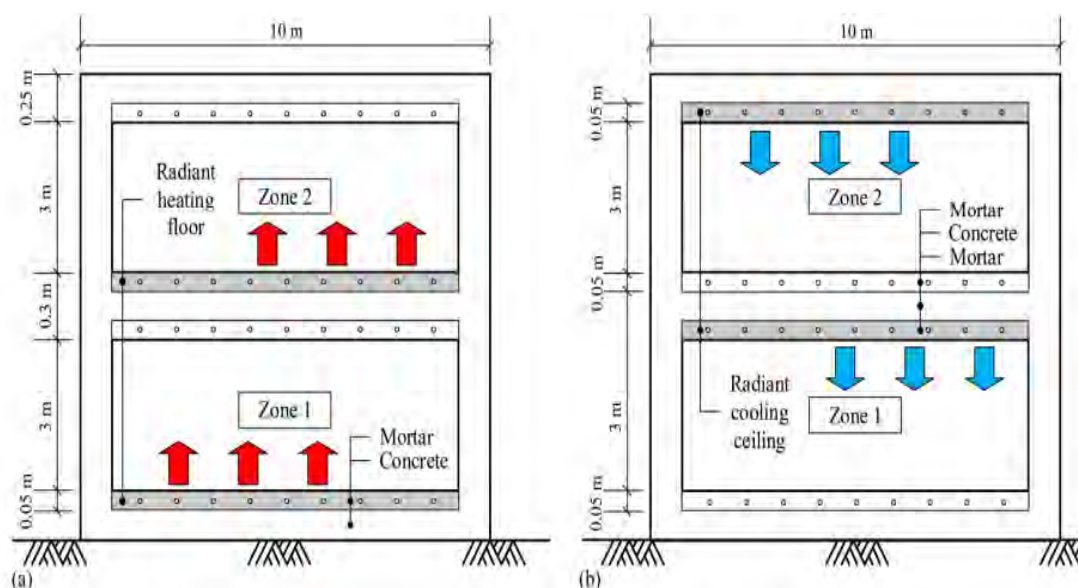
Εικόνα 2. 5 Τα σώματα απορροφούν θερμότητα κατευθείαν από το πάνελ (<https://www.beka-klima.de/en/cooling-ceilings/>)



Εικόνα 2. 6 Τα σώματα φτάνουν στην επιθυμητή θερμοκρασία με τον αέρα να βρίσκεται κατά 2-4 οC χαμηλότερα (<https://www.international.zehnder-systems.com/download/4683/18117/20065.pdf>)

2.3 Κατηγορίες και τύποι συστημάτων

Στην αγορά υπάρχει ποικιλία συστημάτων θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία που μπορούν να τοποθετηθούν στο δάπεδο, στην οροφή αλλά και στους τοίχους των κτιρίων ανάλογα με τις προτιμήσεις των καταναλωτών. Αν και όλα τα υδραυλικά συστήματα RHC μπορούν να λειτουργήσουν για θέρμανση αλλά και για ψύξη με μοναδική μεταβλητή την θερμοκρασία του νερού συνηθίζεται, σε εφαρμογές ψύξης, το σύστημα να τοποθετείται στην οροφή του χώρου, ενώ για θέρμανση στο πάτωμα. Το σκεπτικό αυτό βασίζεται στο φαινόμενο της συναγωγής όπου ο θερμότερος αέρας έχει την τάση να μετακινείται προς τα πάνω ενώ ο ψυχρότερος προς τα κάτω. Έτσι, η μεταφορά θερμότητας με συναγωγή γίνεται πιο αποδοτική λόγω των μεγαλύτερων θερμοκρασιακών διαφορών μεταξύ επιφάνειας και αέρα.



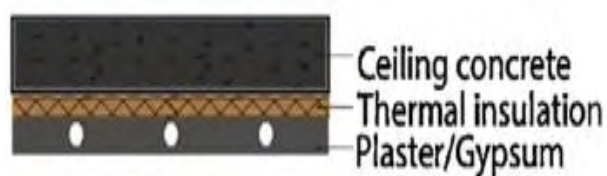
Εικόνα 2. 7 α) ενδοδαπέδιο σύστημα θέρμανσης με ακτινοβολία, β) πάνελ οροφής για ψύξη με ακτινοβολία (Park and Krarti, 2016)

Με γνώμονα την θέση στην οποία βρίσκονται οι σωλήνες στην κύρια δομή του κτιρίου αναγνωρίζουμε 3 βασικές κατηγορίες συστημάτων θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία :

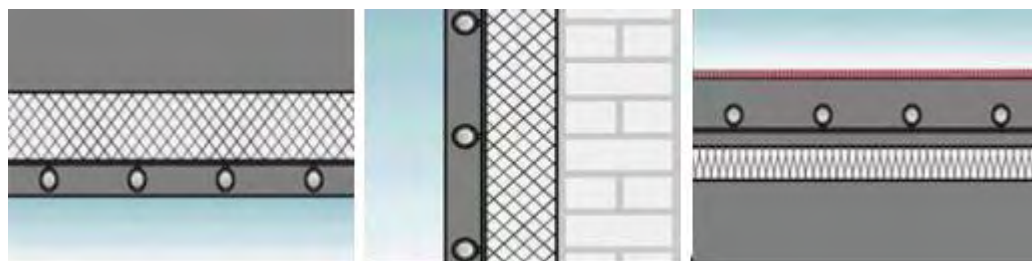
- **Συστήματα ενσωματωμένα στην επιφάνεια της δομής (Embedded Surface Systems)**
- **Θερμικά-Ενεργά κτίρια (Thermally Active Building Systems [TABS])**
- **Πάνελ ακτινοβολίας (Radiant Panels)**

2.3.1 Ενσωματωμένα συστήματα στην επιφάνεια της δομής

Στα συγκεκριμένα συστήματα οι σωλήνες είναι τοποθετημένοι στο εσωτερικό μίας πλάκας κατασκευασμένη συνήθως από γύψο ή πλαστικό. Η πλάκα ενσωματώνεται στο επιφανειακό στρώμα και όχι εντός της δομής του κτιρίου(σκυρόδεμα). Η συγκεκριμένη διάταξη μπορεί να τοποθετηθεί στον τοίχο, στο πάτωμα αλλά και στην οροφή.



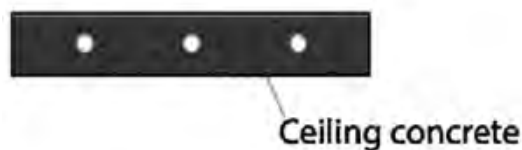
Εικόνα 2. 8 Embedded Surface System (Feng, Schiavon and Bauman, 2013)



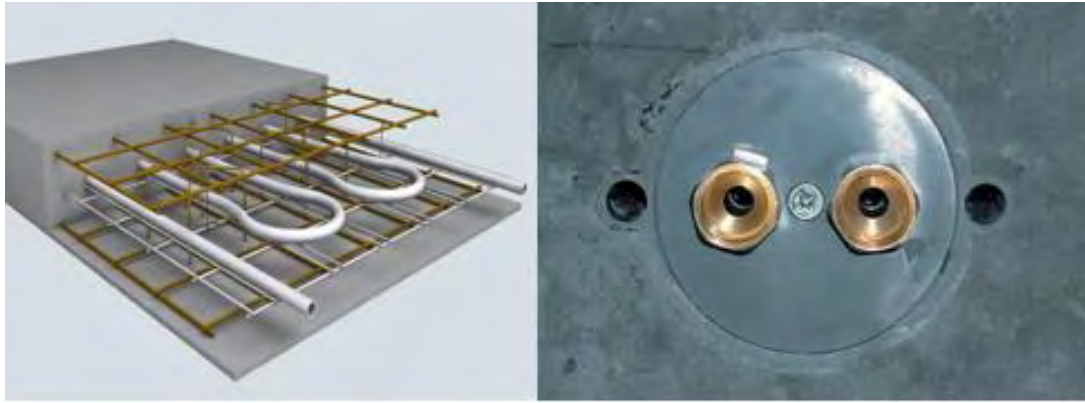
Εικόνα 2. 9 Embedded surface system σε οροφή, τοίχο και δάπεδο (Kazanci, Berk, ; Olesen and Kolarik, 2016)

2.3.2 Θερμικά-ενεργά κτίρια (TABS)

Σε αυτή την περίπτωση πλαστικοί σωλήνες είναι ενσωματωμένοι στον πυρήνα της βασικής δομής του κτιρίου (σκυρόδεμα) . Η διάταξη αυτή επιτρέπει στο σύστημα να εκμεταλλευτεί την υψηλή θερμική χωρητικότητα του σκυροδέματος με σκοπό την μείωση των μέγιστων φορτίων ενέργειας που απαιτούνται μεταφέροντας τα εκτός ώρας αιχμής όπως θα εξηγήσουμε παρακάτω. Οι θερμοκρασίες στα κτίρια αυτά είναι αρκετά σταθερές σε όλη την εγκατάσταση ενώ οι χρήστες αναφέρουν εξαιρετική θερμική άνεση (Bjarne W Olesen, 2012).



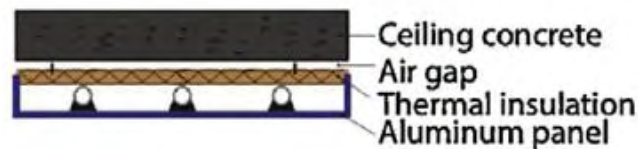
Εικόνα 2. 10 Σχηματική απεικόνιση της θέσης των σωλήνων στα TABS (Feng, Schiavon and Bauman, 2013)



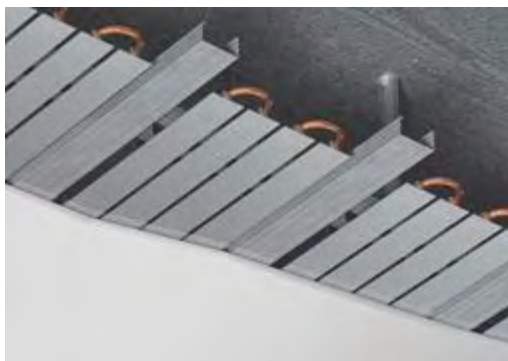
Εικόνα 2. 11 Σωλήνες εντός του σκυροδέματος (<https://www.uponor.co.uk/products/ceiling-heating-and-cooling/tabs>)

2.3.3 Πάνελ ακτινοβολίας

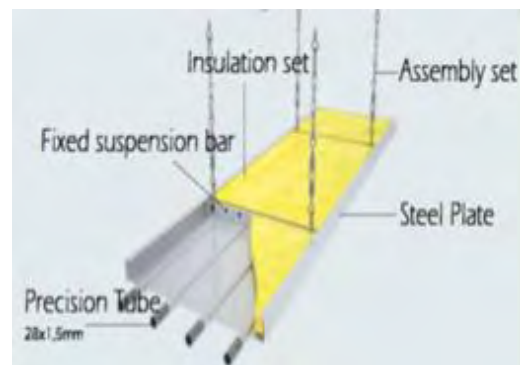
Σε αυτά τα συστήματα οι σωλήνες ενσωματώνονται σε πολύ ελαφρά μεταλλικά πάνελ. Είναι πλήρως απομονωμένα από την βασική δομή του κτιρίου, γεγονός που τα κάνει ιδιαίτερα ευέλικτα στην τοποθέτησή τους αλλά και στην επισκευή τους. Τα πάνελ ακτινοβολίας αναρτώνται στην οροφή του χώρου με μεταλλικές κρεμάστρες, ενώ σπάνια τα συναντάμε αναρτημένα σε τοίχους. Στο πίσω μέρος τους τοποθετείται συχνά μόνωση για την μείωση των θερμικών απωλειών.



Εικόνα 2. 12 Σχηματική απεικόνιση Radiant Ceiling Panel (Feng, Schiavon and Bauman, 2013)



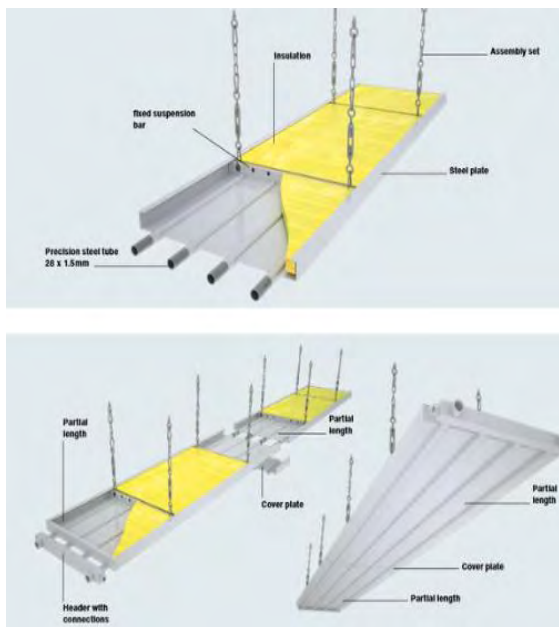
Εικόνα 2. 13 Μεταλλικό πάνελ οροφής χωρίς μόνωση με σωλήνες χαλκού (μοντέλο GKCU της εταιρίας Emco-klima)



Εικόνα 2. 14 Μεταλλικό πάνελ οροφής με μόνωση (της εταιρείας Zehnder)

- Διάταξη παράλληλης ροής

Στην περίπτωση της παράλληλης ροής οι σωλήνες τοποθετούνται σε ευθεία διάταξη παράλληλα μεταξύ τους. Σε κάθε σωλήνα υπάρχει μια είσοδος στην αρχή του και μία έξοδος στο τέλος του. Το νερό αρχικά εισέρχεται στην κάθετη κεφαλή συλλογής η οποία στην συνέχεια διανέμει το νερό σε κάθε ένα από τους σωλήνες του πάνελ. Στο τέλος του πάνελ μια αντίστοιχη κεφαλή συλλέγει το νερό από όλους τους σωλήνες και το οδηγεί στην έξοδο. Η συγκεκριμένη διάταξη είναι ιδανική για πάνελ ακτινοβολίας οροφής που συνδέονται σε ευθεία γραμμή κατά μήκος της οροφής εσωτερικών χώρων. Η ροή του νερού είναι μεγαλύτερη, επομένως μεταφέρονται μεγαλύτερα ποσά ενέργειας, ενώ η θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στην είσοδο και την έξοδο κάθε πάνελ είναι αρκετά μικρότερη από ότι στην περίπτωση των πάνελ με διάταξη σερπαντίνας.



Εικόνα 2. 17 μεταλλικό πάνελ οροφής με σωλήνες παράλληλης ροής (σχέδιο της εταιρείας Zehnder)









Εικόνα 2. 18 Υδραυλικό πάνελ οροφής με παράλληλη ροή για θέρμανση/ψύξη σε αθλητικές εγκαταστάσεις

2.4 Δομικά υλικά πάνελ ακτινοβολίας

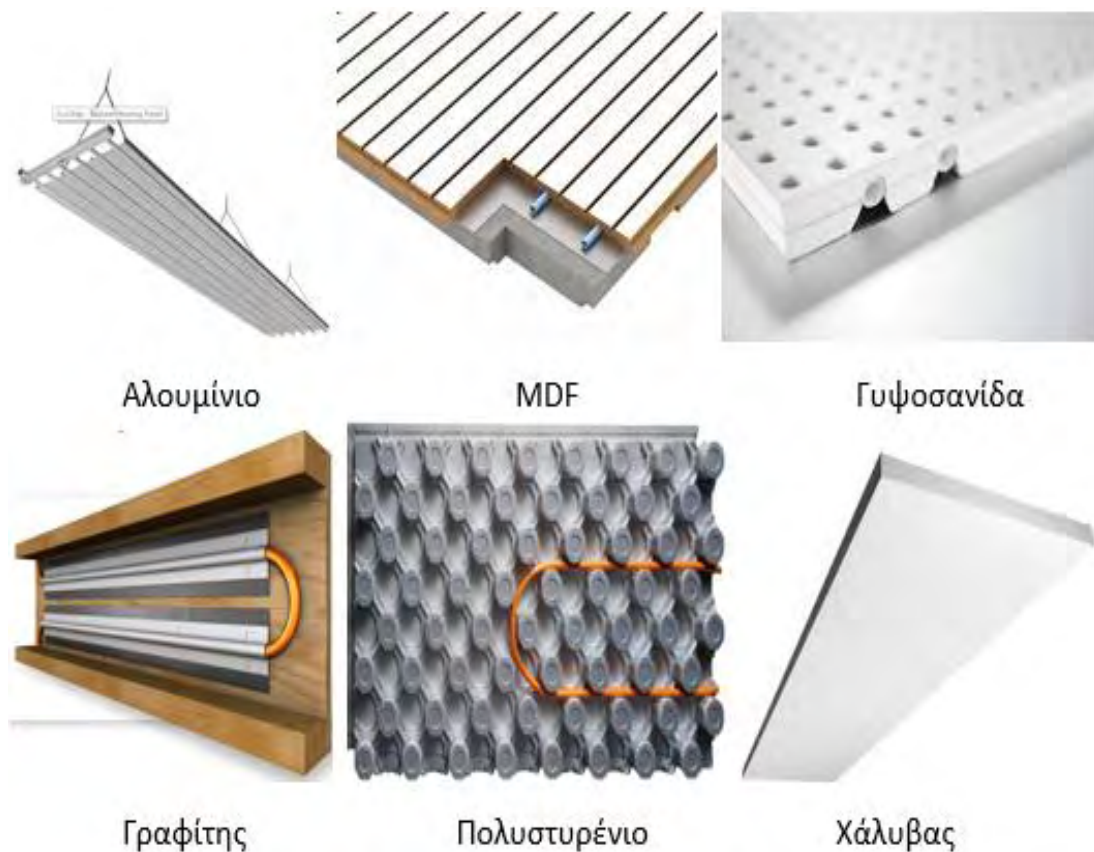
Όπως ήδη έχουμε αναφέρει, τα κύρια δομικά στοιχεία ενός υδραυλικού πάνελ για θέρμανση και ψύξη με ακτινοβολία είναι οι σωλήνες μέσα στους οποίους ρέει το (θερμό ή ψυχρό) νερό, η πλάκα πάνω στην οποία τοποθετείται το κύκλωμα των σωλήνων, και ακτινοβολεί με τον περιβάλλοντα χώρο, και το μονωτικό υλικό στο πίσω μέρος για την εξάλειψη θερμικών απωλειών. Σήμερα, τα πάνελ που χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία συνηθίζεται να κατασκευάζονται από αλουμίνιο ενώ οι σωλήνες από χαλκό. Ωστόσο, υπάρχει ποικιλία εναλλακτικών επιλογών στα υλικά που είναι δυνατόν να χρησιμοποιηθούν για την κατασκευή τους. Η επιλογή των δομικών υλικών των πάνελ βασίζεται κυρίως σε κριτήρια κόστους, αποδοτικότητας και αντοχής που απαιτεί η εκάστοτε εφαρμογή.

2.4.1 Δομικά υλικά πλάκας

Στο εμπόριο κυκλοφορούν πλάκες από μεγάλη ποικιλία υλικών. Κάποια από τα υλικά που χρησιμοποιούνται είναι τα εξής:

-  Αλουμίνιο
-  Χάλυβας
-  Γραφίτης
-  MDF (ινόπλακα μέτριας πυκνότητας)
-  Γυψοσανίδα
-  Πολυστυρένιο

Οι διαφορές στο σύνολο των πλακών που κυκλοφορούν μέχρι σήμερα στο εμπόριο, έχουν να κάνουν με το κόστος του υλικού, την θερμική αγωγιμότητα του, το βάρος, τις ιδιαιτερότητες τους στην συναρμολόγηση και τοποθέτηση αλλά και την εμφάνισή τους, αφού στην περίπτωση των ακτινοβόλων πάνελ οροφής, η πλάκα είναι συχνά εμφανής στον εσωτερικό χώρο των κτιρίων. Επιπλέον, πολλές φορές δίνεται σημασία, ακόμα και σε ιδιότητες του υλικού, όπως είναι η ευφλεκτότητά του για την ασφάλεια που παρέχει το εκάστοτε υλικό σε ενδεχόμενο πυρκαγιάς.



Εικόνα 2. 19 Δομικά υλικά πλάκας που συναντώνται στο εμπόριο (<http://www.wattsradiant.com/products/flexplate/>), (<https://www.archiproducts.com/en/products/radiant-ceiling-panels>), (<https://www.amvicsystem.com/products/ampex/>)

2.4.2 Δομικά υλικά σωλήνων

Στα υδραυλικά συστήματα ακτινοβολίας για θέρμανση και ψύξη το νερό ρέει σε σωλήνες που είναι τοποθετημένοι στην επιφάνεια της πλάκας του πάνελ. Τα δύο δημοφιλέστερα υλικά στην κατασκευή σωλήνων για την συγκεκριμένη χρήση είναι ο χαλκός και το PEX (διασταυρωμένο πολυαιθυλένιο).

Σωλήνες χαλκού

Από όταν έκαναν, για πρώτη φορά, την εμφάνιση τους τα υδραυλικά πάνελ για θέρμανση και ψύξη με ακτινοβολία μέχρι και σήμερα, στην πλειοψηφία των μοντέλων, οι σωλήνες χαλκού αναλαμβάνουν κατά κύριο λόγο την κυκλοφορία του νερού στην επιφάνεια του πάνελ. Σωλήνες από χάλυβες και σίδηρο έχουν επίσης χρησιμοποιηθεί σε συστήματα υδραυλικής θέρμανσης και ψύξης, ωστόσο πλέον τα συναντάμε σπάνια. Τα χαρακτηριστικά του χαλκού που τον καθιστούν ιδανικό για χρήση σε υδραυλικά συστήματα είναι η αντοχή του στην διάβρωση, το χαμηλό

κόστος, η υψηλή θερμική αγωγιμότητα που το διέπει αλλά και το γεγονός ότι είναι πολύ πιο ελαφρύ από άλλα μέταλλα. Ο μαλακός τύπου-L σωλήνας χαλκού συνίσταται για χρήση σε υδραυλικά πάνελ ακτινοβολίας λόγω της σχετικής ευκολίας με την οποία μπορεί να κάμπτεται και να διαμορφώνεται γύρω από κουζίνες, λέβητες και άλλα εμπόδια που εμφανίζονται στην δομή του κτιρίου. Το συγκεκριμένο χαρακτηριστικό χρήζει τον χαλκό ως ένα πολύ εύχρηστο υλικό κατά την τοποθέτησή του μειώνοντας έτσι τον χρόνο αλλά και το κόστος της εγκατάστασης. Οι σωλήνες χαλκού παράγονται σε διαμέτρους που κυμαίνονται από 1/8 μέχρι 10 ίντσες (0.003m-0.25m) και σε ποικίλα πάχη τοιχωμάτων. Τα υδραυλικά συστήματα που εξετάζουμε χρησιμοποιούν μικρά μεγέθη σωλήνων χαλκού ενσωματωμένα στο πάνελ με ράγες συγκόλλησης. Το μέγεθος που χρησιμοποιείται εξαρτάται από τον απαιτούμενο ρυθμό ροής του νερού αλλά και την πτώση πίεσης.



Εικόνα 2. 20 α) μεταλλικό πάνελ οροφής με σωλήνες χαλκού σε διάταξη σερπαντίνας (<https://www.beka-klima.de/en/heating-cooling/copper-pipe-technology/>)



Εικόνα 2. 21 Σωλήνες χαλκού σε διάφορα μεγέθη

Σωλήνες PEX

Το PEX ή αλλιώς διασταυρωμένο πολυαιθυλένιο (Cross-linked polyethylene) αποτελείται από πολυαιθυλένιο μεσαίας έως και υψηλής πυκνότητας με διασταυρωμένους δεσμούς που εισάγονται στη δομή του πολυμερούς, αλλάζοντάς το από θερμοπλαστικό σε θερμοσκληρυνόμενο. Βασικό πλεονέκτημα των PEX σωλήνων είναι το χαμηλό κόστος τους, χαρακτηριστικά η τιμή ενός σωλήνα PEX κυμαίνεται περίπου στο 1/3 της τιμής αντίστοιχου σωλήνα χαλκού. Η αντοχή του PEX σε διάβρωση είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή του χαλκού, ειδικά όταν πρόκειται για εγκαταστάσεις σε περιοχές με όξινο νερό. Επιπλέον, σε περιπτώσεις με

πολύ χαμηλές θερμοκρασίες (υπό το μηδέν), όπου το νερό εντός των σωλήνων ενδέχεται να παγώσει, οι σωλήνες από PEX, σε αντίθεση με αντίστοιχους μεταλλικούς σωλήνες, δεν κινδυνεύουν να σπάσουν αφού το υλικό έχει την δυνατότητα να διασταλεί αρκετά και να επανέρθει στην αρχική του μορφή όταν το νερό λιώσει. Όπως αναφέρθηκε στην προηγούμενη ενότητα ο χαλκός συγκριτικά με άλλα μέταλλα είναι πιο εύκαμπτος και μπορεί να διαμορφωθεί σχετικά εύκολα, όταν η σύγκριση όμως γίνεται με πλαστικούς σωλήνες τότε αυτοί υπερτερούν. Οι σωλήνες PEX μπορούν να λυγίσουν και να χωρέσουν σχεδόν σε κάθε χώρο όταν αυτό είναι απαραίτητο. Έτσι η εγκατάσταση τους γίνεται πολύ πιο εύκολη και γρήγορη ενώ η σύνδεση μεταξύ των σωλήνων δεν απαιτεί συγκόλληση όπως στην περίπτωση των χάλκινων σωλήνων, αλλά γίνεται με συνδετικά εξαρτήματα. Επίσης, η έγχρωμη κωδικοποίηση των πλαστικών σωλήνων βοηθά τους μηχανικούς, είτε κατά την εγκατάσταση τους, είτε κατά την επισκευή τους, αφού μέσω των διαφορετικών χρωμάτων καταλαβαίνουν άμεσα ποιες είναι οι ζεστές και ποιες οι κρύες σωληνώσεις. Τέλος, η χρήση PEX έναντι χάλκινων σωλήνων μειώνει σημαντικά το βάρος ολόκληρου του συστήματος, ωστόσο στις εγκαταστάσεις υδραυλικών πάνελ ακτινοβολίας με σωλήνες PEX συναντάμε και χάλκινους σωλήνες σε κομβικά σημεία όταν κρίνεται απαραίτητο.



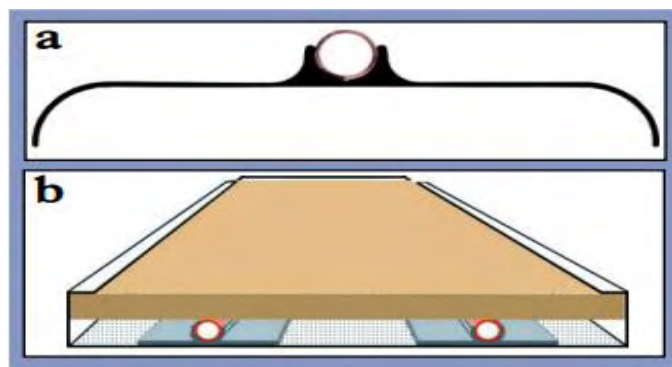
Εικόνα 2. 22 Πάνελ πολυπροπυλενίου με εξοχές για εύκολη τοποθέτηση σωλήνων PEX (<https://www.amvicsystem.com/products/ampex/>)



Εικόνα 2. 23 Έγχρωμοι σωλήνες PEX για διαχωρισμό θερμού (κόκκινοι σωλήνες) και ψυχρού (μπλε σωλήνες) ρεύματος, και λευκοί σωλήνες σε περίπτωση που δεν επιθυμούμε σωλήνες με διαφορετικά χρώματα

2.4.3. Δομικά υλικά μόνωσης

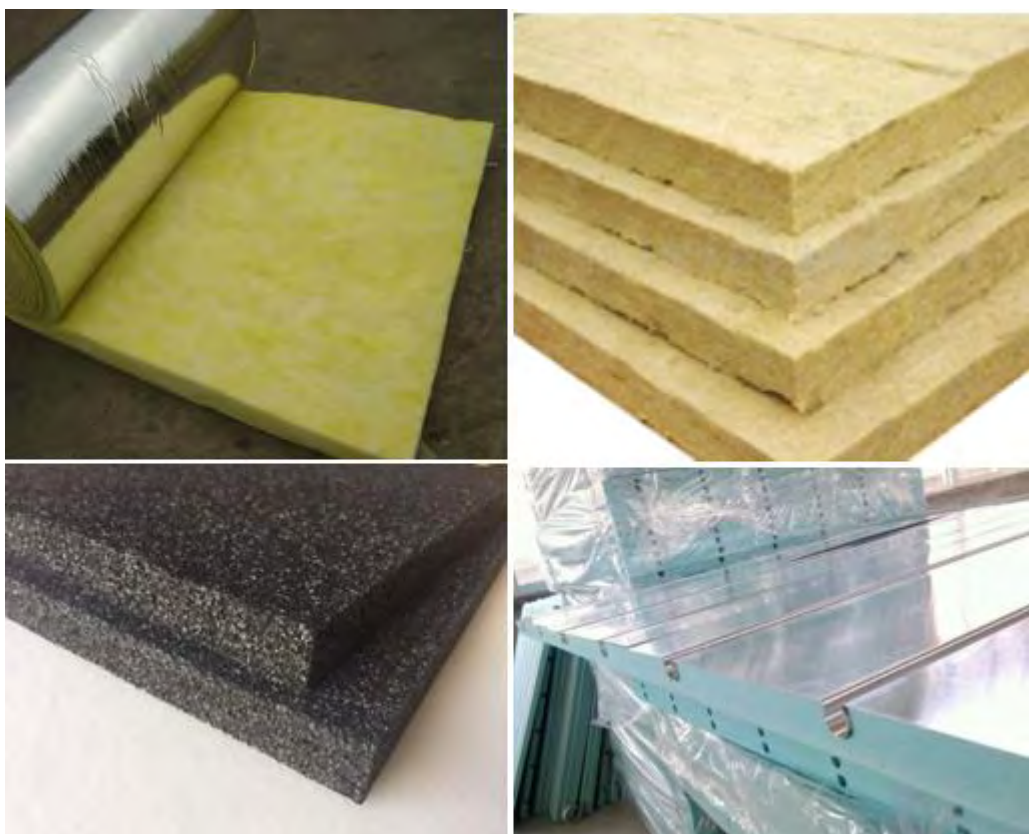
Στα περισσότερα πάνελ οροφής τοποθετείται στο πίσω μέρος τους μια λεπτή στρώση από μονωτικό υλικό. Με την χρήση μονωτικού υλικού αποφεύγεται η απόδοση θερμότητας από τον χώρο που επιθυμούμε να θερμάνουμε ή ψύξουμε προς άλλους χώρους. Τα πάνελ αυτά ονομάζονται κλειστού τύπου. Ωστόσο, υπάρχει ακόμα μία κατηγορία κρεμαστών πάνελ οροφής τα οποία δεν χρησιμοποιούν μόνωση στο πίσω μέρος τους και ονομάζονται πάνελ ανοικτού τύπου και εντοπίζονται συχνότερα σε εφαρμογές ψύξης του χώρου. Στα κρεμαστά ελεύθερου τύπου πάνελ η πάνω και κάτω επιφάνεια της πλάκας χρησιμοποιούνται ως επιφάνειες για την μεταφορά θερμότητας με συναγωγή. Ως εκ τούτου ο διπλασιασμός της επιφάνειας για συναγωγή καθιστά ταχύτερη την μεταφορά θερμότητας με συναγωγή, ενώ το μερίδιο της ακτινοβολίας μειώνεται .



Εικόνα 2. 24 Πάνελ οροφής a)ανοικτού και b)κλειστού τύπου (Mumma, 2001)

Πίνακας 2. 1 Θερμική αγωγιμότητα υλικών που χρησιμοποιούνται συχνά ως μονωτικό υλικό σε πάνελ οροφής (https://www.engineeringtoolbox.com/thermal-conductivity-d_429.html)

Υλικά μόνωσης πάνελ	Θερμική Αγωγιμότητα (W/mK)
Fiberglass (Υαλοβάμβακας)	0.04
Rockwool (Πετροβάμβακας)	0.045
Polyethylene foam (αφρός πολυαιθυλενίου)	0.04
Extruded Polystyrene foam (XPS) (εξωθημένος αφρός πολυστυρενίου)	0.03



Εικόνα 2. 25 Υλικά μόνωσης πάνελ i) Fiberglass, ii)Rockwool, iii)Polyethylene foam, iv) XPS σε πλάκα για επιδαπέδια θέρμανση/ψύξη



Εικόνα 2. 26 Πάνελ Οροφής με μόνωση από υαλοβάμβακα (μοντέλο EcoStrip της εταιρείας Frenger) (<https://www.frenger.co.uk/pdfs/ecostrip-v2.3.pdf>)

2.5 Σύστημα ελέγχου

2.5.1 Παράμετροι ρύθμισης

Η θερμοκρασία και ο ρυθμός ροής του νερού τροφοδοσίας αποτελούν τα βασικά ρυθμιστικά στοιχεία σε ένα υδραυλικό σύστημα θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία. Λέβητες, εναλλάκτες θερμότητας, αντλίες θερμότητας, ανεμιστήρες και άλλες συσκευές είναι υπεύθυνες για την ρύθμιση της θερμοκρασίας και της ροής του νερού εντός του συστήματος. Ωστόσο, υπάρχουν και άλλες παράμετροι που ενσωματώνονται στην σχεδίαση και παίζουν σημαντικό ρόλο στον έλεγχο του συστήματος (Mumma and Jeong, 2005).

Στα συστήματα RHC, για μεγιστοποίηση της απόδοσης λειτουργίας τους, συχνά εφαρμόζεται έλεγχος στην θερμοκρασία του εξωτερικού αέρα. Έπειτα με βάση την τιμή αυτή, το σύστημα ενημερώνεται και ρυθμίζει την λειτουργία του για την επίτευξη της επιθυμητής θερμοκρασίας κάθε δωματίου, επεμβαίνοντας στην θερμοκρασία τροφοδοσίας του νερού και στην ταχύτητα με την οποία αυτό ρέει στους σωλήνες (Kim and Olesen, 2015), (Ryu *et al.*, 2004).

Σε συστήματα ενδοδαπέδιας θέρμανσης και ψύξης, η επιφανειακή θερμοκρασία του πατώματος παίζει σημαντικό ρόλο. Και στις δύο περιπτώσεις, η επιφάνεια του πατώματος πρέπει να βρίσκεται στις επιθυμητές θερμοκρασίες, ώστε να ικανοποιείται η θερμική άνεση των χρηστών και το σύστημα να εξοικονομεί ενέργεια. Για παράδειγμα, ένα σύστημα θέρμανσης κατά τη διάρκεια της ημέρας μπορεί να ενισχύεται από την ηλιακή ακτινοβολία. Αν το σύστημα δεν διαθέτει αισθητήρες θερμοκρασίας, η επιφάνεια του πατώματος μπορεί να υπερθερμανθεί προκαλώντας τοπική δυσφορία και οδηγώντας το σύστημα σε άσκοπη σπατάλη ενέργειας (Athienitis, 1997).

Ένας ακόμη παράγοντας που παίζει καθοριστικό ρόλο στην ρύθμιση της λειτουργίας των συστημάτων ψύξης είναι η συμπύκνωση, καθώς ευθύνεται για την εμφάνιση μούχλας και κυρίως την μείωση της αποδοτικότητας. Είναι σημαντικό το σύστημα να ενεργεί κατάλληλα για να αποφεύγεται η δημιουργία συμπυκνώματος στις επιφάνειες ψύξης του. Εναλλακτικές που έχουν προταθεί είναι η χρήση αισθητήρων υγρασίας οι οποίοι όταν ανιχνεύουν επικίνδυνα υψηλά επίπεδα υγρασίας στον χώρο σταματούν την ροή του νερού στους σωλήνες και αφήνουν το σύστημα αερισμού να διαχειριστεί το λανθάνον φορτίο. Το σύστημα μπορεί να σχεδιαστεί για να αντιδρά παρόμοια σε καταστάσεις όπου η υγρασία του χώρου μεταβάλλεται απότομα όπως όταν ανοίγει ένα παράθυρο, ειδικά όταν πρόκειται για κλίματα ζεστά και με υψηλά επίπεδα υγρασίας (Feustel and Stetiu, 1995).

Για τον έλεγχο όλων των παραμέτρων τοποθετούνται αισθητήρες στον εσωτερικό χώρο του κτιρίου αλλά και στον εξωτερικό. Οι αισθητήρες είναι υπεύθυνοι για να δίνουν πληροφορίες στο σύστημα σχετικά με την θερμοκρασία του αέρα εντός και εκτός κτιρίου, την θερμοκρασία στην επιφάνεια του δαπέδου, την υγρασία που υπάρχει στον ελεγχόμενο χώρο καθώς και την θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας και επιστροφής. Έτσι, το σύστημα έχοντας γνώση των συνθηκών που επικρατούν ανταποκρίνεται κατάλληλα ώστε να βελτιστοποιήσει την λειτουργία του και να ικανοποιήσει τις θερμικές ανάγκες των χρηστών.

2.5.2 Ρυθμιστικά εξαρτήματα

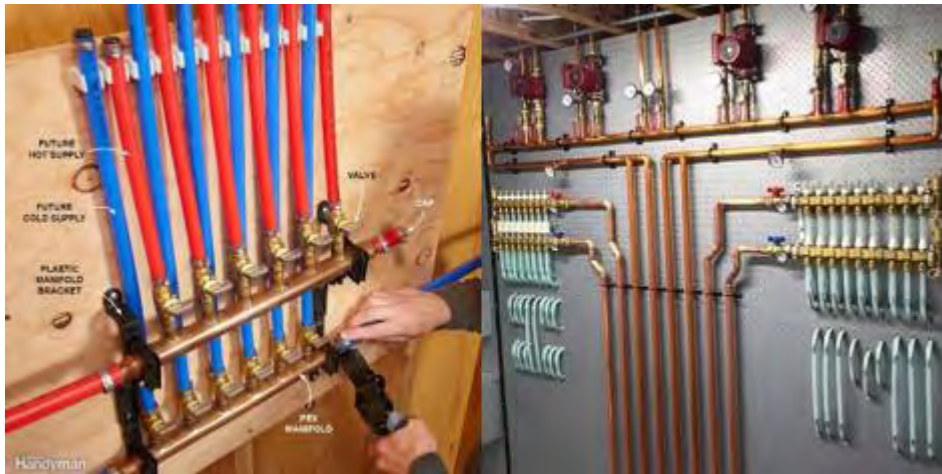
Εκτός από τις παραμέτρους ρύθμισης που αναφέρθηκαν υπάρχουν εξαρτήματα στο κύκλωμα του συστήματος που ρυθμίζουν την ροή του νερού όπως οι υδραυλικοί συλλέκτες (manifolds) και διάφοροι τύποι βαλβίδων.

Υδραυλικός συλλέκτης (manifold)

Ο υδραυλικός συλλέκτης (manifold) χρησιμοποιείται για τη σύνδεση πολλαπλών γραμμών σωληνώσεων σε μία μόνο γραμμή τροφοδοσίας ή επιστροφής. Κάθε υδραυλικό σύστημα ακτινοβολίας με πάνελ έχει τουλάχιστον δύο είδη συλλεκτών: ένα συλλέκτη τροφοδοσίας και ένα συλλέκτη επιστροφής. Ο συλλέκτης τροφοδοσίας παραλαμβάνει νερό από την συσκευή θέρμανσης (ή ψύξης) μέσω ενός σωλήνα τροφοδοσίας, ενώ ο συλλέκτης επιστροφής το επιστρέφει, και στην συνέχεια το διανέμει μέσω πολλαπλών γραμμών σωληνώσεων στο πάνελ ώστε να θερμάνει (ή να ψύξει) τον χώρο. Μέσω των manifolds μπορεί να ρυθμιστεί, ή ακόμα και να διακοπεί, η ροή στους σωλήνες των πάνελ αναλόγως τις απαιτήσεις που έχει κάθε χώρος.



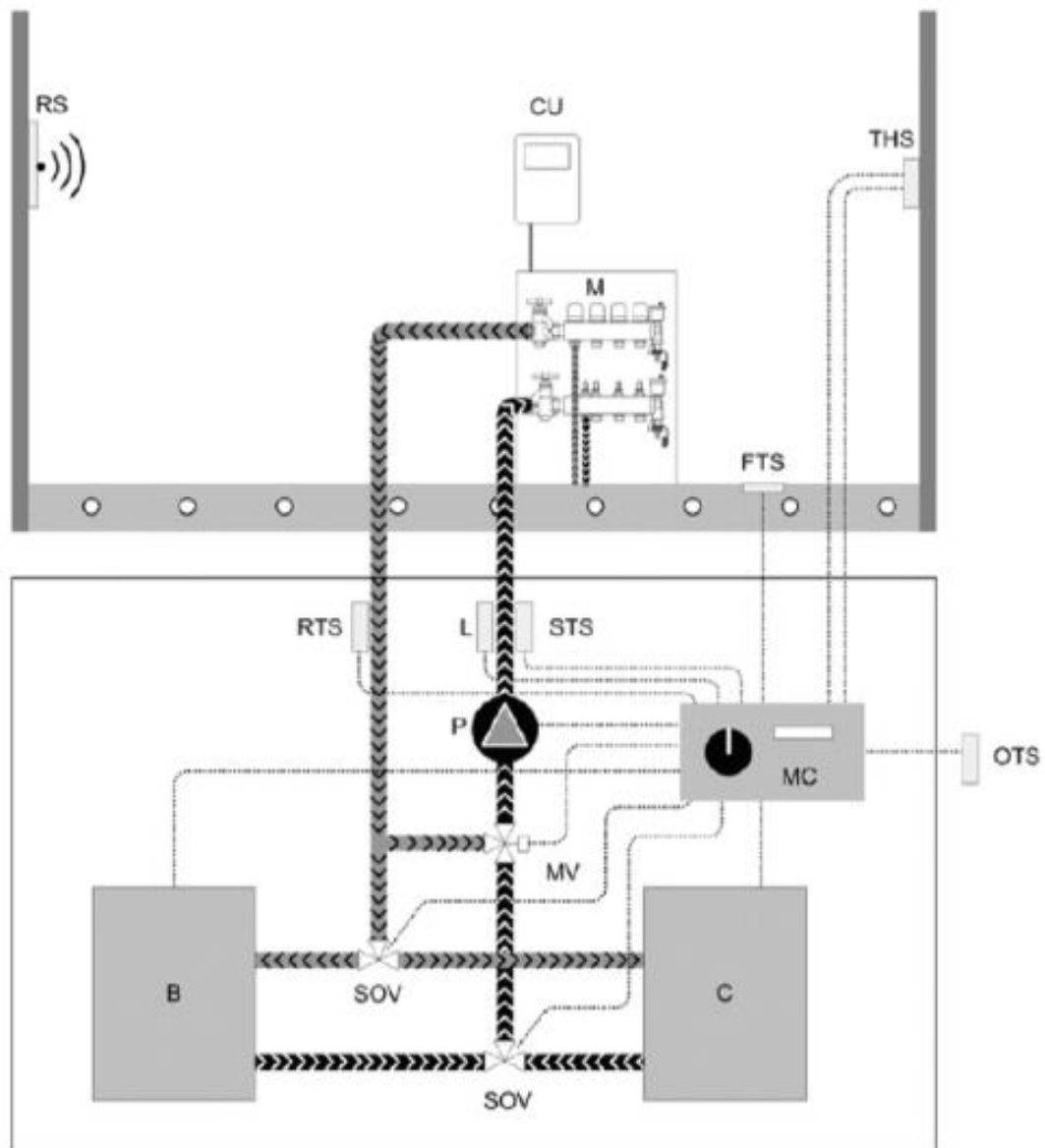
Εικόνα 2. 27 Υδραυλικό manifold της εταιρείας Uponor



Εικόνα 2. 28 Παράδειγμα σωλήνων PEX και σωλήνων χαλκού συνδεδεμένα σε manifolds

Ρυθμιστικές βαλβίδες

Διάφοροι τύποι βαλβίδων χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο της ροής και της θερμοκρασίας του νερού σε ένα υδραυλικό σύστημα θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία. Ορισμένες από αυτές χρησιμοποιούνται ως ελεγκτές για τα ανώτατα επιτρεπτά όρια θερμοκρασίας του νερού εισόδου, ώστε να αποφευχθεί η ροή υπερβολικά ζεστού νερού στο κύκλωμα των σωλήνων. Άλλες χρησιμοποιούνται με σκοπό να απομονώνουν μέρη του κυκλώματος ώστε να επισκευαστούν ή να ρυθμιστούν, χωρίς να είναι απαραίτητος ο τερματισμός ολόκληρου του συστήματος. Τέλος, κάποιες από τις βαλβίδες που είναι συνδεδεμένες στο σύστημα είναι υπεύθυνες για την ρύθμιση της πίεσης, της θερμοκρασίας και της ροής του νερού. Ο συλλέκτης τροφοδοσίας (manifold) λειτουργεί σε συνδυασμό με βαλβίδες για τον έλεγχο της ροής ζεστού (ή ψυχρού) νερού στις γραμμές διανομής του συστήματος θέρμανσης (ή ψύξης). Κάποιες από τις βαλβίδες που συναντώνται στα συστήματα αυτά είναι η τρίοδη βαλβίδα διακοπής (SOV, shut of valve) η οποία επιτρέπει την ροή μόνο ζεστού ή μόνο κρύου νερού και η τρίοδη βαλβίδα ανάμειξης (MXV, mixing valve) που αναμιγνύει ζεστό και κρύο νερό ώστε να δημιουργήσει την επιθυμητή θερμοκρασία στη ροή του κυκλώματος ανάλογα με την θερμοκρασία του εξωτερικού αέρα.



B	boiler	OTS	outside temperature sensor
C	chiller	P	pump
CU	control unit	RS	room sensor
FTS	floor temperature sensor	RTS	return medium temperature sensor
L	limiter	SOV	shut off valve
M	manifold	STS	supply medium temperature sensor
MC	main controller	THS	temperature-humidity sensor
MV	mixing valve		

Εικόνα 2. 29 Βασικό διάγραμμα συστήματος ελέγχου σε εφαρμογές ενδοδαπέδιας θέρμανσης (ISO 11855-6, 2012)

2.6 Αξιολόγηση συστημάτων ακτινοβολίας

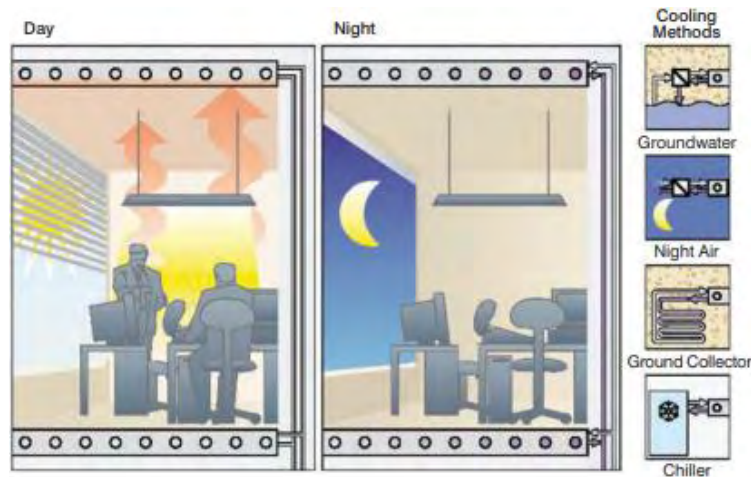
2.6.1 Εξοικονόμηση ενέργειας

- **Θερμικό μέσο με μεγάλη θερμοχωρητικότητα**

Η βασική αρχή της εξοικονόμησης ενέργειας στα συστήματα RHC σε σύγκριση με τα συμβατικά συστήματα αέρα εντοπίζεται στο μέσο μεταφοράς της θερμικής ενέργειας. Μία από τις ιδιότητες του νερού είναι η εξαιρετικά μεγάλη θερμοχωρητικότητα του. Συγκεκριμένα η θερμοχωρητικότητα του νερού είναι περίπου κατά 3.500 φορές μεγαλύτερη από αυτή του αέρα. Πρακτικά, αυτό σημαίνει πως το νερό μπορεί να μεταφέρει 3.500 φορές μεγαλύτερη ποσότητα θερμότητας από ότι μπορεί να μεταφέρει ο ίδιος όγκος αέρα.

- **Μεγάλη θερμική μάζα για μείωση των μέγιστων φορτίων**

Όταν τα συστήματα RHC (radiant heating and cooling) τοποθετούνται εντός της βασικής δομής του κτιρίου, όπως συμβαίνει στην περίπτωση των TABS (thermally activated building systems) αξιοποιείται η θερμοχωρητικότητα ολόκληρης της μάζας του κτιρίου για αποθήκευση θερμικής ενέργειας. Σε συστήματα με υψηλή θερμική μάζα τα μέγιστα φορτία που απαιτούνται για να φέρουν το σύστημα σε σταθερές συνθήκες λειτουργίας μειώνονται σημαντικά (Koschenz and Dorer, 1999). Μελέτες έδειξαν ότι εάν το σύστημα RHC είναι σωστά σχεδιασμένο έτσι ώστε να μπορεί να επωφεληθεί στο μέγιστο από τη θερμική μάζα του κτιρίου, είναι δυνατόν κατά τη διάρκεια της νύχτας να βρίσκεται σε λειτουργία μόνο η αντλία του, καταναλώνοντας ελάχιστη ενέργεια. Η ενέργεια που αποθηκεύεται στη μάζα του κτιρίου κατά τη διάρκεια λειτουργίας του συστήματος την ημέρα αποδίδεται την νύχτα όταν η λειτουργία σταματά. Έτσι το κτίριο την επόμενη μέρα θα χρειαστεί μικρότερο φορτίο για να επανέλθει στις απαιτούμενες συνθήκες λειτουργίας (Bjarne W. Olesen, 2012). Σύμφωνα με έρευνες, ένας εναλλάκτης θερμότητας που χρησιμοποιείται για την ψύξη του νερού σε κτίριο με TABS μπορεί να επωφεληθεί από την υψηλή θερμική μάζα του κτιρίου μειώνοντας την ενεργειακή του κατανάλωση έως και 50% (Lehmann, Dorer and Koschenz, 2007), (Rijksen, Wisse and van Schijndel, 2010).



Εικόνα 2. 30 Η ψύξη του κτιρίου που επιτυγχάνεται κατά τη διάρκεια της ημέρας διατηρείται το βράδυ λόγω της μεγάλης θερμικής μάζας του κτιρίου και με την βοήθεια του ψυχρότερου αέρα των βραδινών ωρών και του ψυχρού νερού που αντλείται από το έδαφος (Bjarne W. Olesen, 2012)

- **Χαμηλή θερμοκρασία νερού για θέρμανση-Υψηλή για ψύξη**

Χρησιμοποιώντας τη μεταφορά θερμότητας με ακτινοβολία μεταξύ ανθρώπινου σώματος και ακτινοβολούμενων επιφανειών, ένα σύστημα θέρμανσης με ακτινοβολία μπορεί να πετύχει το ίδιο επίπεδο θερμικής άνεσης με αντίστοιχα συστήματα HVAC με χαμηλότερες ωστόσο απαιτήσεις σε ενέργεια. Η μεγάλη επιφάνεια του συστήματος με την οποία αλληλοεπιδρά ο χώρος αλλά και η μικρή ποσότητα ενέργειας που απαιτείται για την διατήρηση των επιθυμητών θερμοκρασιών σε σταθερά επίπεδα καθιστούν δυνατή τη χρήση υψηλότερης θερμοκρασίας νερού για ψύξη και χαμηλότερης για θέρμανση. Ενδεικτικά, σε ένα σύστημα ενδοδαπέδιας ψύξης, η θερμοκρασία του νερού που ρέει στους σωλήνες μπορεί να είναι μόλις 2–4 °C πιο χαμηλή από την θερμοκρασία του εσωτερικού αέρα που θέλουμε να επιτύχουμε (Olesen, 2008). Μελέτες που έγιναν έδειξαν ότι ένα πάνελ οροφής, για ψύξη, μπορεί να πετύχει ίδια επίπεδα θερμικής άνεσης με αυτά ενός συστήματος HVAC με την θερμοκρασία του αέρα του δωματίου να είναι κατά 2°C υψηλότερη (Hao *et al.*, 2007).

- **Οι συσκευές του συστήματος λειτουργούν σε υψηλή απόδοση**

Όσον αφορά τις πηγές θερμότητας, η υψηλότερη θερμοκρασία του νερού σε λειτουργία ψύξης και η χαμηλότερη θερμοκρασία σε λειτουργία θέρμανσης βοηθά τον εναλλάκτη, την αντλία θερμότητας, το μπόιλερ και όποια άλλη συσκευή χρησιμοποιείται για την ρύθμιση της θερμοκρασίας στους σωλήνες του συστήματος, να λειτουργεί με μεγαλύτερη αποδοτικότητα. Τα υδραυλικά συστήματα RHC μπορούν να συνδεθούν σε σειρά με άλλα υδραυλικά κυκλώματα και να εκμεταλλευτούν τις επιστροφές από ζεστό (ή κρύο) νερό, αυξάνοντας την συνολική

απόδοση του κτιρίου. Για περαιτέρω εξοικονόμηση ενέργειας αλλά και για περιβαλλοντικούς λόγους, τα συστήματα RHC μπορούν να συνδυαστούν με ανανεώσιμες πηγές ενέργειας όπως γεωθερμικές ή ηλιακές. Η δυνατότητα αυτή οφείλεται στο γεγονός ότι οι θερμοκρασίες του νερού για ψύξη ή θέρμανση δεν είναι ακραίες και μπορούν σχετικά εύκολα να επιτευχθούν χωρίς να χρειάζονται μεγάλα ποσά ενέργειας. Χαρακτηριστικά η θερμοκρασία του νερού τροφοδοσίας για ψύξη κυμαίνεται σε θερμοκρασίες 15-21°C, ενώ για θέρμανση 25-40°C.

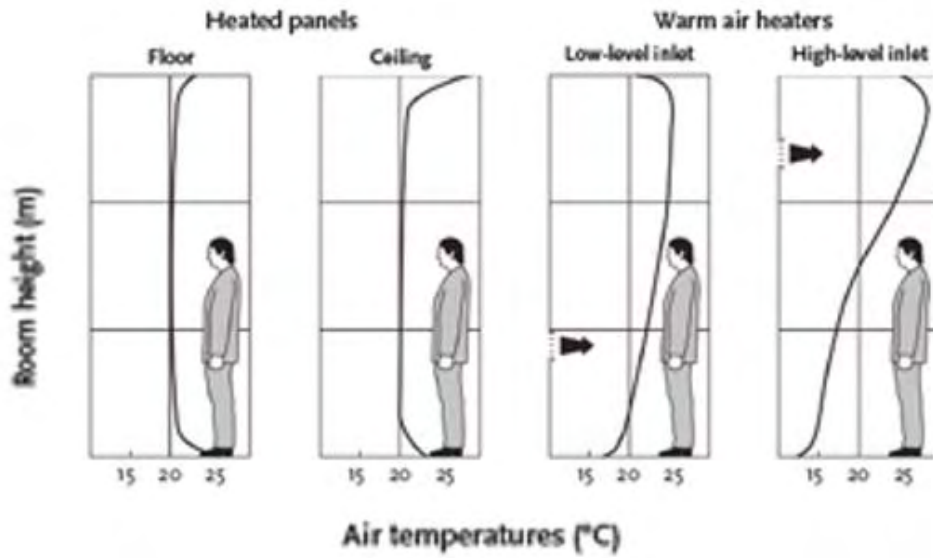
2.6.2 Θερμική Άνεση

Η θερμική άνεση ορίζεται ως η κατάσταση κατά την οποία ένα άτομο δεν επιθυμεί κάποια θερμική αλλαγή στο περιβάλλον του και εκφράζει ικανοποίηση με τις υπάρχουσες θερμικές συνθήκες (ANSI/ASHRAE, 2017). Το ανθρώπινο σώμα μπορεί να παρομοιαστεί με μία θερμική μηχανή της οποίας το καύσιμο είναι η τροφή και όσο συνεχίζει να λειτουργεί παράγει αρκετή θερμότητα την οποία και εκπέμπει προς το περιβάλλοντα χώρο. Η μεταφορά θερμότητας είναι ανάλογη της διαφοράς θερμοκρασίας. Σε ψυχρό περιβάλλον το σώμα χάνει περισσότερη θερμότητα ενώ σε πολύ ζεστό περιβάλλον δεν αποβάλλει θερμότητα. Και τα δύο αυτά σενάρια, τόσο του πολύ ζεστού όσο και του κρύου περιβάλλοντος προκαλούν δυσφορία στο ανθρώπινο σώμα (Fanger, 1973). Επομένως, ένας από τους βασικότερους στόχους των μηχανικών στην σχεδίαση συστημάτων θέρμανσης και ψύξης αποτελεί η επίτευξη και διατήρηση των κατάλληλων επιπέδων θερμικής άνεσης των ανθρώπων που εξυπηρετεί. Είναι προφανές ότι η κατάσταση στην οποία ένα άτομο αισθάνεται θερμικά άνετα έχει υποκειμενικό χαρακτήρα. Έτσι, είναι ακόμη δυνατόν στον ίδιο χώρο ένα άτομο να είναι ικανοποιημένο από τις θερμικές συνθήκες που επικρατούν ενώ ένα άλλο άτομο να είναι δυσαρεστημένο. Έχουν γίνει ορισμένες υποκειμενικές αξιολογήσεις (Olesen and Parsons, 2002; ISO 15251, 2007; ANSI/ASHRAE, 2017) οι οποίες καθορίζουν μια γενική εικόνα για τις συνθήκες που πρέπει να επικρατούν ώστε να υπάρχει θερμική άνεση. Οι περισσότεροι άνθρωποι αισθάνονται άνετα σε ένα εύρος θερμοκρασιών περίπου 22-24 ° C, ωστόσο αυτό μπορεί να αλλάξει από την επίδραση διαφόρων παραγόντων. Οι παράμετροι που διαδραματίζουν τον σημαντικότερο ρόλο στην θερμική άνεση παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα.

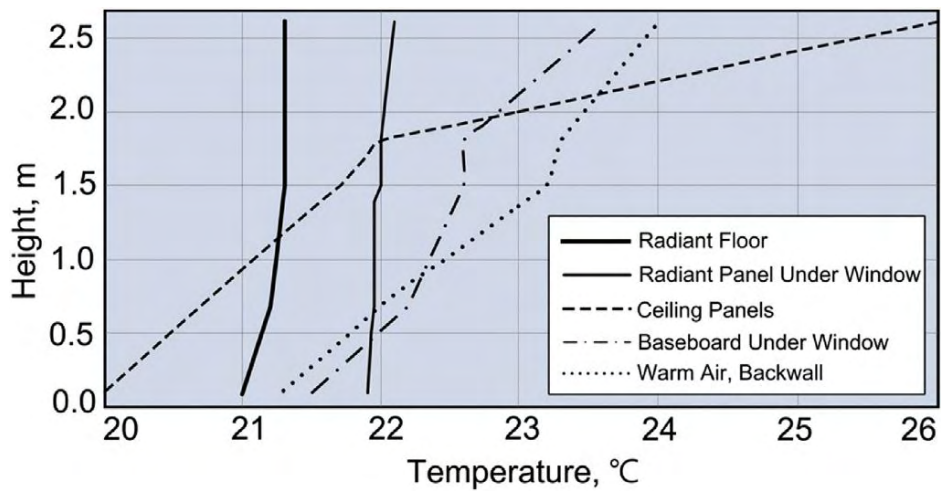
Διάγραμμα 2. 1 Παράμετροι που επηρεάζουν την θερμική άνεση

ΠΕΡΙΒΑΛΛΟΝΤΙΚΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ	ΑΤΟΜΙΚΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ
Θερμοκρασία αέρα	ΠΡΟΣΑΡΜΟΣΤΙΚΟΤΗΤΑ: <ul style="list-style-type: none"> ➤ Φυσιολογική ➤ Ψυχολογική ➤ Φυσική
Σχετική Υγρασία	Φύλλο
Ταχύτητα αέρα	Ηλικία
Μέση ακτινοβολούμενη θερμοκρασία(MRT)	Μεταβολισμός
	Επιδερμίδα
	Δραστηριότητες
	Ρουχισμός

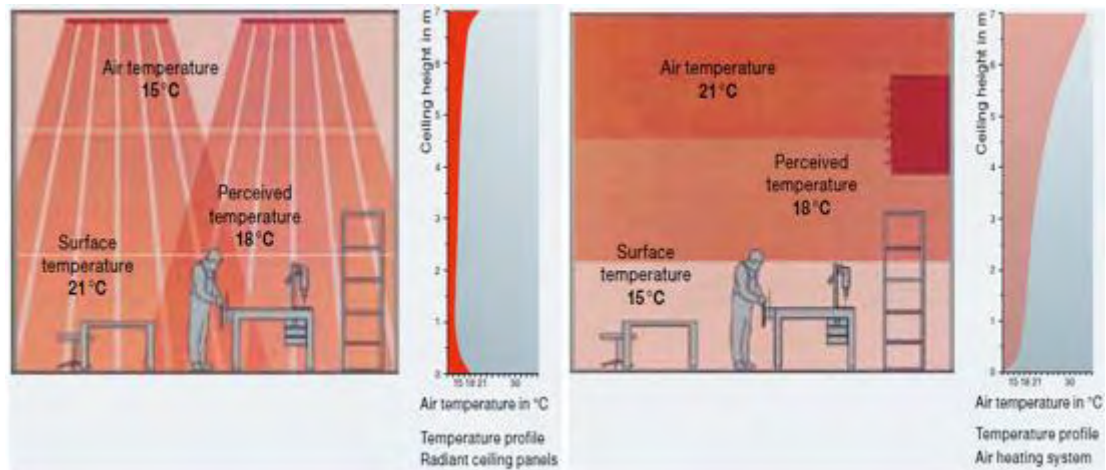
Έρευνες που έγιναν σε εγκαταστάσεις με συστήματα θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία έδειξαν ότι οι χρήστες ήταν πιο ευχαριστημένοι και οι συνθήκες θερμικής άνεσης ήταν ομοιόμορφες σε όλο τον όγκο του κτιρίου (Zeiler and Boxem, 2009), (Le Dréau and Heiselberg, 2014). Η προτίμηση στην θερμική άνεση των συστημάτων RHC οφείλεται στην ιδανική κατακόρυφη γραμμή που προσεγγίζουν στο διάγραμμα θερμοκρασίας-ύψους δωματίου (vertical air temperature) και μεταφράζεται σε ομοιόμορφη θερμοκρασία σε κάθε ύψος του χώρου. Ενδεικτικά, μελέτες που έγιναν σε χώρους λειτουργίας συστημάτων RHC έδειξαν ότι η θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στον αστράγαλο και το κεφάλι των χρηστών ήταν περίπου 0.5°C (Tian and Love, 2008). Αντιθέτως, στα συστήματα HVAC η κλίση αυτού του διαγράμματος δεν είναι κατακόρυφη κάτι που οφείλεται στην θεμελιώδη αρχή λειτουργίας της μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή. Ο ζεστός αέρας λόγω χαμηλότερης πυκνότητας ανεβαίνει ψηλά ενώ ο πιο ψυχρός μένει χαμηλά, με αποτέλεσμα να δημιουργούνται στρώματα με αισθητές θερμοκρασιακές διαφορές. Όσο πιο μεγάλη είναι αυτή η διαφορά θερμοκρασίας τόσο πιο άβολα νιώθουν τα άτομα στον χώρο αυτό. Μεγάλη προσοχή πρέπει επίσης να δίνεται στην θερμοκρασία της επιφάνειας του δαπέδου για να αποφευχθεί τοπική δυσφορία όταν το ανθρώπινο σώμα έρχεται σε άμεση επαφή με το πάτωμα. Στα πρότυπα ASHRAE 55 και ISO EN 7730 η συνιστώμενη θερμοκρασία για την επιφάνεια του δαπέδου κυμαίνεται μεταξύ 17°C και 29°C (ASHRAE, 2013), (BSI, 2005).



Εικόνα 2. 31 Καμπύλη θερμοκρασίας-ύψους δωματίου i) ενδοδαπέδια θέρμανση, ii) ακτινοβόλο πάνελ οροφής, iii) σύστημα θέρμανσης αέρα με χαμηλή ταχύτητα παροχής, iv) σύστημα θέρμανσης αέρα με υψηλή ταχύτητα παροχής (CIBSE, 2006).



Εικόνα 2. 32 Διάγραμμα θερμοκρασίας-ύψους δωματίου για διάφορα συστήματα θέρμανσης (Olesen, 2002)



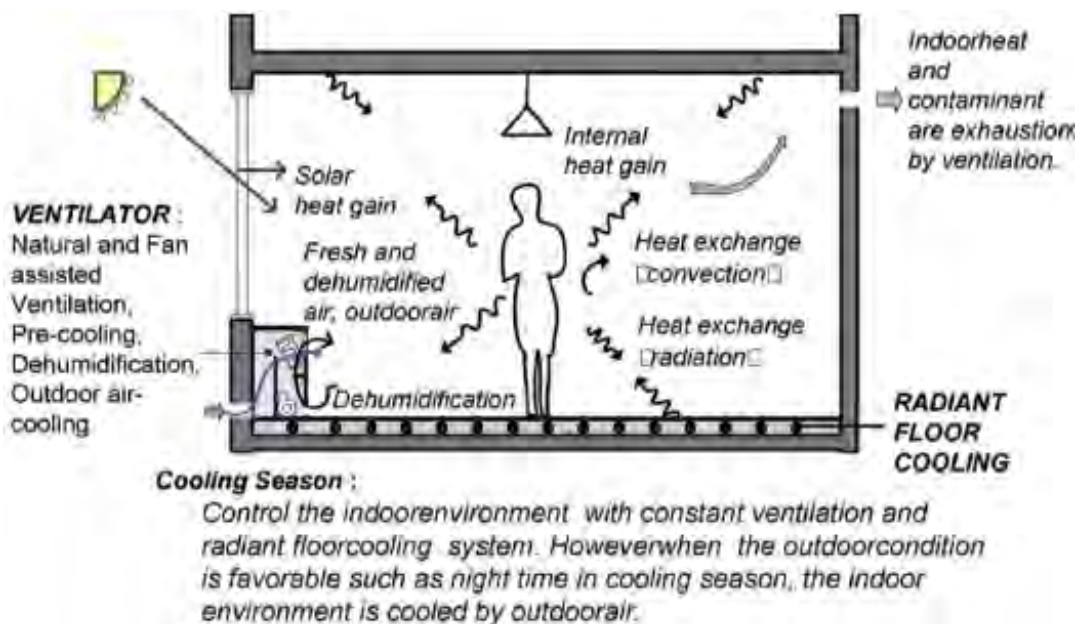
Εικόνα 2. 33 Σύγκριση θερμοκρασιακής κατανομής στον χώρο ανάμεσα σε σύστημα θέρμανσης με ακτινοβολία(αριστερά) και με συναγωγή(δεξιά) (<https://www.international.zehnder-systems.com/download/4683/18117/20065.pdf>)

Στα συστήματα RHC η ροή αέρα είναι αρκετά μικρότερη σε σύγκριση με τα συμβατικά συστήματα θέρμανσης και ψύξης με συναγωγή, έτσι το κρύο, λόγω υπερβολικής κίνησης του αέρα, μετριάζεται. Παράλληλα, αποφεύγονται φαινόμενα ξήρανσης του αέρα, ένα πρόβλημα που αντιμετωπίζεται συχνά στα συμβατικά συστήματα κλιματισμού του αέρα. Όσον αφορά θέματα υγιεινής, η χαμηλή ταχύτητα του αέρα βοηθά στην μείωση της μεταφοράς σκόνης εντός των κτιρίων. Από την άλλη πλευρά, η χαμηλή κινητικότητα αδυνατεί να αφαιρέσει τους ρύπους και τους βλαβερούς μικροοργανισμούς που μεταφέρονται μέσω του αέρα, ενώ επίσης τα συστήματα αυτά δεν μπορούν από μόνα τους να διαχειριστούν το λανθάνον φορτίο του χώρου. Για τον λόγο αυτό, είναι απαραίτητος ο συνδυασμός τέτοιων συστημάτων με πρόσθετα συστήματα αερισμού. Εξάλλου, μελέτες έχουν δείξει ότι η προσθήκη συστημάτων αερισμού σε συστήματα RHC βελτιώνουν την ποιότητα του εσωτερικού αέρα και ενισχύουν την θερμική άνεση (Behne, 1999), (Causone *et al.*, 2010).

2.6.3 Πρόβλημα συμπύκνωσης

Κατά τον σχεδιασμό συστημάτων ψύξης με ακτινοβολία, πρέπει να δίνεται μεγάλη προσοχή στην αποφυγή συμπύκνωσης στις επιφάνειες του συστήματος. Είναι απαραίτητη η συνδυαστική χρήση ενός συστήματος αερισμού για την διαχείριση του λανθάνοντος φορτίου αφού αποτελεί το βασικότερο πρόβλημα που παρουσιάζουν αυτά τα συστήματα και περιορίζει σημαντικά την απόδοσή τους, ενώ είναι πολλές φορές υπεύθυνο για την εμφάνιση μούχλας. Για να αποφευχθεί η δημιουργία συμπυκνώματος στις επιφάνειες του συστήματος ψύξης, η θερμοκρασία τροφοδοσίας

του νερού δεν πρέπει ποτέ να είναι μικρότερη από το υψηλότερο σημείο δρόσου του χώρου. Μελέτες έχουν δείξει ότι σε 6 μόλις λεπτά από την έναρξη της λειτουργίας του συστήματος ξεκινά να εντοπίζεται συμπύκνωση στις επιφάνειες ψύξης, ενώ τα επίπεδα θερμοκρασίας και υγρασίας στο χώρο σταθεροποιούνται μετά από 60 λεπτά (Jin *et al.*, 2015). Για αυτό συνίσταται το σύστημα αερισμού να τίθεται σε λειτουργία 1 ώρα νωρίτερα από το σύστημα ψύξης. Ωστόσο, έρευνες έδειξαν πως αν το κτίριο είναι καλά σφραγισμένο και η ανανέωση του αέρα κατά τη διάρκεια της νύχτας είναι μικρότερη από $0.05h^{-1}$ (Air Changes per Hour), δεν εμφανίζεται συμπύκνωση ακόμα και χωρίς την πρόωμη λειτουργία του συστήματος αερισμού (Zhang and Niu, 2003). Άλλες εναλλακτικές που έχουν προταθεί για την αντιμετώπιση του προβλήματος της συμπύκνωσης είναι η τοποθέτηση επαφών στα παράθυρα που θα διακόπτουν την παροχή νερού όταν αυτά είναι ανοιχτά και γενικότερα έλεγχος της σχετικής υγρασίας και διακοπή της ροής νερού στους σωλήνες όταν βρίσκεται σε υψηλά επίπεδα (Feustel and Stetiu, 1995). Ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δίνεται όταν ο σχεδιασμός αφορά ζεστά κλίματα με υψηλά επίπεδα υγρασίας.



Εικόνα 2. 34 Ενδοδαπέδιο σύστημα θέρμανσης με ακτινοβολία συνδυασμένο με σύστημα αερισμού για έλεγχο της υγρασίας (Seo, Song and Lee, 2014)

2.6.4 Προβλήματα θορύβου

Παρόλο που μελέτες έχουν αποδείξει ότι τα συστήματα RHC μπορούν να προσφέρουν υψηλά επίπεδα θερμικής άνεσης στους χρήστες με αρκετά αποδοτικούς τρόπους, υπάρχουν κάποια ζητήματα που αφορούν την ποιότητα του εσωτερικού περιβάλλοντος και πρέπει να λαμβάνονται υπόψιν κατά τον σχεδιασμό. Για παράδειγμα, η ακουστική του δωματίου σε ένα κτίριο με TABS, στα οποία δεν συνηθίζεται να εγκαθίσταται κάποιο ηχομονωτικό υλικό ώστε να μεγιστοποιείται η θερμική τους ισχύ, μπορεί να επιδεινωθεί. Για να συμβιβαστεί η σύγκρουση αυτή μεταξύ θερμικής απόδοσης και θορύβου η ταχύτητα ροής του νερού εντός των σωλήνων πρέπει να μην είναι ιδιαίτερα μεγάλη, ενώ παράλληλα ο Machner πρότεινε την εύρεση του βέλτιστου καλύμματος με ηχομονωτικό υλικό που θα ελαχιστοποιήσει την αντιπαράθεση μεταξύ θερμικών και ακουστικών συνθηκών (Van Der Schee, 2011), (Machner, 2015). Οι Rage et al. έδειξαν ότι καλύμματα με 60% ηχητική μόνωση μειώνουν την θερμική απόδοση του συστήματος κατά 15.8% και αυξάνουν την θερμοκρασία λειτουργίας κατά 0.9°C (Rage, Kazanci and Olesen, 2016). Με βάση τα αποτελέσματα αυτά πρότειναν για θερμικά-ενεργά κτίρια την τοποθέτηση ελεύθερων κρεμάμενων ηχομονωτικών πλαισίων όσο το δυνατόν πιο μακριά από την οροφή σε συνδυασμό με την τοποθέτηση ηχομόνωσης στους τοίχους.

2.7 Κόστος Συστήματος

Τα συστήματα RHC παρέχουν ανώτερη ποιότητα εσωτερικού αέρα καθώς και καλύτερα επίπεδα θερμικής άνεσης σε σύγκριση με τα συστήματα HVAC. Τα πλεονεκτήματα αυτά θα έπρεπε να είναι αρκετά για την ένταξή τους στις βιομηχανικές εγκαταστάσεις αφού όπως έδειξε μελέτη του 'Lawrence Berkeley National Laboratory' οι εταιρίες των ΗΠΑ θα μπορούσαν να εξοικονομούν μέχρι και 58\$ δισεκατομμύρια ετησίως αποφεύγοντας τις ασθένειες στον εργασιακό χώρο και να επωφεληθούν από την αύξηση της παραγωγικότητας με έως και 200\$ δισεκατομμύρια ετησίως. Ωστόσο, το σημαντικότερο κίνητρο για την χρήση του συστήματος έγκειται στο κόστος. Μία ενδεικτική τιμή για πάνελ οροφής ανέρχεται στα 120€/m². Το συνολικό κόστος του συστήματος θέρμανσης και ψύξης καθορίζεται από δύο παράγοντες, το αρχικό κόστος και το κόστος λειτουργίας (Mumma, 2001).

Όσον αφορά το αρχικό κόστος, όλες οι μονάδες που χρησιμοποιούνται για την επεξεργασία και μεταφορά αέρα στο κτίριο (αντλίες, ανεμιστήρες, μονάδα επεξεργασίας αέρα, αγωγοί κλπ.) είναι μικρότερες, σε σύγκριση με των HVAC, λόγω των χαμηλότερων απαιτήσεων του συστήματος αερισμού, επομένως και οικονομικότερες κατά την αγορά τους. Ενδεικτικά, ο ρυθμός ροής αέρα στα συστήματα RHC ισοδυναμεί με το 15%-20% της ροής αέρα των συστημάτων HVAC (Mumma, 2002). Παράλληλα, οι χαμηλές απαιτήσεις αερισμού μειώνουν αρκετά τον όγκο του κυκλώματος των αγωγών εξοικονομώντας χώρο στην κατασκευή του κτιρίου. Μελέτες έδειξαν ότι το ύψος κάθε ορόφου θα μπορούσε να ελαττωθεί κατά 0.20m (Feustel and Stetiu, 1995), μια δυνατότητα που μεταφράζεται σε εξοικονόμηση υλικών και εργασίας κατά την κατασκευή του κτιρίου, συνεπώς και σε μείωση του αρχικού κόστους. Τα πάνελ οροφής παρόλο που αποτελούν ένα βασικό έξοδο που συγκαταλέγεται στο αρχικό κόστος του συστήματος, λόγω της μόνωσης που τοποθετείται στο πίσω μέρος τους μπορούν να αντικαταστήσουν τα ηχομονωτικά υλικά που ενσωματώνονται στην δομή του κτιρίου αλλά και τις ψευδοροφές εξοικονομώντας χώρο και χρήμα.

Έρευνα που έγινε σε εξώροφο κτίριο συνολικής έκτασης $17.300m^2$ ($2.883m^2/$ όροφο) στην περιοχή της Philadelphia (USA), σύγκρισε το αρχικό κόστος και το κόστος λειτουργίας ανάμεσα σε ένα σύστημα DOAS (*Dedicated Outdoor Air Systems*) με πάνελ ακτινοβολίας και ενός VAV (*Variable Air Volume*) με χρήση συστήματος ανάκτησης ενέργειας (total energy recovery). Η μελέτη έδειξε ότι το αρχικό κόστος του συστήματος DOAS ήταν κατά $\$336.860$ ($19,50/m^2$) μικρότερο από αυτό του συστήματος VAV. Για την ανάλυση του κόστους λειτουργίας το σύστημα βρισκόταν σε λειτουργία 12 ώρες την ημέρα, 5 μέρες την εβδομάδα. Παρά την βοήθεια του συστήματος TER (*total energy recovery*) στην μείωση του κόστους λειτουργίας του εναλλάκτη κατά $\$3,000$ ετησίως σε σύγκριση με αντίστοιχο σύστημα VAV χωρίς TER, τα αποτελέσματα είναι ξανά υπέρ του συστήματος DOAS. Το κόστος λειτουργίας του DOAS αποδείχθηκε ότι εξοικονομεί $\$27,305$ ετησίως ($\$1.58/m^2$ ετησίως) σε σύγκριση με το VAV. Τα αναλυτικά στοιχεία της μελέτης παρατίθενται στους παρακάτω πίνακες (Mumma, 2001).

Πίνακας 2.2 Στοιχεία σχεδιασμού του κτιρίου (Mumma, 2001)

Floor Plan, Typical All Six Floors	125 x 250 ft (38 x 76 m) Long Axis Pointing E-W
Wall U Value	0.044 Btu/h-ft ² -°F (0.25 W/m ² -°C)
Gross Wall Area	67,500 ft ² (6270 m ²)
Roof U Value	0.03 Btu/h-ft ² -°F (0.17 W/m ² -°C)
Glazing U Value	0.48 Btu/h-ft ² -°F (2.73 W/m ² -°C)
Glazing Shading Coefficients	0.365
Glazing Area	18,000 ft ² (1670 m ²)
Occupancy	1,250
Overhead Illumination	1.3 W/ft ² (14 W/m ²)
Task Lighting	0.7 W/ft ² (7.5 W/m ²)
Equipment Plug Loads	2 W/ft ² (21.5 W/m ²)

Πίνακας 2.3 Σύγκριση αρχικού κόστους μεταξύ του συστήματος DOAS με πάνελ ακτινοβολίας και του συστήματος VAV με χρήση TER

Cost Item	Unit Cost	Units VAV with TER	Units DOAS	Cost Savings
Chiller	\$1,000/ton (\$284/kW)	350 ton (1230 kW)	306 ton (1076 kW)	\$44,000
Chilled Water Pump	\$25/gpm (\$400/L/s)	850 gpm (53.5 L/s)	737 gpm (46.4 L/s)	\$2,830
Ductwork	\$1/ft ² (\$11/m ²) DOAS \$4/ft ² (\$43/m ²) VAV	— 186,000 ft ² (17 300 m ²)	186,000 ft ² (17,300 m ²)	\$558,000
AHU	\$2/cfm (\$4.25/L/s) VAV \$4/cfm (\$8.50/L/s) DOAS	135,000 cfm (73 720 L/s) and 34,000 cfm (16 048 L/s) Preconditioned OA	— 25,000 cfm (11 800 L/s) 100% OA	\$306,000
Electrical Serv.	\$50/kW	425 kW	372 kW	\$2,650
Facade/Partitions	\$35/ft ² (\$376/m ²) of facade	No depth reduction	1 ft (0.3 m) Plenum Depth/Floor or 4308 ft ² (400 m ²)	\$150,780
Integrated Thermal and Fire Suppression Piping	\$0.65/ ft ² (\$7/m ²) savings	NA	186,000 ft ² (17 300 m ²)	\$120,900
Drop Ceiling	\$1.50/ ft ² (\$16/m ²)	NA	79,200 ft ² (7,365 m ²)	\$118,800
Mechanical Shaft Impact on Lost Rentable Space	\$125/ ft ² (\$1344/m ²)	NA	500 ft ² (47 m ²) saved	\$62,500
Savings Subtotal				\$1,366,460
Radiant Panel	\$13/ ft ² (\$140/m ²) of panel	NA	79,200 ft ² (7365 m ²)	– \$1,029,600
Net Savings				\$336,860 or \$1.81/ft ² (\$19.47/m ²)

Πίνακας 2.4 Σύγκριση κόστους λειτουργίας μεταξύ του συστήματος DOAS με πάνελ ακτινοβολίας και του συστήματος VAR με χρήση TER

System	Annual Mechanical Operating Cost	Annual Total Mechanical, Illumination & Equipment Operating Cost
VAV with TER	\$80,860	\$300,870
DOAS	\$59,730	\$273,565
Annual Savings	\$21,130	\$27,305
Annual Savings \$/ft ² (\$/m ²)	\$0.11 (\$1.22)	\$0.15 (\$1.58)
Annual Cost Ratio, VAV with TER/(Integrated System)	1.35	1.10

Παρόμοια μελέτη διεξήχθη το 2011 στο κτίριο Software Development Block 1 (SDB-1) στην πόλη Hyderabad της Ινδίας (Guruprakash Sastry *et al.*, 2014). Για την λεπτομερή σύγκριση μεταξύ δύο συστημάτων ψύξης, το κτίριο συνολικής έκτασης 23.226m² χωρίστηκε σε δύο απολύτως συμμετρικά τμήματα με ίδιες απαιτήσεις. Στο ένα τμήμα χρησιμοποιήθηκε σύστημα μεταβλητού όγκου αέρα (VAV) για ψύξη του κτιρίου ενώ στο δεύτερο τοποθετήθηκε υδραυλικό σύστημα ψύξης με ακτινοβολία. Για την ακριβή σύγκριση των δύο συστημάτων ψύξης το κτίριο εξοπλίστηκε επαρκώς με αισθητήρες υψηλής ακρίβειας για την μέτρηση των επιπτώσεων και της απόδοσής των δύο συστημάτων ψύξης. Μετά από δύο χρόνια λειτουργίας οι μετρήσεις έδειξαν ότι το σύστημα ψύξης με ακτινοβολία χρησιμοποίησε για την λειτουργία του **34% λιγότερη ενέργεια** σε σύγκριση με το σύστημα VAV. Επιπλέον, το αρχικό κόστος του συστήματος ακτινοβολίας ήταν ελαφρώς χαμηλότερο από το κόστος του συστήματος κλιματισμού του αέρα και παράλληλα οι αναλύσεις έδειξαν βελτιωμένη θερμική άνεση στην περίπτωση του πρώτου.



Εικόνα 2. 35 Software Development Block 1 (Hyderabad, India)



Εικόνα 2. 36 Κάτοψη κτιρίου SDB-1 Αριστερά: σύστημα ψύξης VAV, Δεξιά: υδραυλικό σύστημα ψύξης με ακτινοβολία (Guruprakash Sastry *et al.*, 2014)

2.8 Εφαρμογές

Τα συστήματα RHC είναι ιδανικά για χρήση σε βιομηχανικές εγκαταστάσεις, εμπορικά κτίρια, σχολεία, νοσοκομεία, αεροδρόμια, στάδια, κέντρα αθλητισμού, μουσεία και άλλα κτίρια (Zeiler and Boxem, 2009), (Kessling *et al.*, 2004), (Meierhans and Olesen, 2002), (Karmann, Schiavon and Bauman, 2014). Μερικά παραδείγματα εφαρμογών συστημάτων RHC παρατίθενται στις επόμενες εικόνες.



Εικόνα 2. 37 Hunter Museum of American Art (Chattanooga, Tennessee)



Εικόνα 2. 38 City center Crystals (Las Vegas, Nevada)



Εικόνα 2. 39 UC Davis Business school



Εικόνα 2. 40 New Reading (England) train station



Εικόνα 2. 41 Bangkok international airport (radiant floor cooling)

Εκτός των κτιρίων, ενδοδαπέδια συστήματα θέρμανσης και ψύξης συναντώνται και σε εξωτερικές χώρους. Τέτοιες εφαρμογές χρησιμοποιούνται κυρίως για την αποφυγή πάγου σε δρόμους και οροφές όταν οι θερμοκρασίες είναι πολύ χαμηλές (Εικόνα 38) ή ακόμα και για την απομάκρυνση θερμότητας από το οδόστρωμα σε πίστες αγώνων ταχύτητας (Εικόνα 37) . Στην περίπτωση οικιακών εγκαταστάσεων, είναι δυνατή η χρήση συστημάτων θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία, ωστόσο απαιτείται μεγαλύτερη προσοχή στην σχεδίαση αφού με το άνοιγμα παραθύρων τα επίπεδα υγρασίας αλλάζουν και το σύστημα μπορεί να γίνει πιο ευάλωτο στην συμπύκνωση. Έτσι, ο τύπος του συστήματος ακτινοβολίας για την εκάστοτε εφαρμογή πρέπει να επιλέγεται και να σχεδιάζεται με βάση τις ιδιαιτερότητες του χώρου που θέλει να εξυπηρετήσει, τις κλιματολογικές συνθήκες και το σύστημα αερισμού που χρησιμοποιείται .



Εικόνα 2. 42 Bandimere Speedway (Arvada,Colorado) Radiant cooling system to absorb heat



Εικόνα 2. 43 Ενδοδαπέδιο σύστημα θέρμανσης για αποφυγή πάγου στους δρόμους

Κεφάλαιο 3 Μεταφορά θερμότητας σε πάνελ οροφής για ψύξη με ακτινοβολία

3.1 Μικτή συναγωγή

Η συνολική ικανότητα απορρόφησης θερμότητας ενός ακτινοβόλου πάνελ καθορίζεται από δύο μηχανισμούς μεταφοράς θερμικής ενέργειας, αυτόν της ακτινοβολίας και αυτόν της συναγωγής. Το μερίδιο της ακτινοβολίας σε συστήματα θέρμανσης και ψύξης με ακτινοβολία είναι πολύ σημαντικό και συνήθως περισσότερο από το 50% της συνολικής μεταφερόμενης θερμότητας. Ωστόσο, εξίσου σημαντικό ρόλο διαδραματίζει και ο μηχανισμός της συναγωγής, ιδιαίτερα στην περίπτωση πάνελ ανοικτού τύπου (χωρίς μόνωση) όπου η ελεύθερη επιφάνεια για συναγωγή είναι αρκετά μεγαλύτερη. Στην περίπτωση της ακτινοβολίας, η μελέτη του συντελεστή μεταφοράς είναι σχετικά απλή και διάφοροι τύποι έχουν προταθεί για τον υπολογισμό της (ASHRAE, 2000). Αντιθέτως, στην περίπτωση της συναγωγής η μελέτη του συντελεστή μεταφοράς είναι πιο περίπλοκη αφού διακρίνουμε τρεις διαφορετικούς τύπους συναγωγής, φυσική, εξαναγκασμένη και μικτή αναλόγως την ταχύτητα του αέρα και της επίδρασης που έχει στην μεταφορά θερμότητας.

Συντελεστής φυσικής συναγωγής (NC)

Κατά τον υπολογισμό του ποσοστού μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή στην επιφάνεια του πάνελ οροφής για ψύξη με ακτινοβολία [CRCP (Ceiling Radiant Cooling Panel)] σε μη αεριζόμενο χώρο είναι δυνατό να χρησιμοποιηθούν συντελεστές μεταφοράς θερμότητας φυσικής συναγωγής [Natural Convection (NC)]. Ωστόσο, σε ένα μηχανικά αεριζόμενο δωμάτιο, η κίνηση του αέρα είναι προφανώς μεγαλύτερη και η μεταφορά θερμότητας από το πάνελ μέσω συναγωγής ενισχύεται, ως εκ τούτου η χρήση συντελεστή NC είναι ακατάλληλη. Μέχρι σήμερα, πολλοί ερευνητές έχουν υιοθετήσει τους συντελεστές της φυσικής συναγωγής για τη μεταφορά θερμότητας σε πάνελ ακτινοβολίας. Ακόμη και σε ορισμένα ευρωπαϊκά πρότυπα, όπως στο DIN 4715 (1997) για την αξιολόγηση της ισχύος των CRCP η φυσική συναγωγή αποτελεί βασική δοκιμαστική συνθήκη. Σύμφωνα με το ASHRAE (2000) το φαινόμενο της εξαναγκασμένης συναγωγής που προκαλείται από την διείσδυση του αέρα στον χώρο, την κίνηση των ατόμων και τα μηχανικά συστήματα εξαερισμού δεν αυξάνει σημαντικά την ισχύ του CRCP. Ωστόσο, μετρήσεις που έγιναν σε μηχανικά αεριζόμενο δωμάτιο έδειξαν ότι η μεταφορά θερμότητας ενισχύεται κατά 10-15%, ενώ σε πραγματικά κτίρια έως και 25% σε σύγκριση με τα

αποτελέσματα των δοκιμών κατά DIN 4715 (Kochendoerfer, 1996) που χρησιμοποίησαν συντελεστές φυσικής συναγωγής. Αν, η υψηλότερη αποδοτικότητα των CRCP αγνοηθεί κατά τη σχεδίαση του συστήματος, η περιττή επιφάνεια πάνελ αυξάνει το αρχικό κόστος αλλά και το κόστος λειτουργίας.

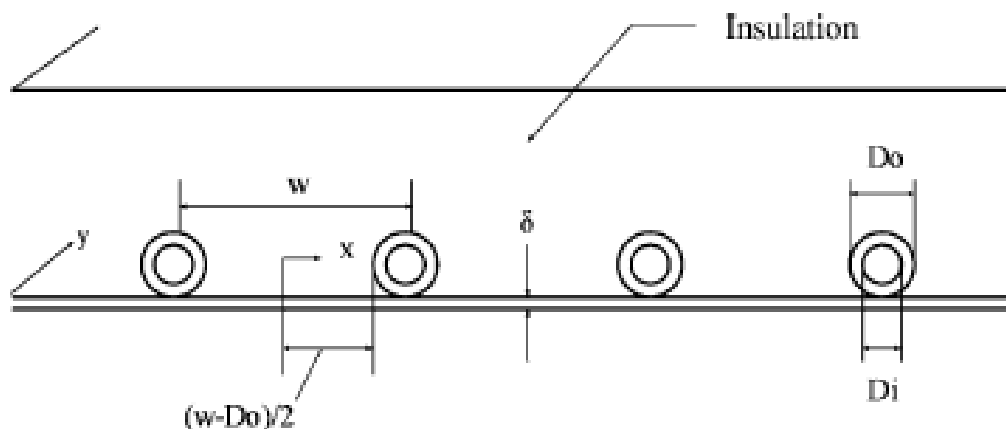
Συντελεστής μικτής συναγωγής (MC)

Η φυσική συναγωγή φαίνεται ότι δεν αντιπροσωπεύει κατάλληλα την μεταφορά θερμότητας σε ένα CRCP όταν ο χώρος έχει σύστημα αερισμού. Σε αυτήν την περίπτωση το φαινόμενο εξετάζεται με μεγαλύτερη ακρίβεια με την χρήση του συντελεστή μικτής συναγωγής [Mixed Convection (MC)]. Πολλές μελέτες έγιναν για τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας από την επιφάνεια θερμών ή ψυχρών πάνελ. Οι Chen et al. (1989) μετά από δοκιμές πρότειναν έναν συντελεστή MC για χαμηλά επίπεδα μηχανικού αερισμού ,περίπου 3-7 ACH(air changes per hour). Αντίστοιχες δοκιμές έγιναν από τους Spitler et al. (1991) για πιο έντονο αερισμό , 15-100 ACH, που οδηγούσε το σύστημα σε μεταφορά θερμότητας λόγω εξαναγκασμένης συναγωγής [Forced Convection (FC)]. Άλλες μελέτες που ακολούθησαν για τον υπολογισμό του συντελεστή μικτής συναγωγής ήταν αυτές των Fisher, Pedersen (1997) και Beausoleil-Morrison (2001).

Ωστόσο, η πιο αξιοσημείωτη μελέτη ήταν αυτή των Awbi και Hatton (2000) στην οποία προτάθηκε συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με μικτή συναγωγή για πάνελ θέρμανσης και ψύξης. Οι δοκιμές έγιναν σε έναν καλά μονωμένο θάλαμο, μεγέθους γραφείου, με τις θερμές πλάκες να είναι τοποθετημένες στις εσωτερικές επιφάνειες του χώρου. Ένας ανεμιστήρας με ρυθμιζόμενο ακροφύσιο τοποθετήθηκε στο ένα άκρο των θερμών πάνελ για να δημιουργήσει το ρεύμα της συναγωγής. Από την συνδυαστική επίδραση τόσο της φυσικής συναγωγής όσο και της εξαναγκασμένης, κατέληξαν σε ένα μοντέλο υπολογισμού του συντελεστή μικτής συναγωγής ως μια συνάρτηση 4 παραμέτρων. Αυτές ήταν η χαρακτηριστική διάμετρος του χώρου (De), η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ πάνελ και χώρου (ΔT), το πλάτος του αεραγωγού (W) και η ταχύτητα εξόδου του αέρα από τον αεραγωγό (V). Το συγκεκριμένο μοντέλο εξισώσεων θα αναφερθεί στην συνέχεια και θα το χρησιμοποιήσουμε για τον υπολογισμό του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας προς το πάνελ.

3.2 Ανάλυση μεταφοράς θερμότητα στο CRCP

Η ανάλυση της μεταφοράς θερμότητας αφορά κρεμάμενο πάνελ αλουμινίου οροφής για ψύξη του χώρου με ακτινοβολία. Το υδραυλικό κύκλωμα αποτελείται από σωλήνες χαλκού οι οποίοι ενσωματώνονται στο πίσω μέρος του πάνελ με συγκόλληση αλουμινίου.



Εικόνα 3.1 Γεωμετρία CRCP (Jeong and Mumma, 2003)

Συνολική Μεταφορά θερμότητας

Η πρωταρχική σχέση για την ολική μεταφορά θερμότητας στο πάνελ, σχέση(1), προκύπτει από το άθροισμα της συνολικής μεταφοράς λόγω ακτινοβολίας, σχέση(2), και της συνολικής μεταφοράς θερμότητας λόγω συναγωγής, σχέση(3).

$$q_0 = q_r + q_c \quad (\text{W/m}^2) \quad \text{Total} \quad (1)$$

$$q_r = h_r \cdot (AUST - T_{pm}) \quad (\text{W/m}^2) \quad \text{Radiation} \quad (2)$$

$$q_c = h_c \cdot (T_a - T_{pm}) \quad (\text{W/m}^2) \quad \text{Convection} \quad (3)$$

Αντικαθιστώντας τις δύο τελευταίες σχέσεις στην (1) προκύπτει για την συνολική μεταφορά θερμότητας:

$$q_0 = h_r \cdot (AUST - T_{pm}) + h_c \cdot (T_a - T_{pm}) \quad (\text{W/m}^2) \quad (4)$$

$$q_0 = U_0(T_a - T_{pm}) \quad (\text{W/m}^2) \quad (5a)$$

$$Q_0 = A_p \cdot U_0(T_a - T_{pm}) \quad (\text{W}) \quad (5b)$$

$$U_0 = h_c + h_r \cdot \frac{(AUST - T_{pm})}{(T_a - T_{pm})} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (6)$$

Όπου U_0 είναι ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και συμπεριλαμβάνει την επίδραση και των δύο μηχανισμών στην συνολική μεταφορά θερμότητας προς το πάνελ.

Συντελεστής Μικτής Συναγωγής

Από την μελέτη των Awbi και Hatton (2000) ο υπολογισμός του συντελεστή μικτής συναγωγής δίνεται από τις εξισώσεις:

$$h_{c=}(h_{cn}^{3.2} + h_{cf}^{3.2})^{1/3.2} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad \text{Mixed Convection (MC)} \quad (7)$$

$$h_{cn} = \frac{2.175}{D_e^{0.076}} (T_a - T_{pm})^{0.308} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad \text{Natural Convection (NC)}$$

$$h_{cf} = 4.25 \cdot W^{0.575} \cdot V^{0.557} \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad \text{Forced Convection (FC)}$$

Συντελεστής Ακτινοβολίας

Σύμφωνα με το ASHRAE (2000) η τιμή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με ακτινοβολία μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση:

$$h_r = 5 \times 10^{-8} \cdot [(AUST + 273)^2 + (T_{pm} + 273)^2] \cdot [(AUST + 273) + (T_{pm} + 273)] (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (8)$$

Η τιμή για το AUST υπολογίζεται σύμφωνα με τους Kilkis et al. (1994) από τον τύπο:

$$AUST \approx T_a - d \cdot z \quad (\text{K}) \quad (9)$$

$$z \cong \frac{7}{(T_{oa} - 45)} \quad \text{για } 26^{\circ}\text{C} \leq T_{oa} \leq 36^{\circ}\text{C} \quad (10)$$

Όπου d , δείκτης που σχετίζεται με την θέση στην οποία βρίσκεται ο χώρος:

- $d=0.5$, για εσωτερικό χώρο,
- $d=1$, για δωμάτιο με μία πλευρά εκτεθειμένη σε εξωτερικό χώρο και παράθυρα με επιφάνεια λιγότερη από το 5% της συνολικής επιφάνειας του δωματίου (fenestration $\leq 5\%$),
- $d=2$, για δωμάτιο με παράθυρα συνολικής επιφάνειας μεγαλύτερη από το 5% της επιφάνειας του δωματίου (fenestration $\geq 5\%$) και
- $d=3$, για δωμάτιο με δύο ή περισσότερες πλευρές εκτεθειμένες σε εξωτερικό χώρο

Για τον υπολογισμό του ολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (U_0), συνεπώς και της χωρητικότητας του CRCP, όπως φαίνεται από τις παραπάνω εξισώσεις, είναι απαραίτητος ο υπολογισμός της μέσης θερμοκρασίας του πάνελ, T_{pm} . Στην συνέχεια, με σκοπό τον συγκεκριμένο υπολογισμό αναλύουμε την μεταφορά θερμότητας και την θερμοκρασιακή κατανομή που προκύπτει κατά μήκος του πάνελ.

Παρατηρώντας την γεωμετρία του πάνελ (εικόνα 3.1), είναι λογικό να το θεωρήσουμε ως μία ειδική περίπτωση επιφάνειας με πτερυγία. Οι σωλήνες αποτελούν την βάση του πτερυγίου ενώ η λεπτή μεταλλική πλάκα πλάτους w έχει τον ρόλο του πτερυγίου για κάθε σωλήνα.

Επειδή το πάχος του πάνελ είναι πολύ μικρό σε σύγκριση με την επιφάνεια του, μπορούμε να θεωρήσουμε ότι η μεταφορά θερμότητας από την άκρη του πάνελ (διεύθυνση- y) είναι αμελητέα και να χρησιμοποιήσουμε την εκδοχή αδιαβατικού άκρου πτερυγίου. Σύμφωνα με τους Jeong και Mumma (2003) **η κατανομή της θερμοκρασίας στην επιφάνεια του πάνελ**, ανάμεσα από τους σωλήνες, κατά την x -διεύθυνση, $T_p(x)$, εκφράζεται από τη σχέση (11).

$$\frac{T_p(x) - T_a}{T_b - T_a} = \frac{\cosh(mx)}{\cosh\left[\frac{m(w - D_0)}{2}\right]} \quad (21)$$

Η **αποδοτικότητα των πτερυγίων**, F , δίνεται από τη σχέση (12) και εκφράζει τον λόγο της πραγματικής θερμικής ενέργειας που μεταφέρεται στο πτερύγιο προς την ιδανική θερμότητα που θα μεταφέρονταν στην περίπτωση που όλο το πτερύγιο βρισκόταν στην ίδια θερμοκρασία με την βάση του.

$$F = \frac{\tanh\left[\frac{m(w - D_0)}{2}\right]}{\frac{m(w - D_0)}{2}} \quad \text{όπου, } m = \sqrt{U_0/k \cdot \delta} \quad (12)$$

Η συνολική θερμική ενέργεια που μεταφέρεται, κατά την χ -διεύθυνση, στο πάνελ ανά μονάδα μήκους, q' , ισούται με το άθροισμα της θερμότητας που κερδίζει η βάση του πτερυγίου, πλάτους $(w - D_0)$, και της θερμότητας που κερδίζει ο σωλήνας διαμέτρου D_0 .

$$q'_{total} = q'_{fin} + q'_{tube} \quad (\text{W/m}) \quad (13)$$

$$q'_{fin} = -FU_0(w - D_0)(T_b - T_a) \quad (\text{W/m}) \quad (14)$$

$$q'_{tube} = -D_0U_0(T_b - T_a) \quad (\text{W/m}) \quad (15)$$

Από τις τρεις σχέσεις προκύπτει:

$$q'_{total} = -[(w - D_0)F + D_0] \cdot U_0 \cdot (T_b - T_a) \quad (\text{W/m}) \quad (16)$$

Ωστόσο, η συνολική ενέργεια που μεταφέρεται στο πάνελ μπορεί να εκφραστεί και από την θερμική ενέργεια που κερδίζει το νερό που ρέει στην επιφάνεια του, συνυπολογίζοντας την αντίσταση που προβάλλουν στην μεταφορά θερμότητας η συγκόλληση και ο σωλήνας που βρίσκονται μεταξύ νερού και πάνελ.

$$q'_{total} = \frac{T_b - T_f}{\frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{\gamma}{k_b b_w}} \quad (\text{W/m}) \quad (17)$$

Απαλείφοντας από τις σχέσεις (16) και (17) τον όρο της θερμοκρασίας στην βάση του πτερυγίου, T_b , προκύπτει:

$$q'_{total} = -wF'U_0(T_f - T_a) \quad (\text{W/m}) \quad (18)$$

$$F' = \frac{1/U_0}{w \left[\frac{1}{U_0[D_0 + (w - D_0)F]} + \frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{\gamma}{k_b b_w} \right]} \quad (19)$$

Ο συντελεστής F' αποτελεί δείκτη της αποτελεσματικότητας του πάνελ.

Συγκεκριμένα εκφράζει τον λόγο της πραγματικής θερμικής ενέργειας που κερδίζει το πάνελ προς αυτή που θα κέρδιζε αν η θερμοκρασία σε κάθε σημείο της επιφάνειας του ήταν ίδια με την θερμοκρασία του νερού που ρέει στο συγκεκριμένο σημείο.

Για τον υπολογισμό του **συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μεταξύ ρευστού και σωλήνα**, σχέση(20), χρησιμοποιείται το ακόλουθο σετ εξισώσεων (Lienhard IV and Lienhard V, 2017)

$$\text{Ταχύτητα ροής ρευστού:} \quad V_{water} = 4 \cdot M / (\rho \cdot \pi \cdot D_i^2) \quad (\text{m/s})$$

$$\text{Prandtl Number:} \quad Pr = \mu \cdot C_p / k_w$$

$$\text{Reynolds Number:} \quad Re = \rho \cdot V_{water} \cdot D_i / \mu$$

-Για στρωτή ροή ($Re < 2300$),

$$Nu=3.657$$

-Για τυρβώδη ροή ($Re > 2300$),

$$f = \frac{1}{(1.82 \log_{10} Re - 1.64)^2}$$

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{f/8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}$$

$$h_i = N_u \cdot k_w / D_i \quad (\text{W/m}^2\text{K}) \quad (20)$$

Πτώση Πίεσης

Στο σημείο αυτό, εφόσον είναι επιθυμητό, μπορούμε να υπολογίσουμε την συνολική πτώση πίεσης του ρευστού στο κύκλωμα των σωλήνων ως άθροισμα της πτώσης πίεσης στα ευθεία κομμάτια και της πτώσης πίεσης στις στροφές (φουρκέτες) των σωλήνων.

$$\text{Πτώση Πίεσης: } \Delta P = 10^{-6} \left[n \cdot \left(4f \frac{L}{D_i} \cdot \frac{\rho \cdot V_{water}^2}{2} \right) + (n - 1) \cdot \left(1.07 \frac{\rho \cdot V_{water}^2}{2} \right) \right]$$

(bar)

Θερμοκρασία Ρευστού (T_f)

Στην λειτουργία ψύξης, όπως είναι και η περίπτωση που εξετάζουμε, το ρευστό εισέρχεται στο κύκλωμα σε χαμηλή θερμοκρασία T_{fi} και καθώς ρέει στην επιφάνεια του πάνελ απορροφά θερμότητα με αποτέλεσμα να εξέρχεται από το πάνελ σε υψηλότερη θερμοκρασία, T_{fo} . Από το ισοζύγιο ενέργειας και μάζας προκύπτει η θερμοκρασιακή κατανομή του ρευστού στην διεύθυνση της ροής του (y-διεύθυνση), σχέση (21).

$$\frac{T_f(y) - T_a}{T_{fi} - T_a} = \exp\left(-\frac{nU_o w F'}{MC_p} y\right) \quad (21)$$

- Για $y=0$ \rightarrow θερμοκρασία εισόδου του νερού T_{fi}
- Για $y=L$ \rightarrow θερμοκρασία εξόδου του νερού T_{fo}

Επομένως θέτοντας $y=L$ στην σχέση (21), προκύπτει η **θερμοκρασία εξόδου του ρευστού**, σχέση (22).

$$\frac{T_{fo} - T_a}{T_{fi} - T_a} = \exp\left(-\frac{(n \cdot w \cdot L)U_o F'}{MC_p}\right)$$

$$T_{fo} = T_a + (T_{fi} - T_a) \cdot \exp\left(-\frac{A_p U_o F'}{MC_p}\right) \quad (\text{W/m}^2) \quad (22)$$

Γνωρίζοντας τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του νερού μπορεί να προσδιορισθεί, από την σχέση (23) η συνολική χωρητικότητα του πάνελ μόνο μέσω των ιδιοτήτων του ρευστού χωρίς να απαιτείται η γνώση οποιασδήποτε άλλης παραμέτρου.

$$Q_{cap} = MC_p(T_{fo} - T_{fi}) \quad (W) \quad (23)$$

Η θεωρητική **μέγιστη χωρητικότητα** που θα μπορούσε να έχει το πάνελ εκφράζεται από την σχέση (24) και αντιπροσωπεύει την ιδεατή περίπτωση όπου η μέση θερμοκρασία του πάνελ είναι ίση με την θερμοκρασία εισόδου του νερού, δηλαδή $T_{pm}=T_{fi}$.

$$Q_{max} = A_p U_o (T_a - T_{fi}) \quad (W) \quad (24)$$

Ωστόσο, η πραγματική χωρητικότητα του πάνελ δεν φτάνει ποτέ την συγκεκριμένη τιμή. Αυτό οφείλεται στην βασική αρχή λειτουργίας του συστήματος CRCP όπου το ψυχρό ρευστό ρέει στο κύκλωμα απορροφώντας θερμική ενέργεια από τα θερμότερα σώματα του δωματίου με σκοπό να μειώσει τη θερμοκρασία τους. Η ενέργεια που απορροφά καθ' όλη τη διάρκεια της κυκλοφορίας του στο κύκλωμα μεταφράζεται σε συνεχόμενη αύξηση της θερμοκρασίας του κατά μήκος των σωλήνων. Ο **συντελεστής απώλειας θερμότητας, F_R** , εκφράζει τον λόγο της πραγματικής θερμότητας που αποβάλλει το πάνελ από τον χώρο προς την ιδανική-μέγιστη θερμότητα που θα απορροφούσε αν όλη η επιφάνεια του πάνελ είχε την ίδια θερμοκρασία με αυτή του νερού εισόδου.

$$F_R = \frac{Q_o}{Q_{max}} \quad (25)$$

$$F_R = \frac{MC_p(T_{fo} - T_{fi})}{A_p U_o (T_a - T_{fi})} \quad (26)$$

Μία εναλλακτική έκφραση για την χωρητικότητα του πάνελ κάνοντας χρήση του συντελεστή απώλειας θερμότητας (F_R) προκύπτει από τον συνδυασμό των σχέσεων (24)&(25).

$$Q_0 = A_p F_R U_0 (T_a - T_{fi}) \quad (W) \quad (27)$$

Μέση θερμοκρασία πάνελ (T_{pm})

Η μέση θερμοκρασία του CRCP, πέρα από την ανάγκη υπολογισμού της για την εύρεση της χωρητικότητας του πάνελ, αποτελεί την βασικότερη παράμετρο για την λειτουργία του συστήματος. Η επίτευξη της επιθυμητής θερμοκρασίας στην βάση του πάνελ, όπως αναφέρθηκε και σε προηγούμενο κεφάλαιο, είναι ο βασικός στόχος των συστημάτων θέρμανσης και ψύξης με πάνελ ακτινοβολίας αφού η μεταφορά θερμότητας γίνεται μεταξύ αυτής και του περιβάλλοντα χώρου. Η θερμοκρασία αυτή ρυθμίζεται με τον έλεγχο της θερμοκρασίας και της ροής του νερού εισόδου και είναι καθοριστική για την ισχύ του συστήματος, όπως φαίνεται στην πρωταρχική σχέση(5). Για τον υπολογισμό της εξισώνουμε τις σχέσεις (5b) και (23) και λύνουμε ως προς T_{pm} .

$$T_{pm} = T_a + \frac{MC_p (T_{fo} - T_{fi})}{A_p U_0} \quad (K) \quad (28)$$

3.3 Περιγραφή κώδικα MATLAB

Για τον σχεδιασμό του πάνελ σε οποιοδήποτε χώρο πρέπει να γνωρίζουμε τις ανάγκες που επιθυμούμε να καλύψει το σύστημα RHC σε όρους θερμικής ενέργειας.

Γνωρίζοντας το απαιτούμενο Q_0 καθορίζονται όλες οι παράμετροι λειτουργίας του συστήματος και επιλέγεται το κατάλληλο CRCP με την εκάστοτε αναγκαία επιφάνεια. Ανάλογα με τις απαιτήσεις του συστήματος λειτουργούν και οι περιφερειακές συσκευές (αντλίες θερμότητας, λέβητας, σύστημα αερισμού κλπ.) για την επίτευξη της επιθυμητής θερμοκρασίας και θερμικής άνεσης στον εξυπηρετούμενο χώρο.

Από την σχέση (5) βλέπουμε πως αν γνωρίζουμε την μέση θερμοκρασία του πάνελ, T_{pm} είναι δυνατόν να υπολογίσουμε τον ολικό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και επομένως την συνολική θερμική ενέργεια Q_0 που απορροφά το πάνελ. Παράλληλα, υπάρχει η δυνατότητα υπολογισμού διάφορων χαρακτηριστικών του συστήματος που μπορούν να φανούν χρήσιμα για την εκτίμηση της λειτουργίας του, όπως για παράδειγμα η θερμοκρασία εξόδου του νερού και συντελεστές που αφορούν την αποτελεσματικότητα του συστήματος [σχέσεις (11)-(26)]. Ωστόσο, η θερμοκρασία T_{pm} είναι αρχικά άγνωστη. Το σύνολο των εξισώσεων(1)-(28) λύνεται επαναληπτικά δίνοντας λογικές τιμές στην T_{pm} .

Για την επίλυση του συστήματος δημιουργήσαμε έναν επαναληπτικό κώδικα στην υπολογιστική πλατφόρμα MATLAB. Αρχικά εισάγουμε στον κώδικα τιμές για όλες τις γνωστές παραμέτρους που αφορούν την κατασκευή και γεωμετρία του πάνελ, τα χαρακτηριστικά του αέρα εντός του δωματίου αλλά και την θερμοκρασία εισόδου του νερού. Ο υπολογιστικός κώδικας που προγραμματίσαμε ξεκινά με μία υπόθεση για την τιμή της μέσης θερμοκρασίας του πάνελ (T_{pm}). Η υπόθεση πρέπει να βασίζεται σε μια λογική τιμή, αυτό σημαίνει ότι η τιμή που δίνεται πρέπει να βρίσκεται πάντα ανάμεσα στα φυσικά όρια που θέτει η θερμοκρασία εισόδου του νερού και η θερμοκρασία του αέρα εντός του δωματίου. Με βάση αυτή την τιμή, λύνεται το σετ των εξισώσεων(1)-(27) και καταλήγουμε σε μια πρώτη εκτίμηση για την τιμή της Q_0 , όπως προκύπτει από την σχέση (5b). Παράλληλα η σχέση (23) δίνει μια τιμή για την Q_{cap} που εκφράζει όπως και η Q_0 την θερμότητα που απορροφά το πάνελ, για αυτό και η τιμή τους θα πρέπει να ταυτίζεται. Η διαφορά στους δύο υπολογισμούς έγκειται στο ότι η Q_0 υπολογίζεται μέσω της μέσης θερμοκρασίας του πάνελ, T_{pm} , ενώ η Q_{cap} μέσω της θερμοκρασίας του νερού εξόδου, T_{fo} . Η T_{fo} είναι ανεξάρτητη της T_{pm} αφού καθορίζεται εξ ολοκλήρου από την θερμοκρασία που έχει το νερό κατά την είσοδό του (T_{fi}), τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του πάνελ και την θερμοκρασία του αέρα του δωματίου (T_a). Έτσι, στην περίπτωση όπου $Q_0 \neq Q_{cap}$ συμπεραίνουμε ότι η αρχική εκτίμηση που έγινε για την τιμή της T_{pm} είναι λανθασμένη. Τώρα μια καινούρια διορθωμένη τιμή δίνεται από την σχέση (28) και το πρόγραμμα

επαναλαμβάνει την ίδια διαδικασία έως ότου η μέση θερμοκρασία του πάνελ που προκύπτει και η θερμοκρασία εξόδου του νερού να συμφωνούν στην περιγραφή του ίδιου συστήματος ($Q_0 = Q_{cap}$).

3.4 Υπολογιστικός κώδικας MATLAB

3.4.1 Παράμετροι Λειτουργίας

```
%PARAMETERS

W=0.05;      %width of nozzle diffuser (m)

V=2;        %diffuser discharge air velocity (m/s)

Wt=0.2;     %distance between the tubes (m)

L=1;        %CRCP length (m)

n=5;        %number of tubes

Ap=n*Wt*L;  %panel surface

Ac=9;       %room surface (m^2)

Pc=12;      %room perimeter (m)

De=4*Ac/Pc; %characteristic diameter of room surface (m)

Do=0.0125;  %outside tube diameter (m)

Di=0.0105;  %inside tube diameter (m)

kt=401;     %heat conductivity of the tube (W/m*K)

gamma=0.001; %bond thickness (m)

kb=237;     %heat conductivity of the bond (W/m*K)

bw=0.05;    %bond width (m)

kw=0.606;   %heat conductivity of water (W/m*K)
```

```

delta=0.001; %panel thickness (m)

kp=237;      %heat conductivity of panel (W/m*K)

d=1;        %room position index

Tfi=15;     %inlet fluid temperature (°C)

Ta=26;      %room temperature (°C)

Tout=30;    %outdoor air temperature (°C)

M=0.02;     %mass flow rate of water (kg/s)

```

3.4.2 Υπόθεση για την μέση θερμοκρασία του πάνελ

Ο αλγόριθμος ξεκινά με μια υπόθεση για την τιμή της μέσης θερμοκρασίας του πάνελ, T_{pm} . Με βάση την τιμή αυτή λύνεται ολόκληρο το σετ εξισώσεων που παρουσιάστηκε στην παράγραφο 3.2 και καταλήγουμε σε μία αρχική τιμή για την ισχύ του πάνελ.

```

%ASSUMPTION FOR Tpm

Tpm=20

if Tpm<Tfi

    disp('LOW VALUE FOR Tpm(Tfi<Tpm<Ta)')

    return;

end

if Tpm>Ta

    disp('HIGH VALUE FOR Tpm(Tfi<Tpm<Ta)')

    return;

```

```

end

%fluid (water)

r=997; %density of water (kg/m^3)

Cp=4180; %heat capacity of water (m^2/m*K)

dv=0.0010005; %dynamic viscosity of water(kg/m*s)

V_water=4*M/(r*pi*(Di^2)) %water velocity (m/s)

Pr=dv*Cp/kw; %Prandtl number

Re=r*V_water*Di/dv %Reynolds number

if Re<2300

    f=16/Re;

    disp('LAMINAR FLOW')

    Nu=3.657

else

    f=1/(((1.82*log10(Re))-1.64)^2);

    disp('TURBULENT FLOW')

    Nu=((f/8)*(Re-1000)*Pr)/(1+12.7*(sqrt((f/8)))*((Pr^(2/3))-1))

end

hi=Nu*kw/Di %fluid to tube heat transfer coefficient(W/m^2K)

%PRESSURE LOSS IN THE TUBES

disp('PRESSURE LOSS(bar)')

DP=10e-06*(((n)*4*f*L*r*V_water^2/(Di^2))+ (n-1)*(1.07*r*V_water^2/2)) % (bar)

```

```

%HEAT TRANSFER COEFFICIENTS

hcf=4.25*(W^0.575)*(V^0.557);           %forced convection

hcn=(2.175/(De^0.076))*(Ta-Tpm)^0.308); %natural convection

hc=(hcn^3.2 + hcf^3.2)^(1/3.2)         %mixed convection

z=7/(Tout-45);

AUST=Ta-d*z      %area-weighted average temperature of un-cooled surfaced (°C)

hr=0.00000005*((AUST+273)^2+(Tpm+273)^2)*((AUST+273)+(Tpm+273)) %radiation

Uo=hc+hr*((AUST-Tpm)/(Ta-Tpm))        %total heat transfer coefficient (W/m^2K)

m=sqrt(Uo/(kp*delta));

F=(tanh(m*(Wt-Do)/2))/(m*(Wt-Do)/2)   %fin efficiency

Ftonos=(1/Uo)/(Wt*(1/(Uo*(Do+(Wt-Do)*F)))+(1/(hi*pi*Di))+gamma/(kb*bw)+(1/(2*pi*kt))*log(Do/Di)+(delta/kp))
%efficiency factor

Tfo=(Tfi-Ta)*(exp(-(Ap*Uo*Ftonos)/(M*Cp)))+Ta %output water temperature (°C)

Fr=(M*Cp*(Tfo-Tfi))/(Ap*Uo*(Ta-Tfi))  %heat removal factor (Qcap/Qmax)

Qo=Ap*Uo*(Ta-Tpm)

Qcap=M*Cp*(Tfo-Tfi)                    %CRCP capacity (W)

Qmax=Ap*Uo*(Ta-Tfi)

```

3.4.3 Διορθωμένη τιμή για την μέση θερμοκρασία του πάνελ και επαναληπτική διαδικασία

Από τους προηγούμενους υπολογισμούς προκύπτει με χρήση της σχέσης (28) μια διορθωμένη τιμή για την μέση θερμοκρασία του πάνελ, T_{pm} . Η νέα τιμή εισέρχεται σε επαναληπτικό βρόχο όπου επαναλαμβάνονται οι προηγούμενοι υπολογισμοί έως ότου η τιμή της T_{pm} δεν επιδέχεται περαιτέρω διόρθωση. Στο σημείο αυτό έχει βρεθεί η σωστή τιμή για την μέση θερμοκρασία του πάνελ που αντιπροσωπεύει την λειτουργία του συγκεκριμένου συστήματος και με βάση αυτή υπολογίζεται η απόδοση του CRCP.

```
Tpm=Ta-Qcap/(Ap*Uo)

while (abs(Qcap-Qo))>10e-06

%fluid(water)

r=997; %density of water (kg/m^3)

Cp=4180; %heat capacity of water (m^2/s^2*K)

kw=0.606; %heat conductivity of water (W/m*K)

dv=0.0010005; %dynamic viscosity (kg/m*s)

V_water=4*M/(r*pi*(Di^2)) %water velocity (m/s)

Pr=dv*Cp/kw; %Prandtl number

Re=r*V_water*Di/dv %Reynolds number

if Re<2300

    f=16/Re;

    disp('LAMINAR FLOW')

    Nu=3.657

else

    f=1/(((1.82*log10(Re))-1.64)^2);
```

```

disp('TURBULENT FLOW')

Nu = ((f/8) * (Re-1000) * Pr) / (1+12.7*(sqrt((f/8))) * ((Pr^(2/3))-1))

end

hi=Nu*kw/Di           %fluid to tube heat transfer coefficient(W/m^2K)

%PRESSURE LOSS IN THE TUBES

disp('PRESSURE LOSS(bar)')

DP=10e-06*(((n)*4*f*L*r*V_water^2/(Di*2))+(n-1)*(1.07*r*V_water^2/2)) %Pa
(=kg/m*s^2)

%HEAT TRANSFER COEFFICIENTS

hcf=4.25*(W^0.575)*(V^0.557);           %forced convection

hcn=(2.175/(De^0.076))*(Ta-Tpm)^0.308); %natural convection

hc=(hcn^3.2 + hcf^3.2)^(1/3.2)           %mixed convection

z=7/(Tout-45);

AUST=Ta-d*z      %area-weighted average temperature of un-cooled surfaced (°C)

hr=0.00000005*(AUST+273)^2+(Tpm+273)^2)*((AUST+273)+(Tpm+273)) %radiation

Uo=hc+hr*((AUST-Tpm)/(Ta-Tpm))          %total heat transfer coefficient (W/m^2K)

m=sqrt(Uo/(kp*delta));

F=(tanh(m*(Wt-Do)/2))/(m*(Wt-Do)/2)     %fin efficiency

```



```

Ftonos=(1/Uo) / (Wt* ((1/ (Uo* (Do+ (Wt-Do) *F) )) +
(1/ (hi*pi*Di) )+(gamma/ (kb*bw) )+( (1/ (2*pi*kt) ) *log (Do/Di) )+ (delta/kp) ))
%efficiency factor

Tfo=(Tfi-Ta) * (exp (- (Ap*Uo*Ftonos) / (M*Cp) ))+Ta %output water temperature (°C)

Fr=(M*Cp* (Tfo-Tfi) ) / (Ap*Uo* (Ta-Tfi) ) %heat removal factor (Qcap/Qmax)

Qo=Ap*Uo* (Ta-Tpm)

Qcap=M*Cp* (Tfo-Tfi) %CRCP capacity (W)

Qmax=Ap*Uo* (Ta-Tfi)

Tpm=Ta-Qcap/ (Ap*Uo)

end

qo=Qo/ (Ap) %CRCP capacity (W/m2)

```

Κεφάλαιο 4 Ανάλυση παραμέτρων

Στο προηγούμενο κεφάλαιο παρουσιάστηκε το σύνολο των εξισώσεων που αναλύουν την μεταφορά θερμότητας στο CRCP. Σε αυτό το κεφάλαιο θα δείξουμε ότι εκτός της χρήσης τους για τον υπολογισμό της χωρητικότητας του πάνελ, οι συγκεκριμένες εξισώσεις μας δίνουν ιδιαίτερα σημαντικές πληροφορίες για τον τρόπο και τον βαθμό που η κάθε μία από τις παραμέτρους του συστήματος επηρεάζει την λειτουργία και αποδοτικότητά του.

Οι μεταβλητές που επηρεάζουν την ικανότητα ψύξης του συστήματος έχουν κυρίως να κάνουν με την γεωμετρία και τα υλικά του CRCP, τα χαρακτηριστικά του νερού που ρέει στο κύκλωμα των σωλήνων καθώς και τα χαρακτηριστικά του αέρα εντός αλλά και εκτός του δωματίου. Πιο συγκεκριμένα, η ανάλυση που πραγματοποιήσαμε για τον σχολιασμό της μεταβολής που εντοπίζεται στην λειτουργία του συστήματος βασίστηκε στις παραμέτρους που παρατίθενται στον πίνακα 4.1.

Πίνακας 4. 1 Παράμετροι του CRCP

CRCP	ΡΕΥΣΤΟ	ΑΕΡΑΣ
Απόσταση Σωλήνων (από κέντρο σε κέντρο) W_t	Ρυθμός Ροής Ρευστού (kg/s) M	Ταχύτητα εξόδου αέρα από τον αεραγωγό V
Διάμετρος Σωλήνων D_o, D_i	Θερμική αγωγιμότητα Ρευστού k_w	Πλάτος αεραγωγού W
Θερμική αγωγιμότητα Σωλήνων k_t	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ρευστού-σωλήνα h_i	Θερμοκρασία Αέρα δωματίου T_a
Αριθμός Σωλήνων n	Θερμοκρασία εισόδου Ρευστού T_{fi}	Θερμοκρασία Εξωτερικού Αέρα T_{oa}
Μήκος CRCP L		
Πάχος Πάνελ δ		
Θερμική αγωγιμότητα Πάνελ k_p		
Πάχος Συγκόλλησης γ		
Πλάτος Συγκόλλησης W_b		
Θερμική αγωγιμότητα Συγκόλλησης k_b		

Για να διευκολυνθεί η συγκριτική ανάλυση των παραμέτρων χρησιμοποιήσαμε ένα βασικό σενάριο στον σχεδιασμό του CRCP όπως παρουσιάζεται στο πίνακα 2. Για τις συνθήκες αυτές προκύπτει μέση θερμοκρασία πάνελ ίση με 17,6 ° C, χωρητικότητα 83 W/m² και συντελεστής απώλειας θερμότητας F_R=0.8. Στην ανάλυση που ακολουθεί όλες οι μεταβλητές επιστρέφουν στην αρχική τους τιμή, όπως δηλώνεται στον πίνακα 2 πριν εξεταστεί η επίδραση της επόμενης μεταβλητής.

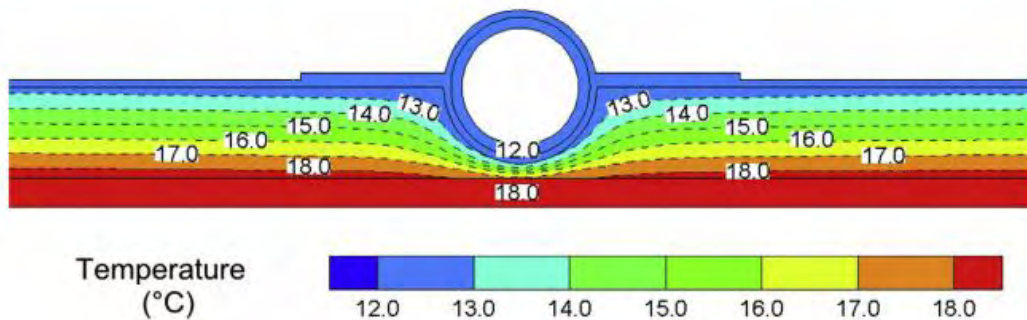
Πίνακας 4. 2 Βασικός σχεδιασμός CRCP

ΔΩΜΑΤΙΟ													
Διαστάσεις		Εμβαδόν					Περίμετρος			Θέση Δωματίου (Index)			
3m × 3m × 3m		A _c =9 m ²					P _c =12 m			d=1			
<i>Πάνελ Αλουμινίου</i>		<i>Σωλήνες Χαλκού</i>					<i>Συγκόλληση Αλουμινίου</i>			NEPO			
K _p =237 W/mK		K _t =401 W/mK					K _b =237 W/mK			k _w =0.606 W/mK			
W _i	D _o	D _i	n	L	δ	γ	W _b	M	T _{fi}	V	W	T _a	T _{oa}
(m)	(m)	(m)		(m)	(m)	(m)	(m)	(kg/s)	(°C)	(m/s)	(m)	(°C)	(°C)
0.2	0.0125	0.0105	5	1	0.001	0.001	0.05	0.02	15	2	0.05	26	30

4.1 Χαρακτηριστικά Πάνελ

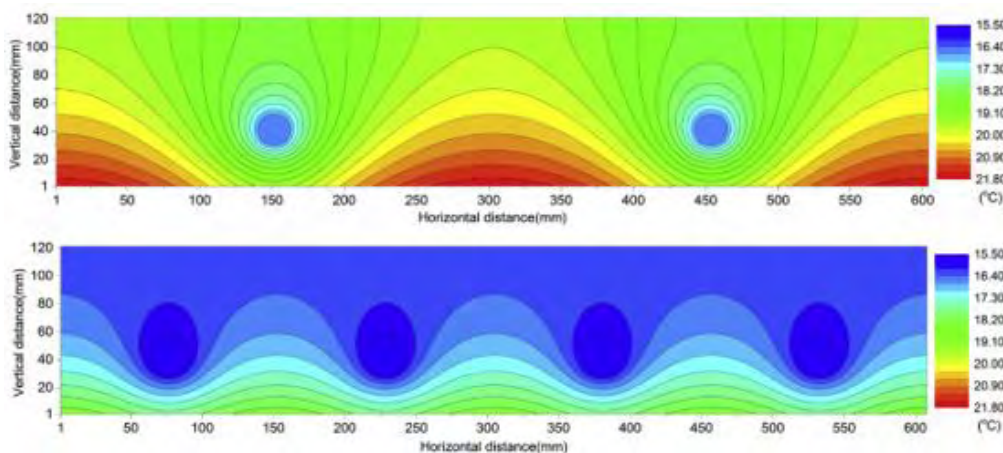
4.1.1 Επίδραση της απόστασης σωλήνων στην απόδοση

Η απόσταση μεταξύ των σωλήνων είναι ένας πολύ σημαντικός παράγοντας που επηρεάζει την απόδοση αλλά και το κόστος του CRCP. Η περιοχή κοντά στους σωλήνες επηρεάζεται περισσότερο από το ψυχρό νερό και επομένως η θερμοκρασία σε αυτές τις περιοχές είναι χαμηλότερη. Όσο απομακρυνόμαστε από τον σωλήνα η θερμοκρασία είναι πιο υψηλή όπως φαίνεται και στην εικόνα 4.1.

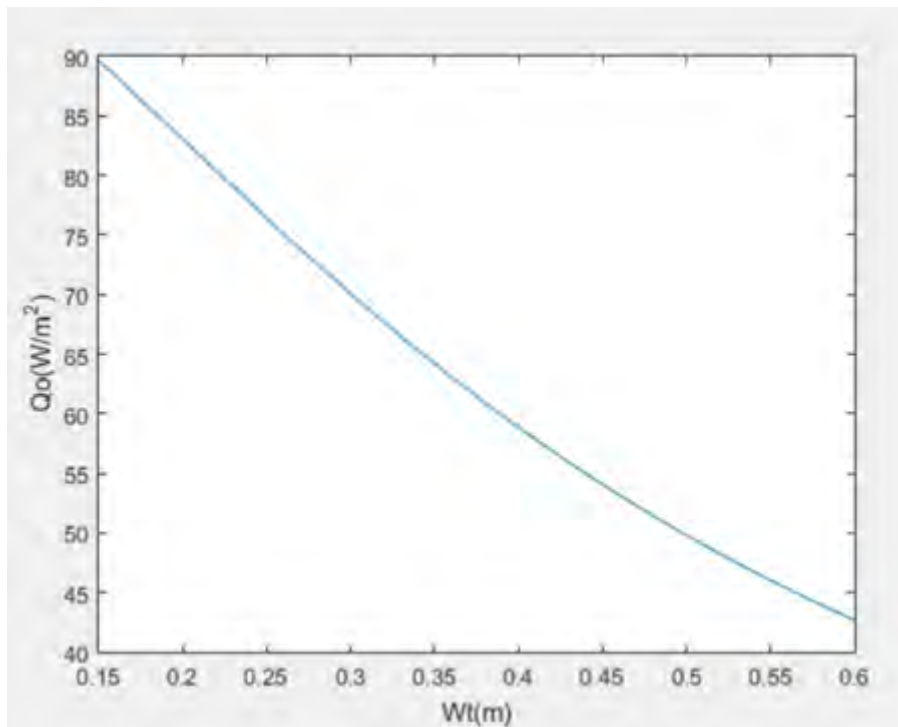


Εικόνα 4. 1 Κατανομή θερμοκρασίας στην περιοχή γύρω από σωλήνα σε πάνελ οροφής για ψύξη με ακτινοβολία (Ning et al., 2016)

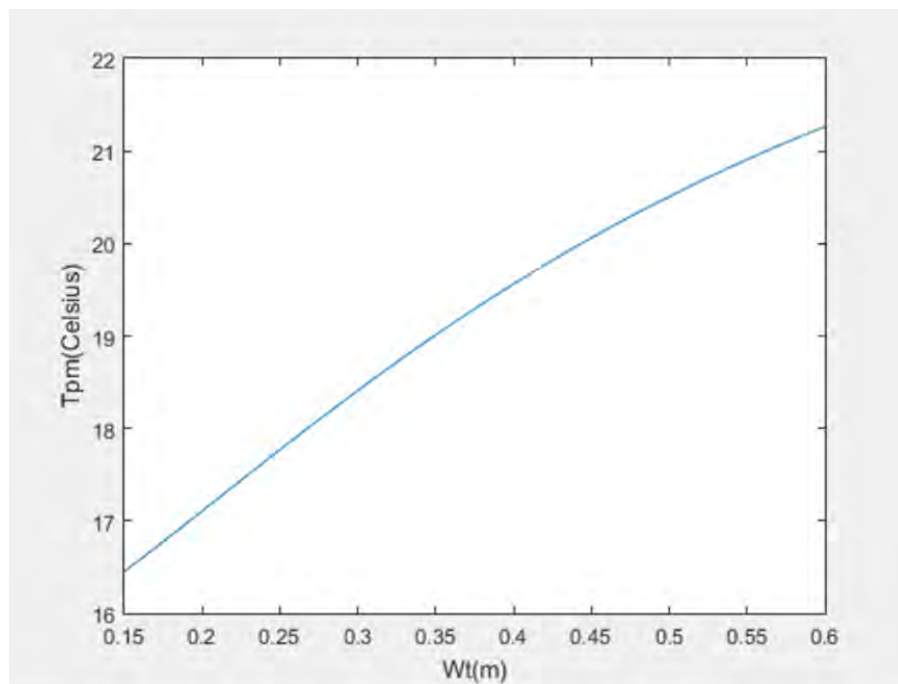
Έτσι, αν η απόσταση μεταξύ των σωλήνων είναι πολύ μεγάλη, η περιοχή ανάμεσά τους ψύχεται πιο δύσκολα με αποτέλεσμα η μέση θερμοκρασία του πάνελ, T_{pm} , να αυξάνεται (διάγραμμα 2) και η ικανότητα ψύξης να μειώνεται σημαντικά (διάγραμμα 1). Αν, από την άλλη πλευρά η απόσταση μεταξύ των σωλήνων είναι πολύ μικρή, επιθυμώντας να διατηρήσουμε σταθερή την επιφάνεια του πάνελ, το συνολικό μήκος των σωλήνων, επομένως και το κόστος του συστήματος, θα αυξηθεί δίχως να δικαιολογείται από αντίστοιχη αύξηση στην ικανότητα ψύξης. Εντέλει, θα πρέπει να χρησιμοποιείται ένα εύρος αποστάσεων το οποίο θα αποτελεί τη χρυσή τομή μεταξύ απόδοσης και κόστους και θα προσαρμόζεται στις απαιτήσεις της εκάστοτε εφαρμογής. Στην προκειμένη περίπτωση φαίνεται να είναι μια καλή επιλογή οι σωλήνες να τοποθετούνται σε απόσταση 0.15m-0.2m.



Εικόνα 4.2 Θερμοκρασιακή κατανομή στο πάνελ: α) για μεγάλη απόσταση μεταξύ των σωλήνων ($Wt=0.3m$) και β) για την μισή απόσταση ($Wt=0.15m$) (Su et al., 2015)



Διάγραμμα 4.1 Απόσταση Σωλήνων - Ισχύς πάνελ.



Διάγραμμα 4.2 Απόσταση σωλήνων - Μέση θερμοκρασία πάνελ .

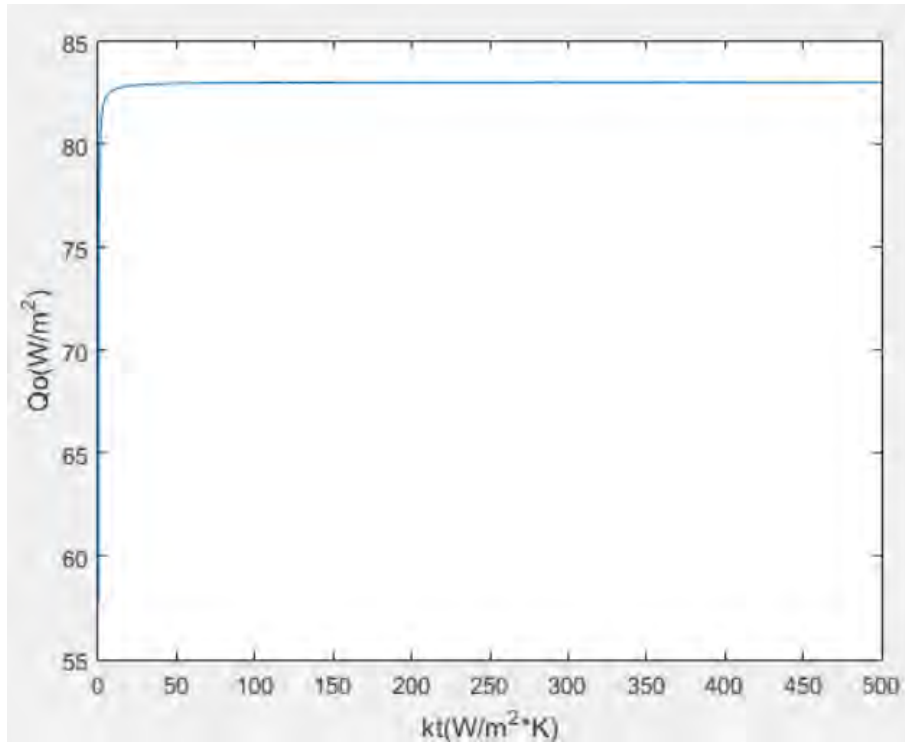
4.1.2 Επίδραση της θερμικής αγωγιμότητας των σωλήνων στην απόδοση

Βασιζόμενοι στις ιδιότητες υλικών που συναντώνται συνηθέστερα σε σωλήνες υδραυλικών συστημάτων αντλήσαμε ορισμένες πληροφορίες για τον τρόπο που επηρεάζει η θερμική αγωγιμότητα των σωλήνων την ικανότητα ψύξης του πάνελ. Ενδεικτικά, όπως μπορούμε να δούμε και στον πίνακα 3, για την περιοχή υλικών χαμηλής θερμικής αγωγιμότητας, αν αντί για PVC (πολυβινυλοχλωρίδιο) χρησιμοποιήσουμε σωλήνες από PEX, η ικανότητα ψύξης του συστήματος θα αυξηθεί κατά 8 W/m^2 με την διαφορά στην θερμική αγωγιμότητα των υλικών να είναι μικρότερη από 0.2 W/mK . Αντιθέτως, όσον αφορά τα υλικά με υψηλή θερμική αγωγιμότητα (κυρίως μέταλλά), αν αντί για χάλυβα χρησιμοποιήσουμε σωλήνες από χαλκό, η ικανότητα ψύξης του CRCP θα αυξηθεί λιγότερο από 0.1 W/m^2 παρόλο που η θερμική αγωγιμότητα των σωλήνων αυξάνεται κατά 358 W/mK .

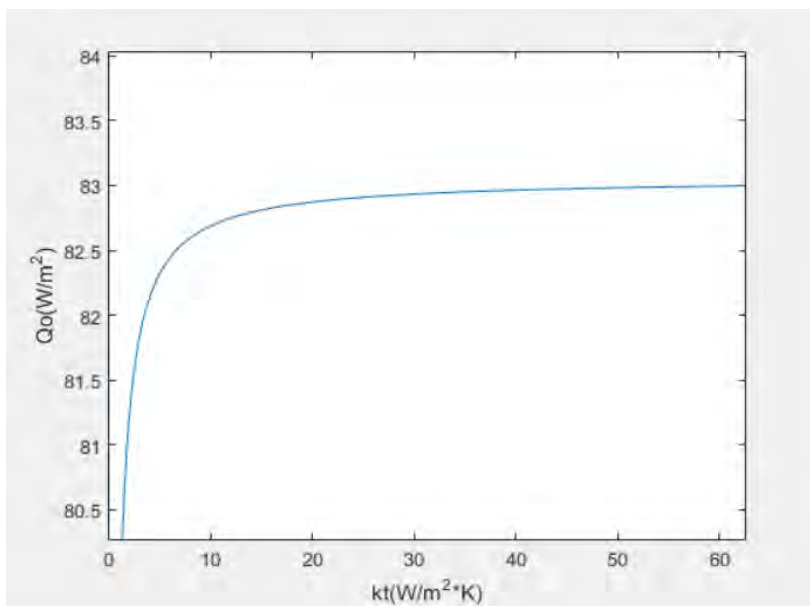
Πίνακας 4. 3 Επίδραση θερμικής αγωγιμότητας στην ικανότητα ψύξης του πάνελ

Υλικά Σωλήνων για CRCP		Θερμική Αγωγιμότητα $k(\text{W/mK})$	Ικανότητα Ψύξης CRCP $q(\text{W/m}^2)$
Υλικά με $k < 1 \text{ W/mK}$	PVC	0.19	67
	PEX	0.38	75
Διαφορά		$\Delta k = 0.19 \uparrow$	$\Delta q = 8 \uparrow$
Υλικά με $k > 10 \text{ W/mK}$	Χάλυβας	43	82.97
	Χαλκός	401	83.05
Διαφορά		$\Delta k = 358 \uparrow$	$\Delta q = 0.08 \uparrow$

Στα διαγράμματα 3 και 4 η επιρροή που ασκεί η θερμική αγωγιμότητα των σωλήνων στην απόδοση του συστήματος είναι εμφανής. Συγκεκριμένα, είναι ενδιαφέρον να παρατηρήσουμε ότι όσο η θερμική αγωγιμότητα είναι μικρότερη από 1.0 (W/mK) η ισχύς του πάνελ μεταβάλλεται ραγδαία. Αντιθέτως, όταν η θερμική αγωγιμότητα των σωλήνων είναι μεγαλύτερη από 1.0 (W/mK) η αύξηση που παρατηρείται στην χωρητικότητα του πάνελ είναι πολύ μικρή ενώ για τιμές μεγαλύτερες του 10 W/mK είναι πρακτικά ανεπαίσθητη, όπως συμβαίνει και στη περίπτωση υλικών όπως ο χαλκός (401 W/mK), ο σίδηρος (80 W/mK) και ο χάλυβας (43 W/mK). Ο χαλκός, λοιπόν, δείχνει να είναι μια ασφαλής επιλογή για τα συγκεκριμένα συστήματα χωρίς ωστόσο να αποτελεί μονόδρομο αφού όπως αναφέρθηκε, υλικά με πολύ χαμηλότερη θερμική αγωγιμότητα μπορούν να χρησιμοποιηθούν χωρίς να υπάρχει μεγάλο αντίκτυπο στις επιδόσεις του συστήματος. Η επιλογή του κατάλληλου υλικού καθορίζεται από τις συνθήκες της εκάστοτε εφαρμογής και κυρίως από το διαθέσιμο κεφάλαιο.



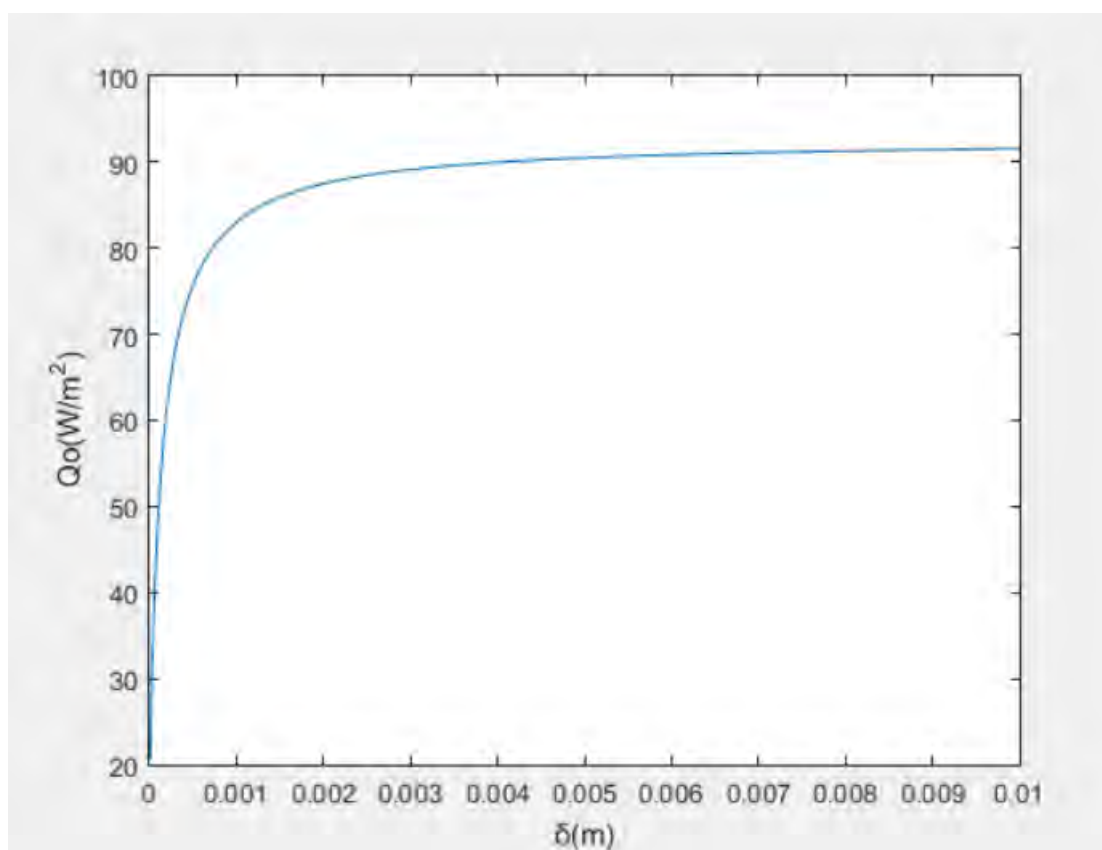
Διάγραμμα 4.3 Θερμική αγωγιμότητα σωλήνων - Ισχύς πάνελ



Διάγραμμα 4.4 Μεγέθυνση του διαγράμματος 4.3 στην κρίσιμη περιοχή 0-10 W/m²K όπου φαίνεται η σημαντική επίδραση της θερμικής αγωγιμότητας στην ισχύ του συστήματος.

4.1.3 Επίδραση του πάχους πάνελ στην απόδοση

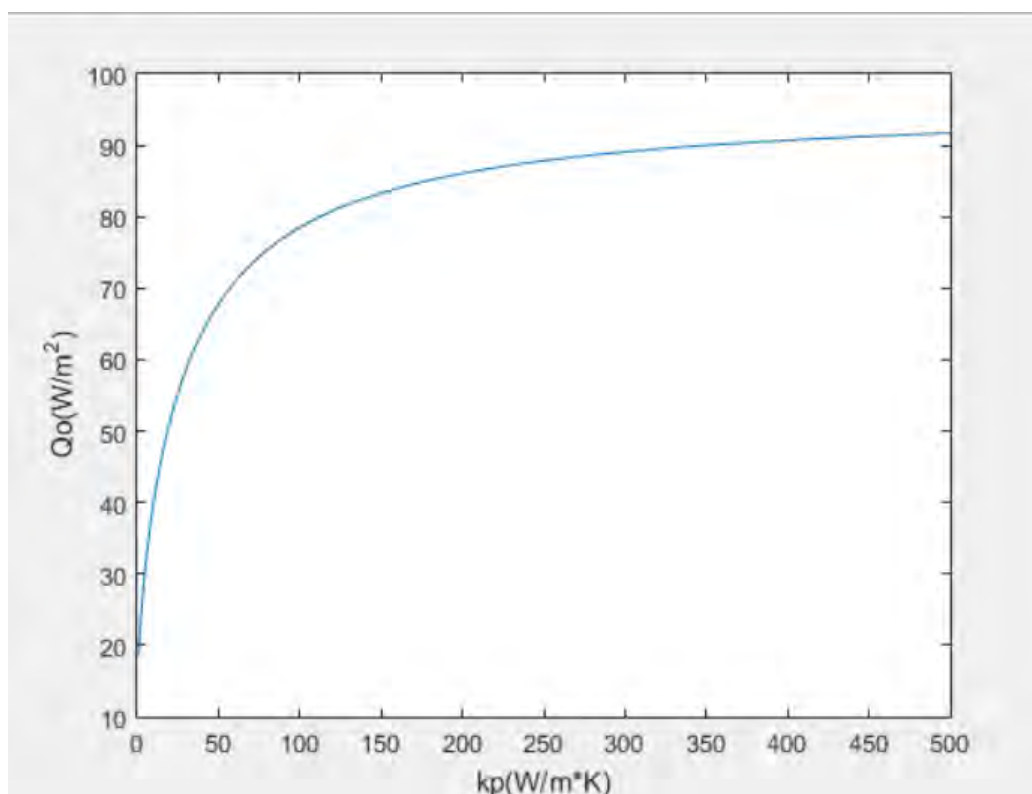
Η αύξηση στο πάχος της πλάκας του πάνελ επιφέρει θετικά αποτελέσματα στην ψυκτική του ικανότητα. Από το διάγραμμα 5 παρατηρούμε ότι το πάχος, όταν είναι μικρότερο από 0.5mm, επηρεάζει αρνητικά την ισχύ του πάνελ. Για τιμές μεγαλύτερες από 0.5mm, η επίδραση γίνεται όλο και μικρότερη ενώ για τιμές μεγαλύτερες των 2mm είναι σχεδόν ανεπαίσθητη. Προφανώς, πάχος μεγαλύτερο των 2mm δεν θα είχε αρνητική επίδραση στην απόδοση του πάνελ, ωστόσο η αύξηση στο κόστος δεν θα δικαιολογούνταν από αντίστοιχη αύξηση στην ισχύ. Είναι λοιπόν λογικό να προτείνουμε για την κατασκευή του πάνελ πλάκα πάχους 1mm-1,5mm. Εάν η επιφάνεια του πάνελ αποτελείται από κάποιο φθινό υλικό κατασκευής (π.χ. MDF) υφίσταται το ενδεχόμενο να ενδείκνυται η αύξηση του πάχους με σκοπό τη βελτίωση της απόδοσης χωρίς να επηρεαστούν οι υπόλοιπες διαστάσεις. Ωστόσο, αν το διαθέσιμο κεφάλαιο δεν μας επιτρέπει την αγορά πάνελ με το ιδανικό πάχος, με σκοπό να ισορροπήσουμε την μείωση στην ψυκτική ικανότητα του συστήματος θα μπορούσαμε να εξετάσουμε την μεταβολή κάποιας άλλης παραμέτρου όπως μείωση της θερμοκρασίας του νερού εισόδου ή ελάττωση της απόστασης μεταξύ των σωλήνων ώστε να φτάσουμε στις επιθυμητές συνθήκες λειτουργίας του συστήματος.



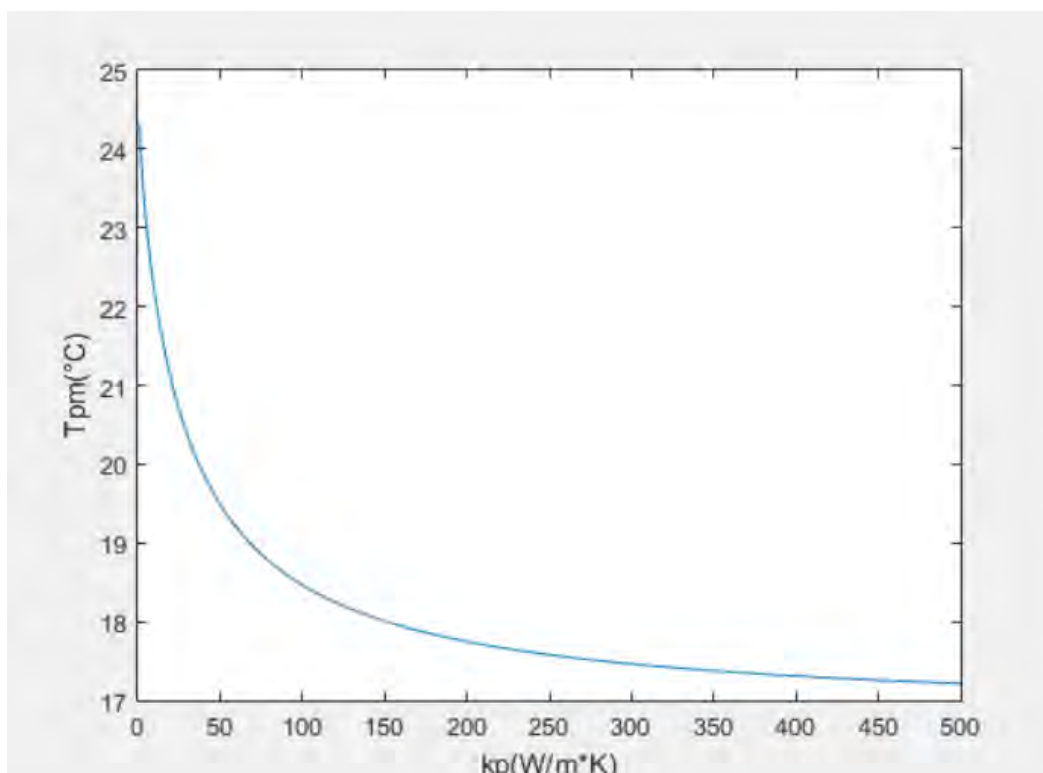
Διάγραμμα 4.5 Πάχος πάνελ - Ισχύς πάνελ.

4.1.4 Επίδραση της θερμικής αγωγιμότητας πάνελ στην απόδοση

Στα διαγράμματα που ακολουθούν μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι υλικά με αυξημένη θερμική αγωγιμότητα βελτιώνουν αισθητά την απόδοση του ακτινοβόλου πάνελ. Όπως είναι φυσικό, όταν αυξάνεται η θερμική αγωγιμότητα μειώνεται η αντίσταση μεταφοράς θερμότητας και ψύχεται αποτελεσματικότερα το υλικό χάρη στο κρύο νερό που ρέει στους σωλήνες. Αυτό φαίνεται και στο *διάγραμμα 7* όπου βλέπουμε την μέση θερμοκρασία του πάνελ να μειώνεται εκθετικά με την αύξηση της θερμικής αγωγιμότητάς. Ιδιαίτερη αναφορά αξίζει να γίνει στο γεγονός ότι για εύρος 1~150W/mK οποιαδήποτε αύξηση στην θερμική αγωγιμότητα του πάνελ επιφέρει σημαντική αύξηση στην απόδοση του, ενώ έπειτα από αυτό το σημείο η κλίση της καμπύλης μειώνεται. Ενδεικτικά, αναφέρουμε ότι για αύξηση από 50W/mK σε 150W/mK έχουμε βελτίωση στην ισχύ κατά 15.2W/m² ενώ από 150W/mK σε 450W/mK έχουμε αύξηση ισχύς κατά μόλις 7.8W/m². Συνεπώς, εάν η επιλογή κυμαίνεται μεταξύ υλικών με χαμηλή θερμική αγωγιμότητα (0-50W/mK) πρέπει να επιλέγεται το υλικό με την υψηλότερη τιμή. Ωστόσο, όταν η επιλογή γίνεται μεταξύ υλικών με μεγαλύτερη θερμική αγωγιμότητα (50-150W/mK) ο παράγοντας του κόστους παίζει εξίσου σημαντικό ρόλο και η αύξηση του πρέπει να δικαιολογείται από αντίστοιχη αύξηση στην ικανότητα ψύξης του συστήματος. Τέλος, όταν οι επιλογές μας τοποθετούνται στο εύρος των υλικών με υψηλή θερμική αγωγιμότητα (150-450W/mK), τότε το βασικότερο κριτήριο είναι το κόστος, μιας και η διαφορά στην ψυκτική απόδοση του πάνελ δεν θα είναι τόσο σημαντική. Λαμβάνοντας υπόψιν όλα τα παραπάνω παρατηρούμε ότι το αλουμίνιο είναι μια επιλογή που συνδυάζει υψηλή θερμική αγωγιμότητα (237 W/mK) και ταυτόχρονα σχετικά χαμηλό κόστος, χαρακτηριστικά που το κάνουν να θεωρείται ένα ιδανικό υλικό για χρήση σε συστήματα CRCP.



Διάγραμμα 4. 6 Θερμική αγωγιμότητα πάνελ - Ισχύς πάνελ.

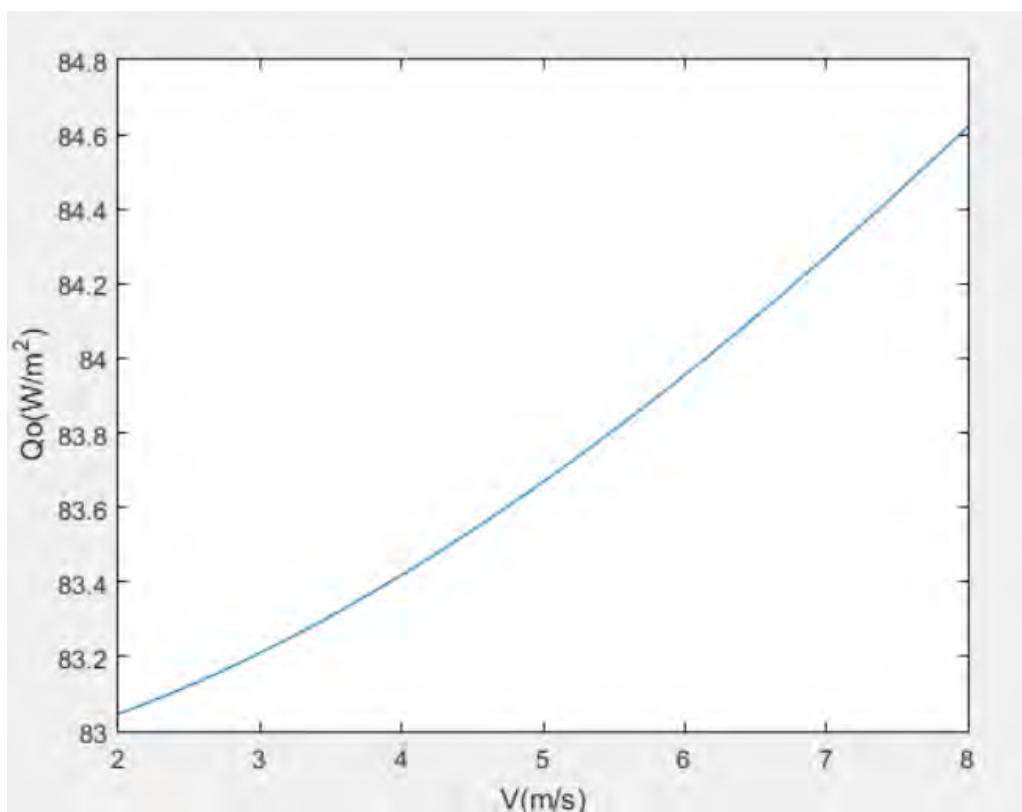


Διάγραμμα 4.7 Θερμική αγωγιμότητα πάνελ - Μέση θερμοκρασία πάνελ.

4.2 Χαρακτηριστικά Λειτουργίας

4.2.1 Επίδραση της ταχύτητας του αέρα στην απόδοση

Παρακολουθώντας την καμπύλη της ισχύος συναρτήσει της ταχύτητας του αέρα στην έξοδο του αεραγωγού συμπεραίνουμε ότι η επίδραση της δεν είναι καθοριστική για την απόδοση του πάνελ. Εφαρμογή υψηλών ταχυτήτων θα ήταν ωφέλιμο να γίνεται μόνο όταν το απαιτεί ο χώρος όπου εγκαθίσταται το πάνελ ώστε να αποφευχθεί η δημιουργία συμπυκνώματος στις επιφάνειες του συστήματος ή ακόμα και για λόγους υγιεινής ώστε να ανανεώνεται συχνά ο αέρας του εσωτερικού χώρου. Από τη στιγμή που επιτυγχάνεται η μικτή συναγωγή και η απόδοση του πάνελ βελτιώνεται, πρωταρχικό μέλημα θα πρέπει να είναι οι άνθρωποι που εξυπηρετεί ο χώρος να αισθάνονται άνετα και οι συνθήκες θερμικής άνεσης να είναι ομοιόμορφες σε όλο τον όγκο του δωματίου. Χαρακτηριστικά, αναφέρουμε ότι για κατοικίες, ταχύτητα αέρα 2m/s θεωρείται ικανοποιητική, ενώ για μεγαλύτερους χώρους όπως για παράδειγμα καφετέριες και αίθουσες συνεδριάσεων μπορεί να φτάσει και τα 8m/s.



Διάγραμμα 4. 8 Ταχύτητα αέρα - Ισχύς πάνελ

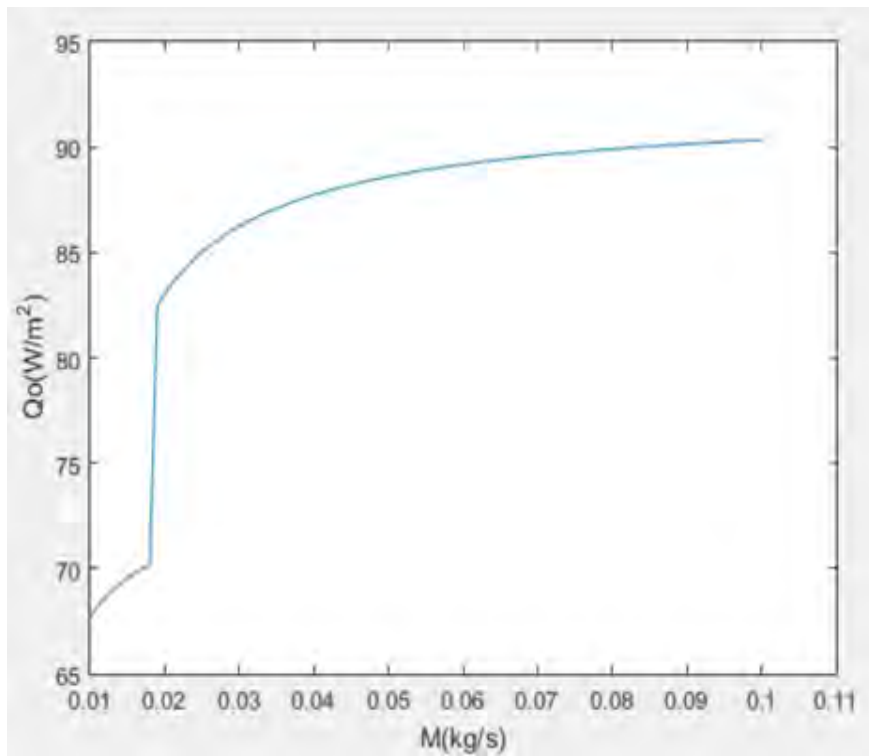
4.2.2 Επίδραση του ρυθμού παροχής νερού στην απόδοση

Η αύξηση της παροχής του νερού στους σωλήνες του ακτινοβόλου πάνελ βελτιώνει σημαντικά την απόδοση του. Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει το σημείο όπου η ροή του νερού μεταβάλλεται από στρωτή σε τυρβώδη. Συγκεκριμένα, στην περίπτωση μας όταν η παροχή αλλάζει από 0,018kg/s σε 0,019kg/s, η ισχύς του πάνελ αυξάνεται κατακόρυφα όπως υποδεικνύει και η κλίση του *διαγράμματος 9*. Τα φαινόμενα έντονης μίξης που παρουσιάζονται στην τυρβώδη ροή αναγκάζουν τα σωματίδια του ρευστού, που βρίσκονται σε διαφορετικές θερμοκρασίες, να έρχονται σε στενή επαφή, ενισχύοντας με αυτό τον τρόπο τη μεταφορά θερμότητας. Έτσι, όσο μεγαλύτερη είναι η κίνηση του νερού τόσο υψηλότερος είναι και ο ρυθμός μεταφοράς ενέργειας. Ωστόσο, από την καμπύλη της ισχύος (διάγραμμα 9) μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι από τη στιγμή που βρισκόμαστε ήδη σε συνθήκες τυρβώδους ροής η περαιτέρω αύξηση της παροχής δεν επηρεάζει σημαντικά την ικανότητα ψύξης του πάνελ. Το γεγονός αυτό σε συνδυασμό με τα προβλήματα θορύβου, που υπεισέρχονται στο σύστημα για μεγάλες ταχύτητες ροής, καθιστούν ιδανικές παροχές που επιτυγχάνουν τυρβώδη ροή ενώ παράλληλα δεν προκαλούν θόρυβο.

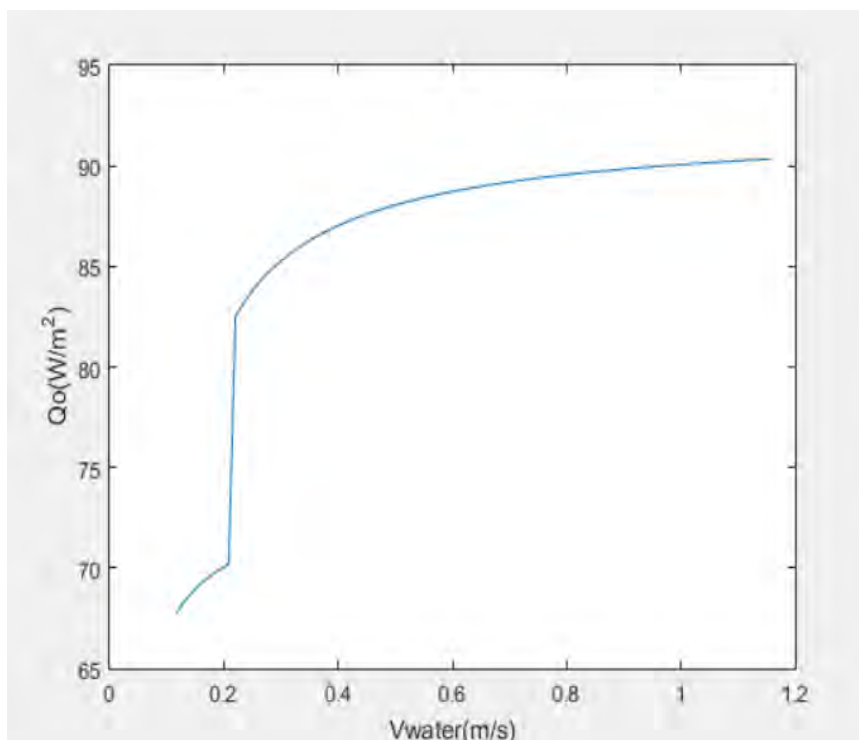
Γενικά για αποφυγή προβλημάτων θορύβου επιθυμούμε η ταχύτητα του νερού εντός των σωλήνων να μην ξεπερνάει το 1m/s (Van Der Schee, 2011). Η σχέση που συνδέει την μαζική παροχή του νερού με την ταχύτητα ροής του, δίνεται από την σχέση:

$$V_{water} = \frac{4 \cdot M}{\rho \cdot \pi \cdot D_i^2} \quad \left(\frac{m}{s}\right)$$

Στην προκειμένη περίπτωση η μαζική παροχή που προκύπτει για ταχύτητα $V_{water}=1m/s$ είναι $M=0,086 kg/s$. Επομένως τα επιθυμητό εύρος παροχής για τον συγκεκριμένο σχεδιασμό πάνελ οροφής κυμαίνεται στο εύρος 0,019~0,086kg/s που εξασφαλίζει τυρβώδη ροή, απουσία θορύβων, αλλά και εκτεταμένη διάρκεια ζωής των σωλήνων καθώς το ρίσκο για εμφάνιση διάβρωσης λόγω υψηλών ταχυτήτων μειώνεται.

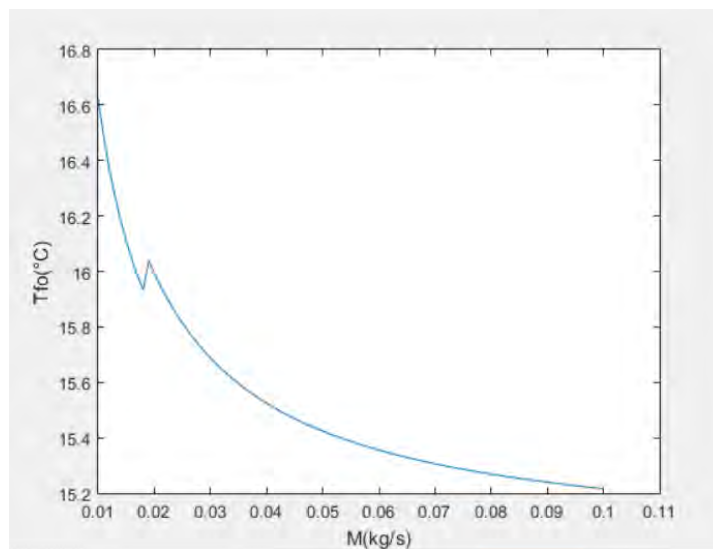


Διάγραμμα 4. 9 Ρυθμός ροής μάζας νερού - Ισχύς πάνελ

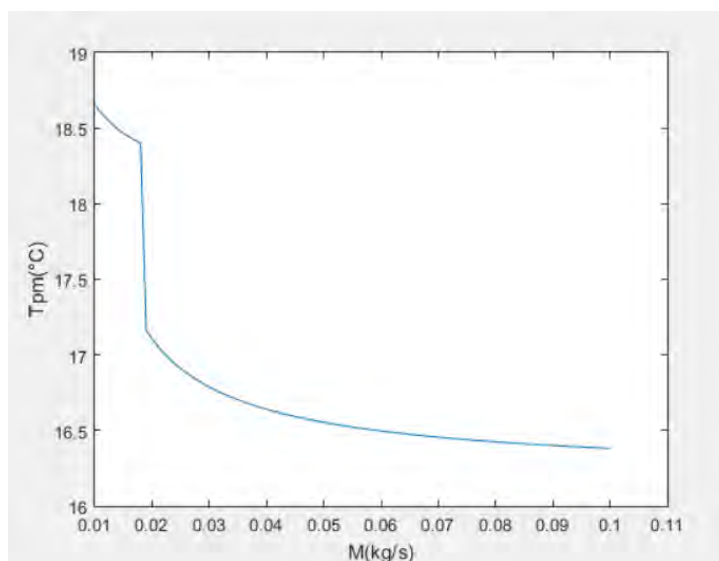


Διάγραμμα 4. 10 Ταχύτητα ροής νερού - Ισχύς πάνελ

Στο διάγραμμα 4.11 βλέπουμε ότι καθώς ο ρυθμός ροής του νερού αυξάνεται η θερμοκρασία του νερού εξόδου μειώνεται. Αυτό συμβαίνει διότι το χρονικό διάστημα που το νερό βρίσκεται στην επιφάνεια του πάνελ μειώνεται με αποτέλεσμα η θερμοκρασία του να μην προλαβαίνει να αυξηθεί. Επομένως, όσο πιο γρήγορα ρέει το νερό εντός των σωλήνων τόσο πιο χαμηλή θα είναι και η θερμοκρασία του πάνελ σε κάθε σημείο (διάγραμμα 12). Η μειωμένη μέση θερμοκρασία του πάνελ μεταφράζεται σε ενίσχυση της ψυκτικής ικανότητας του CRCP. Παράλληλα, η χαμηλή θερμοκρασία του νερού κατά την επιστροφή του, συνεισφέρει στην αποδοτικότερη λειτουργία των συσκευών που χρησιμοποιούνται για την ψύξη του νερού και επομένως και στην συνολική εξοικονόμηση ενέργειας του συστήματος.



Διάγραμμα 4. 11 Ρυθμός ροής μάζας νερού - Θερμοκρασία εξόδου του νερού-Ισχύς πάνελ



Διάγραμμα 4. 12 Ρυθμός ροής μάζας νερού - Μέση Θερμοκρασία Πάνελ

Κεφάλαιο 5 Συμπεράσματα

Από την βιβλιογραφική ανασκόπηση συμπεραίνουμε ότι εξαιτίας της βασικής αρχής λειτουργίας, που βασίζεται στην μεταφορά θερμότητας με τον μηχανισμό της ακτινοβολίας, τα συστήματα αυτά προσφέρουν υψηλότερα επίπεδα θερμικής άνεσης σε σύγκριση με τα συμβατικά συστήματα με συναγωγή. Παρόλο που το αρχικό τους κόστος κυμαίνεται στα ίδια επίπεδα με τα αντίστοιχα συστήματα κλιματισμού του αέρα, μελέτες έδειξαν ότι οι ενεργειακές τους απαιτήσεις είναι αρκετά χαμηλότερες, μειώνοντας έτσι το συνολικό κόστος του συστήματος. Βασική προϋπόθεση για να συμβεί αυτό, είναι το σύστημα να έχει σχεδιαστεί κατάλληλα για την εκάστοτε εφαρμογή.

Από την υπολογιστική προσομοίωση, που έγινε σε κώδικα του προγράμματος Matlab, για πάνελ οροφής 1m^2 για ψύξη δωματίου διαστάσεων $3\times 3\times 3$, προέκυψαν ορισμένα συμπεράσματα για τον λειτουργικό και κατασκευαστικό σχεδιασμό που θα προσφέρει την βέλτιστη απόδοση στο σύστημα κατά την λειτουργία του.

Σχετικά με την απόσταση των σωλήνων στο πάνελ, είναι ξεκάθαρο ότι αύξηση της απόστασης οδηγεί σε μείωση τη απόδοσης του συστήματος. Στην προκειμένη περίπτωση ένα εύρος αποστάσεων $0,15-0,2\text{m}$ θεωρείται ιδανικό ώστε να επιτευχθεί μια άκρως ικανοποιητική απόδοση με αποδεκτό κόστος κατασκευής.

Όσον αφορά το πάχος του πάνελ. Για τιμές μικρότερες του $0,5\text{mm}$ το πάχος παίζει πρωτεύον ρόλο στην ψυκτική απόδοση και οποιαδήποτε αλλαγή σε αυτό επηρεάζει την ισχύ του συστήματος σε μεγάλο βαθμό. Για τιμές μεγαλύτερες των 2mm αλλαγές στο πάχος προκαλούν ανεπαίσθητη διαφορά στην απόδοση. Για πρακτικούς και οικονομικούς λόγους είναι επιθυμητές τιμές μεταξύ $0,5-1\text{mm}$.

Η θερμική αγωγιμότητα του υλικού κατασκευής του πάνελ είναι άλλος ένα σημαντικός παράγοντας που πρέπει να ληφθεί υπόψιν. Για υλικά με θερμική αγωγιμότητα μικρότερη των 150W/mK οποιαδήποτε μείωση της θερμικής αγωγιμότητας προκαλεί σημαντική μείωση στην ψυκτική ισχύ. Συνεπώς, θα πρέπει να επιλέγεται το υλικό με τη μεγαλύτερη θερμική αγωγιμότητα. Αντίθετα, η επιρροή υλικών, με θερμική αγωγιμότητα μεγαλύτερη των 150W/mK , στην ψυκτική απόδοση του πάνελ είναι σημαντικά μικρότερη, οπότε ο πιο σημαντικός παράγοντας επιλογής στην προκειμένη περίπτωση είναι το κόστος του υλικού. Συγκεκριμένα το αλουμίνιο συνδυάζει χαμηλό κόστος με υψηλή αγωγιμότητα και για αυτό προτιμάται στις περισσότερες κατασκευές CRCP.

Αντίστοιχη αναφορά αξίζει να γίνει στη θερμική αγωγιμότητα των σωλήνων του συστήματος. Για τιμές μικρότερες του 1W/mK οποιαδήποτε αυξομείωση προκαλεί αντίστοιχα σημαντική μεταβολή στην ψυκτική ικανότητα του συστήματος. Συνεπώς, για το παραπάνω εύρος τιμών θα ήταν ωφέλιμο να επιλέγεται το υλικό με την

υψηλότερη θερμική αγωγιμότητα. Από την άλλη μεριά, για τιμές μεγαλύτερες των 10W/mK η επίδραση τους στην ισχύ του συστήματος είναι σαφώς μικρότερη οπότε θα ήταν επωφελές για τον κατασκευαστή να επιλέξει απλά το υλικό με το χαμηλότερο κόστος. Οι σωλήνες χαλκού φαίνεται να είναι μια εξαιρετική επιλογή που συνδυάζει υψηλή θερμική αγωγιμότητα και σχετικά χαμηλό κόστος.

Ένα ακόμα σημαντικό κομμάτι της ανάλυσης απόδοσης του πάνελ είναι η παροχή και συνεπώς η ταχύτητα του νερού στο κύκλωμα των σωλήνων. Η βέλτιστη λύση προϋποθέτει η παροχή να είναι αρκετά μεγάλη ώστε να επιτυγχάνεται τυρβώδης ροή στους σωλήνες, δηλαδή από $0,019\text{kg/s}$ και πάνω για τα συγκεκριμένα σχεδιαστικά πρότυπα, ώστε να μεγιστοποιούνται τα φαινόμενα μεταφοράς θερμότητας. Ταυτόχρονα, η ταχύτητα του νερού θα πρέπει να διατηρείται κάτω από 1m/s , που ισοδυναμεί με παροχή $0,087\text{kg/s}$, ώστε να μην προκύψουν προβλήματα θορύβου.

Τέλος, εφόσον έχει εξασφαλιστεί η μικτή συναγωγή στον εσωτερικό χώρο του δωματίου, η ταχύτητα του αέρα στους αεραγωγούς φαίνεται να μην επηρεάζει σημαντικά την απόδοση του CRCP, ωστόσο θεωρείται άκρως σημαντική για την αποφυγή δημιουργίας συμπυκνώματος στις επιφάνειες ψύξης του συστήματος που θα μειώσουν αισθητά την ψυκτική ικανότητα του πάνελ. Ο σημαντικότερος γνώμονας του κατασκευαστή θα πρέπει να είναι η άνεση των ανθρώπων που εξυπηρετεί ο χώρος, για αυτό το λόγο ταχύτητες της τάξης των 2m/s θεωρούνται επαρκείς.

Είναι σημαντικό να παρατηρήσουμε ότι η αποδοτική λειτουργία του πάνελ δεν είναι συνάρτηση μίας μονάχα μεταβλητής αλλά επηρεάζεται, όπως αναφέραμε, από πληθώρα παραμέτρων. Το γεγονός αυτό παρέχει την δυνατότητα, όταν για οποιοδήποτε πρακτικό ή οικονομικό λόγο, δεν μπορούμε να έχουμε την ιδανική κατασκευαστική ή λειτουργική παράμετρο, να επέμβουμε σε κάποια άλλη μεταβλητή ώστε να επιτύχουμε την επιθυμητή απόδοση.

Βιβλιογραφία

- ANSI/ASHRAE (2017) ‘ANSI/ASHRAE 55:2017 Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy’, *Ashrae*. doi: 10.1007/s11926-011-0203-9.
- ASHRAE (2000) ‘Systems and Equipment Handbook’, in *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Inc.* Atlanta. GA.
- ASHRAE (2012) ‘Handbook. HVAC Systems and Equipment. Chapter 6. Panel Heating and Cooling’, *American Society of Heating, Refrigeration and Air conditioning Engineers*.
- Athienitis, A. K. (1997) ‘Investigation of thermal performance of a passive solar building with floor radiant heating’, *Solar Energy*. Pergamon, 61(5), pp. 337–345. doi: 10.1016/S0038-092X(97)00077-7.
- Awbi, H. B. and Hatton, A. (2000) ‘Mixed convection from heated room surfaces’, *Energy and Buildings*, 32, pp. 153–166. doi: 10.1016/S0098-8472(99)00063-5.
- Bean, R., Olesen, B. and Kim, K. (2010) ‘History of Radiant Heating and Cooling’, *ASHRAE Journal*.
- Bean, R., Olesen, B. W. and Kim, K. W. (2010) ‘Part 2 history of radiant heating & cooling systems’, *ASHRAE Journal*.
- Beausoleil-Morrison, I. (2001) ‘Algorithm for calculating convection coefficients for internal building surfaces for the case of mixed flow in rooms’, *Energy and Buildings*, 33, pp. 351–361. doi: 10.1016/S0378-7788(00)00117-1.
- Behne, M. (1999) ‘Indoor air quality in rooms with cooled ceilings.: Mixing ventilation or rather displacement ventilation?’, *Energy and Buildings*. Elsevier, 30(2), pp. 155–166. doi: 10.1016/S0378-7788(98)00083-8.
- Causone, F. *et al.* (2010) ‘Floor heating and cooling combined with displacement ventilation: Possibilities and limitations’, *Energy and Buildings*. Elsevier, 42(12), pp. 2338–2352. doi: 10.1016/J.ENBUILD.2010.08.001.
- Chen, Q., Meyers, C. and Kooi, J. v. d. . (1989) ‘Convective heat transfer in rooms with mixed convection’, in *International Seminar on Indoor Air Flow Patterns in Ventilated Spaces*. Liege, Belgium, pp. 69–82.
- CIBSE (2006) *Environment Design: CIBSE Guide A, Environmental design: CIBSE Guide A*. doi: 10.1016/B978-0-240-81224-3.00016-9.
- DIN 4715 (1997) ‘Cooling surfaces for rooms; part 1: measuring of the performance with free flow’, *Deutsches Institut fur Normung*.
- Le Dréau, J. and Heiselberg, P. (2014) ‘Sensitivity analysis of the thermal performance of radiant and convective terminals for cooling buildings’, *Energy and Buildings*. Elsevier, 82, pp. 482–491. doi: 10.1016/J.ENBUILD.2014.07.002.
- Fanger, P. O. (1973) ‘Assessment of man’s thermal comfort in practice’, *Occupational and Environmental Medicine*. doi: 10.1136/oem.30.4.313.
- Feng, J. (2014) *Design and Control of Hydronic Radiant Cooling Systems*.

- Feng, J. (Dove), Schiavon, S. and Bauman, F. (2013) ‘Cooling load differences between radiant and air systems’, *Energy and Buildings*, 65, pp. 310–321. doi: 10.1016/j.enbuild.2013.06.009.
- Feustel, H. E. and Stetiu, C. (1995) ‘Hydronic radiant cooling — preliminary assessment’, *Energy and Buildings*. Elsevier, 22(3), pp. 193–205. doi: 10.1016/0378-7788(95)00922-K.
- Fisher, D. E. and Pedersen, C. O. (1997) ‘Convective heat transfer in building energy and thermal load calculations’, *ASHRAE Transactions*, 103(2), pp. 137–148.
- Guruprakash Sastry, B. *et al.* (2014) ‘VAV vs Radiant Side-by-Side Comparison’, *ASHRAE Journal*. Available at: www.ashrae.org. (Accessed: 12 February 2019).
- Hao, X. *et al.* (2007) ‘A combined system of chilled ceiling, displacement ventilation and desiccant dehumidification’, *Building and Environment*. Pergamon, 42(9), pp. 3298–3308. doi: 10.1016/J.BUILDENV.2006.08.020.
- ISO 11855-6 (2012) ‘Building Environment Design-Design, Dimensioning, Installation and Control of Embedded Radiant Heating and Cooling Systems. Part 6: Control’, *International Organization for Standard, Geneva, Switzerland*.
- ISO 15251 (2007) *Indoor Environmental Input Parameters for Design and Assessment of Energy Performance of Buildings Addressing Indoor Air Quality, Thermal Environment, Lighting and Acoustics, Cense*. doi: 10.1016/j.csda.2008.11.014.
- Jeong, J. W. and Mumma, S. A. (2003) ‘Ceiling radiant cooling panel capacity enhanced by mixed convection in mechanically ventilated spaces’, *Applied Thermal Engineering*, 23(18), pp. 2293–2306. doi: 10.1016/S1359-4311(03)00211-4.
- Jin, W. *et al.* (2015) ‘Study on Condensation Features of Radiant Cooling Ceiling’, *Procedia Engineering*, 121, pp. 1682–1688. doi: 10.1016/j.proeng.2015.09.117.
- Karmann, C., Schiavon, S. and Bauman, F. (2014) ‘ONLINE MAP OF BUILDINGS USING RADIANT TECHNOLOGIES’, *Proceedings of Indoor Air 2014*. Available at: <http://bit.ly/RadiantFormCBE>.
- Kazanci, O., Berk, ; Olesen, B. W. . and Kolarik, J. (2016) ‘Low Temperature Heating and High Temperature Cooling in Buildings’, *Technical University of Denmark, Department of Civil Engineering*, No. R-356. Available at: www.byg.dtu.dk.
- Kessling, W. *et al.* (2004) ‘Innovative Design Concept for the New Bangkok International Airport, NBIA’, in *Proceedings of the Fourteenth Symposium on Improving Building Systems in Hot and Humid Climates*. Available at: <https://core.ac.uk/download/pdf/79624089.pdf>.
- Kilkis, Í. B., Sager, S. S. and Uludag, M. (1994) ‘A simplified model for radiant heating and cooling panels’, *Simulation Practice and Theory*, 2(2), pp. 61–76. doi: 10.1016/0928-4869(94)90014-0.
- Kim, K. W. and Olesen, B. W. (2015) ‘Radiant heating and cooling systems’, *ASHRAE Journal*, 57, pp. 28–37.
- Kochendoerfer, C. (1996) ‘Standardized Testing of Cooling Panels and Their Use in System Planning’, *ASHRAE Transactions*, 102(1), pp. 651–658.

- Koschenz, M. and Dorer, V. (1999) 'Interaction of an air system with concrete core conditioning', *Energy and Buildings*. Elsevier, 30(2), pp. 139–145. doi: 10.1016/S0378-7788(98)00081-4.
- Lehmann, B., Dorer, V. and Koschenz, M. (2007) 'Application range of thermally activated building systems tabs', *Energy and Buildings*. Elsevier, 39(5), pp. 593–598. doi: 10.1016/J.ENBUILD.2006.09.009.
- Lienhard IV, J. H. and Lienhard V, J. H. (2017) 'A HEAT TRANSFER TEXTBOOK, fourth edition', *Phlogiston Press*. doi: 978-04864793161.
- Machner, R. (2015) 'Thermal Comfort in Office Buildings in Line with a New German Acoustic Guideline', *Energy Procedia*. Elsevier, 78, pp. 2881–2886. doi: 10.1016/J.EGYPRO.2015.11.658.
- Meierhans, R. and Olesen, B. W. (2002) 'Art museum in Bregenz - Soft HVAC for a strong architecture', *ASHRAE Transactions*, 108 Part 2, pp. 1–6.
- Mumma, S. A. (2001) 'Ceiling panel cooling systems', *ASHRAE Journal*, 43(11), pp. 28–32.
- Mumma, S. A. (2002) 'Chilled ceilings in parallel with dedicated outdoor air systems: Addressing the concerns of condensation, capacity, and cost', *ASHRAE Transactions*, 8, PART 2, pp. 220–231.
- Mumma, S. A. and Jeong, J. W. (2005) 'Field experience controlling a dedicated outdoor air system', *ASHRAE Transactions*, 111.
- Ning, B. *et al.* (2016) 'Cooling capacity improvement for a radiant ceiling panel with uniform surface temperature distribution', *Building and Environment*, 102, pp. 64–72. doi: 10.1016/j.buildenv.2016.03.009.
- Olesen, B. (2008) 'Radiant floor cooling systems', *ASHRAE Journal*.
- Olesen, B. W. (2002) 'Radiant floor heating in theory and practice', *ASHRAE Journal*.
- Olesen, B. W. (2012) 'Thermo Active Building Systems: Using Building Mass To Heat and Cool', *ASHRAE Journal*, 54(2), pp. 44–52.
- Olesen, B. W. (2012) 'Using building mass to heat and cool', *ASHRAE Journal*.
- Olesen, B. W. and Parsons, K. C. (2002) 'Introduction to thermal comfort standards and to the proposed new version of EN ISO 7730', *Energy and Buildings*. Elsevier, 34(6), pp. 537–548. doi: 10.1016/S0378-7788(02)00004-X.
- Park, B. and Krarti, M. (2016) 'Analysis of Integrated Radiant Slab Heating and Cooling Systems for Residential Buildings', *Journal of Architectural Engineering*, 22(1). doi: 10.1061/(ASCE)AE.1943-5568.0000189.
- Rage, N., Kazanci, O. B. and Olesen, B. W. (2016) 'Numerical simulation of the effects of hanging sound absorbers on TABS cooling performance'. Available at: [http://orbit.dtu.dk/en/publications/numerical-simulation-of-the-effects-of-hanging-sound-absorbers-on-tabs-cooling-performance\(9033d354-e360-4ed1-a0f5-caaf2b49121a\).html](http://orbit.dtu.dk/en/publications/numerical-simulation-of-the-effects-of-hanging-sound-absorbers-on-tabs-cooling-performance(9033d354-e360-4ed1-a0f5-caaf2b49121a).html) (Accessed: 14 January 2019).
- Rijksen, D. O., Wisse, C. J. and van Schijndel, A. W. M. (2010) 'Reducing peak

requirements for cooling by using thermally activated building systems', *Energy and Buildings*. doi: 10.1016/j.enbuild.2009.09.007.

Ryu, S. R. *et al.* (2004) 'A Study on the control methods for radiant floor heating and cooling system in residential building', *ASHRAE Transactions*, 110 PART I, pp. 106–116.

Van Der Schee, W. G. (2011) 'Measurement of the noise production in water pipes', in *SYMPOSIUM CIB W062*. AVEIRO PORTUGAL. Available at: http://www.irbnet.de/daten/iconda/CIB_DC24000.pdf (Accessed: 14 February 2019).

Seo, J.-M., Song, D. and Lee, K. H. (2014) 'Possibility of coupling outdoor air cooling and radiant floor cooling under hot and humid climate conditions', *Energy and Buildings*. Elsevier, 81, pp. 219–226. doi: 10.1016/J.ENBUILD.2014.06.023.

Spitler, J. D., Pedersen, C. O. and Fisher, D. E. (1991) 'Interior convective heat transfer in buildings with large ventilative flow rates', *ASHRAE Transactions*, 97(1), pp. 505–515.

Su, L. *et al.* (2015) 'Heat transfer and cooling characteristics of concrete ceiling radiant cooling panel', *Applied Thermal Engineering*, 84, pp. 170–179. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.03.045.

Tian, Z. and Love, J. A. (2008) 'A field study of occupant thermal comfort and thermal environments with radiant slab cooling', *Building and Environment*. Pergamon, 43(10), pp. 1658–1670. doi: 10.1016/j.buildenv.2007.10.012.

Zeiler, W. and Boxem, G. (2009) 'Effects of thermal activated building systems in schools on thermal comfort in winter', *Building and Environment*. Pergamon, 44(11), pp. 2308–2317. doi: 10.1016/J.BUILDENV.2009.05.005.

Zhang, L. Z. and Niu, J. L. (2003) 'Indoor humidity behaviors associated with decoupled cooling in hot and humid climates', *Building and Environment*. Pergamon, 38(1), pp. 99–107. doi: 10.1016/S0360-1323(02)00018-5.