

Θερμοδυναμική ανάλυση οικιακού ψυγείου με κύκλο απορρόφησης και χρήση ηλιακής ενέργειας

Μαυροματίδης Γεώργιος, Άγις Μ. Παπαδόπουλος

Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Εργαστήριο Μετάδοσης Θερμότητας και Περιβαλλοντικής Μηχανικής, Θυρίδα 483, ΤΚ 541 24 Θεσσαλονίκη

¹*Email: mavromatidis@aix.meng.auth.gr, τηλ: 2310996048, fax: 2310996012*

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας από οικιακές συσκευές αποτελεί σημαντικό ποσοστό της κατανάλωσης ενέργειας σε κατοικίες και γενικότερα στον κτιριακό τομέα. Συνεπώς, η μείωση της κατανάλωσης ενέργειας που προέρχεται από αυτήν την περιοχή είναι πρωτεύουσας σημασίας. Η δυνατότητα λειτουργίας των συσκευών αυτών με ενέργεια που προέρχεται από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας (ΑΠΕ) είναι μία παρέμβαση με σημαντική προοπτική εξοικονόμησης ενέργειας. Αντικείμενο της εργασίας αυτής είναι η θερμοδυναμική ανάλυση της λειτουργίας ενός οικιακού ψυγείου του οποίου η αρχή λειτουργίας είναι ο κύκλος απορρόφησης, όπου η απαιτούμενη ενέργεια για την λειτουργία του ψυγείου προέρχεται από ηλιακή ενέργεια. Σε πρώτο στάδιο παρατίθεται η περιγραφή του θερμοδυναμικού κύκλου ψύξης με απορρόφηση καθώς και η ανάλυση των ιδιοτήτων των δύο ζευγών χημικών ουσιών που εξετάζονται στην παρούσα ανάλυση. Το πρώτο ζεύγος που εξετάζεται είναι το σύστημα νερού-βρωμιούχου λιθίου ($H_2O-LiBr$), όπου το νερό είναι το ψυκτικό μέσο και το βρωμιούχο λίθιο το μέσο μεταφοράς. Το άλλο ζεύγος είναι το σύστημα αμμωνίας-νερού (NH_3-H_2O), στο οποίο η αμμωνία παίζει το ρόλο του ψυκτικού μέσου και το νερό το ρόλο του μέσου μεταφοράς. Το τελευταίο κομμάτι της εργασίας είναι ο προσδιορισμός του ποσοστού της ενέργειας που απαιτείται για την λειτουργία του ψυγείου, που μπορεί να καλυφθεί με τη χρήση ενός ηλιακού συλλέκτη. Με την μέθοδο «f-Φ charts» καθορίζεται για κάθε μήνα κατά την διάρκεια του χρόνου το ποσοστό κάλυψης της απαιτούμενης ενέργειας από ηλιακή ενέργεια.

1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

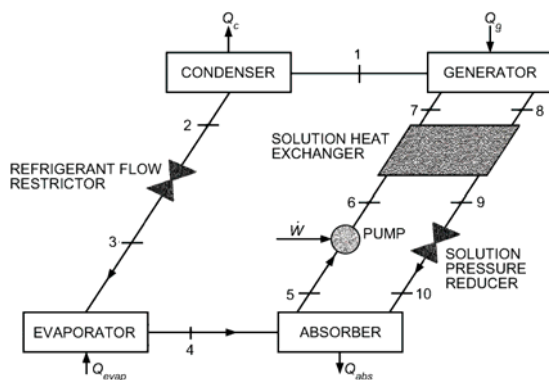
Με βάση πρόσφατες έρευνες ένα σημαντικό ποσοστό της τάξης του 15% της συνολικής οικιακής κατανάλωσης ηλεκτρισμού οφείλεται κυρίως σε ψυγεία και καταψύκτες. Η ανάγκη για φιλική προς το περιβάλλον ψύξη από την άποψη της αειφορίας και της εξοικονόμησης ενέργειας έχει οδηγήσει στη διερεύνηση των κύκλων απορρόφησης και προσρόφησης, προκειμένου να εφαρμοστούν σε οικιακά ψυγεία.

Η θερμοδυναμική ανάλυση ενός ψυγείου που λειτουργεί με βάση τον κύκλο απορρόφησης χρησιμοποιώντας είτε αμμωνία-νερό ως εργαζόμενο μέσο είτε νερό-βρωμιούχο λίθιο είναι απαραίτητη προκειμένου να αξιολογηθούν οι δυνατότητες αξιοποίησης της τεχνολογίας απορρόφησης σε οικιακό ψυγείο. Ένα θερμοδυναμικό μοντέλο σύμφωνα με τις βασικές αρχές της θερμοδυναμικής αναπτύχθηκε στην παρούσα μελέτη για προσομοίωση σε ηλεκτρονικό υπολογιστή ως πρώτη προσέγγιση για ένα οικιακό ψυγείο που λειτουργεί με τον κύκλο απορρόφησης.

2. ΘΕΩΡΗΤΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ

2.1. Περιγραφή θερμοδυναμικού κύκλου απορρόφησης

Ο θερμοδυναμικός κύκλος απορρόφησης μίας βαθμίδας εξετάζεται στην παρούσα μελέτη, όπως απεικονίζεται στο παρακάτω σχήμα. Τα κύρια μέρη μίας ψυκτικής μηχανής που λειτουργεί με βάση τον κύκλο απορρόφησης είναι: ο αναγεννητής, ο συμπυκνωτής, ο εξατμιστής, ο απορροφητής, η αντλία του διαλύματος και οι βαλβίδες εκτόνωσης. Για την βελτίωση της απόδοσης του συστήματος ένας εναλλάκτης διαλύματος χρησιμοποιείται μεταξύ του αναγεννητή και του απορροφητή. Το σύστημα απεικονίζεται στο Σχήμα 1.



Σχήμα 1. Θερμοδυναμικός κύκλος απορρόφησης μίας βαθμίδας (ASHRAE, 2009)

Μία πηγή θερμότητας παρέχει το απαραίτητο ποσό ενέργειας στον αναγεννητή της ψυκτικής διάταξης. Στον αναγεννητή βρίσκεται το πλούσιο διάλυμα (διάλυμα με υψηλή συγκέντρωση του ψυκτικού υγρού). Το διάλυμα αποτελείται από δύο ουσίες, η μία είναι η απορροφητική ουσία και η άλλη το ψυκτικό υγρό. Οι δύο αυτές ουσίες πρέπει να έχουν τις κατάλληλες ιδιότητες έτσι ώστε το ψυκτικό υγρό να μπορεί να απορροφηθεί στο διάλυμα σε χαμηλή θερμοκρασία (θερμοκρασία απορρόφησης) και να μπορεί να αφαιρεθεί από το διάλυμα σε σχετικά υψηλή θερμοκρασία (θερμοκρασία αναγέννησης). Εξαιτίας της μεταφοράς θερμότητας προς το πλούσιο διάλυμα, ένα μέρος του ψυκτικού διαλύματος βράζει, φεύγει από το πλούσιο διάλυμα και κατευθύνεται προς τον συμπυκνωτή. Το υπολειπόμενο διάλυμα γυρνάει πίσω προς τον απορροφητή.

2.2. Θερμοδυναμική Ανάλυση

Για την ανάλυση του θερμοδυναμικού κύκλου ισοζύγια μάζας και ενέργειας εφαρμόζονται για κάθε εξάρτημα του συστήματος (σύμφωνα με την Εικ.1) όπως φαίνεται παρακάτω:

Πίνακας 1. Ισοζύγια ενέργειας και μάζας για κάθε εξάρτημα του ψυγείου

Εξάρτημα	Ισοζύγιο Ενέργειας	Ισοζύγιο Μάζας
Αναγεννητής	$Q_g = \dot{m}_{ws} h_8 + \dot{m}_{ref} h_1 - \dot{m}_{ss} h_7$	$\dot{m}_1 + \dot{m}_8 = \dot{m}_7 \Rightarrow \dot{m}_{ref} + \dot{m}_{ws} = \dot{m}_{ss}$
Συμπυκνωτής	$Q_c = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_2)$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{ref}$
Βαλβίδα Εκτόνωσης (διεργασία 2-3)	$h_2 = h_3$	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_{ref}$
Εξατμιστής	$Q_e = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3)$	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_{ref}$
Απορροφητής	$Q_a = \dot{m}_{ss} h_5 - \dot{m}_{ref} h_4 - \dot{m}_{ws} h_{10}$	$\dot{m}_4 + \dot{m}_{10} = \dot{m}_5 \Rightarrow \dot{m}_{ref} + \dot{m}_{ws} = \dot{m}_{ss}$
Βαλβίδα Εκτόνωσης(διεργασία 9- 10)	$h_9 = h_{10}$	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} = \dot{m}_{ws}$
Εναλλάκτης διαλύματος	$\dot{m}_{ss} (h_7 - h_6) = \dot{m}_{ws} (h_8 - h_9)$	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{ws}$ $\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_{ss}$
Αντλία διαλύματος	$W_p = (P_6 - P_5) \cdot v_6$	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{ss}$

Η αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη του διαλύματος ε_{SHX} ορίζεται ως εξής:

$$\varepsilon_{SHX} = \frac{h_7 - h_6}{h_8 - h_6} = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_6}$$

2.3. Βαθμός απόδοσης ψυγείου (Coefficient of Performance – COP)

Ο βαθμός απόδοσης μίας ψυκτικής μηχανής που λειτουργεί βάσει του κύκλου απορρόφησης ορίζεται ως το πηλίκο μεταξύ της θερμότητας που αφαιρείται από τον ψυχόμενο χώρο και της θερμότητας που παρέχεται στον αναγεννητή και της ενέργειας που καταναλώνει η αντλία του διαλύματος:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p}$$

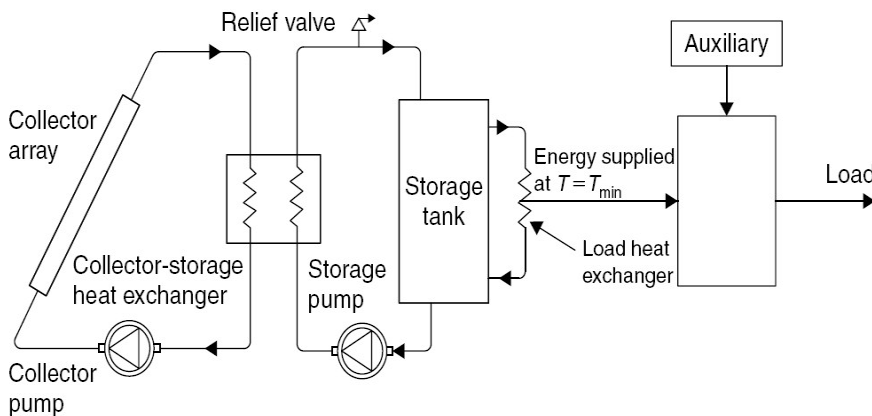
Στις περισσότερες περιπτώσεις η απαιτούμενη ενέργεια για τη λειτουργία της αντλίας του διαλύματος μπορεί να αγνοηθεί, αφού ισοδυναμεί με το 1% της απαιτούμενης ενέργειας για τη λειτουργία του ψυγείου.

2.4. Αναλυτικές εξισώσεις υπολογισμού θερμοδυναμικών ιδιοτήτων

Προκειμένου να υπολογιστεί η εναλλαγή θερμότητας σε κάθε εξάρτημα του ψυγείου καθώς και ο βαθμός απόδοσης του ψυγείου είναι απαραίτητο να υπολογιστούν οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου για κάθε σημείο του θερμοδυναμικού κύκλου. Οι θερμοδυναμικές ιδιότητες που υπολογίζονται είναι: η ενθαλπία, η πίεση, η πυκνότητα και η συγκέντρωση του διαλύματος.

3. ΗΛΙΑΚΟ ΨΥΓΕΙΟ

Η δυνατότητα λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης με πολλές μορφές θερμικής ενέργειας μεταξύ των οποίων και η ηλιακή είναι σήμερα ένα από τα βασικά του πλεονεκτήματα. Επιπλέον, ψύξη συνήθως απαιτείται σε χώρους όπου διαθεσιμότητα ηλιακής ενέργειας είναι η μεγαλύτερη και στην πραγματικότητα, αυτός είναι ο βασικός λόγος για τη συνέχιση της έρευνας σε ηλιακά συστήματα ψύξης. Το παρακάτω σχήμα δείχνει το σχηματικό διάγραμμα μιας ψυκτικής διάταξης με κύκλο απορρόφησης καθώς και την εφαρμογή του ηλιακού συλλέκτη στο ψυγείο.



Σχήμα 2. Λεπτομερές σχηματικό διάγραμμα του ηλιακού συστήματος (Kalogirou, 2009)

Εδώ, η ηλιακή ενέργεια που συγκεντρώθηκε από τον συλλέκτη συσσωρεύεται στη δεξαμενή αποθήκευσης. Στη συνέχεια, το ζεστό νερό στη δεξαμενή αποθήκευσης παρέχεται στον αναγεννητήρα για να βράσει το διάλυμα και να απομακρυνθούν οι ατμοί του ψυκτικού υγρού από το διάλυμα και να διαχωριστεί από την απορροφητική ουσία. Μια βοηθητική πηγή ενέργειας είναι απαραίτητη, έτσι ώστε ζεστό νερό να παρέχεται στον αναγεννητήρα, όταν η ηλιακή ενέργεια δεν επαρκεί για να θερμάνει το νερό στο απαιτούμενο επίπεδο θερμοκρασίας που απαιτείται από τον αναγεννητήρα. Η μαθηματική μοντελοποίηση του πλήρους ηλιακά υποβοηθούμενου ψυγείου απορρόφησης απαιτεί μοντελοποίηση των ηλιακών συστημάτων συλλογής ξεχωριστά.

Οι Klein και Beckman (Beckman et al., 1979) συνδύασαν την μέθοδο utilizability με την f-charts για την παραγωγή της μεθόδου -f charts για ένα κλειστό κύκλωμα σύστημα ηλιακής ενέργειας, όπως φαίνεται στην εικόνα. 3. Η μέθοδος δεν περιορίζεται σε φορτία που βρίσκονται στους 20oC. Σε αυτό το σύστημα, η δεξαμενή αποθήκευσης θεωρείται ότι είναι υπό πίεση ή με υγρό σε υψηλό σημείο βρασμού έτσι ώστε να μην εμφανίζεται απώλεια ενέργειας μέσα από τη βαλβίδα ανακούφισης. Το βοηθητικό σύστημα θέρμανσης είναι συνδεδεμένο παράλληλα με το σύστημα ηλιακής ενέργειας. Σε αυτά τα συστήματα, η ενέργεια που παρέχεται στο φορτίο πρέπει να είναι πάνω από μια ορισμένη ελάχιστη θερμοκρασία T_{min} ώστε να είναι χρήσιμη, και πρέπει να χρησιμοποιείται σε σταθερή θερμική απόδοση ή συντελεστή απόδοσης, έτσι ώστε το φορτίο στο σύστημα ηλιακής ενέργειας να μπορεί να εκτιμηθεί.

4. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Προκειμένου να εξεταστούν και να αναλυθούν τα αποτελέσματα που προκύπτουν από αυτήν την ανάλυση, οι εξισώσεις που προηγήθηκαν μοντελοποιήθηκαν με τη χρήση του Microsoft Excel και για τα δύο ζεύγη εργαζόμενων μέσων που εξετάστηκαν καθώς και η περίπτωση της λειτουργίας της ψυκτικής διάταξης σε συνδυασμό με ηλιακό συλλέκτη.

4.1. Νερό – Βρωμιούχο Λίθιο ($H_2O - LiBr$)

Μία σειρά από προσομοιώσεις εκτελέστηκαν προκειμένου να προσδιοριστεί η μεταβολή του βαθμού απόδοσης (COP) του ψυγείου σε συνάρτηση με τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του ψυγείου. Η είσοδος που δόθηκε στο πρόγραμμα, όπως προαναφέρθηκε, αποτελείται από τις θερμοκρασίες των τεσσάρων βασικών εξαρτημάτων του ψυγείου, την αποτελεσματικότητα του εναλλάκτη διαλύματος και τέλος του ψυκτικού φορτίου που θα πρέπει να καλύψει το ψυγείο, Q_e .

Ένα παράδειγμα δεδομένων εισόδου που δόθηκαν στο πρόγραμμα φαίνεται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 2. Δεδομένα εισόδου για το εργαζόμενο ζεύγος $H_2O-LiBr$

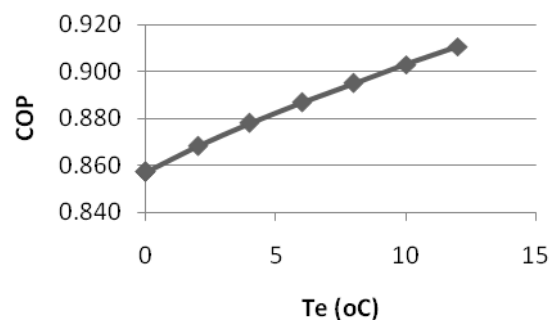
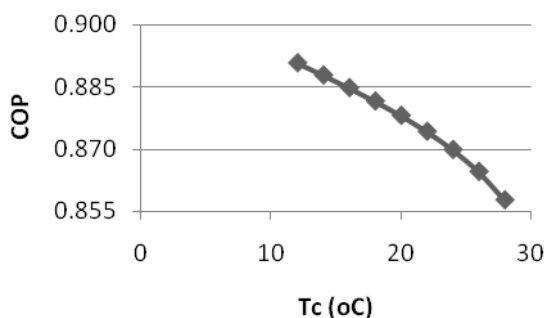
T_c (°C)	20	T_g (°C)	55
T_a (°C)	20	Q_{ref} (kcal/hr)	300
T_e (°C)	4	ϵ_{SHX}	0.8

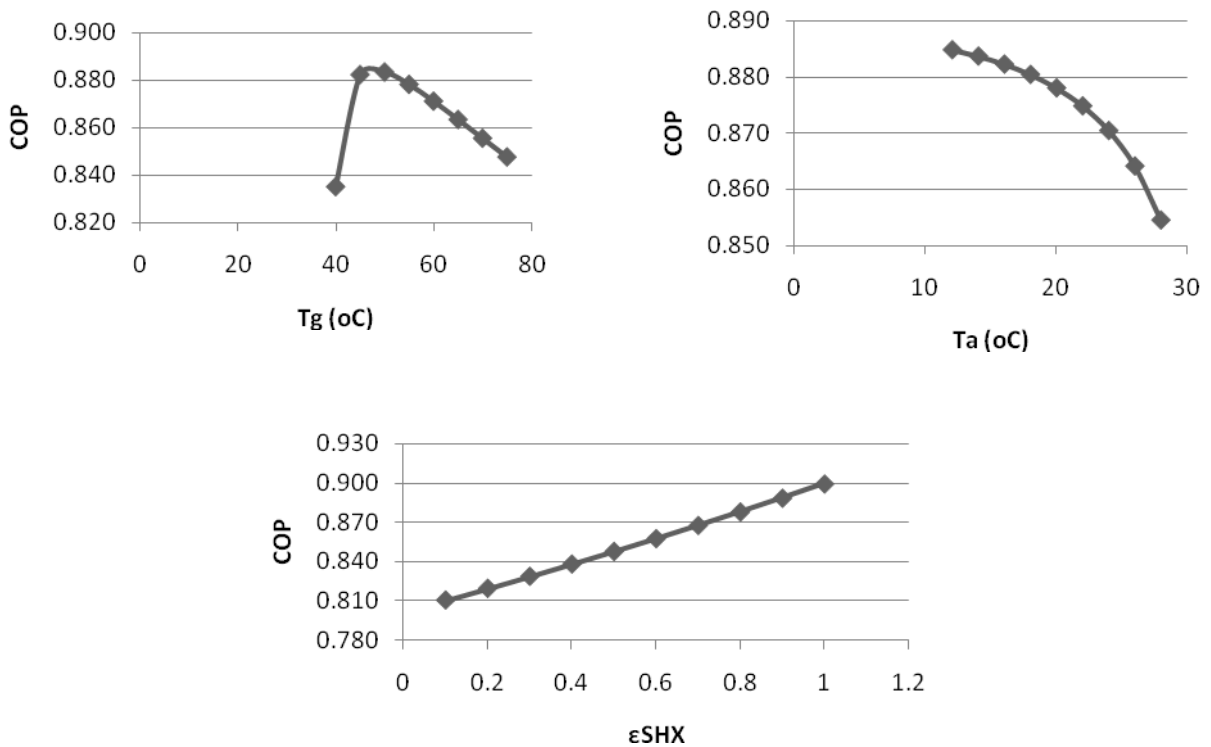
Ο βαθμός απόδοσης, η εναλλαγή θερμότητας σε κάθε εξάρτημα και οι θερμοδυναμικές ιδιότητες του εργαζόμενου ζεύγους σε κάθε σημείο του θερμοδυναμικού κύκλου φαίνονται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 3. Βαθμός απόδοσης COP, εναλλαγή θερμότητας σε κάθε εξάρτημα του ψυγείου για το εργαζόμενο ζεύγος $H_2O-LiBr$

COP	0.878	Q_e	300.00 kcal/hr	348.90 Watts
		Q_c	311.79 kcal/hr	362.61 Watts
		Q_a	329.89 kcal/hr	383.66 Watts
		Q_g	341.68 kcal/hr	397.37 Watts

Επιπλέον, τα παρακάτω διαγράμματα δείχνουν τη μεταβολή του βαθμού απόδοσης (COP) όταν μία παράμετρος εισόδου αλλάζει και οι υπόλοιπες παραμένουν σταθερές.





Σχήμα 3. Μεταβολή του βαθμού απόδοσης COP σε συνάρτηση με τις θερμοκρασίες των εξαρτημάτων και την αποδοτικότητα του εναλλάκτη διαλύματος για το ζεύγος H₂O-LiBr

Τα παραπάνω διαγράμματα οδηγούν σε μερικά πολύ χρήσιμα συμπεράσματα. Παρόλο που φαίνεται ότι υπάρχει μία ξεκάθαρη σχέση μεταξύ του βαθμού απόδοσης και της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή, του εξατμιστή και του απορροφητή, δεν ισχύει το ίδιο για τον αναγεννητή. Αρχικά, είναι προφανές ότι ο βαθμός απόδοσης COP αυξάνεται όσο η T_c ή η T_a αυξάνεται και όσο η T_e μειώνεται. Ωστόσο, όσον αφορά την θερμοκρασία του αναγεννητή T_g, ο βαθμός απόδοσης παρουσιάζει μία μέγιστη τιμή για τους 50 °C και μετά ξεκινά να μειώνεται. Η ίδια συμπεριφορά παρατηρείται και όταν οι υπολογισμοί διεξάγονται και για άλλες εισόδους στο πρόγραμμα. Όπως είναι φανερό ο βαθμός απόδοσης αυξάνεται καθώς η αποδοτικότητα του εναλλάκτη διαλύματος ε_{SHX} αυξάνεται, καθώς επιτρέπει καλύτερη εναλλαγή θερμότητας μεταξύ ισχυρού και αδύναμου διαλύματος.

Με αυτές τις τιμές εισόδου εφαρμόζεται η f -chart μέθοδος για να εξεταστεί πώς λειτουργεί το σύστημα με τη χρήση ενός ηλιακού συλλέκτη. Τα δεδομένα που χρησιμοποιήθηκαν για αυτόν τον υπολογισμό είναι:

Τοποθεσία:

Τοποθεσία	Αθήνα
Γεωγραφικό Πλάτος	37.98°

$F_R U_L$ (W/m ² ·°C)	5.92
----------------------------------	------

Χαρακτηριστικά ηλιακού συλλέκτη:

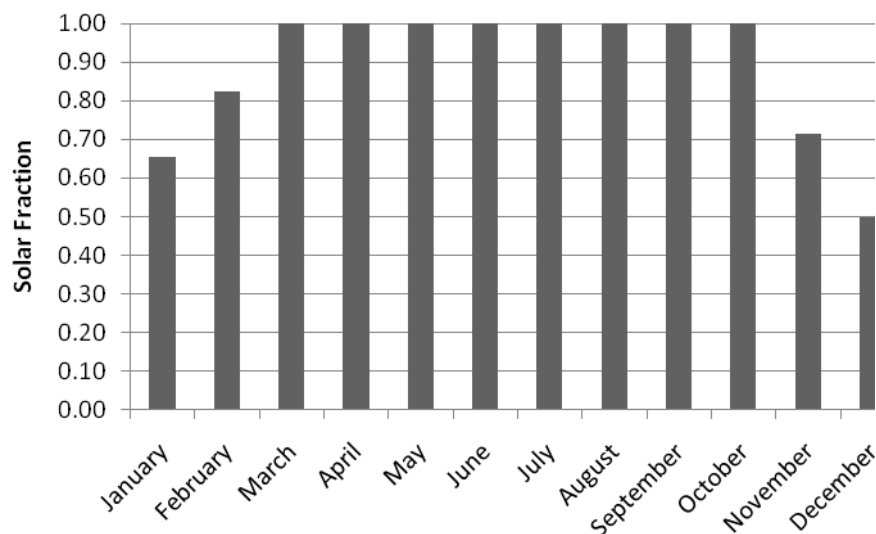
$F_R(\tau\alpha)_n$	0.82
β (tilt)	30
Τύπος συλλέκτη	Διπλού καλύμματος

Ενεργειακές απαιτήσεις:

Εναλλαγή θερμότητας (W)	397.37
T_{min} (°C)	60
Διάρκεια (h)	4

Όσον αφορά τις ενεργειακές απαιτήσεις, η εναλλαγή θερμότητας είναι ίση με το θερμικό φορτίο στο αναγεννητή Q_g το οποίο υπολογίστηκε στο προηγούμενο βήμα. Η ελάχιστη θερμοκρασία T_{min} είναι ίση με 5 °C πάνω από τη θερμοκρασία του αναγεννητή προκειμένου να είναι δυνατή η εναλλαγή θερμότητας στο εξάρτημα αυτό και τέλος η διάρκεια λειτουργίας του ψυγείου κάθε μέρα υποτέθηκε ίση με 4 ώρες.

Το ηλιακό κλάσμα για κάθε μήνα φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα:



Σχήμα 4. Μηνιαίο ηλιακό κλάσμα για το εργαζόμενο ζεύγος $H_2O-LiBr$

Επομένως, είναι φανερό ότι η θερμότητα που απαιτείται από τον αναγεννητή του ψυγείου μπορεί να καλυφθεί πλήρως για τους 8 μήνες του χρόνου και σε ένα πολύ μεγάλο ποσοστό για τους υπόλοιπους 4 μήνες του χρόνου, για τις κλιματικές συνθήκες της Αθήνας. Σε περιοχές όπου η ηλιακή ακτινοβολία είναι πιο έντονη τα αποτελέσματα θα είναι πιο βελτιωμένα.

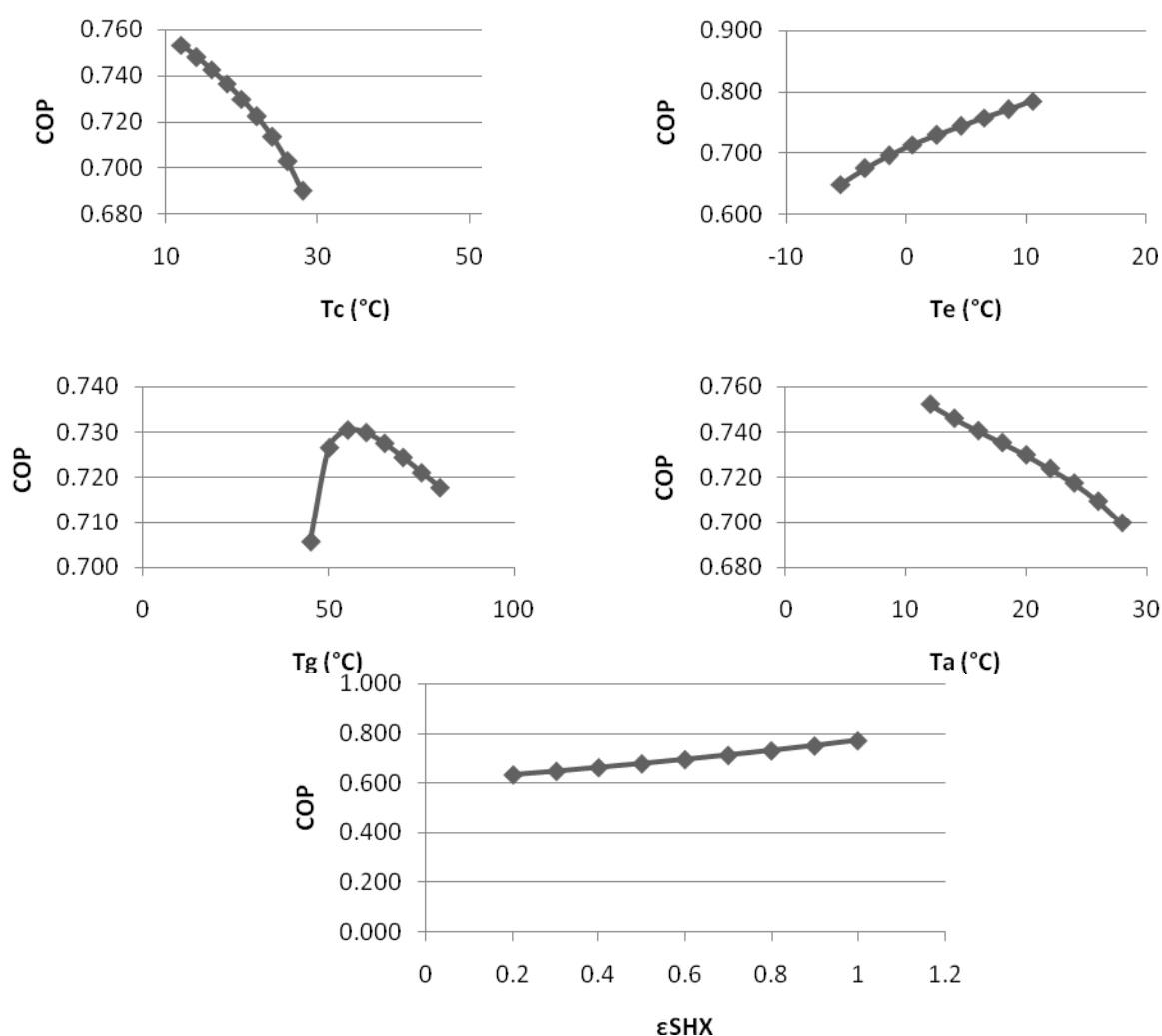
4.2. Αμμωνία – Νερό ($NH_3 - H_2O$)

Αντίστοιχα αποτελέσματα παρήχθησαν και για το εργαζόμενο ζεύγος αμμωνίας-νερού. Τα δεδομένα εισόδου τα οποία χρησιμοποιήθηκαν ήταν τα ίδια με την προηγούμενη περίπτωση προκειμένου να είναι δυνατή και η σύγκριση με το εργαζόμενο ζεύγος νερό-βρωμιούχο λίθιο. Οι τιμές των αποτελεσμάτων φαίνονται παρακάτω:

Πίνακας 4. Βαθμός απόδοσης COP, εναλλαγή θερμότητας σε κάθε εξάρτημα του ψυγείου για το εργαζόμενο ζεύγος NH₃-H₂O

COP	0.730	Q _e (W)	350
		Q _c (W)	355.51
		Q _a (W)	474.74
		Q _g (W)	479.49

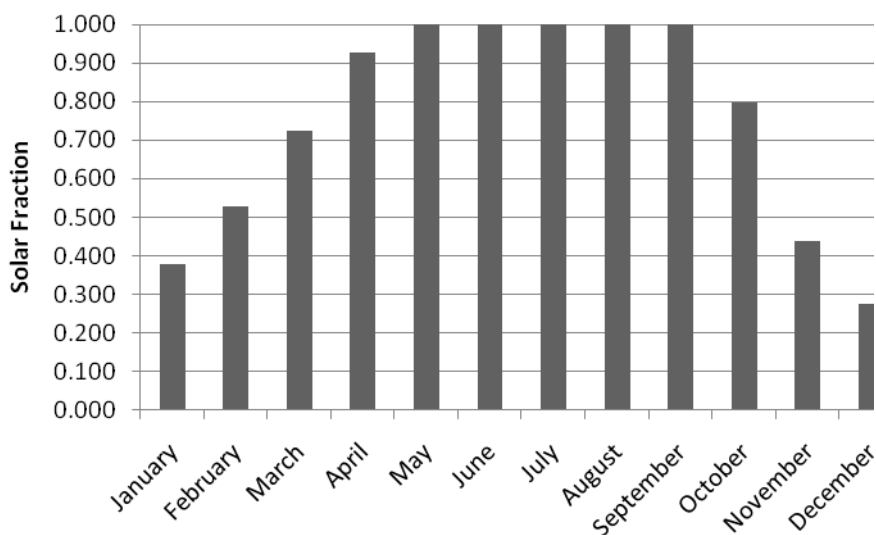
Κατά τον ίδιο τρόπο όπως και η προηγούμενη περίπτωση παρουσιάζεται πώς μεταβάλλεται ο βαθμός απόδοσης COP αν μία παράμετρος εισόδου παραμένει αλλάζει και οι υπόλοιπες παραμένουν σταθερές.



Σχήμα 5. Μεταβολή του βαθμού απόδοσης COP σε συνάρτηση με τις θερμοκρασίες των εξαρτημάτων και την αποδοτικότητα του εναλλάκτη διαλύματος για το ζεύγος NH₃-H₂O

Τα παραπάνω διαγράμματα παρουσιάζουν ομοιότητες με τα αντίστοιχα διαγράμματα για την περίπτωση που το εργαζόμενο ζεύγος είναι το LiBr – H₂O. Ο βαθμός απόδοσης έχει μία ξεκάθαρη σχέση με τις θερμοκρασίες του συμπυκνωτή T_c, του εξαμιστή T_e και του απορροφητή T_a, η οποία είναι ότι αυξάνεται όταν οι T_c και T_a μειώνονται και όταν η θερμοκρασία T_e αυξάνεται. Ωστόσο, η μεταβολή του COP σε σχέση με τη θερμοκρασία του αναγεννητή T_g φαίνεται πιο περίπλοκη. Τέλος, ο βαθμός απόδοσης του ψυγείου αυξάνεται καθώς η αποδοτικότητα του εναλλάκτη του διαλύματος ε_{SHX} αυξάνεται.

Το επόμενο βήμα είναι να εξεταστεί η λειτουργία του συστήματος μετά την ενσωμάτωση ενός ηλιακού συλλέκτη στο σύστημα. Η μέθοδος f -chart χρησιμοποιείται και σε αυτήν την περίπτωση. Τα δεδομένα εισόδου είναι όμοια με την προηγούμεν περίπτωση κι έτσι παραλείπονται. Το ηλιακό κλάσμα φαίνεται επίσης στο παρακάτω διάγραμμα:



Σχήμα 6. Μηνιαίο ηλιακό κλάσμα για το εργαζόμενο ζεύγος $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Στην περίπτωση του ζεύγους $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ όσον αφορά το ηλιακό κλάσμα τα αποτελέσματα είναι λίγο διαφορετικά απ' ό τι στην πρώτη περίπτωση που εξετάστηκε. Η συνολική απαίτηση για θερμότητα καλύπτεται για 5 μήνες του χρόνου (Μάιο μέχρι Σεπτέμβριο) ενώ το ηλιακό κλάσμα διαφέρει για τους υπόλοιπους 7 μήνες από λίγο κάτω του 1 μέχρι ελαφρά μεγαλύτερο του 0,2.

5. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ

Ένα οικιακό ψυγείο που λειτουργεί με βάση τον κύκλο απορρόφησης και στο οποίο η απαιτούμενη ενέργεια προέρχεται από έναν ηλιακό συλλέκτη περιγράφηκε όσον αφορά τη θερμοδυναμική του λειτουργία με εργαζόμενο ζεύγος το $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ όπως επίσης και το $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

Όσον αφορά τα αποτελέσματα μερικά πολύ χρήσιμα συμπεράσματα μπορούν να εξαχθούν από τη σύγκριση μεταξύ των εργαζόμενων μέσων που εξετάστηκαν. Γενικά το εργαζόμενο ζεύγος $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ εμφανίζει μεγαλύτερους βαθμούς απόδοσης (COP) σε σχέση με το $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Επιπλέον, η πολυπλοκότητα του συστήματος που λειτουργεί με το πρώτο εργαζόμενο ζεύγος είναι μικρότερη καθώς για τη λειτουργία του συστήματος με το ζεύγος $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ απαιτεί περισσότερα εξαρτήματα όπως έναν ανορθωτή ή έναν επιπλέον εναλλάκτη ψυκτικού υγρού για να αυξηθεί η υπόψυξη του. Από την άλλη, υπάρχουν κάποια μειονεκτήματα με τη χρήση του LiBr ως απορροφητικού μέσου και του H_2O ως ψυκτικού υγρού. Συγκεκριμένα σημεία πρέπει να ληφθούν υπόψη όπως η πιθανότητα κρυσταλλοποίησης του LiBr (όταν η συγκέντρωση αυξάνεται πάνω από 65-70%) και η αδυναμία λειτουργίας σε πολύ χαμηλές θερμοκρασίες λόγω της χρήσης του νερού ως ψυκτικό υγρό.

Επιπλέον, πολύ χρήσιμα συμπεράσματα προκύπτουν από την ανάλυση που αφορά τη χρήση του ηλιακού συλλέκτη για να παρέχει το απαραίτητο ποσό ενέργειας που απαιτείται για τη λειτουργία του αναγεννητή. Η μέθοδος που χρησιμοποιήθηκε αναπτύχθηκε για εφαρμογές όπως θέρμανση ή ψύξη χώρων με ψύκτες απορρόφησης, επομένως είναι εφαρμόσιμη και σε αυτήν την περίπτωση. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι ένας επίπεδος ηλιακός συλλέκτης με διπλό κάλυμμα εμβαδού 2 m² μπορεί να καλύψει την απαίτηση για θερμική ενέργεια για τη μεγαλύτερη διάρκεια του χρόνου. Φυσικά αυτό εξαρτάται και από τις κλιματικές συνθήκες της περιοχής που εξετάζεται.

Τέλος, ο εξοπλισμός που είναι απαραίτητος προκειμένου να λειτουργήσει το ψυγείο φαίνεται να είναι ακριβός και πολύπλοκος. Ωστόσο, εάν το ηλιακό τμήμα που είναι απαραίτητο για τη λειτουργία του ψυγείου συνδυαστεί με ένα ήδη υπάρχον σύστημα που παρέχει ζεστό νερό χρήσης ή νερό για θέρμανση χώρων τότε το κόστος της επένδυσης θα είναι χαμηλότερο.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- ASHRAE (2009). “ASHRAE FUNDAMENTALS 2009”, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, pp. 2.13-2.20
- Beckman, W.A., Klein, S.A (1979). “A general design method for closed-loop solar energy systems”, Sol. Energy 22 (3), pp. 269-282
- Kalogirou S.A., (2009). “Solar Energy Engineering: Processes and Systems”, Academic Press