



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Διπλωματική Εργασία

**«Θερμική και υδραυλική ανάλυση παραβολικού
ηλιακού συλλέκτη με πτερύγια εντός της ροής»**

Τσιμπούκης Δημήτριος

Επιβλέπων Καθηγητής: Χρήστος Τζιβανίδης

Αθήνα, Ιούλιος 2017

Ευχαριστίες

Θα ήθελα αρχικά να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή κ. Χρήστο Τζιβανίδη για τη βοήθεια του και την ευκαιρία που μου έδωσε να ασχοληθώ με το παρόν θέμα.

Επίσης θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμότατα τον φίλο και μεταδιδακτορικό ερευνητή Ευάγγελο Μπέλλο, ο οποίος με κατεύθυνε και συμβούλευε διαρκώς με τον καλύτερο δυνατό τρόπο ώστε να πραγματοποιηθεί η εργασία αυτή.

Τέλος, ευχαριστώ τον πατέρα μου, τη μητέρα μου και τον αδερφό μου, για τη διαρκή στήριξη και συμπαράσταση τους σε όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

Περιεχόμενα

Περίληψη	v
Abstract.....	vi
Επεξήγηση συμβόλων.....	vii
Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή.....	1
1.1 Ενεργειακή Κατανάλωση	1
1.2 Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας	2
Κεφάλαιο 2: Ηλιακή ενέργεια και χρήση ηλιακών συλλεκτών	5
2.1 Ο Ήλιος	5
2.2 Ορισμός γωνιών ηλίου και επιφανειών	6
2.3 Γωνία πρόσπτωσης σε κινούμενα επίπεδα.....	7
2.4 Είδη ηλιακής ακτινοβολίας	8
2.4.1 Άμεσος ηλιακή ακτινοβολία οριζόντιας και κεκλιμένης επιφάνειας.....	9
2.4.2 Άμεσος ηλιακή ακτινοβολία κάθετου επιπέδου στην περιοχή της Αθήνας	10
2.5 Ηλιακοί συλλέκτες.....	13
2.5.1 Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες	13
2.5.2 Συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες.....	16
2.6 Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης (CPC)	16
2.7 Παραβολικός συλλέκτης με κάτοπτρο (PTC).....	18
2.8 Γραμμικός συλλέκτης Fresnel.....	19
2.9 Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο.....	20
2.10 Ηλιακός πύργος.....	21
Κεφάλαιο 3: Παραβολικός συλλέκτης με κάτοπτρο (Parabolic Trough Collector).....	23
3.1 Βασικές αρχές λειτουργίας	23
3.2 Ιστορία.....	24
3.3 Βασικοί συλλέκτες PTC	24
3.4 Εφαρμογές PTC	27
3.5 Τρόποι βελτίωσης θερμικής απόδοσης	31
3.5.1 Νανοϋλικά στο εργαζόμενο μέσο	31
3.5.2 Πρόσθετα αντικείμενα ενδιάμεσα της ροής.....	34
3.5.3 Τοποθέτηση πτερυγίων εντός του απορροφητήρα	37
3.6 Μαθηματικό μοντέλο PTC	42
3.6.1 Γεωμετρία PTC	42

3.6.2 Οπτική ανάλυση	44
3.6.3 Θερμοδυναμική ανάλυση	46
3.6.4 Μελέτη θερμικής βελτίωσης	51
Κεφάλαιο 4: Σχεδιασμός παραβολικού συλλέκτη με και χωρίς επιμήκη πτερύγια στο εσωτερικό του απορροφητήρα και προσομοίωση ροής	53
4.1 Γενικά	53
4.2 Γεωμετρία και βασικά χαρακτηριστικά συλλέκτη.....	53
4.3 Σχεδιασμός παραβολικού συλλέκτη.....	54
4.4 Προσομοίωση ροής και ορισμός στόχων.....	63
4.5 Μέθοδος αξιολόγησης συλλέκτη με βάση τα αποτελέσματα του SolidWorks.....	84
4.6 Ανεξαρτησία ηλιακών ακτινών και υπολογιστικού πλέγματος.....	89
4.7 Έλεγχος εγκυρότητας μοντέλου	91
4.8 Υπολογισμός τοπικού λόγου συγκέντρωσης (LCR) και παράγοντα γωνίας πρόσπτωσης (K)	96
4.9 Μεθοδολογία ανάλυσης του συλλέκτη	98
Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα	101
5.1 Γενικά	101
5.2 Σύγκριση αποτελεσμάτων μεταξύ λείου απορροφητήρα και απορροφητήρα με πτερύγια μήκους $p=10\text{mm}$ και πάχους $t=4\text{ mm}$ στο εσωτερικό του	101
5.3 Σύγκριση αποτελεσμάτων μεταξύ λείου απορροφητήρα και απορροφητήρων με πτερύγια διαφόρων γεωμετριών στο εσωτερικό τους.....	111
5.4 Γραφικές απεικονίσεις θερμοκρασίας και ροής.....	133
Κεφάλαιο 6: Συμπεράσματα	147
6.1 Συμπεράσματα της παρούσας μελέτης	147
6.2 Μελλοντική έρευνα.....	149
Βιβλιογραφία	151

Περίληψη

Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας, είναι η μελέτη παραβολικών συλλεκτών με επιμήκη ορθογωνικά πτερύγια στο εσωτερικό του απορροφητήρα τους, με σκοπό τη βελτίωση της θερμικής τους απόδοσης. Η μελέτη αυτή περιλαμβάνει σχεδιασμό και προσομοίωση της λειτουργίας των συλλεκτών με και χωρίς πτερύγια στο εσωτερικό του απορροφητήρα τους στο λογισμικό SolidWorks Flow Simulation. Το εργαζόμενο μέσο που χρησιμοποιείται, είναι το θερμικό έλαιο Syltherm 800.

Στο πρώτο κεφάλαιο της εργασίας, γίνεται εκτενής αναφορά στην ενεργειακή κατάσταση που επικρατεί στον πλανήτη, ενώ στη συνέχεια περιγράφονται οι ανανεώσιμες πηγές που χρησιμοποιούνται σήμερα, με μεγαλύτερη έμφαση να δίνεται στην ηλιακή ενέργεια. Στο δεύτερο κεφάλαιο δίνονται τα βασικά χαρακτηριστικά του ήλιου και της ηλιακής ακτινοβολίας και παρουσιάζονται οι ηλιακοί συλλέκτες που χρησιμοποιούνται, ενώ στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται λεπτομερής περιγραφή της λειτουργίας των παραβολικών συλλεκτών με κάτοπτρο (Parabolic Trough Collector - PTC) και των εφαρμογών στις οποίες οι ίδιοι χρησιμοποιούνται. Επίσης, παρουσιάζονται μελέτες με τα αποτελέσματα τους, οι οποίες έχουν επικεντρωθεί στη βελτίωση της θερμικής απόδοσης των PTC. Σημαντικότεροι τρόποι για τη βελτίωση της θερμικής απόδοσης των συλλεκτών είναι η προσθήκη νανοϋλικών στο εργαζόμενο μέσο, καθώς και παρεμβάσεις στη γεωμετρία του απορροφητήρα.

Στο τέταρτο κεφάλαιο, γίνεται λεπτομερής περιγραφή του τρόπου σχεδιασμού και προσομοίωσης του συλλέκτη με και χωρίς πτερύγια εντός του απορροφητήρα στο λογισμικό SolidWorks Flow Simulation. Συγκεκριμένα, σχεδιάστηκαν δεκατρείς διαφορετικές περιπτώσεις συλλεκτών, από τους οποίους ο ένας περιλαμβάνει λείο απορροφητήρα, ενώ οι υπόλοιποι δώδεκα αποτελούνται από απορροφητήρες με πτερύγια διαφορετικών γεωμετριών στο εσωτερικό τους. Το μήκος των πτερυγίων που σχεδιάστηκαν κυμαίνεται από 5 mm έως 20 mm με βήμα 5 mm, ενώ το πάχος εξετάζεται για τις τιμές 2 mm, 4 mm και 6 mm. Στη συνέχεια παρουσιάζονται και εξηγούνται οι βασικές σχέσεις που χρησιμοποιούνται για την αξιολόγηση του συλλέκτη, καθώς επίσης πραγματοποιείται έλεγχος εγκυρότητας των αποτελεσμάτων (Validation) που δίνει το πρόγραμμα με βάση πραγματικά δεδομένα.

Στο πέμπτο κεφάλαιο, παρουσιάζονται αναλυτικά όλα τα αποτελέσματα με μορφή διαγραμμάτων και στη συνέχεια σχολιάζονται. Με βάση ένα ευρέως χρησιμοποιούμενο κριτήριο για την αξιολόγηση της θερμικής βελτίωσης ενός συλλέκτη συγκριτικά με την αύξηση του συντελεστή τριβής (Performance Evaluation Criteria – PEC), η βέλτιστη περίπτωση για θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου μέσου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min, είναι αυτή των πτερυγίων με μήκος 20 mm και πάχος 4 mm. Στην περίπτωση αυτή ο θερμικός βαθμός απόδοσης ισούται με 69.11%, ενώ ο λείος απορροφητήρας παρουσιάζει θερμικό βαθμό απόδοσης 68.24%. Επίσης, ο λόγος του αριθμού Nusselt της περίπτωσης αυτής σε σχέση με τον λείο απορροφητήρα είναι 2.647, ενώ ο λόγος του συντελεστή τριβής ισούται με 5.681. Στο έκτο και τελευταίο κεφάλαιο, περιλαμβάνονται τα συμπεράσματα της μελέτης.

Abstract

The main object of this diploma thesis is the study of parabolic trough collectors with internally finned absorbers. This study includes the design and simulation of the collectors' operation with and without fins inside their absorbers, by using the software SolidWorks Flow Simulation. The heat transfer fluid which is utilized is the thermal oil Syltherm 800.

In the first chapter, there is a description of the global energy consumption and the renewable energy sources which are used today. In the second chapter, the main characteristics of the solar energy are given and all the types of the solar collectors are presented, while in the third chapter there is a detailed description of the parabolic trough collectors' (PTC) operation and the applications in which they are used. In addition, several researches that study the thermal enhancement of PTCs are presented. The main methods to improve the thermal efficiency of the collectors, is the utilization of nanofluids as heat transfer fluids or the alteration of the absorber's geometry.

In the fourth chapter, the methods of the design and simulation of the collector with and without fins inside the absorber are described. More specifically, thirteen different cases of collectors are designed, one of which includes smooth absorber, while the other twelve are composed of absorbers with fins of different geometries inside them. The length of those fins varies from 5 mm to 20 mm with step 5 mm, while the thickness is studied for the values 2 mm, 4 mm and 6 mm. Furthermore, important equations that are used for the evaluation of the collector are presented and explained, and in the end of the chapter validation of the results that are given by SolidWorks is conducted.

In the fifth chapter, diagrams of all the results are presented and commented thoroughly. For the evaluation of the thermal enhancement of the collector compared to the simultaneous increase of the friction factor, a criterion named Performance Evaluation Criteria (PEC) is used. For inlet temperature of the thermal oil equal to 600 K and flow rate equal to 150 L/min, the optimum case according to this criterion is the one with fins with length 20 mm and thickness 4 mm. In this case, the thermal efficiency is 69.11%, while in the case of the smooth absorber the thermal efficiency is 68.24%. Furthermore, the Nusselt ratio between the two cases is 2.647, and the ratio of the friction factor is 5.681. In the sixth and final chapter, the conclusions of this research are discussed.

Επεξήγηση συμβόλων

Μεγέθη

A	Εμβαδό, m^2
C	Λόγος συγκέντρωσης, -
C_p	Ειδική θερμοχωρητικότητα, J/kgK
D	Διάμετρος, m
E	Ρεύμα εξέργειας, W
F	Εστιακή απόσταση παραβολής, m
f	Συντελεστής τριβής, -
G	Ολική ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου, W/m^2
G_{sc}	Ηλιακή σταθερά, W/m^2
h	Συντελεστής συναγωγής, W/m^2K
h_{out}	Συντελεστής συναγωγής μεταξύ καλύμματος και περιβάλλοντος, W/m^2K
K	Παράγοντας γωνίας πρόσπτωσης, -
k	Θερμική αγωγιμότητα, W/mK
L	Μήκος απορροφητήρα, m
L_c	Χαρακτηριστικό μήκος, m
m	Παροχή μάζας, kg/s
N	Αριθμός πτερυγίων, -
N_D	Διάρκεια της ημέρας σε ώρες, h
Nu	Αριθμός Nusselt, -
P	Πίεση, kPa
p	Μήκος πτερυγίου, mm
PER	Βρεχόμενη περίμετρος, m
Pr	Αριθμός Prandtl
Q	Ροή θερμότητας, W
R_b	Λόγος άμεσης ακτινοβολίας κεκλιμένου επιπέδου προς αυτή του οριζοντίου, -
Re	Αριθμός Reynolds, -
T	Θερμοκρασία, K

t	Πάχος πτερυγίου, mm
T_{sky}	Ισοδύναμη θερμοκρασία ουρανού, K
U_L	Συντελεστής θερμικών απωλειών, W/m^2K
u	Ταχύτητα ρευστού, m/s
V	Παροχή όγκου, L/min
V_{wind}	Ταχύτητα ανέμου, m/s
W	Μήκος ανοίγματος συγκεντρωτή, m

Ελληνικά σύμβολα

α	Απορροφητικότητα απορροφητήρα, -
β	Κλίση επιπέδου, °
γ	Αζιμούθιο επιφανείας, °, ή βαθμός σύλληψης, -
γ_s	Αζιμούθιο ηλίου, °
ΔP	Πτώση πίεσης, kPa
δ	Ηλιακή απόκλιση, °
ϵ_c	Συντελεστής εκπομπής καλύμματος, -
ϵ_r	Συντελεστής εκπομπής απορροφητήρα, -
η	Κριτήριο βελτίωσης θερμικής απόδοσης για ίδιο έργο άντλησης, -
η'	Κριτήριο βελτίωσης θερμικής απόδοσης για ίδια πτώση πίεσης, -
η''	Κριτήριο βελτίωσης θερμικής απόδοσης για ίδια παροχή όγκου, -
η_{ex}	Εξεργειακός βαθμός απόδοσης, -
η_{opt}	Οπτικός βαθμός απόδοσης, -
η_{th}	Θερμικός βαθμός απόδοσης, -
θ	Γωνία πρόσπτωσης, °
θ_c	Ημιγωνία αποδοχής CPC, °
θ_L	Προβολή της γωνίας πρόσπτωσης θ κατά τον επιμήκη άξονα του συλλέκτη, °
θ_T	Προβολή της γωνίας πρόσπτωσης θ κατά τον εγκάρσιο άξονα του συλλέκτη, °
θ_z	Γωνία ζενίθ, °
μ	Δυναμική συνεκτικότητα, Pa s
ρ	Ανακλαστικότητα κατόπτρου, -, ή πυκνότητα, kg/m^3

- τ Διαπερατότητα καλύμματος, -
φ Γεωγραφικό πλάτος, °, ή περιφερειακή γωνία απορροφητήρα, °
ω Ωριαία γωνία, °

Δείκτες

- a Άνοιγμα συγκεντρωτή
am Περιβάλλον
b Άμεσος ακτινοβολία
ci Εσωτερικό καλύμματος
co Εξωτερικό καλύμματος
core Επιφάνεια χωρίς πτερύγια
d Διάχυτος ακτινοβολία
fin Επιφάνεια πτερυγίων
fm Μέσο ρευστό
in Είσοδος
out Έξοδος
n Επίπεδο κάθετο στις ηλιακές ακτίνες
r Απορροφητήρας
real Πραγματική επιφάνεια με ρευστό σε απορροφητήρα με πτερύγια
ri Εσωτερικό απορροφητήρα
ro Εξωτερικό απορροφητήρα
T Κεκλιμένο επίπεδο
0 Περίπτωση λείου απορροφητήρα – περίπτωση αναφοράς

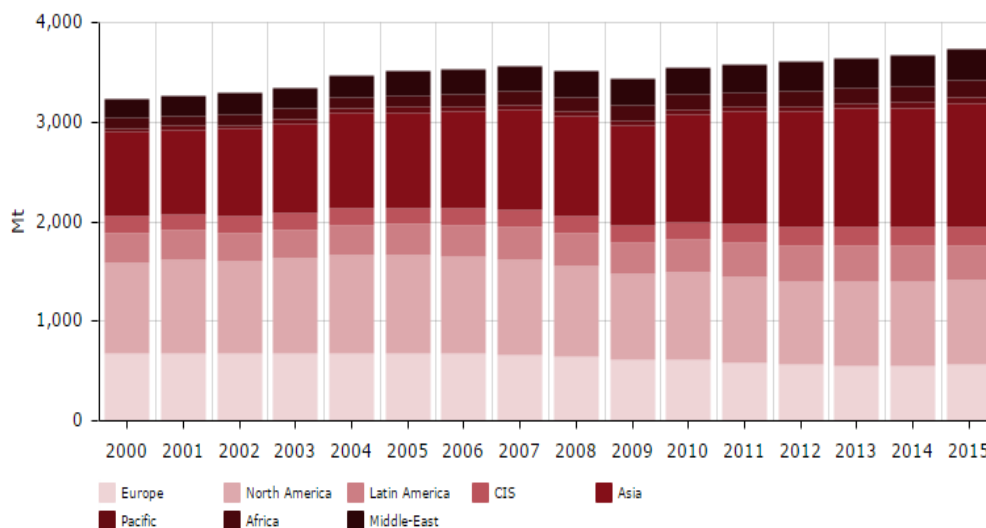
Ακρωνύμια

- CPC Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης (Compound Parabolic Collector)
CSP Συγκεντρωμένη ηλιακή ενέργεια (Concentrated Solar Power)
ETC Συλλέκτης με σωλήνες κενού (Evacuated Tube Collector)
FPC Επίπεδος Συλλέκτης (Flat Plate Collector)
LCR Τοπικός λόγος συγκέντρωσης (Local Concentration Ratio)
PTC Παραβολικός συλλέκτης με κάτοπτρο (Parabolic Trough Collector)

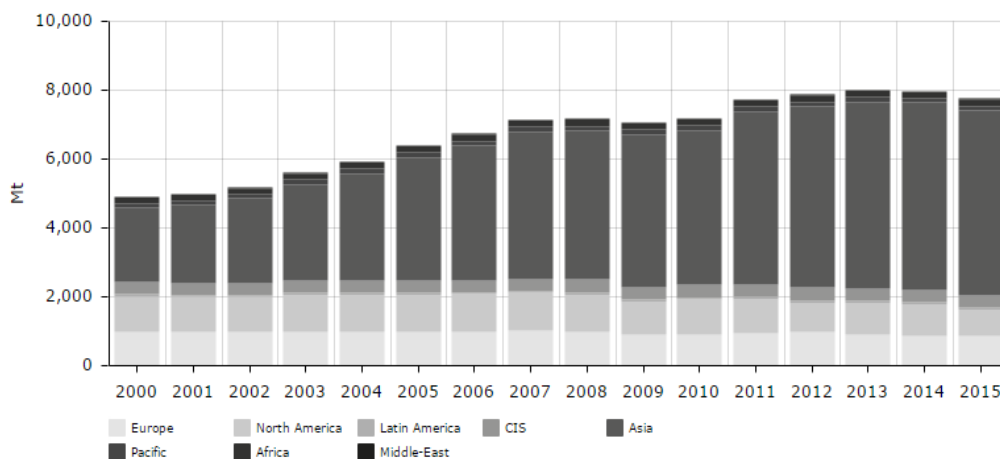
Κεφάλαιο 1: Εισαγωγή

1.1 Ενεργειακή Κατανάλωση

Ο υπερπληθυσμός, η υπερκατανάλωση και γενικότερα ο τρόπος ζωής πάνω στον οποίο έχουν δομηθεί οι σύγχρονες κοινωνίες, έχουν ως αποτέλεσμα τη διαρκώς αυξανόμενη κατανάλωση ενέργειας. Προκειμένου να ικανοποιήσουν τις ανάγκες τους για ηλεκτρισμό, θέρμανση και ψύξη, οι άνθρωποι οδηγούνται σε υπέρμετρη κατανάλωση πεπερασμένων φυσικών πόρων του πλανήτη, όπως είναι ο λιγνίτης, το πετρέλαιο και το φυσικό αέριο. Ενδεικτικά για τις ποσότητες πετρελαίου και λιγνίτη που καταναλώθηκαν κατά τη διάρκεια της δεκαπενταετίας 2000-2015 είναι τα παρακάτω διαγράμματα, τα οποία αναφέρονται στην κατανάλωση των πόρων αυτών σε διάφορα τμήματα του πλανήτη [1]:



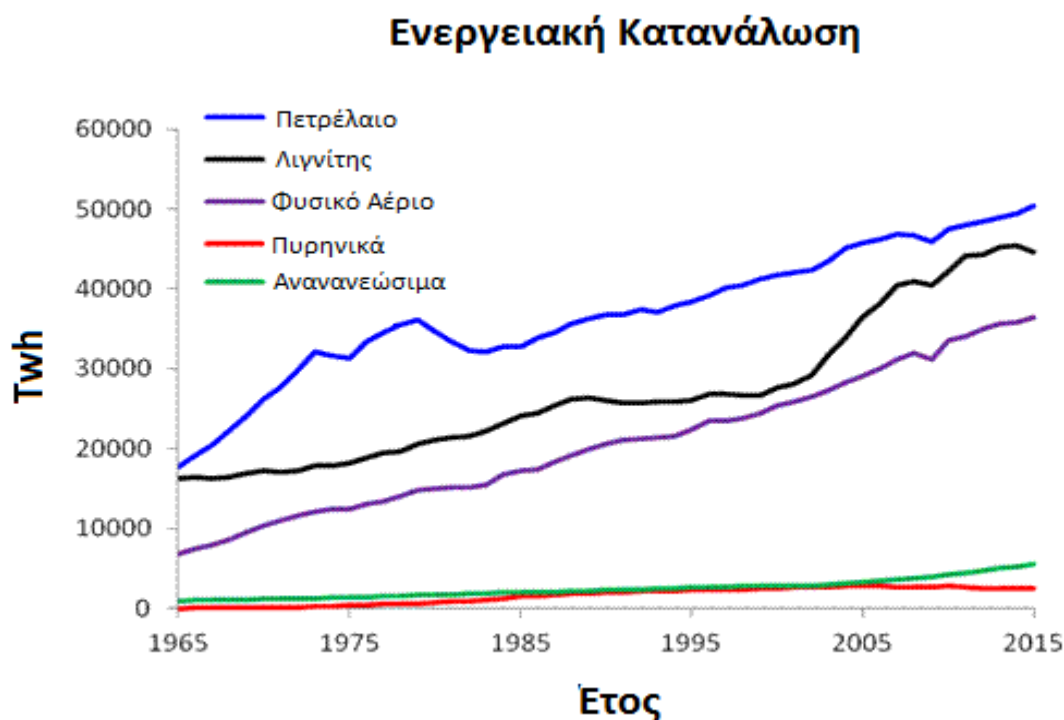
Εικόνα 1.1 Κατανάλωση πετρελαίου σε Mt (Mt=10⁹ kg) για διάφορα τμήματα του πλανήτη (2000-2015) [1]



Εικόνα 1.2 Κατανάλωση λιγνίτη σε Mt (Mt=10⁹ kg) για διάφορα τμήματα του πλανήτη (2000-2015) [1]

Ωστόσο, η διαρκής κατανάλωση των φυσικών πόρων της γης, οδηγεί στην εξάντληση των ίδιων, ενώ παράλληλα συνδέεται με μια σειρά περιβαλλοντικών προβλημάτων, όπως είναι το φαινόμενο του θερμοκηπίου, η όξινη βροχή, η ρύπανση του περιβάλλοντος και άλλα. Άλλωστε όπως είναι γνωστό, η παγκόσμια ζήτηση για ηλεκτρισμό αυξάνεται με ταχύτερους ρυθμούς από ό,τι είναι δυνατό να καλυφθεί με τη χρήση των ενεργειακών αποθεμάτων [2]. Το παραπάνω γεγονός θεωρείται ιδιαίτερα ανησυχητικό, αν αναλογιστεί κανείς πως περίπου το 70% της ηλεκτρικής ενέργειας, παράγεται σήμερα με τη χρήση λιγνίτη, πετρελαίου και φυσικού αερίου, ενώ το 41% των εκπομπών του διοξειδίου του άνθρακα οφείλεται στην παραγωγή του ηλεκτρισμού, με τις ίδιες να αναμένεται να αυξηθούν δραματικά στο άμεσο μέλλον λόγω της αυξημένης ζήτησης ηλεκτρισμού, κυρίως στις ανεπτυγμένες χώρες [3].

Χαρακτηριστική ένδειξη του προβλήματος αποτελεί το παρακάτω διάγραμμα, το οποίο παρουσιάζει την παγκόσμια ενεργειακή κατανάλωση, με βάση τον τρόπο με τον οποίο παράχθηκε η αντίστοιχη ενέργεια, για το χρονικό διάστημα 1965-2015 [4].



Εικόνα 1.3 Παγκόσμια ενεργειακή κατανάλωση σε Twh (1965-2015) [4]

1.2 Ανανεώσιμες πηγές ενέργειας

Λαμβάνοντας υπόψη τα προβλήματα που σχετίζονται με τη χρήση των ενεργειακών αποθεμάτων, κρίνεται απαραίτητη η στροφή σε χρήση πηγών ενέργειας οι οποίες είναι φιλικές προς το περιβάλλον, και που δεν αντιμετωπίζεται ο κίνδυνος εξάντλησης τους στο μέλλον. Ιδανική λύση προς την κατεύθυνση αυτή, θεωρούνται οι ανανεώσιμες πηγές ενέργειας. Στις πηγές αυτές, περιλαμβάνονται η ηλιακή, η αιολική, η γεωθερμική και η υδροηλεκτρική ενέργεια, η ενέργεια του ωκεανού,

καθώς και η βιοενέργεια. Αν και οι ίδιες μπορούν να παρέχουν έναν καθαρό εναλλακτικό τρόπο παραγωγής ενέργειας, μετρήθηκε για το 2015 ότι κάλυψαν μόνο το 23.7% της παραγωγής της παγκόσμιας ηλεκτρικής ενέργειας [5]. Ωστόσο, οι αυξανόμενες τεχνολογικές καινοτομίες σε ανανεώσιμες τεχνολογίες, μπορούν να συνεισφέρουν στη μείωση της τιμής τους, έτσι ώστε να μπορέσουν να είναι ανταγωνιστικές σε σχέση με τις συμβατικές πηγές ενέργειας στο μέλλον [3].

Συνοπτικά, αναφέρονται στοιχεία που αφορούν σε κάθε μορφή ανανεώσιμης ενέργειας [6]:

Υδροηλεκτρική Ενέργεια

Πρόκειται για την ενέργεια η οποία παράγεται μέσω της εκμετάλλευσης της κινητικής ενέργειας που έχει το νερό που ρέει είτε πέφτει. Το 2015 η υδροηλεκτρική ενέργεια κάλυψε το 16.6% της παγκόσμιας παραγωγής ηλεκτρισμού, αποτελώντας το 70% του ηλεκτρισμού που παράχθηκε από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας [5].

Ενέργεια του Ωκεανού

Η ενέργεια αυτή αποτελεί έναν σχετικά νέο τομέα στις ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, με τα περισσότερα προγράμματα που την αφορούν να είναι πιλοτικά. Η ίδια, περιλαμβάνει την παραγωγή ενέργειας μέσω της παλίρροιας και της κίνησης των κυμάτων [6].

Αιολική Ενέργεια

Η αιολική ενέργεια αφορά ανεμογεννήτριες οι οποίες παράγουν ηλεκτρισμό με τη βοήθεια του ανέμου. Η χρήση της ενέργειας αυτής, αυξάνεται κάθε χρόνο σε ένα ποσοστό 17%, με τη συνολική παγκόσμια εγκατεστημένη ισχύ να είναι ίση με 432.883 MW στα τέλη του 2015 [7].

Γεωθερμική Ενέργεια

Η γεωθερμική ενέργεια, είναι η θερμική ενέργεια που παράγεται και αποθηκεύεται μέσα στη γη. Η παραγωγή ηλεκτρισμού με γεωθερμική ενέργεια, γίνεται εμπορικά σε πάνω από 70 χώρες [8]. Το 2015, η παγκόσμια γεωθερμική εγκατεστημένη ισχύς ήταν ίση με 12.8 GW, το 28% της οποίας ήταν εγκατεστημένη στις Η.Π.Α. [9].

Βιοενέργεια

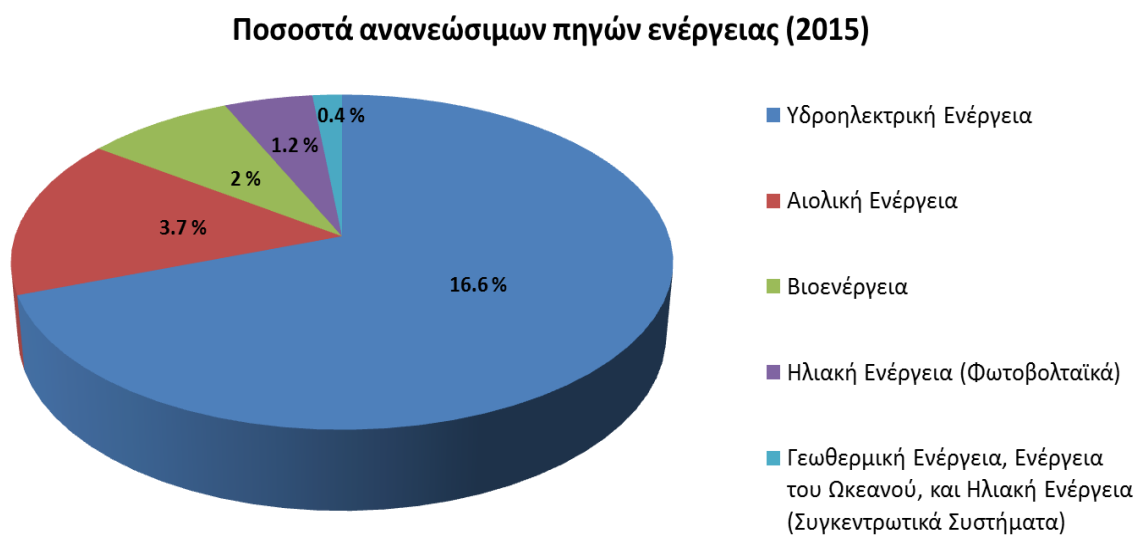
Είναι η ενέργεια που παράγεται μέσω της χρήσης βιομάζας, βιοαερίου είτε βιοκαυσίμου. Η βιομάζα ορίζεται ως ένα σύνολο προϊόντων που αποτελούνται εν μέρει είτε εξ ολοκλήρου από φυτική ύλη η οποία προέρχεται από γεωργία είτε δασοκομία, και που τα οποία μπορούν να χρησιμοποιηθούν ως καύσιμο για την αξιοποίηση του ενεργειακού τους περιεχομένου [10]. Ως βιοαέριο, ορίζεται το αέριο που αποτελείται από μίγμα αερίων που παράγεται από την διάσπαση οργανικής ύλης με την απουσία οξυγόνου [11], ενώ ως βιοκαύσιμο ορίζεται το καύσιμο που

παράγεται μέσω σύγχρονων βιολογικών διεργασιών, όπως είναι η γεωργία και η αναερόβια χώνευση [12].

Ηλιακή Ενέργεια

Πρόκειται για την ενέργεια της ηλιακής ακτινοβολίας, η οποία αξιοποιείται με σκοπό τη θέρμανση και την ψύξη χώρων, τη θέρμανση του νερού για οικιακή και εργοστασιακή χρήση, τη λειτουργία μηχανών και αντλιών, την αφαλάτωση του νερού, την παραγωγή ηλεκτρισμού, και για πολλές ακόμα εφαρμογές [13]. Ένα ιδιαίτερο στοιχείο για την ηλιακή ενέργεια, είναι πως η ενέργεια που φτάνει στη γη από τον ήλιο είναι τόσο μεγάλη, που περισσότερο από την τετραπλάσια ισχύ των 5000 GW που αποτελούν την παγκόσμια ισχύ ηλεκτροπαραγωγής, θα μπορούσε να καλυφθεί αν μόνο το 0.1% αυτής της ενέργειας, μπορούσε να μετατραπεί σε ηλεκτρική με βαθμό απόδοσης 10% [14]. Η ενέργεια αυτή, αξιοποιείται από ηλιακούς συλλέκτες (επίπεδους είτε συγκεντρωτικούς), καθώς και από φωτοβολταϊκά συστήματα.

Χαρακτηριστικό είναι το διάγραμμα, το οποίο δίνει το ποσοστό των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας που χρησιμοποιήθηκαν για την παραγωγή ηλεκτρισμού το 2015. Η συνολική συμμετοχή των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας στην παγκόσμια ηλεκτροπαραγωγή για τη χρονιά αυτή, ήταν ίση με 23.7 % της συνολικής ηλεκτρικής ενέργειας που παράχθηκε [5].



Εικόνα 1.4 Ποσοστό ανανεώσιμων πηγών ενέργειας παγκοσμίως (2015) [5]

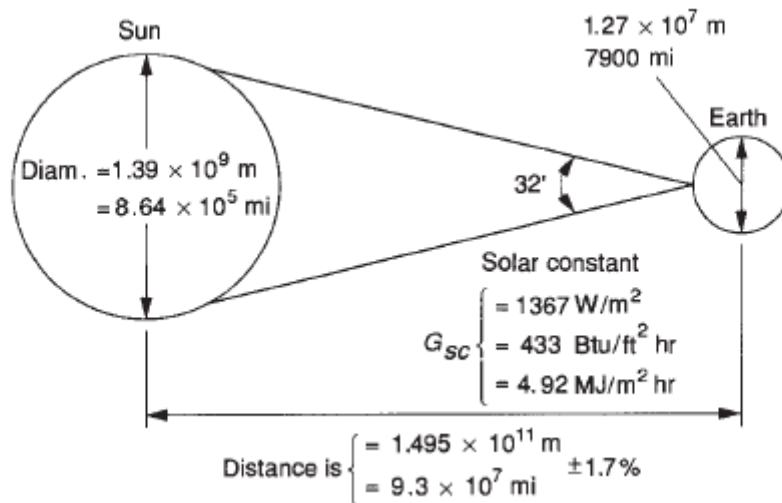
Κεφάλαιο 2: Ηλιακή ενέργεια και χρήση ηλιακών συλλεκτών

2.1 Ο Ήλιος

Ο ήλιος είναι μια σφαίρα με διάμετρο 1.39×10^9 m που αποτελείται από καυτή αέρια ύλη, και που η μέση απόσταση του από τη γη είναι 1.5×10^{11} m. Όπως φαίνεται από τη γη, ο ήλιος περιστρέφεται γύρω από τον άξονα του μια φορά κάθε 4 εβδομάδες, αν και δεν περιστρέφεται ως ένα στερεό σώμα. Η περιστροφή του ισημερινού διαρκεί περίπου 27 μέρες, ενώ η περιστροφή των πόλων διαρκεί περίπου 30 μέρες για κάθε περιστροφή [15].

Η μέση θερμοκρασία του ήλιου υπολογίζεται περίπου 5770 K, ενώ παράγει στην επιφάνεια του ισχύ ίση με 63 MW/m^2 . Από αυτή την ενέργεια, μόνο ένα μικρό μέρος φτάνει στη γη, το οποίο όμως είναι ικανό να συντηρήσει τις ενεργειακές ανάγκες του πλανήτη [13].

Η τροχιά της γης περί τον ήλιο είναι τέτοια ώστε η απόσταση μεταξύ των να μεταβάλλεται κατά $\pm 1.7\%$ περί τη μέση απόσταση γης-ήλιου, η οποία είναι $1.495 \cdot 10^{11}$ m. Ως ηλιακή σταθερά G_{sc} , ορίζεται η ενέργεια ανά μονάδα χρόνου που δέχεται εκτός ατμόσφαιρας από τον ήλιο η μονάδα επιφανείας κάθετης στη διεύθυνση διάδοσης της ακτινοβολίας, όταν η απόσταση γης-ήλιου λαμβάνει τη μέση τιμή της. Η τιμή της ηλιακής σταθεράς, είναι $G_{sc}=1353 \text{ W/m}^2$ [15,16].



Εικόνα 2.1 Σχέσεις μεταξύ ήλιου και γης [15]

2.2 Ορισμός γωνιών ηλίου και επιφανειών

Γεωγραφικό πλάτος (φ): Η γωνιακή θέση μιας περιοχής βόρεια ή νότια από τον ισημερινό (ο βοράς ορίζεται με θετικό πρόσημο, $-90^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$).

Αξιμούθιο επιφανείας γ : Η γωνία που σχηματίζεται από την προβολή της καθέτου στην επιφάνεια πάνω στο οριζόντιο επίπεδο και τη νότια κατεύθυνση. Ισχύει ότι $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ$ με $\gamma=0^\circ$ στο νότο, $\gamma=90^\circ$ στη δύση, $\gamma=180^\circ$ στο βορά, και $\gamma=-90^\circ$ στην ανατολή.

Κλίση επιπέδου β : Η γωνία που σχηματίζει μια επίπεδη επιφάνεια με το οριζόντιο επίπεδο. Ισχύει ότι $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$.

Ωριαία γωνία ω : Η γωνιακή μετατόπιση του ηλίου ανατολικά ή δυτικά του τοπικού μεσημβρινού λόγω της περιστροφής της γης περί τον άξονα της με ρυθμό $15^\circ/\text{h} = 0.25^\circ/\text{min}$. Υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$\omega = 0.25 \cdot (\text{min από ηλιακό μεσημέρι}), \quad (2.1)$$

Ηλιακή απόκλιση δ : Η γωνιακή θέση του ηλίου κατά το ηλιακό μεσημέρι ως προς το επίπεδο του ισημερινού. Ισχύει ότι $-23.45^\circ \leq \delta \leq 23.45^\circ$ με θετικές τιμές προς το βορά. Υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(\frac{360 \cdot (284+n)}{365}\right), \quad (2.2)$$

με $n=1\sim 365$ την ημέρα του έτους.

Γωνία πρόσπτωσης (θ): Η γωνία μεταξύ των προσπιπτουσών ηλιακών ακτινών και της καθέτου στην επιφάνεια. Υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$\cos\theta = \sin\delta \cdot \sin\varphi \cdot \cos\beta - \sin\delta \cdot \cos\varphi \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma + \cos\delta \cdot \cos\varphi \cdot \cos\beta \cdot \cos\omega + \cos\delta \cdot \sin\varphi \cdot \sin\beta \cdot \cos\gamma \cdot \cos\omega + \cos\delta \cdot \sin\beta \cdot \sin\gamma \cdot \sin\omega, \quad (2.3)$$

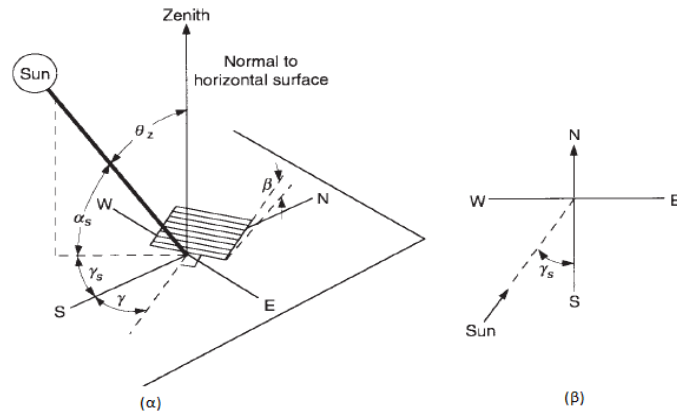
Γωνία ζενίθ θ_z : Η γωνία που σχηματίζεται από την κατακόρυφο και την ευθεία όρασης του ηλίου. Υπολογίζεται από τη σχέση (2.3) για $\beta=0^\circ$.

$$\cos\theta_z = \sin\delta \cdot \sin\varphi + \cos\delta \cdot \cos\varphi \cdot \cos\omega, \quad (2.4)$$

Αξιμούθιο ηλίου γ_s : Η γωνία μεταξύ της προβολής της ευθείας όρασης του ηλίου στο οριζόντιο επίπεδο και της νότιας κατεύθυνσης. Υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\sin\gamma_s = \frac{\cos\delta \cdot \sin\omega}{\sin\theta_z}, \quad (2.5)$$

Ηλιακό ύψος ($90-\theta_z$): Η γωνία που σχηματίζεται από τη γωνία όρασης του ηλίου και την προβολή της στο οριζόντιο επίπεδο [15,16].



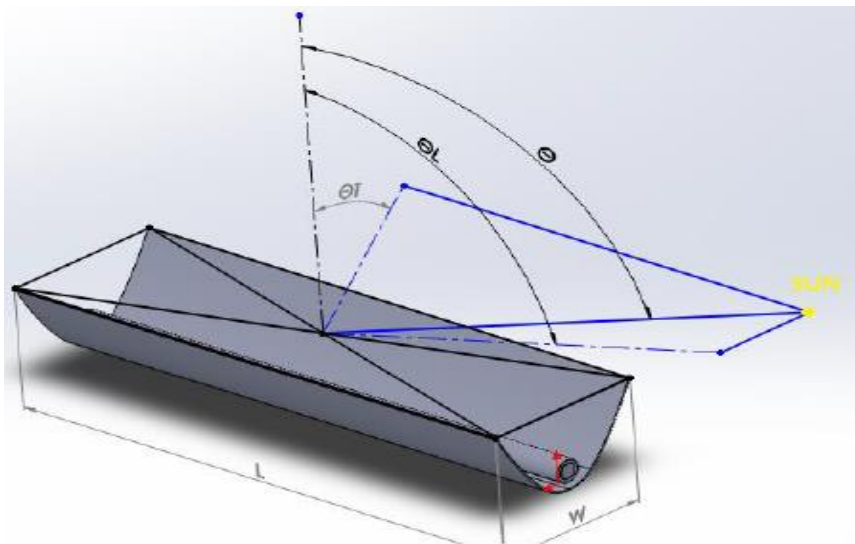
Εικόνα 2.2 Γωνία ζενίθ θ_z , κλίση επιπέδου β , αζιμούθιο επιφανείας γ και αζιμούθιο ηλίου γ_s [15]

Γωνίες θ_L και θ_T : Η γωνία πρόσπτωσης της ηλιακής ακτινοβολίας θ , μπορεί να χωριστεί σε δύο επιμέρους γωνίες οι οποίες προκύπτουν από την ορθή προβολή της σε δύο κάθετα επίπεδα, κατά την επιμήκη και κατά εγκάρσια διάσταση του συλλέκτη. Για αυτές τις γωνίες, ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις [17]:

$$\tan \theta_L = \cos \gamma_s \cdot \tan(\theta) , \quad (2.6)$$

$$\tan \theta_T = \sin \gamma_s \cdot \tan(\theta) , \quad (2.7)$$

$$\tan^2 \theta = \tan^2 \theta_L + \tan^2 \theta_T , \quad (2.8)$$



Εικόνα 2.3 Γωνίες ηλίου θ , θ_L και θ_T σε συλλέκτη CPC [17]

2.3 Γωνία πρόσπτωσης σε κινούμενα επίπεδα

Οι συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες συχνά φέρουν μηχανισμό κίνησης ώστε να παρακολουθούν την κίνηση του ηλίου. Διακρίνονται δύο κατηγορίες κίνησης, η κίνηση περί έναν άξονα (κατεύθυνση ανατολής-δύσης, βορρά-νότου ή παράλληλο

προς τον άξονα της γης) ή περί δύο άξονες. Παρακάτω δίνεται η γωνία πρόσπτωσης για τις συνηθέστερες περιπτώσεις κινούμενων επιπέδων. Οι σχέσεις προκύπτουν από τη γενική εξίσωση (2.3) [16]:

α) Για επίπεδο στρεπτό περί οριζόντιο άξονα διεύθυνσης ανατολής-δύσης με μία μόνο ημερήσια ρύθμιση έτσι ώστε οι ηλιακές ακτίνες να είναι κάθετες στο επίπεδο κάθε μεσημέρι:

$$\cos\theta = \sin^2 \delta + \cos^2 \delta \cdot \cos\omega , \quad (2.9)$$

β) Όμοια με την προηγούμενη περίπτωση, αλλά με συνεχή ρύθμιση ώστε να ελαχιστοποιείται η γωνία πρόσπτωσης:

$$\cos\theta = (1 - \cos^2 \delta \cdot \sin^2 \omega)^{\frac{1}{2}} , \quad (2.10)$$

γ) Για επίπεδο στρεπτό περί οριζόντιο άξονα διεύθυνσης βορρά-νότου με συνεχή ρύθμιση ώστε να ελαχιστοποιείται η γωνία πρόσπτωσης:

$$\cos\theta = [(\sin\varphi \cdot \sin\delta + \cos\varphi \cdot \cos\delta \cdot \cos\omega)^2 + \cos^2 \delta \cdot \sin^2 \omega]^{\frac{1}{2}} , \quad (2.11)$$

δ) Για επίπεδο στρεπτό περί άξονα παράλληλο προς τον άξονα της γης με συνεχή ρύθμιση:

$$\cos\theta = \cos\delta , \quad (2.12)$$

ε) Για επίπεδο στρεπτό περί δύο άξονες με συνεχή ρύθμιση ώστε να είναι συνεχώς κάθετο στις ηλιακές ακτίνες, ισχύει ότι:

$$\cos\theta = 1 , \quad (2.13)$$

2.4 Είδη ηλιακής ακτινοβολίας

Άμεσος ακτινοβολία: Είναι το μέρος της ηλιακής ακτινοβολίας που φτάνει στη γη κατ' ευθείαν από τον ήλιο χωρίς να μεσολαβήσει διασκορπισμός μέσα στην ατμόσφαιρα. Η στιγμιαία τιμή (σε W/m^2) της άμεσου ακτινοβολίας που δέχεται το οριζόντιο επίπεδο συμβολίζεται με G_b ενώ προκειμένου για κεκλιμένο επίπεδο, με G_{bT} . Για χρονική περίοδο μιας ώρας ή μιας ημέρας, αντί του συμβόλου G χρησιμοποιείται το I και το H αντιστοίχως.

Διάχυτος ακτινοβολία: Είναι το μέρος της ηλιακής ακτινοβολίας που φθάνει στη γη ύστερα από διασκορπισμό και αλλαγή κατεύθυνσης κατά τη διαδρομή μέσα στην ατμόσφαιρα. Ο συμβολισμός της είναι αντίστοιχος με αυτόν της άμεσου ακτινοβολίας, αλλά με δείκτη d αντί για b .

Ολική ακτινοβολία: Είναι το άθροισμα της άμεσου και της διάχυτου ηλιακής ακτινοβολίας, συμπεριλαμβανομένης και της ανακλώμενης ακτινοβολίας από παρακείμενες επιφάνειες. Ο συμβολισμός της είναι ίδιος όπως και στις περιπτώσεις της άμεσης και της διάχυτης ακτινοβολίας, αλλά χωρίς τους δείκτες b ή d. Για παράδειγμα, G είναι η ολική ακτινοβολία του οριζοντίου επιπέδου, ενώ G_T του κεκλιμένου.

Ακτινοβολία καθέτου επιπέδου: Είναι η ακτινοβολία που δέχεται επίπεδο κάθετο στις ηλιακές ακτίνες. Δηλώνεται θέτοντας τον δείκτη n. Για παράδειγμα, G_{bn} είναι η άμεσος ακτινοβολία καθέτου επιπέδου [16].

2.4.1 Άμεσος ηλιακή ακτινοβολία οριζόντιας και κεκλιμένης επιφάνειας

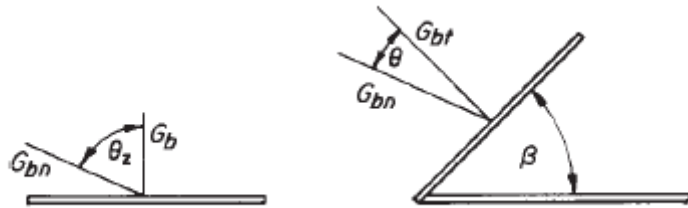
Για τον σχεδιασμό ηλιακών συστημάτων και για υπολογισμούς απόδοσης, είναι συχνά απαραίτητο να υπολογίζουμε την ηλιακή ακτινοβολία που δέχεται το επίπεδο ενός κεκλιμένου συλλέκτη.

Για την άμεσο ακτινοβολία, ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις:

$$G_b = G_{bn} \cdot \cos\theta_z, \quad (2.14)$$

$$G_{bT} = G_{bn} \cdot \cos\theta, \quad (2.15)$$

όπου G_b , G_{bT} , G_{bn} είναι η άμεσος ακτινοβολία που δέχεται το οριζόντιο, το κεκλιμένο και το κάθετο επίπεδο στις ηλιακές ακτίνες αντιστοίχως.



Εικόνα 2.4 Άμεσος ακτινοβολία οριζόντιας και κεκλιμένης επιφάνειας [15]

Από τις παραπάνω σχέσεις, προκύπτει ο λόγος R_b , της άμεσου ακτινοβολίας κεκλιμένου επιπέδου προς την άμεσο ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου:

$$R_b = \frac{G_{bT}}{G_b} = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z}, \quad (2.16)$$

Για κεκλιμένες επιφάνειες που βρίσκονται στο βόρειο ημισφαίριο και είναι εστραμμένες προς νότον (αζιμούθιο επιφανείας $\gamma=0^\circ$), το R_b γράφεται ως εξής [16]:

$$R_b = \frac{\sin\delta \cdot \sin(\varphi - \beta) + \cos\delta \cdot \cos(\varphi - \beta) \cdot \cos\omega}{\sin\delta \cdot \sin\varphi + \cos\delta \cdot \cos\varphi \cdot \cos\omega}, \quad (2.17)$$

2.4.2 Άμεσος ηλιακή ακτινοβολία κάθετου επιπέδου στην περιοχή της Αθήνας

Η άμεσος ηλιακή ακτινοβολία την οποία δέχεται επίπεδο κάθετο στις ηλιακές ακτίνες G_{bn} [W/m^2] στην επιφάνεια της γης υπό συνθήκες διαυγούς ατμόσφαιρας, προσεγγίζεται από την σχέση [18]:

$$G_{bn} = \frac{A}{\exp\left(\frac{B}{\cos\theta_z}\right)}, \quad (2.18)$$

με

$$A = \sum_{i=0}^4 (a_i \cdot D^i), \quad (2.19)$$

$$B = \sum_{i=0}^4 (b_i \cdot D^i), \quad (2.20)$$

όπου θ_z η γωνία ζενίθ που δίνεται από τη σχέση (2.4), D η ημέρα του έτους και a_i, b_i συντελεστές που δίνονται από τον παρακάτω πίνακα για την περιοχή της Αθήνας:

Πίνακας 2.1 Συντελεστές a_i και b_i εξισώσεων (2.19) και (2.20) [18]

i	a_i	b_i
0	$0.11048968 \cdot 10^1$	$0.12321833 \cdot 10^0$
1	$0.62310300 \cdot 10^{-3}$	$-0.24593090 \cdot 10^{-3}$
2	$-0.21655676 \cdot 10^{-4}$	$0.13219840 \cdot 10^{-4}$
3	$0.10841363 \cdot 10^{-6}$	$-0.67643523 \cdot 10^{-7}$
4	$-0.14720401 \cdot 10^{-9}$	$0.90926050 \cdot 10^{-10}$

Ο Πίνακας 2.2, μας δίνει τη μέση ημέρα κάθε μήνα, τη γωνία δ που αντιστοιχεί σε αυτή από τη σχέση (2.2), καθώς και τη διάρκεια της ημέρας αυτής N_D σε ώρες, που δίνεται από τη σχέση (2.21) [16]:

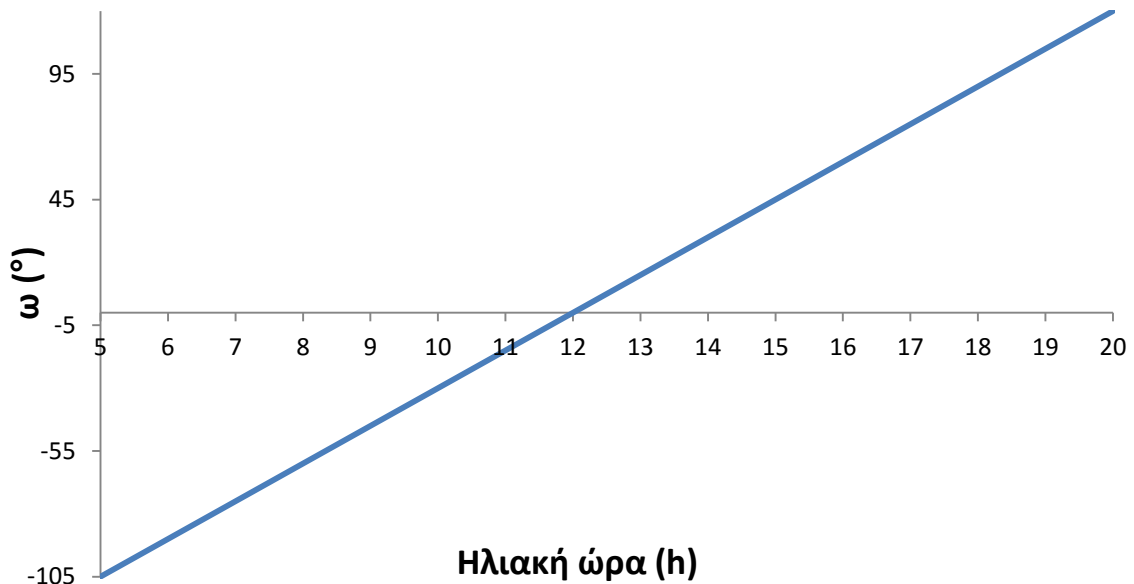
$$N_D = \frac{2}{15} \cdot \arccos(-\tan\varphi \cdot \tan\delta), \quad (2.21)$$

Το φ είναι το γεωγραφικό πλάτος, όπου για την Αθήνα είναι ίσο με 37.97° .

Πίνακας 2.2 Μέση μέρα κάθε μήνα, αντίστοιχη μέρα του έτους, ηλιακή απόκλιση δ για τη μέρα αυτή, διάρκεια της μέρας σε ώρες [16]

Μήνας	Μέση μέρα του μήνα	Μέρα του έτους (D)	δ (°)	N_D (ώρες)
Ιανουάριος	17	17	-20.9	9.69
Φεβρουάριος	16	47	-13.0	10.62
Μάρτιος	16	75	-2.4	11.75
Απρίλιος	15	105	9.4	12.99
Μάιος	15	135	18.8	14.05
Ιούνιος	11	162	23.1	14.59
Ιούλιος	17	198	21.2	14.35
Αύγουστος	16	228	13.5	13.44
Σεπτέμβρης	15	258	2.2	12.23
Οκτώβρης	15	288	-9.6	10.99
Νοέμβριος	14	318	-18.9	9.93
Δεκέμβριος	10	344	-23.0	9.42

Παρουσιάζεται επίσης, η ωριαία γωνία ω για τις ώρες 5:00-19:00 κάθε ημέρας, υπολογισμένη από τη σχέση (2.1):



Εικόνα 2.5 Ωριαία γωνία ω για κάθε ώρα της ημέρας

Για τη μέση μέρα κάθε μήνα, υπολογίζεται για τις ώρες 5:00-19:00 το $\cos\theta_z$ για την Αθήνα από τη σχέση (2.4):

Πίνακας 2.3 Συνημίτονο γωνίας ζενίθ θ_z για τις ώρες 5:00-19:00 για τη μέση μέρα κάθε μήνα για την περιοχή της Αθήνας

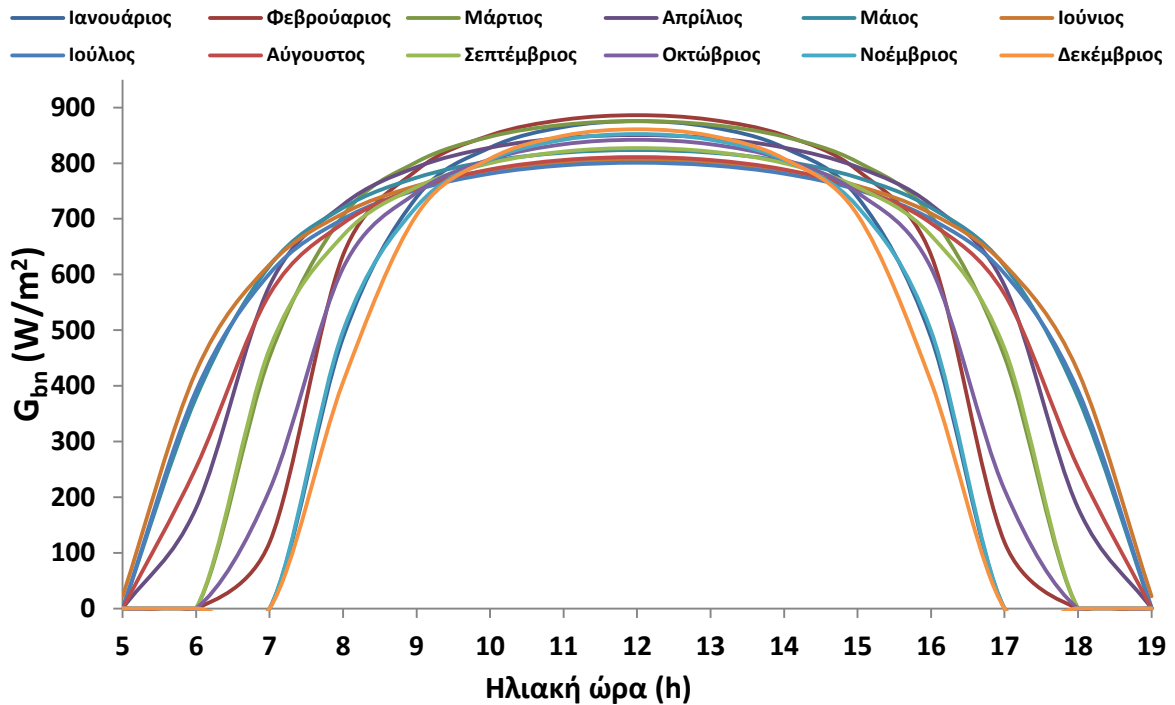
Μέρα	17	47	75	105	135	162	198	228	258	288	318	344
Ωρα	$\cos\theta_z$											
5:00	-0.410	-0.337	-0.230	-0.101	0.005	0.054	0.032	-0.055	-0.180	-0.304	-0.392	-0.428
6:00	-0.219	-0.138	-0.026	0.100	0.198	0.241	0.222	0.144	0.024	-0.103	-0.199	-0.240
7:00	-0.029	0.060	0.178	0.302	0.391	0.429	0.413	0.342	0.228	0.099	-0.006	-0.053
8:00	0.149	0.246	0.368	0.489	0.571	0.604	0.590	0.527	0.417	0.286	0.174	0.122
9:00	0.301	0.405	0.531	0.650	0.726	0.754	0.742	0.686	0.581	0.447	0.328	0.273
10:00	0.418	0.527	0.656	0.774	0.845	0.869	0.859	0.807	0.706	0.571	0.447	0.388
11:00	0.492	0.604	0.735	0.852	0.919	0.942	0.932	0.884	0.785	0.648	0.521	0.461
12:00	0.517	0.630	0.762	0.878	0.945	0.967	0.957	0.910	0.811	0.675	0.547	0.485
13:00	0.492	0.604	0.735	0.852	0.919	0.942	0.932	0.884	0.785	0.648	0.521	0.461
14:00	0.418	0.527	0.656	0.774	0.845	0.869	0.859	0.807	0.706	0.571	0.447	0.388
15:00	0.301	0.405	0.531	0.650	0.726	0.754	0.742	0.686	0.581	0.447	0.328	0.273
16:00	0.149	0.246	0.368	0.489	0.571	0.604	0.590	0.527	0.417	0.286	0.174	0.122
17:00	-0.029	0.060	0.178	0.302	0.391	0.429	0.413	0.342	0.228	0.099	-0.006	-0.053
18:00	-0.219	-0.138	-0.026	0.100	0.198	0.241	0.222	0.144	0.024	-0.103	-0.199	-0.240
19:00	-0.410	-0.337	-0.230	-0.101	0.005	0.054	0.032	-0.055	-0.180	-0.304	-0.392	-0.428

Τελικά, υπολογίζονται για τη μέση μέρα κάθε μήνα και τις ώρες 5:00-19:00 οι ακτινοβολίες G_{bn} για την Αθήνα, οι οποίες παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα:

Πίνακας 2.4 Άμεσες ακτινοβολίες καθέτου επιφάνειας G_{bn} για τις ώρες 5:00-19:00 για τη μέση μέρα κάθε μήνα για την περιοχή της Αθήνας

Μέρα	17	47	75	105	135	162	198	228	258	288	318	344
Ωρα	$G_{bn} (W/m^2)$											
5:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	21.79	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
6:00	0.00	0.00	0.00	180.51	379.09	425.84	391.44	253.44	0.49	0.00	0.00	0.00
7:00	0.00	118.77	452.36	580.18	615.48	617.81	601.63	564.64	466.71	213.18	0.00	0.00
8:00	486.94	634.99	705.75	725.42	719.89	709.65	699.71	692.05	670.23	611.87	498.67	407.01
9:00	738.91	787.18	802.17	792.95	774.06	759.37	752.04	755.08	757.01	747.07	721.90	706.95
10:00	827.96	850.08	847.61	827.95	803.77	787.28	781.18	788.76	800.03	806.71	806.12	808.06
11:00	865.05	878.08	869.09	845.29	818.94	801.71	796.18	805.72	820.87	834.02	842.11	849.29
12:00	875.57	886.24	875.51	850.57	823.62	806.19	800.82	810.93	827.15	842.07	852.42	860.89
13:00	865.05	878.08	869.09	845.29	818.94	801.71	796.18	805.72	820.87	834.02	842.11	849.29
14:00	827.96	850.08	847.61	827.95	803.77	787.28	781.18	788.76	800.03	806.71	806.12	808.06
15:00	738.91	787.18	802.17	792.95	774.06	759.37	752.04	755.08	757.01	747.07	721.90	706.95
16:00	486.94	634.99	705.75	725.42	719.89	709.65	699.71	692.05	670.23	611.87	498.67	407.01
17:00	0.00	118.77	452.36	580.18	615.48	617.81	601.63	564.64	466.71	213.18	0.00	0.00
18:00	0.00	0.00	0.00	180.51	379.09	425.84	391.44	253.44	0.49	0.00	0.00	0.00
19:00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	21.79	1.60	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Στην Εικόνα 2.6 παρουσιάζεται η άμεσος ακτινοβολία σε επίπεδο κάθετο στις ηλιακές ακτίνες G_{bn} για την περιοχή της Αθήνας, για τη μέση μέρα κάθε μήνα (Ωρες 5:00-19:00):



Εικόνα 2.6 Άμεσος ακτινοβολία καθέτου επιφάνειας κατά τη διάρκεια της μέρας για τη μέση μέρα κάθε μήνα στην περιοχή της Αθήνας

2.5 Ηλιακοί συλλέκτες

Ένας συλλέκτης ηλιακής ενέργειας, είναι ένα ξεχωριστό είδος εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος δεσμεύει την ηλιακή ακτινοβολία και τη μεταφέρει σε ένα εργαζόμενο μέσο (συνήθως αέρα, νερό είτε κάποιο έλαιο) με τη μορφή θερμότητας, αυξάνοντας τη θερμοκρασία του. Η ενέργεια αυτή αποθηκεύεται και μεταφέρεται από το εργαζόμενο μέσο απευθείας στον εξοπλισμό παραγωγής ζεστού νερού ή κλιματισμού χώρου, είτε σε κάποιο δοχείο αποθήκευσης θερμικής ενέργειας, από το οποίο μπορεί να αντληθεί για χρήση το βράδυ ή κατά τις συννεφιασμένες μέρες [13]. Η διαφορά ενός ηλιακού συλλέκτη με τους συμβατικούς εναλλάκτες, είναι ότι ο ρόλος της ακτινοβολίας είναι ο πιο σημαντικός στη μεταφορά θερμότητας, τη στιγμή που στους συνηθισμένους εναλλάκτες η μεταφορά της θερμότητας γίνεται από ρευστό σε ρευστό [16]. Οι βασικές κατηγορίες των ηλιακών συλλεκτών είναι δύο, οι επίπεδοι (μη συγκεντρωτικοί) και οι συγκεντρωτικοί.

2.5.1 Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες

Οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες είναι οι πιο διαδεδομένοι, με τη χρήση τους να επικεντρώνεται κυρίως στην παραγωγή ζεστού νερού χρήσης. Η απόδοσή τους είναι χαμηλότερη από αυτή των συγκεντρωτικών συλλεκτών, όπως και το κόστος τους. Οι

ίδιοι, αξιοποιούν την άμεση ηλιακή ακτινοβολία όπως και τη διάχυτη ακτινοβολία εξ ουρανού και εξ εδάφους, με τη βοήθεια μιας πλάκας απορρόφησης πάνω στην οποία προσπίπτει η ακτινοβολία [16]. Υπάρχουν δύο είδη μη συγκεντρωτικών συλλεκτών, ο κλασικός επίπεδος συλλέκτης (Flat Plate Collector) και ο συλλέκτης με σωλήνα κενού (Evacuated Tube Collector).

Κλασικός επίπεδος ηλιακός συλλέκτης

Οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες (Flat Plate Collector – FPC), αποτελούν το πιο ευρέως διαδεδομένο και χρησιμοποιούμενο είδος συλλεκτών παγκοσμίως. Οι ίδιοι, χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές που απαιτούν απόδοση ενέργειας σε μέσες θερμοκρασίες μέχρι περίπου 100°C πάνω από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος. Επίσης, δεν απαιτούν μηχανισμό κίνησης για την παρακολούθηση του ηλίου και συνεπώς είναι μηχανικά απλούστεροι των συγκεντρωτικών συλλεκτών. Κύρια εφαρμογή τους, είναι η θέρμανση νερού χρήσης και η θέρμανση κτιρίων, καθώς και ο κλιματισμός και η παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση. Τα κύρια μέρη ενός επίπεδου συλλέκτη, είναι [16]:

- α) Η πλάκα απορρόφησης, δηλαδή η μαύρη επίπεδη επιφάνεια που απορροφά την ηλιακή ακτινοβολία.
- β) Ένα ή περισσότερα διαφανή καλύμματα πάνω από τον απορροφητήρα ώστε να μειώνονται οι θερμικές απώλειες δια συναγωγής και ακτινοβολίας προς το περιβάλλον.
- γ) Μόνωση της πίσω και των παραπλεύρων επιφανειών ώστε να μειώνονται οι θερμικές απώλειες.
- δ) Πλαίσιο που περιβάλλει το συλλέκτη



Εικόνα 2.7 Επίπεδος ηλιακός συλλέκτης [19]

Συλλέκτης με σωλήνα κενού

Οι συλλέκτες με σωλήνα κενού (Evacuated Tube Collector – ETC), είναι σχεδιασμένοι με τέτοιο τρόπο ώστε οι θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον να είναι μειωμένες. Οι απώλειες λόγω συναγωγής σχεδόν εξαλείφονται, εφόσον η συναγωγή δε λαμβάνει χώρα σε συνθήκες κενού [20]. Το κενό αυτό, δημιουργείται μεταξύ ενός εξωτερικού γυάλινου σωλήνα (κάλυμμα), και ενός εσωτερικού, χάλκινου συνήθως σωλήνα, στον οποίο ρέει το εργαζόμενο μέσο. Έχει αποδειχτεί ότι η διατήρηση του κενού, μπορεί να διαρκέσει ως και 25 χρόνια. Σε αυτούς τους συλλέκτες, ο απορροφητήρας είναι δυνατό να είναι επίπεδος και να είναι σε επαφή με τον εσωτερικό σωλήνα, είτε η απορρόφηση της ηλιακής ακτινοβολίας να γίνεται απευθείας από τον εσωτερικό σωλήνα. Η δεύτερη περίπτωση, συνδυάζεται πολλές φορές με τη χρήση παραβολικών κάτοπτρων. Οι συλλέκτες με σωλήνα κενού, παρουσιάζουν μεγαλύτερη απόδοση για μικρές γωνίες πρόσπτωσης από τους επίπεδους συλλέκτες, γεγονός που τους δίνει πλεονέκτημα στο σύνολο της ημέρας. Επίσης, ένα ακόμα πλεονέκτημα τους είναι ότι έχουν μεγαλύτερη απόδοση σε συννεφιασμένες είτε κρύες μέρες από τους επίπεδους. Προσοχή πρέπει να δοθεί στην υγρασία, η οποία είναι δυνατό να εισέλθει στον συλλέκτη και να προκαλέσει διάβρωση του απορροφητήρα, μειώνοντας την απόδοση του. Οι θερμοκρασίες που μπορούν να επιτευχθούν σε αυτούς τους συλλέκτες, κυμαίνονται μεταξύ 50-200 °C [13].



Εικόνα 2.8 Συλλέκτης με σωλήνες κενού [21]

2.5.2 Συγκεντρωτικοί ηλιακοί συλλέκτες

Για την επίτευξη θερμοκρασιών υψηλότερων από αυτές που επιτυγχάνονται από τους επίπεδους συλλέκτες, μπορεί να γίνει χρήση συγκεντρωτικών συλλεκτών. Σε αυτούς, οι υψηλές θερμοκρασίες αναπτύσσονται με συγκέντρωση της ηλιακής ακτινοβολίας σε μικρή επιφάνεια απορρόφησης, μειώνοντας έτσι και τις θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον. Η συγκέντρωση επιτυγχάνεται με παρεμβολή μιας οπτικής ανακλαστικής ή διαθλαστικής συσκευής μεταξύ του ήλιου, και της επιφάνειας απορρόφησης. Κύριο χαρακτηριστικό των συγκεντρωτικών συλλεκτών, είναι ο λόγος συγκέντρωσης:

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (2.22)$$

με A_a να είναι η επιφάνεια αποδοχής της ηλιακής ακτινοβολίας (άνοιγμα συγκεντρωτή) (m^2) και A_r να είναι η επιφάνεια που απορροφά τη συγκεντρωμένη ηλιακή ακτινοβολία (m^2). Στην πράξη ο λόγος συγκέντρωσης κυμαίνεται από 1.5 έως 10000. Τα κύρια μέρη ενός συγκεντρωτικού συλλέκτη είναι ο συγκεντρωτής και ο δέκτης, ο οποίος περιλαμβάνει τον απορροφητήρα, τα καλύμματα και τη μόνωση. Οι θερμοκρασίες που επιτυγχάνονται σε συγκεντρωτικούς συλλέκτες, κυμαίνονται μεταξύ 60-500°C [13,16].

Τα είδη των συγκεντρωτικών συλλεκτών που υπάρχουν, είναι τα εξής:

- Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης (Compound Parabolic Concentrator – CPC)
- Παραβολικός συλλέκτης με κάτοπτρο (Parabolic Trough Concentrator – PTC)
- Γραμμικός συλλέκτης Fresnel
- Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο (Solar Dish Collector)
- Ηλιακός πύργος (Solar Tower)

2.6 Σύνθετος παραβολικός συλλέκτης (CPC)

Οι σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες (Compound Parabolic Concentrator – CPC), ανήκουν στην κατηγορία των συγκεντρωτών χωρίς είδωλο. Αξιοποιούν την ηλιακή ακτινοβολία (άμεση και διάχυτη) που προσπίπτει υπό ευρεία περιοχή γωνιών πρόσπτωσης, πράγμα που τους επιτρέπει να έχουν ελάχιστες απαιτήσεις κίνησης για την παρακολούθηση του ήλιου. Πετυχαίνουν λόγο συγκέντρωσης μεταξύ 1-5, ενώ λειτουργούν σε θερμοκρασίες έως 200°C. Ο ανακλαστήρας των παραβολικών συλλεκτών αποτελείται από δύο παραβολικά τμήματα τα οποία ενώνονται μεταξύ τους, και που εκτείνονται μέχρι να γίνουν παράλληλα προς τον άξονα συμμετρίας του συλλέκτη. Οι ακτίνες που φτάνουν στον ανακλαστήρα, ανακλώνται και προσπίπτουν στην επιφάνεια του δέκτη που βρίσκεται στο κάτω μέρος του συλλέκτη, και που ο οποίος είναι τοποθετημένος σε θέση ώστε να λαμβάνει τις ακτίνες μετά την ανάκλαση. Η γωνία που σχηματίζεται από τον άξονα του CPC και την ευθεία που

συνδέει την εστία μιας παραβολής με το απέναντι άκρο του ανοίγματος, ονομάζεται ημιγωνία αποδοχής θ_c . Αν οι παραβολικές ανακλαστικές επιφάνειες είναι οπτικά ιδανικές, τότε η ακτινοβολία που εισέρχεται στο άνοιγμα υπό γωνία θ , έτσι ώστε $-\theta_c < \theta < \theta_c$, ανακλάται προς τον δέκτη ο οποίος βρίσκεται στη βάση του συλλέκτη. Όταν $\theta < -\theta_c$ ή $\theta > \theta_c$, η ακτινοβολία δε φτάνει στον δέκτη. Για έναν οπτικά τέλειο επιμήκη CPC, ο λόγος συγκέντρωσης δίνεται από τη σχέση:

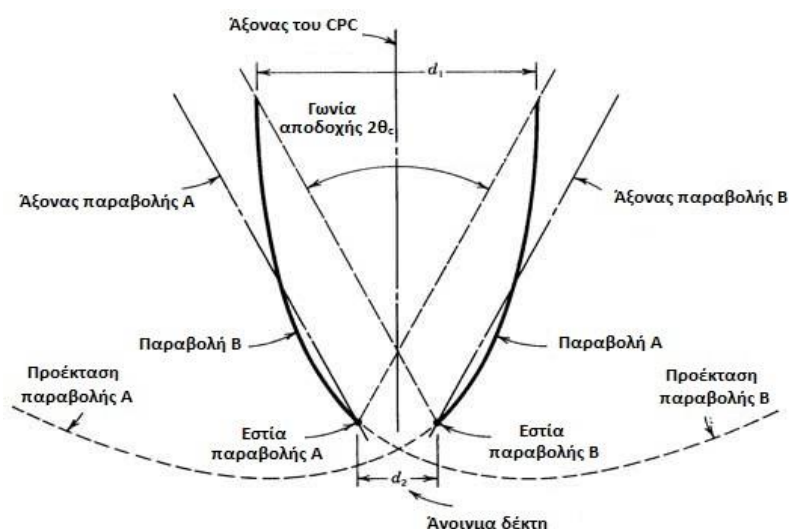
$$C = \frac{1}{\sin\theta_c}, \quad (2.23)$$

Πρακτικά, μεγάλος λόγος συγκέντρωσης οδηγεί σε καλύτερη θερμική απόδοση, ενώ μεγάλη ημιγωνία αποδοχής σε καλύτερη οπτική συμπεριφορά, που σημαίνει ότι υπάρχει δυνατότητα λειτουργίας για μεγαλύτερες γωνίες πρόσπτωσης.

Τα άνω άκρα των παραβολικών πλευρών του CPC συνεισφέρουν ελάχιστα στην ανάκλαση της ακτινοβολίας προς τον δέκτη και συνεπώς μπορούν να αποκοπούν. Έτσι, το ύψος του CPC μειώνεται με ελάχιστη μείωση στην απόδοση, αλλά σημαντική μείωση στο κόστος κατασκευής. Η αποκοπή των άνω άκρων:

- Δε μεταβάλλει την ημιγωνία αποδοχής
- Μεταβάλλει το λόγο του ύψους προς το άνοιγμα
- Μεταβάλλει το λόγο συγκέντρωσης
- Μεταβάλλει το μέσο αριθμό ανακλάσεων που υφίσταται η ακτινοβολία μέχρι να φτάσει στον απορροφητήρα.

Οι συλλέκτες CPC τοποθετούνται συνήθως με τον επιμήκη άξονα οριζόντιο και προσανατολισμένο κατά την διεύθυνση ανατολής-δύσης. Το επίπεδο του ανοίγματος είναι εστραμμένο προς τον ισημερινό, σχηματίζοντας γωνία β με το οριζόντιο επίπεδο. Συνήθως υπάρχει δυνατότητα ρύθμισης (περιστροφής) περί τον επιμήκη άξονα, έτσι ώστε η άμεση ηλιακή ακτινοβολία να προσπίπτει εντός των ορίων που επιβάλλει η γωνία αποδοχής $2\theta_c$. Με την αύξηση του λόγου συγκέντρωσης, η γωνία θ_c μειώνεται, με συνέπεια την απαίτηση συχνότερης ρύθμισης [13,16,17].



Εικόνα 2.9 Συλλέκτης τύπου CPC [22]

2.7 Παραβολικός συλλέκτης με κάτοπτρο (PTC)

Ο παραβολικός συλλέκτης με κάτοπτρο (Parabolic Trough Concentrator – PTC), είναι μια από τις πιο διαδεδομένες τεχνολογίες για την επίτευξη θερμοκρασιών έως και 400°C, με σκοπό την παραγωγή ηλεκτρισμού με τη βοήθεια ηλιακής ενέργειας. Αποτελείται από έναν απορροφητήρα, συνήθως χάλκινο, όπου ρέει το εργαζόμενο μέσο (νερό, έλαιο, τηγμένο άλας, αέρας και άλλα), ένα ομόκεντρο κυλινδρικό γυάλινο κάλυμμα εξωτερικά του απορροφητήρα, και ένα παραβολικό κάτοπτρο. Ο απορροφητήρας είναι μόνιμα στερεωμένος στην εστία του παραβολικού συγκεντρωτή ώστε να παραλαμβάνει τις ακτίνες που ανακλώνται από το παραβολικό κάτοπτρο. Ο ίδιος είναι συχνά επικαλυμμένος με επίστρωση που έχει υψηλή απορροφητικότητα ώστε να λαμβάνει την ηλιακή ακτινοβολία, και χαμηλή εκπομπή για την ελαχιστοποίηση απωλειών. Το ομόκεντρο διαφανές κάλυμμα χρησιμοποιείται για να μειώνει τις θερμικές απώλειες του απορροφητικού σωλήνα λόγω συναγωγής, ενώ έχει επίσης ειδική επένδυση ώστε να μειώνονται οι ανακλάσεις και να αυξάνεται η απορροφητικότητα του. Ένας τρόπος για να αντιμετωπιστούν οι θερμικές απώλειες λόγω συναγωγής από τον απορροφητήρα και συνεπώς να αυξηθεί η απόδοση του συλλέκτη κυρίως σε εφαρμογές υψηλών θερμοκρασιών, είναι η δημιουργία συνθηκών κενού μεταξύ του γυάλινου καλύμματος και του απορροφητικού σωλήνα. Ένας συλλέκτης τέτοιου τύπου, μπορεί να έχει λόγο συγκέντρωσης μεταξύ 15-45 σε συνήθεις εφαρμογές. Εκτενέστερη ανάλυση για συλλέκτες τύπου PTC, γίνεται στο επόμενο κεφάλαιο [13,23,24].



Εικόνα 2.10 Συλλέκτης τύπου PTC [25]

2.8 Γραμμικός συλλέκτης Fresnel

Η τεχνολογία συλλεκτών τύπου Fresnel, στηρίζεται σε μια σειρά κατόπτρων τα οποία συγκεντρώνουν την ηλιακή ακτινοβολία σε έναν δέκτη, που βρίσκεται σε έναν πύργο λίγα μέτρα ψηλότερα από τις ανακλαστικές επιφάνειες. Τα κάτοπτρα αυτά, μπορούν να είναι επίπεδα είτε ελαφρώς καμπύλα, ενώ είναι τοποθετημένα στο έδαφος ώστε να ελαχιστοποιούνται οι κατασκευαστικές απαιτήσεις. Μετά την ανάκλαση, οι ακτίνες του ήλιου προσπίπτουν στο δέκτη, αυξάνοντας τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου. Πάνω από τον δέκτη, βρίσκεται ένας δεύτερος συγκεντρωτής, ο οποίος έχει ως σκοπό να επιστρέφει στον δέκτη τις ακτίνες που λόγω οπτικών απωλειών δε τον συνάντησαν ύστερα από την ανάκλαση τους στα πρώτα κάτοπτρα. Οι θερμοκρασίες που μπορούν να επιτευχθούν σε έναν τέτοιο συλλέκτη, κυμαίνονται μεταξύ 60-250°C, ενώ ο λόγος συγκέντρωσης του κυμαίνεται μεταξύ 10-40.

Σημαντικά στοιχεία για έναν συλλέκτη Fresnel συγκριτικά με άλλες τεχνολογίες, είναι τα εξής [13,17,26]:

- Χρησιμοποιείται μόνο ένας δέκτης για μια ολόκληρη διάταξη κατόπτρων, ο οποίος είναι σε σταθερή θέση. Συνεπώς, δε χρειάζονται αρθρώσεις είτε εύκαμπτοι σωλήνες, οπότε δεν υπάρχει κίνδυνος διαρροής ζεστού ελαίου, ενώ η συνολική κατασκευή είναι ελαφρύτερη.
- Δεν υπάρχει απαίτηση για συγκόλληση μετάλλου και γυαλιού, η οποία συχνά προκαλεί φθορές στο δέκτη λόγω διαφοράς των συντελεστών διαστολής. Γι αυτό το λόγο, ο δέκτης είναι τελικά πιο στιβαρός.
- Τα κάτοπτρα είναι λιγότερο ακριβά και πιο εύκολο να καθαριστούν χάρη στη μικρή ή μηδενική καμπυλότητα τους. Επίσης, από τη στιγμή που τα ίδια μπορούν να

κινηθούν ενώ ο δέκτης όχι, είναι δυνατό να περιστραφούν 180° για αυτόματο καθάρισμα.

- Έχει περισσότερες οπτικές απώλειες από τους συλλέκτες τύπου PTC που θα αναλυθούν παρακάτω, λόγω της μικρής ή μηδενικής καμπυλότητας των ανακλαστικών επιφανειών. Επίσης, έχει μεγαλύτερες οπτικές απώλειες λόγω των κενών που υπάρχουν ανάμεσα στα κάτοπτρα, τα οποία είναι απαραίτητα ώστε να μην υπάρχει σκίαση μεταξύ τους κατά την κίνηση τους.



Εικόνα 2.11 Γραμμικός Συλλέκτης Fresnel [27]

2.9 Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο

Ο συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο (Solar Dish Collector), αποτελείται από έναν συγκεντρωτή σε σχήμα «πιάτου», ο οποίος εστιάζει την προσπίπτουσα άμεση ηλιακή ακτινοβολία στην εστία του κατόπτρου όπου βρίσκεται ο δέκτης στον οποίο κυκλοφορεί το εργαζόμενο μέσο. Ο συγκεντρωτής πρέπει να ακολουθεί την κίνηση του ήλιου ώστε να ανακλά την ακτινοβολία στην απορροφητική επιφάνεια, ενώ πολύ σημαντική για τη θερμική απόδοση του συστήματος είναι η επιλογή της ανακλαστικής επιφάνειας (γυάλινοι καθρέφτες, φύλλα αλουμινίου, φύλλα ανοξείδωτου ατσάλιου είτε ειδικές μεμβράνες). Ο συλλέκτης περιλαμβάνει μηχανισμούς παρακολούθησης του ηλίου, και είναι ικανός να κινηθεί σε δύο άξονες. Συγκεκριμένα, υπάρχει ένας μηχανισμός για την κίνηση του «πιάτου» κατά τον κάθετο άξονα και ένας ώστε να υπάρχει κίνηση κατά τον οριζόντιο άξονα. Ο λόγος συγκέντρωσης κυμαίνεται μεταξύ 600-2000 και μπορούν να επιτευχθούν θερμοκρασίες έως και 1500°C , οδηγώντας σε υψηλή ενεργειακή και εξεργειακή απόδοση. Οι συλλέκτες με παραβολοειδές κάτοπτρο, είναι μικρότερες μονάδες μετατροπής ενέργειας συγκριτικά με άλλα συγκεντρωτικά ηλιακά συστήματα, και

παράγουν ηλεκτρική ενέργεια ισχύος 5-25 kW_e. Γενικά, συνδυάζονται με μηχανές Stirling ως θερμικές μηχανές, ενώ η εγκατάστασή τους κρίνεται κατάλληλη για αποκεντρωμένες περιοχές [13,28,29].



Εικόνα 2.12 Συλλέκτης με παραβολοειδές κάτοπτρο [30]

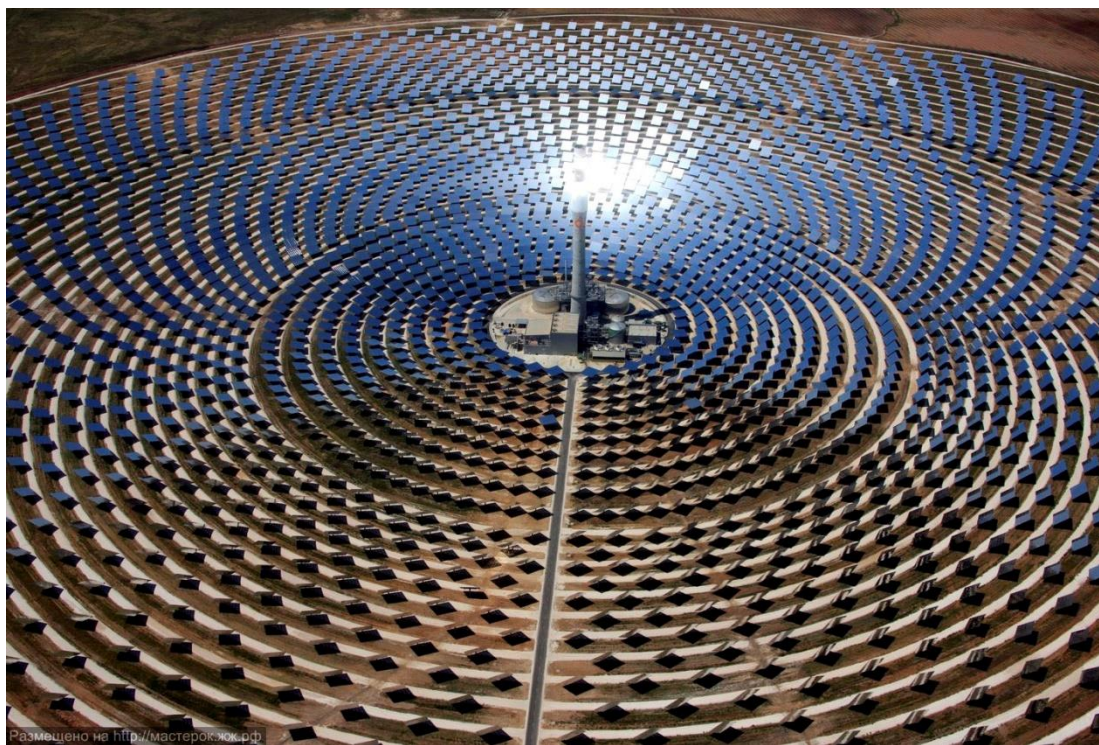
2.10 Ηλιακός πύργος

Ανάμεσα στις τεχνολογίες των συγκεντρωτικών ηλιακών συστημάτων, η τεχνολογία του ηλιακού πύργου δίνει τη δυνατότητα μετατροπής ηλιακής σε θερμική ενέργεια με υψηλή απόδοση, τη στιγμή που παρέχεται η δυνατότητα συνεχούς παραγωγής ηλεκτρισμού σε μεγάλη έκταση [31]. Η εγκατάσταση ενός ηλιακού πύργου αποτελείται από έναν μεγάλο αριθμό κατόπτρων (ηλιοστάτες), τα οποία ανακλούν την άμεση ηλιακή ακτινοβολία σε μια μικρή μαύρη απορροφητική επιφάνεια, που βρίσκεται στην κορυφή ενός ψηλού πύργου. Τα κάτοπτρα τοποθετούνται σε μεγάλη έκταση γύρω από τον πύργο στον οποίο βρίσκεται ο δέκτης. Τα ίδια έχουν τη δυνατότητα πλήρους παρακολούθησης του ηλίου, έτσι ώστε να μεγιστοποιείται η προσπίπτουσα ακτινοβολία στον δέκτη. Η συγκεντρωμένη ηλιακή ακτινοβολία απορροφάται από τον δέκτη και μεταφέρεται στο εργαζόμενο μέσο, το οποίο αποθηκεύεται και αργότερα χρησιμοποιείται για την παραγωγή ενέργειας. Ο ηλιακός πύργος, έχει τα εξής πλεονεκτήματα:

- Συλλέγει την ηλιακή ενέργεια οπτικά και τη μεταφέρει σε έναν απλό δέκτη, ελαχιστοποιώντας έτσι τις απαιτήσεις μεταφοράς θερμικής ενέργειας
- Επιτυγχάνει λόγους συγκέντρωσης μεταξύ 300-1500, και είναι αποδοτικός τόσο στην συλλογή ενέργειας όσο και στην μετατροπή της σε ηλεκτρισμό.

- Μπορεί εύκολα να αποθηκεύσει θερμική ενέργεια.
- Είναι σχετικά μεγάλος (γενικά πάνω από 10 MW) και έτσι επωφελείται σε ό,τι αφορά την οικονομία κλίμακας.

Η μέση προσπίπτουσα ακτινοβολία στον δέκτη παίρνει τιμές μεταξύ 200-1000 kW/m². Το γεγονός αυτό, επιτρέπει να επιτευχθούν θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 1500°C, καθώς επίσης επιτρέπει τη χρήση της θερμικής ενέργειας σε πιο αποδοτικούς κύκλους. Το σύστημα με ηλιακό πύργο, μπορεί να συμπεριληφθεί σε μονάδες χρήσης ορυκτών καυσίμων για υβριδική παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, και έχει τη δυνατότητα να λειτουργεί για περισσότερες από τις μισές ώρες ενός έτους σε ονομαστική ισχύ, χρησιμοποιώντας την θερμική αποθηκευμένη ενέργεια [13].



Εικόνα 2.13 Εγκατάσταση ηλιακού πύργου [32]

Κεφάλαιο 3: Παραβολικός συλλέκτης με κάτοπτρο (Parabolic Trough Collector)

3.1 Βασικές αρχές λειτουργίας

Ένας παραβολικός ηλιακός συλλέκτης με κάτοπτρο, κατασκευάζεται αρχικά με ένα λυγισμένο φύλλο ανακλαστικού υλικού σε παραβολική μορφή. Ένας μαύρος απορροφητικός σωλήνας, καλυμμένος εξωτερικά με έναν γυάλινο σωλήνα, βρίσκεται τοποθετημένος στην γραμμή εστίασης του κατόπτρου. Όταν η παραβολή έχει κατεύθυνση προς τον ήλιο, οι παράλληλες προσπίπτουσες ακτίνες στο κάτοπτρο, ανακλώνται και συγκεντρώνονται στον απορροφητικό σωλήνα. Η συγκεντρωμένη ακτινοβολία που φτάνει στον απορροφητικό σωλήνα, θερμαίνει το εργαζόμενο μέσο που κυκλοφορεί εσωτερικά του, μετατρέποντας έτσι την ηλιακή ακτινοβολία σε ωφέλιμη θερμότητα. Μεταξύ του γυάλινου καλύμματος και του απορροφητήρα, δημιουργούνται συνθήκες κενού, έτσι ώστε να ελαχιστοποιούνται οι θερμικές απώλειες λόγω συναγωγής. Είναι αρκετά αποδοτικό να χρησιμοποιείται ένα σύστημα παρακολούθησης του ηλίου απλού άξονα, ώστε να μεγιστοποιείται η προσπίπτουσα ακτινοβολία στην επιφάνεια του απορροφητικού σωλήνα.

Ο συλλέκτης μπορεί να εγκατασταθεί με κατεύθυνση ανατολής-δύσης, παρακολουθώντας τον ήλιο από το βορρά προς το νότο, είτε με κατεύθυνση βορρά-νότου, παρακολουθώντας τον ήλιο από την ανατολή προς τη δύση. Το πλεονέκτημα που προσφέρει η εγκατάσταση με προσανατολισμό ανατολής-δύσης, είναι ότι ο συλλέκτης χρειάζεται πολύ μικρή ρύθμιση μέσα στη μέρα εφόσον το άνοιγμα του κατόπτρου «βλέπει» πάντα τον ήλιο κατά το μεσημέρι, αν και η απόδοση του συλλέκτη στις ώρες κατά την ανατολή και τη δύση του ηλίου μειώνεται σημαντικά λόγω μεγάλων γωνιών πρόσπτωσης (απώλειες συνημίτονου). Στην εγκατάσταση με προσανατολισμό βορρά-νότου, οι μεγαλύτερες απώλειες συνημίτονου παρατηρούνται το μεσημέρι, και οι μικρότερες το πρωί και το απόγευμα, όταν ο ήλιος βρίσκεται ανατολικά είτε δυτικά. Κατά τη διάρκεια ενός έτους, αν η εγκατάσταση είναι τοποθετημένη με προσανατολισμό βορρά-νότου, συλλέγει συνήθως ελαφρώς περισσότερη ενέργεια από ό,τι αν ήταν τοποθετημένη με προσανατολισμό ανατολής-δύσης. Ωστόσο, ο προσανατολισμός βορρά-νότου, οδηγεί σε συλλογή περισσότερης ενέργειας το καλοκαίρι και πολύ λιγότερης το χειμώνα, ενώ ο προσανατολισμός ανατολής-δύσης οδηγεί σε περισσότερη συλλογή ενέργειας το χειμώνα και λιγότερη το καλοκαίρι, παρέχοντας πιο σταθερή ετήσια λειτουργία. Συνεπώς, η επιλογή του προσανατολισμού εξαρτάται συνήθως από την εκάστοτε εφαρμογή, και στο αν χρειάζεται περισσότερη ενέργεια το καλοκαίρι είτε το χειμώνα [24].

3.2 Ιστορία

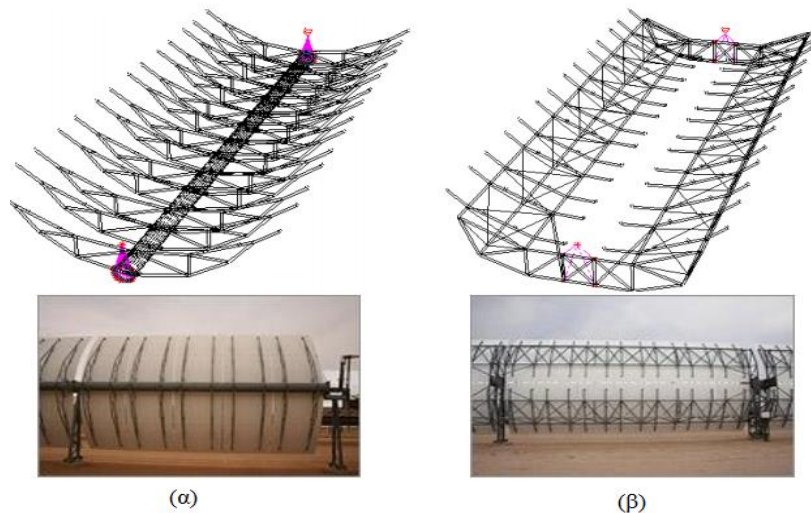
Η πρώτη πρακτική εμπειρία με PTC συναντάται το 1870, όταν ο μηχανικός John Ericsson σχεδίασε έναν συλλέκτη με άνοιγμα 3.25 m^2 ο οποίος τροφοδοτούσε μια μηχανή ισχύος 373 W. Ο ατμός παραγόταν απευθείας μέσα στον ηλιακό συλλέκτη. Από το 1872 έως το 1875, έφτιαξε επτά παρόμοια συστήματα με αέρα ως εργαζόμενο μέσο. Το 1907, οι Willhelm Maier και Adolf Remshardt, κατασκεύασαν επίσης έναν συλλέκτη PTC, με άμεση παραγωγή ατμού. Το 1912 ο αμερικάνος μηχανικός Frank Shuman σχεδίασε και εγκατέστησε μια μονάδα άρδευσης κοντά στο Κάιρο της Αιγύπτου, με τη βοήθεια πέντε ηλιακών συλλεκτών. Οι συλλέκτες αυτοί, παρήγαγαν κορεσμένο ατμό πίεσης 0.1 MPa απευθείας μέσα στον απορροφητικό σωλήνα. Η ισχύς της μονάδας αυτής αρχικά αξιολογήθηκε περίπου 75 kW, αν και ερευνήθηκε πως η πραγματική αποδιδόμενη ισχύς κυμαινόταν από 14 έως 54 kW. Το 1936 ο C.G. Abbot μετέτρεψε την ηλιακή ενέργεια σε μηχανικό έργο, χρησιμοποιώντας έναν PTC σε συνδυασμό με μια μηχανή ισχύος 0.37 kW. Για περίπου 60 χρόνια, το ενδιαφέρον για την τεχνολογία συγκεντρωτικών ηλιακών συστημάτων ήταν αμελητέο. Το ενδιαφέρον αυτό επανήλθε κατά την περίοδο κρίσης του πετρελαίου, όπου και χρηματοδοτήθηκε η κατασκευή ενός αριθμού συλλεκτών τύπου PTC με σκοπό την εύρεση εναλλακτικών τρόπων παραγωγής ενέργειας πέρα από τα ορυκτά καύσιμα [33].

3.3 Βασικοί συλλέκτες PTC

Κατά καιρούς έχουν κατασκευαστεί συλλέκτες τύπου PTC με διαφορετικά χαρακτηριστικά, οι οποίοι έχουν χρησιμοποιηθεί σε μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Η εταιρεία Luz, σχεδίασε τους συλλέκτες LS-1, LS-2 και LS-3, που χρησιμοποιήθηκαν στις μονάδες SEGS (Solar Electric Generating Systems). Οι δύο πρώτες γενιές συλλεκτών, οι LS-1 και LS-2, χαρακτηρίζονται από παρόμοια συναρμολόγηση και είναι τοποθετημένοι πάνω σε κατασκευή παρόμοιου μήκους, με τη διαφορά τους να είναι ότι το άνοιγμα του συγκεντρωτή του LS-2, είναι διπλάσιο από αυτό του LS-1. Ολόκληρες οι κατασκευές είναι βασισμένες σε έναν άκαμπτο υποστηρικτικό σωλήνα (torque tube), ο οποίος στηρίζει τις μεταλλικές επιφάνειες όπου είναι τοποθετημένα τα παραβολικά κάτοπτρα. Στον συλλέκτη τύπου LS-3, ο σωλήνας αυτός αντικαθιστάται από ένα μεταλλικό υποστηρικτικό πλέγμα (metal lattice framework), το άνοιγμα του είναι κατά 14% μεγαλύτερο από του LS-2, ενώ το μήκος του συλλέκτη είναι διπλάσιο απ' ό,τι στους προηγούμενους συλλέκτες. Η επιλεκτική επένδυση που χρησιμοποιείται στους συλλέκτες LS-1 και LS-2 είναι μαύρο χρώμο, ενώ μια νέα κεραμική-μεταλλική επίστρωση πάχους 0.3 μm τοποθετείται στον συλλέκτη LS-3, μέσω βομβαρδισμού ιόντων σε συνθήκες κενού. Τα κύρια χαρακτηριστικά των συλλεκτών LS-1, LS-2 και LS-3 της εταιρίας Luz, δίνονται στον παρακάτω πίνακα [33]:

Πίνακας 3.1 Κύρια χαρακτηριστικά των συλλεκτών LS-1, LS-2 και LS-3 της εταιρίας Luz [33]

Μοντέλο	LS-1	LS-2	LS-3
Έτος κατασκευής	1984	1985	1988
Μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας (°C)	307	349	390
Επιφάνεια ανοίγματος (m ²)	128	235.5	570.2
Μήκος (m)	50.2	47.1	99
Εστιακή απόσταση (m)	0.68	1.4	1.71
Διάμετρος απορροφητή (mm)	40	70	70
Λόγος συγκέντρωσης	18.95	22.74	26.2
Οπτικός βαθμός απόδοσης	0.734	0.74	0.77
Βαθμός σύλληψης	0.87	0.89	0.93
Συντελεστής απορροφητικότητας απορροφητή	0.94	0.94	0.96
Συντελεστής ανακλαστικότητας κατόπτρων	0.94	0.94	0.94
Συντελεστής διαπερατότητας καλύμματος	0.94	0.95	0.96
Συντελεστής εκπομπής απορροφητή (σε τι θερμοκρασία (°C))	0.3 (300)	0.24 (300)	0.15 (350)



Εικόνα 3.1 (α) Συλλέκτης LS-2 και (β) συλλέκτης LS-3 εταιρείας Luz [34]

Το 1998, δημιουργήθηκε μια ομάδα από ευρωπαϊκές εταιρίες και ερευνητικά εργαστήρια ώστε να αναπτύξει τη νέα γενιά συλλεκτών τύπου PTC. Σκοπός της ανάπτυξης των συλλεκτών, ήταν η χρήση τους σε οικονομικώς αποδοτικές μονάδες συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας, εφόσον ο σχεδιασμός των συλλεκτών LS-3 δεν ήταν πια ανταγωνιστικός. Ο συλλέκτης EuroTrough, ήταν το αποτέλεσμα ανάλυσης διάφορων κατασκευών συλλεκτών, με γεωμετρικά χαρακτηριστικά όμοια με αυτά του LS-3, αλλά με τη βασική διαφορά να είναι το ορθογώνιο υποστηρικτικό σύστημα (torque-box support structure), το οποίο συνδυάζει τη στρεπτική ακαμψία της κατασκευής του LS-2 με το μειωμένο κόστος σχεδίασης του συλλέκτη LS-3. Το πρώτο μοντέλο τύπου EuroTrough, είναι ο συλλέκτης ET-100, ο οποίος έχει μήκος 100 m και επιφάνεια ανοίγματος παραβολής 545 m², και που αποτελείται από 8 διαφορετικά τμήματα. Το γεγονός ότι το σύστημα στήριξης του συλλέκτη έχει μεγάλη στρεπτική ακαμψία, επέτρεψε την αύξηση του μήκους στο επόμενο μοντέλο

ET-150. Ο συλλέκτης αυτός, έχει μήκος 150 m και επιφάνεια ανοίγματος παραβολής 820 m², ενώ αποτελείται από 12 διαφορετικά τμήματα. Η τρίτη γενιά συλλεκτών EuroTrough ονομάζεται SKAL-ET, και δημιουργήθηκε υπό τη χρηματοδότηση ενός προγράμματος από τη γερμανική κυβέρνηση. Το μοντέλο αυτό, παρουσιάζει μικρές διαρρυθμίσεις στα 12 τμήματα του συλλέκτη. Οι συλλέκτες EuroTrough, έχουν τα εξής πλεονεκτήματα έναντι προηγούμενων συλλεκτών τύπου PTC:

- Μειωμένη παραμόρφωση της κατασκευής του συλλέκτη λόγω βαρύτητας και φορτίων του ανέμου, μειώνοντας έτσι τη στρέψη και το λυγισμό του κατά τη λειτουργία του και συνεπώς αυξάνοντας την οπτική απόδοση.
- Η αύξηση μήκους του συλλέκτη από 100 m σε 150 m (από ET-100 σε ET-150), οδήγησε σε απλούστευση του μηχανισμού κίνησης, καθώς και σε μείωση των διασυνδεδεμένων σωλήνων, μειώνοντας έτσι τις θερμικές απώλειες και το συνολικό κόστος.
- Λιγότερη σκίαση λόγω βελτιωμένης σχεδίασης συστήματος υποστήριξης του σωλήνα απορρόφησης.
- Το βάρος της μεταλλικής κατασκευής είναι περίπου 14% μικρότερο από αυτό του συλλέκτη LS-3
- Λιγότερα εξαρτήματα, αυξάνοντας τη δυνατότητα παραγωγής σε μεγάλη κλίμακα.
- Μικρότερο κόστος εξοπλισμού και συντήρησης.
- Απλοποιημένη παραγωγή, μειώνοντας το κόστος συναρμολόγησης.
- Όλα τα παραπάνω έχουν ως αποτέλεσμα μείωση του κόστους περίπου 10% .



Εικόνα 3.2 Συλλέκτης EuroTrough [34]

Γενικότερα, τα τελευταία χρόνια έχουν παρουσιαστεί διάφορα είδη PTC τα οποία στηρίζονται στο σχεδιασμό του EuroTrough. Η βασική ιδέα είναι η διατήρηση των

κύριων βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών του EuroTrough, αυξάνοντας παράλληλα τα οφέλη και μειώνοντας το κόστος. Παραδείγματα τέτοιων συλλεκτών, είναι οι SGX1 και SGX2 της αμερικάνικης εταιρίας Solargenix Energy, ο SENERTROUGH-I της ισπανικής εταιρίας SENER, ο Albiasa Trough της ισπανικής εταιρίας Albiasa Solar και άλλοι [33].

3.4 Εφαρμογές PTC

Οι εφαρμογές των PTC, χωρίζονται σε δύο κατηγορίες. Η πρώτη και πιο σημαντική, είναι η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας σε μονάδες συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας (Concentrated Solar Power – CSP), όπου απαιτούνται θερμοκρασίες από 300°C έως 400°C. Στη δεύτερη κατηγορία, στην οποία απαιτούνται θερμοκρασίες μεταξύ 100°C και 250°C, περιλαμβάνονται εφαρμογές όπως είναι η παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση, η παραγωγή ζεστού νερού και η θέρμανση χώρων, ο κλιματισμός και η ψύξη, η άντληση νερού άρδευσης, η αφαλάτωση νερού, καθώς και η ηλιακή χημεία.

Παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας

Υπάρχουν δύο τρόποι να ενσωματωθεί μια εγκατάσταση με συλλέκτες PTC σε μια μονάδα με ατμοστρόβιλο με σκοπό την παραγωγή της ηλεκτρικής ενέργειας. Ο πρώτος, είναι η παραγωγή ατμού απευθείας στους ηλιακούς συλλέκτες (άμεσα – Direct Steam Generation), και ο δεύτερος είναι με τη θέρμανση ενός εργαζόμενου μέσου στους συλλέκτες, το οποίο με τη σειρά του χρησιμοποιείται για να παράγει ατμό σε έναν εναλλάκτη θερμότητας (έμμεσα). Και στις δύο περιπτώσεις, οι ηλιακοί συλλέκτες μπορούν να υποστηρίξουν όλους τους τύπους κύκλων ατμοστροβίλων: Κύκλο Rankine με υπερθέρμανση, κύκλο Rankine με αναθέρμανση και Rankine με αναγέννηση. Υβριδική παραγωγή ενέργειας με ορυκτά καύσιμα μπορεί να γίνει με διάφορους τρόπους, χρησιμοποιώντας ένα βοηθητικό σύστημα για τη θέρμανση του εργαζόμενου μέσου κατά τις ώρες που έχουμε λίγη ή καθόλου ηλιακή ακτινοβολία, είτε εισάγοντας τα καύσιμα στον κύκλο ατμού, στο στάδιο της εξάτμισης, της υπερθέρμανσης είτε της αναθέρμανσης. Άλλη μια χρήσιμη επιλογή, είναι η ενσωμάτωση ενός ηλιακού συστήματος σε ένα συνδυασμένο κύκλο που ονομάζεται συνδυασμένος κύκλος με ενσωματωμένο ηλιακό σύστημα (Integrated Solar Combined Cycle – ISCCS), στον οποίο δύο διαφορετικοί θερμοδυναμικοί κύκλοι, ο Rankine και ο Brayton, συνδυάζονται σε ένα απλό σύστημα, με τη βοήθεια ενός λέβητα ανάκτησης θερμότητας (Heat Recovery Steam Generator – HRSG). Το καύσιμο προσφέρει ενέργεια συμβατικά στον αεριοστρόβιλο, και το ζεστό καυσαέριο περνάει από τον λέβητα ανάκτησης θερμότητας. Εκεί η ενέργεια από το καυσαέριο παράγει και υπερθερμαίνει ατμό, ο οποίος χρησιμοποιείται στον ατμοστρόβιλο. Η ηλιακή ενέργεια από τους PTC μπορεί να ενσωματωθεί είτε σε υψηλή πίεση στον λέβητα ανάκτησης θερμότητας, ή σε χαμηλότερη πίεση απευθείας στον ατμοστρόβιλο. Η γενική ιδέα είναι ένας ατμοστρόβιλος ο οποίος αξιοποιεί τη

θερμότητα από τον ήλιο για την παραγωγή ατμού, καθώς και τα καυσαέρια από τον αεριοστρόβιλο για την προθέρμανση και την υπερθέρμανση του ατμού.

Υπάρχουν πολλές εγκαταστάσεις στον κόσμο, που χρησιμοποιούν συλλέκτες τύπου PTC για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Γενικά, ιδανικές περιοχές για τέτοιες εγκαταστάσεις είναι συνήθως ξηρές περιοχές, όπου η άμεση ακτινοβολία σε κάθετο επίπεδο είναι πολύ υψηλή (πάνω από 1600 kWh/m² το χρόνο). Οι δέκα εγκαταστάσεις με τη μεγαλύτερη εγκατεστημένη ισχύ στον κόσμο, δίνονται στον Πίνακα 3.2.

Πίνακας 3.2 Ονομασία και τοποθεσία εγκαταστάσεων με συλλέκτες PTC και αντίστοιχη εγκατεστημένη ισχύς [23]

Χώρα	Όνομα εγκατάστασης	Εγκατεστημένη Ισχύς (MW)
Η.Π.Α.	Solar Energy Generating Systems (SEGS)	354
Η.Π.Α.	Solana Generating Station	280
Ισπανία	Solaben Solar Power Station	200
Ισπανία	Solvona Solar Power Station	150
Ισπανία	Andasol Solar Power Station	150
Ισπανία	Extresol Solar Power Station	150
Ισπανία	Palma del Rio Solar Power Station	100
Ισπανία	Manchasol Solar Power Station	100
Ισπανία	Valle Solar Power Station	100
Ισπανία	Helioenergy Solar Power Station	100



Εικόνα 3.3 Μονάδα SEGS [34]

Παραγωγή θερμότητας για βιομηχανική χρήση

Από τη συνολική ενέργεια που χρησιμοποιείται στις βιομηχανίες, ένα μεγάλο ποσοστό, περίπου το 45-65%, χρησιμοποιείται σε βιομηχανικές θερμικές διεργασίες για την προετοιμασία και διατήρηση των προϊόντων. Μία από τις καλύτερες μεθόδους κάλυψης της ανάγκης αυτής για θερμότητα, είναι η χρήση συλλεκτών PTC

μικρού μεγέθους. Το ενδιαφέρον για τη χρήση ηλιακών συστημάτων για παραγωγή θερμικής ενέργειας, δεν έγκειται μόνο στο γεγονός ότι καταναλώνονται μεγάλα ποσά ενέργειας σε αυτό τον τομέα, αλλά και στο ότι οι απαιτήσεις είναι σταθερές μέσα στο χρόνο, ενώ υπάρχει παράλληλα αρκετό διαθέσιμο προσωπικό που θα μπορούσε να επιβλέπει τη λειτουργία των συλλεκτών, μεγιστοποιώντας την επίδοσή τους. Μερικά μειονεκτήματα χρήσης ηλιακής ενέργειας σε αυτή την περίπτωση, είναι τα εξής:

- Η διαθεσιμότητα του χώρου. Οι υπάρχουσες οροφές συνήθως δεν είναι μεγάλες ή αρκετά στιβαρές ώστε να υποστηρίξουν τους συλλέκτες.
- Τα βιομηχανικά απόβλητα. Ένα βιομηχανικό περιβάλλον περιλαμβάνει μεγαλύτερο ρίσκο διάβρωσης των ηλιακών συλλεκτών από τις υπόλοιπες περιοχές.
- Η μη σταθερή παραγωγή ενέργειας
- Η διαθεσιμότητα και δυνατότητα χρήσης άλλων πηγών ενέργειας. Πολλές μονάδες μπορούν να χρησιμοποιήσουν απλές και φθηνές τεχνικές παραγωγής ενέργειας, που πρέπει να προηγούνται της ηλιακής ενέργειας. Μια τέτοια τεχνική είναι για παράδειγμα η χρήση ζεστών καυσαερίων από διεργασίες υψηλών θερμοκρασιών σε διεργασίες χαμηλών θερμοκρασιών.

Παραγωγή ζεστού νερού χρήσης και θέρμανση χώρων

Μία από τις πιο διαδεδομένες εφαρμογές της ηλιακής θερμικής ενέργειας, είναι η παραγωγή ζεστού νερού. Οι θερμοκρασίες που απαιτούνται για την παραγωγή ζεστού νερού είναι κάτω από 100°C. Συνεπώς, θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν συμβατικοί ηλιακοί συλλέκτες με ικανοποιητικές αποδόσεις (FPC, CPC είτε ETC). Ωστόσο, σε περιπτώσεις όπου υπάρχει ανάγκη για μεγάλες ποσότητες ζεστού νερού απαιτείται μεγάλη συλλεκτική επιφάνεια, η οποία φορές είναι δύσκολο να εγκατασταθεί. Σε τέτοιες περιπτώσεις, η χρήση PTC είναι ιδανική, εφόσον παρέχει θερμική ενέργεια σε υψηλότερη θερμοκρασίες από αυτές που χρειάζονται, και έτσι μπορούν να καλυφθούν περισσότερες απαιτήσεις. Τα πλεονεκτήματα των PTC έναντι των άλλων συλλεκτών για διεργασίες θέρμανσης νερού, είναι οι χαμηλές θερμικές τους απώλειες, η μικρότερη συλλεκτική επιφάνεια για την ίδια παραγωγή ισχύος, και το ότι δεν υπάρχει ρίσκο επίτευξης επικίνδυνων θερμοκρασιών, εφόσον υπάρχει σύστημα ελέγχου που στρέφει τον συλλέκτη με τρόπο ώστε να μην απορροφά ηλιακή ενέργεια. Από την άλλη μεριά, ένα μειονέκτημα των PTC σε αυτές τις διεργασίες, είναι ότι το σύστημα παρακολούθησης του ήλιου αυξάνει τα έξοδα εγκατάστασης και συντήρησης. Τα έξοδα αυτά αυξάνει επίσης και ο καθαρισμός που χρειάζονται τα εξαρτήματα των συλλεκτών. Επίσης, από τη στιγμή που οι PTC μπορούν να χρησιμοποιήσουν μόνο την άμεση ηλιακή ακτινοβολία, η εγκατάστασή τους είναι γεωγραφική περιορισμένη, ενώ σε πολύ μεγάλες ταχύτητες ανέμου η λειτουργία τους πρέπει να διακόπτεται. Έρευνες σε υπάρχουσες μονάδες αναφέρουν ότι η μέση απόδοση μιας τέτοιας εγκατάστασης είναι 40%, ενώ η μέγιστη αγγίζει το 60%. Η περίοδος αποπληρωμής είναι 8 χρόνια, και ο χρόνος ζωής της εγκατάστασης είναι 30 χρόνια.

Κλιματισμός και ψύξη

Οι ενεργειακές απαιτήσεις που συνδέονται με τον κλιματισμό στις περισσότερες ανεπτυγμένες χώρες, έχουν αυξηθεί σημαντικά τα τελευταία χρόνια, προκαλώντας μεγάλες καταναλώσεις κυρίως κατά τις θερμές ημέρες. Παράλληλα, η ανάγκη για ψύξη τροφίμων και διατήρηση διαφόρων αγαθών, οδηγούν στην αναζήτηση συστημάτων που να λειτουργούν με ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, και κυρίως με ηλιακή ενέργεια. Τα ηλιακά θερμικά συστήματα, είναι τα πλέον κατάλληλα για κλιματισμό και ψύξη, εφόσον η διαθεσιμότητα της ηλιακής ενέργειας και οι απαιτήσεις ψύξης συνήθως συμπίπτουν χρονικά και γεωγραφικά. Οι εγκαταστάσεις αυτές, μπορούν επίσης να συνδυαστούν εύκολα με εφαρμογές θέρμανσης χώρου και νερού με παθητικές τεχνικές. Σε ότι αφορά τα συστήματα ψύξης, είναι γνωστό ότι ο συντελεστής θερμικής συμπεριφοράς (COP) είναι υψηλότερος για διβάθμιους ψύκτες απορρόφησης με LiBr-H₂O απ' ότι για μονοβάθμιους, αλλά απαιτούν θερμοκρασίες 140-160°C. Ωστόσο, οι συμβατικοί συλλέκτες δεν είναι ικανοί να ανταποκριθούν σε τέτοιες απαιτήσεις, κι έτσι οι PTC θεωρούνται ως η ιδανική λύση σε τέτοιες εφαρμογές.

Αντληση νερού άρδευσης

Για να αντληθεί νερό άρδευσης με τη βοήθεια των PTC, πρέπει η θερμική ενέργεια που παράγεται στους συλλέκτες να μετατραπεί σε μηχανική ενέργεια ώστε να θέσει σε λειτουργία την αντλία. Αυτή η εφαρμογή, έχει μεγάλο ενδιαφέρον σε απομονωμένες και αγροτικές περιοχές, όπου η μεταφορά καυσίμου είναι μη συμφέρουσα από οικονομική σκοπιά. Επίσης, αυτή η εφαρμογή έχει δύο πλεονεκτήματα. Το ένα είναι ότι η ηλιακή ενέργεια είναι άφθονη στις πιο ξηρές περιοχές όπου και η γεωργία εξαρτάται από την άρδευση, και το δεύτερο είναι ότι το γεγονός ότι η ηλιακή ενέργεια είναι διαθέσιμη μόνο τη μέρα θεωρείται αποδεκτό, χωρίς να χρειάζεται ενδιάμεσο σύστημα αποθήκευσης. Αν και η άντληση νερού δεν είναι η πιο συνηθισμένη εφαρμογή για λειτουργία συλλεκτών τύπου PTC, υπάρχουν διάφορα παραδείγματα τέτοιων εγκαταστάσεων. Αξιοσημείωτο είναι ότι όπως αναφέρθηκε παραπάνω, η πρώτη εγκατάσταση με PTC χρησιμοποιήθηκε για αυτό το σκοπό.

Αφαλάτωση

Το πρόβλημα επάρκειας αποθεμάτων πόσιμου νερού, είναι πιθανό να αποτελέσει ένα από τα μεγαλύτερα προβλήματα του μέλλοντος. Η ηλιακή αφαλάτωση είναι μια από τις πιο ελπιδοφόρες τεχνολογίες για την αντιμετώπιση του προβλήματος, εφόσον η έλλειψη νερού και η διαθεσιμότητα ηλιακής ακτινοβολίας συχνά συμπίπτουν γεωγραφικά. Η ηλιακή ενέργεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για αφαλάτωση νερού είτε άμεσα, παράγοντας το απόσταγμα μέσα στον ηλιακό συλλέκτη, είτε άμεσα, συνδέοντας το ηλιακό σύστημα απευθείας σε μια μονάδα αφαλάτωσης.

Ηλιακή χημεία (Solar Chemistry)

Η ευρεία παρουσία επικίνδυνων οργανικών χημικών ενώσεων κυρίως στο νερό και τον αέρα, έχει προκαλέσει το ενδιαφέρον για την εύρεση εναλλακτικών τρόπων για την αντιμετώπιση είτε απαλοιφή των ίδιων. Η συγκεντρωμένη ηλιακή ενέργεια αυξάνει τη διαδικασία αφαίρεσης των τοξικών ενώσεων, εφόσον φωτόνια υψηλής ενέργειας εισχωρούν απευθείας στο νερό ή τον αέρα. Όταν για τη διεργασία αυτή χρησιμοποιούνται συλλέκτες PTC, ένας διάφανος γυάλινος σωλήνας τοποθετείται στην εστία της παραβολής των κατόπτρων (αντί για τον απορροφητικό σωλήνα), ως ένας φωτο-αντιδραστήρας [33].

3.5 Τρόποι βελτίωσης θερμικής απόδοσης

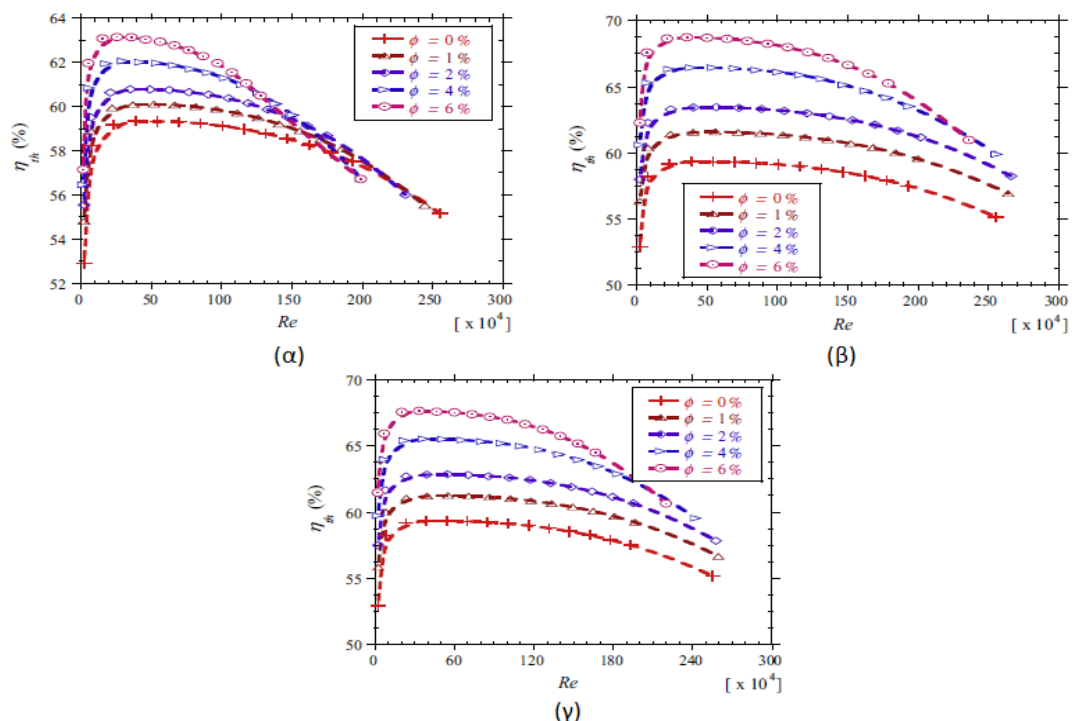
Με σκοπό την αύξηση της θερμικής απόδοσης ενός παραβολικού συλλέκτη, έχουν εφαρμοστεί διάφορες μεθοδολογίες από ερευνητές ανά τον κόσμο. Η κύρια ιδέα για τη βελτίωση της απόδοσης, είναι η αύξηση της μετάδοσης θερμότητας στο ρευστό μέσα στον απορροφητήρα, έτσι ώστε η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου περιφερειακά να είναι μικρότερη, και συνεπώς και η θερμοκρασία του ίδιου του απορροφητήρα. Έτσι, θα υπάρχουν μικρότερες θερμικές απώλειες από τον απορροφητήρα προς το κάλυμμα, και ως αποτέλεσμα ο θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη θα αυξάνεται. Οι επικρατέστερες μεθοδολογίες για τη βελτίωση της θερμικής απόδοσης του συλλέκτη, είναι η προσθήκη νανοϋλικών στο εργαζόμενο μέσο, η τοποθέτηση πρόσθετων αντικειμένων ενδιάμεσα της ροής, καθώς και η τοποθέτηση πτερυγίων στην εσωτερική επιφάνεια του απορροφητήρα.

3.5.1 Νανοϋλικά στο εργαζόμενο μέσο

Πολλές έρευνες έχουν δείξει ότι η προσθήκη νανοϋλικών σε νερό ή έλαιο είναι μία από τις πιο αποτελεσματικές μεθόδους για την αύξηση της θερμικής αγωγιμότητας του εργαζόμενου μέσου. Τα νανοϋλικά που χρησιμοποιούνται περισσότερο για αυτό το σκοπό, είναι τα εξής: Al_2O_3 , Cu, TiO_2 , Al, Fe, Fe_2O_3 , CuO και SiO_2 , με τα Al_2O_3 και Al να χρησιμοποιούνται περισσότερο σε τέτοιες εφαρμογές [35].

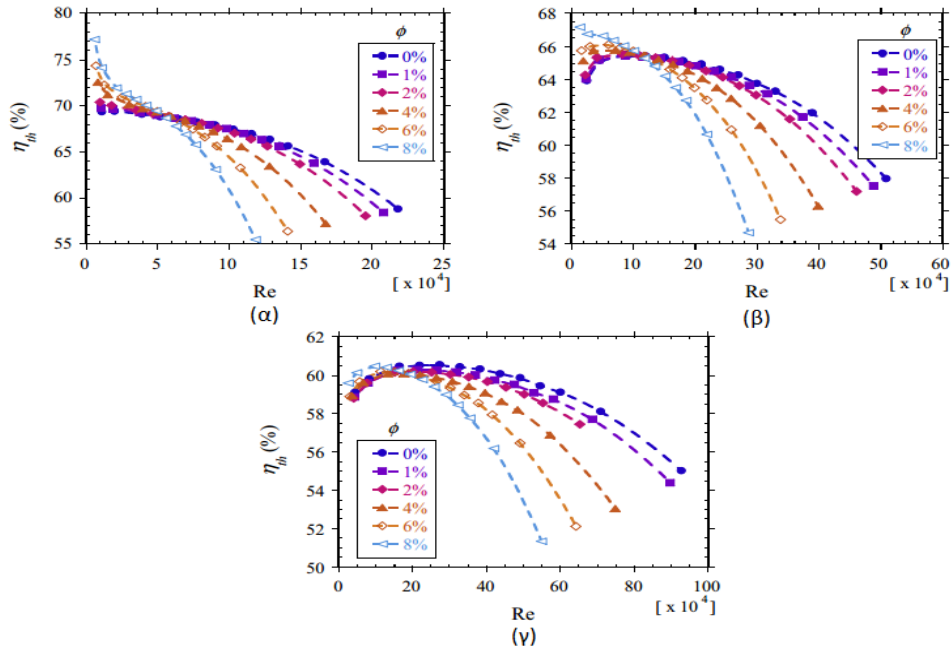
Για να αυξήσουν την μετάδοση θερμότητας εντός του απορροφητήρα, οι Mwesigye και Meyer [36] μελέτησαν τη λειτουργία συλλέκτη τύπου PTC με τρία διαφορετικά εργαζόμενα μέσα: θερμικό έλαιο Therminol VP-1 με χαλκό, Therminol VP-1 με σίδηρο, και Therminol VP-1 με Al_2O_3 . Τα αποτελέσματα της έρευνας τους, έδειξαν ότι το εργαζόμενο μέσο Therminol VP-1 με σίδηρο, έδωσε τη μεγαλύτερη θερμική απόδοση χάρη στις καλύτερες ιδιότητες του σε ότι αφορά τη μετάδοση θερμότητας, ενώ το Therminol VP-1 με Al_2O_3 παρουσίασε τη χειρότερη απόδοση. Συγκεκριμένα, για λόγο συγκέντρωσης 113, παρουσιάστηκε αύξηση στον θερμικό βαθμό απόδοσης 13.9%, 12.5% και 7.2%, για Therminol VP-1 με σίδηρο, χαλκό και Al_2O_3 αντίστοιχα, σε σχέση με τη λειτουργία του συλλέκτη μόνο με Therminol VP-1. Για χαμηλές

θερμοκρασίες και υψηλές παροχές, σε συνδυασμό με μεγάλο κλάσμα όγκου του νανοϋλικού στο εργαζόμενο μέσο, η ισχύς της αντλίας μπορεί να είναι μεγαλύτερη από την ωφέλιμη ενέργεια, γεγονός που σε αυτές τις περιπτώσεις καθιστά το εργαζόμενο μέσο χωρίς νανοϋλικά πιο αποδοτικό.



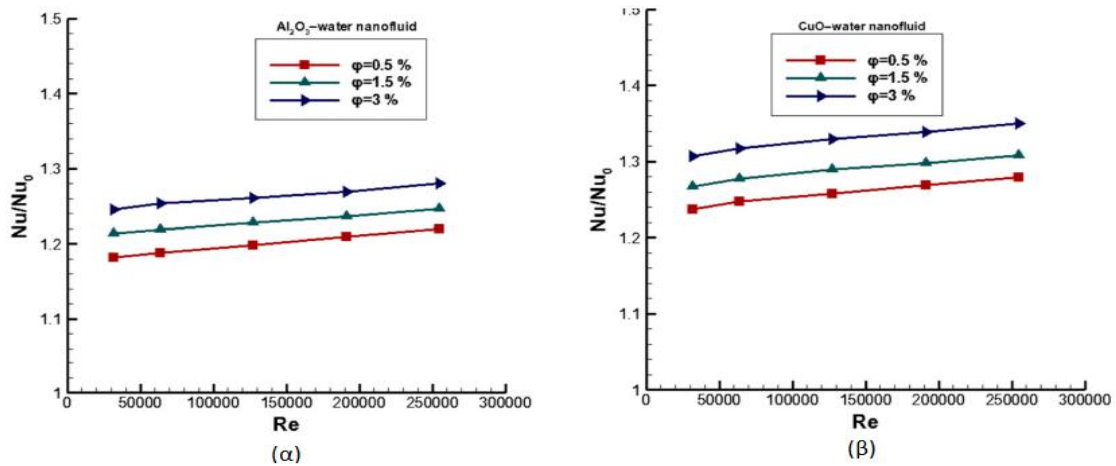
Εικόνα 3.4 Θερμικός βαθμός απόδοσης για διαφορετικά κλάσματα όγκου (ϕ) του νανοϋλικού στο εργαζόμενο μέσο σε συνάρτηση με αριθμό Reynolds (θερμοκρασία εισόδου 600 K) για (α) Therminol VP-1 - Al_2O_3 (β) Therminol VP-1 - σίδηρο (γ) Therminol VP-1 - χαλκό [36]

Οι ίδιοι ερευνητές [37], μελέτησαν τη χρήση συνθετικού ελαίου με Al_2O_3 ως εργαζόμενο μέσο, για διάφορα κλάσματα όγκου του νανοϋλικού στο μίγμα. Οι ίδιοι απέδειξαν ότι η θερμική απόδοση αυξάνεται έως και 7.6% σε σχέση με την απόδοση που επιτυγχάνεται μόνο με το συνθετικό έλαιο, αν και η βελτίωση παρατηρείται μόνο σε χαμηλές ταχύτητες ροής, εφόσον σε μεγαλύτερες ταχύτητες και μεγάλα κλάσματα όγκου του νανοϋλικού, η ισχύς των αντλιών γίνεται μεγαλύτερη από το όφελος της απόδοσης του συλλέκτη. Συγκεκριμένα, η μέγιστη βελτίωση παρατηρήθηκε στη χαμηλότερη θερμοκρασία και παροχή που μελέτησαν. Το γεγονός αυτό, το αποδίδουν στο ότι το εργαζόμενο μέσο χωρίς νανοϋλικά, παρουσιάζει κακές θερμικές ιδιότητες για χαμηλές θερμοκρασίες μιας συγκεκριμένης παροχής, ενώ η προσθήκη νανοϋλικών βελτιώνει τις ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου, και συνεπώς την απόδοση του συλλέκτη.



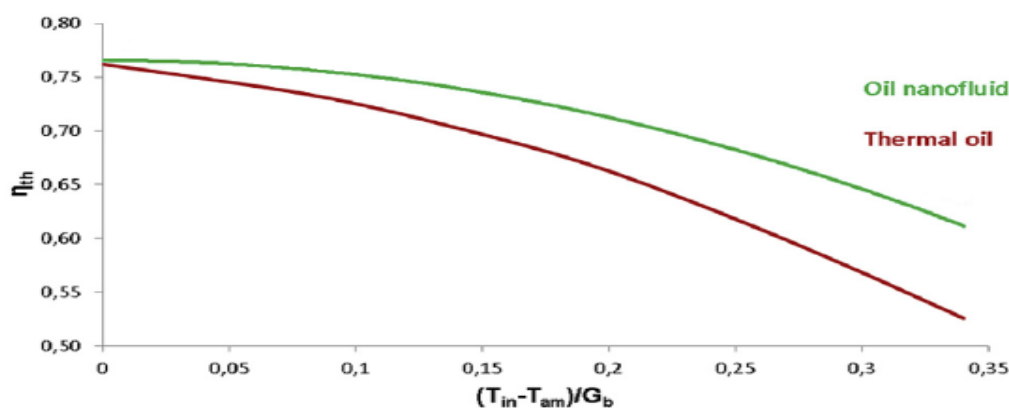
Εικόνα 3.5 Θερμικός βαθμός απόδοσης για διαφορετικά κλάσματα όγκου (ϕ) του νανοϋλικού (Al_2O_3) στο εργαζόμενο μέσο (συνθετικό έλαιο) σε συνάρτηση με αριθμό Reynolds για θερμοκρασίες εισόδου (α) 400 K (β) 500 K (γ) 600 K [37]

Οι Ghasemi και Ranjbar [38], μελέτησαν τη λειτουργία PTC με εργαζόμενα μέσα νερό με CuO και νερό με Al_2O_3 , μεταβάλλοντας το κλάσμα όγκου του νανοϋλικού στο μίγμα. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι τα νανοϋλικά ενισχύουν τα χαρακτηριστικά μετάδοσης θερμότητας σε σύγκριση με το απλό νερό, καθώς και ότι αυξάνοντας το κλάσμα όγκου, ο αριθμός Nusselt γίνεται μεγαλύτερος και για τα δύο εργαζόμενα μέσα. Επιπλέον, ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας (h), αυξήθηκε κατά 28% για εργαζόμενο μέσο νερό με Al_2O_3 και κατά 35% για νερό με CuO σε σχέση με τη λειτουργία με απλό νερό, για κλάσμα όγκου των νανοϋλικών $\phi=3\%$.



Εικόνα 3.6 Λόγος Nu για λειτουργία με (α) Al_2O_3 -νερό (β) CuO -νερό με Nu_0 για λειτουργία με καθαρό νερό, για διαφορετικά κλάσματα όγκου (ϕ) του νανοϋλικού σε συνάρτηση με αριθμό Reynolds [38]

Οι Bellos et al. [39] σε μια πρόσφατη μελέτη απέδειξαν πως η χρήση νανοσωματιδίων Al_2O_3 μέσα σε θερμικό έλαιο, μπορεί να αυξήσει το θερμικό βαθμό απόδοσης των παραβολικών ηλιακών συλλεκτών έως 4.25%. Πιο συγκεκριμένα, η βελτίωση αυτή αποδείχτηκε να είναι εντονότερη στις υψηλότερες θερμοκρασίες, στις οποίες συνήθως λειτουργούν οι PTC.



Εικόνα 3.7 Σύγκριση θερμικού βαθμού απόδοσης PTC για λειτουργία με θερμικό έλαιο με και χωρίς νανοσωματίδια Al_2O_3 [39]

3.5.2 Πρόσθετα αντικείμενα ενδιάμεσα της ροής

Πολλές μελέτες έχουν επικεντρωθεί σε γεωμετρικές αλλαγές του απορροφητήρα, με στόχο τη βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας στο ρευστό. Η κύρια ιδέα είναι η ύπαρξη υψηλών συνθηκών τύρβης στη ροή, έτσι ώστε να υπάρχει καλύτερη ανάμιξη του ρευστού, και υψηλότερος συντελεστής μετάδοσης θερμότητας. Γι αυτό το λόγο, πολλοί ερευνητές έχουν εξετάσει την τοποθέτηση αντικειμένων μέσα στον απορροφητήρα.

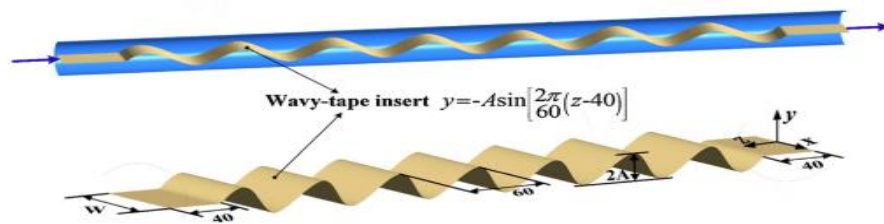
Ένας σημαντικός δείκτης για την αξιολόγηση της βελτίωσης της θερμικής απόδοσης του συλλέκτη, είναι το μέγεθος που στη βιβλιογραφία συναντάται με την ονομασία Performance Evaluation Criteria (PEC) ή thermal enhancement index, και συμβολίζεται με το σύμβολο (η). Ο δείκτης αυτός χρησιμοποιείται για την αξιολόγηση της θερμικής και ροϊκής συμπεριφοράς της λειτουργίας του συλλέκτη, και ορίζεται ως εξής [40]:

$$\eta = \left(\frac{Nu}{Nu_0} \right) / \left(\frac{f}{f_0} \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (3.1)$$

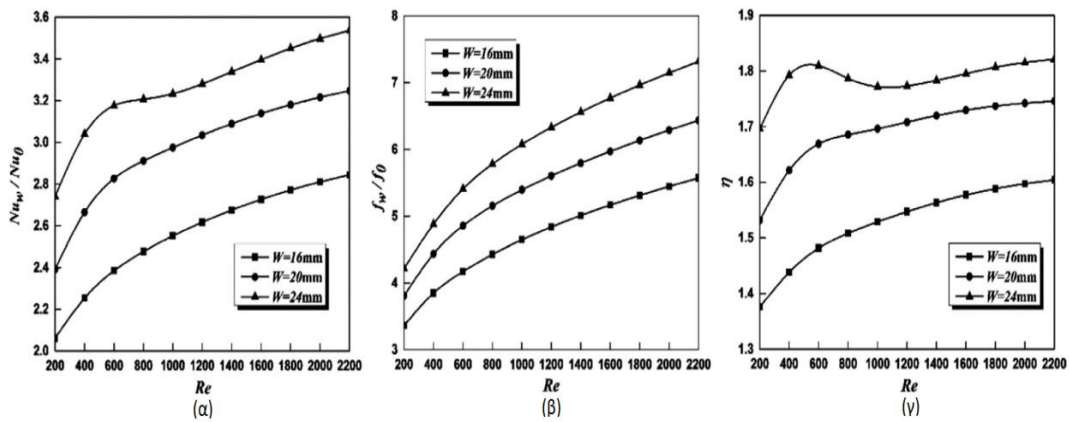
με τα μεγέθη χωρίς δείκτη να αναφέρονται στον απορροφητήρα της εξεταζόμενης περίπτωσης (λ.χ. ενός απορροφητήρα με πτερύγια) και τον δείκτη «0» να αναφέρεται στην περίπτωση του απορροφητήρα αναφοράς (λ.χ. στον λείο απορροφητήρα). Ο αριθμός αυτός, λαμβάνει υπόψη την αύξηση του ρυθμού μετάδοσης θερμότητας μέσω της βελτίωσης του αριθμού Nusselt, σε συνδυασμό με την αύξηση της πτώσης πίεσης μέσα από το συντελεστή τριβής f της ροής. Η σχέση αυτή είναι ικανή να συγκρίνει περιπτώσεις όπου υπάρχουν παρεμβάσεις στη ροή, σε σχέση με την

περίπτωση της ροής σε λείο σωλήνα. Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι η σχέση αυτή συγκρίνει δύο ισοδύναμες περιπτώσεις οι οποίες διέπονται από ίδια κατανάλωση ενέργειας από την αντλία για υπερνίκηση των τριβών. Βελτίωση υφίσταται όταν ο δείκτης (η) παίρνει τιμές μεγαλύτερες της μονάδας. Υψηλότερες τιμές αυτού του δείκτη, υποδεικνύουν μεγαλύτερη βελτίωση στη θερμική συμπεριφορά του συλλέκτη.

Οι Zhu et al. [41] εξέτασαν τη χρήση ενός ημιτονοειδούς μεταλλικού ελάσματος εντός του απορροφητήρα και βρήκαν ότι ο δείκτης αξιολόγησης της θερμικής και ροϊκής συμπεριφοράς της λειτουργίας του συλλέκτη (η), φτάνει έως και την τιμή 1.82, ενώ ο αριθμός Nusselt αυξάνεται από 2.74 έως 3.54 φορές σε σχέση με τον Nusselt του συλλέκτη με λείο απορροφητήρα.

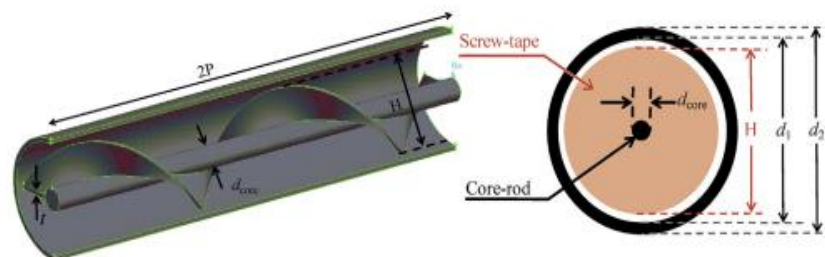


Εικόνα 3.8 Ημιτονοειδές έλασμα μέσα στον απορροφητήρα [41]



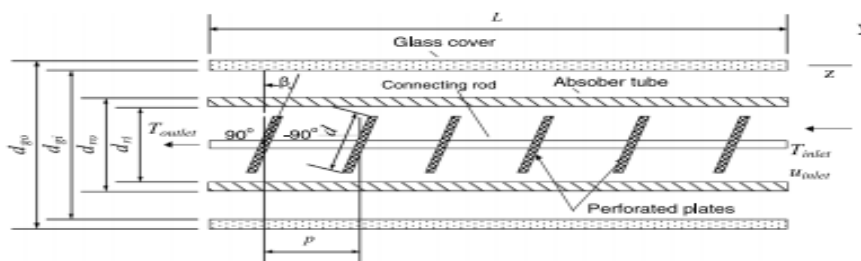
Εικόνα 3.9 Οι αδιάστατοι αριθμοί (α) Nu_w/Nu_0 (β) f_w/f_0 και (γ) $\eta (= \frac{Nu_w}{Nu_0}) / (\frac{f_w}{f_0})^{\frac{1}{3}}$ σε συνάρτηση με αριθμό Reynolds για διάφορα πλάτη ελάσματος W , με τον δείκτη w να αναφέρεται στα μεγέθη της ροής του απορροφητήρα με το έλασμα και τον δείκτη θ να αναφέρεται στα μεγέθη της ροής του λείου απορροφητήρα [41]

Οι Song et al. [42] μελέτησαν την τοποθέτηση ελικοειδούς ελάσματος μέσα στη ροή, χρησιμοποιώντας ως εργαζόμενο μέσο θερμικό έλαιο Downtherm. Τα τελικά αποτελέσματα έδειξαν πως με τη χρήση του ελικοειδούς ελάσματος, οι θερμικές απώλειες μειώνονται σημαντικά και συνεπώς βελτιώνεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη.



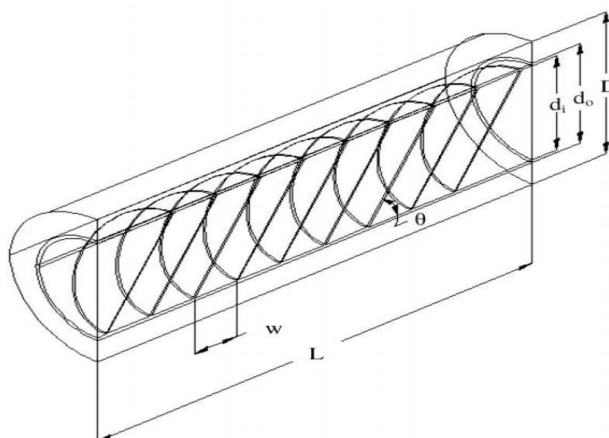
Εικόνα 3.10 Ελικοειδές έλασμα μέσα στον απορροφητήρα [42]

Οι Mwesigye et al. [43] εξέτασαν την τοποθέτηση διάτρητων πλακών υπό κλίση κατά μήκος του απορροφητήρα ενός συλλέκτη LS-2 που λειτουργεί με θερμικό έλαιο Syltherm 800. Τα αποτελέσματα της μελέτης έδειξαν πως ο θερμικός βαθμός απόδοσης σημειώνει βελτίωση από 1.2% έως 8% σε σχέση με τον κανονικό συλλέκτη, ενώ ο αριθμός Nusselt αυξάνεται από 8% έως 133.5%.

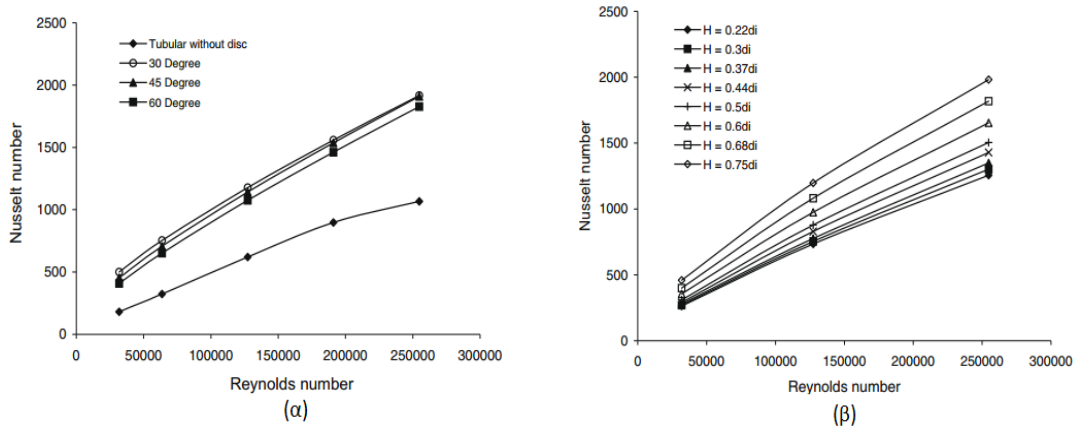


Εικόνα 3.11 Τομή απορροφητήρα με συστοιχία πλακών κατά τον επιμήκη άξονα [43]

Οι Kumar και Reddy [44], ανέλυσαν θερμικά έναν συλλέκτη PTC με πορώδεις δίσκους στο εσωτερικό του απορροφητήρα, με εργαζόμενο μέσο το έλαιο Therminol-VP1. Τα αποτελέσματα τους έδειξαν ότι για απόσταση μεταξύ των δίσκων ίση με την εσωτερική διάμετρο του απορροφητήρα, ύψος δίσκου ίσο με τη μισή εσωτερική διάμετρο του απορροφητήρα, και γωνία τοποθέτησης 30°, ο συλλέκτης παρουσιάζει τη μεγαλύτερη βελτίωση, με τον αριθμό Nusselt να αυξάνεται έως και 64.3%.



Εικόνα 3.12 Τομή απορροφητήρα με συστοιχία πορώδων δίσκων κατά τον επιμήκη άξονα [44]



Εικόνα 3.13 Αριθμός Nusselt σε συνάρτηση με αριθμό Reynolds για (α) διαφορετικές γωνίες τοποθέτησης δίσκων και (β) διαφορετικά ύψη δίσκων H σε σχέση με την εσωτερική διάμετρο του απορροφητήρα d_i [44]

Οι Ghadirijafarbeigloo et al. [45], εξέτασαν την απόδοση ενός PTC με στρεφόμενο έλασμα με προεξοχές στο εσωτερικό του απορροφητήρα, και έβγαλαν το συμπέρασμα πως ο δείκτης αξιολόγησης της θερμικής και ροϊκής συμπεριφοράς της λειτουργίας του συλλέκτη (η), μπορεί να φτάσει έως και την τιμή 2.2 για μια συγκεκριμένη γεωμετρία του ελάσματος.

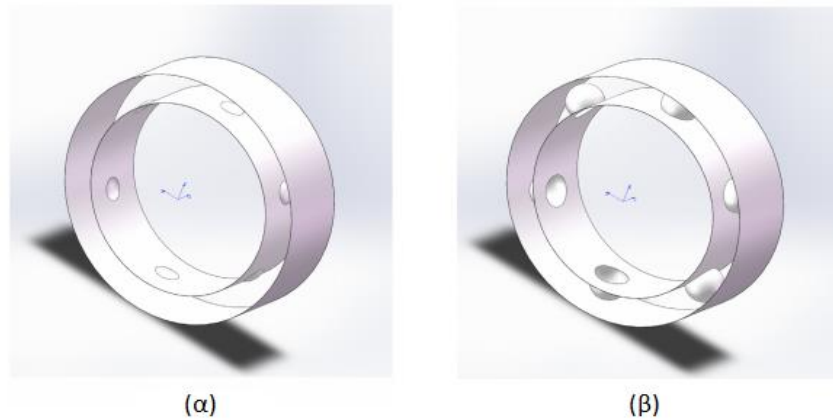


Εικόνα 3.14 Στρεφόμενο έλασμα με περύγια (Louvered Twisted-tape Inserts) [45]

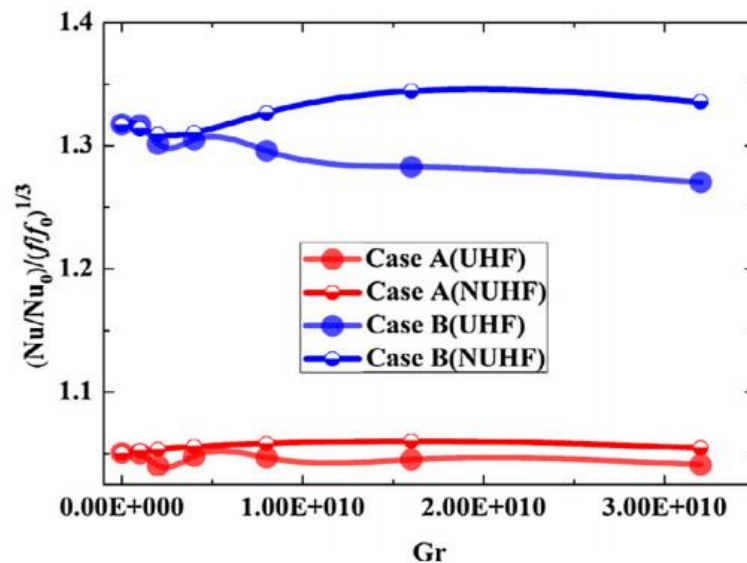
3.5.3 Τοποθέτηση πτερυγίων εντός του απορροφητήρα

Οι αλλαγές στη γεωμετρία του απορροφητήρα, επεκτείνονται εκτός από την εισαγωγή αντικειμένων ενδιάμεσα της ροής του εργαζόμενου μέσου, και στην τοποθέτηση πτερυγίων στην εσωτερική επιφάνεια του. Όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις, διάφοροι ερευνητές έχουν μελετήσει τη χρήση διαφορετικών πτερυγίων, με τα αποτελέσματα να είναι ενδεικτικά της χρησιμότητας της μεθόδου αυτής.

Οι Huang et al. [46] εξέτασαν τη χρήση απορροφητήρα με κοιλότητες, συγκρίνοντας μία περίπτωση με μικρότερα βάθη κοιλότητας με μία με πιο μεγάλα βάθη. Τα ευρήματα της μελέτης, επιβεβαίωσαν την ιδέα πως οι βαθύτερες κοιλότητες στον απορροφητήρα, οδηγούν σε καλύτερα αποτελέσματα, εφόσον σε αυτή την περίπτωση ο αριθμός (η) έφτασε έως και την τιμή 1.34.

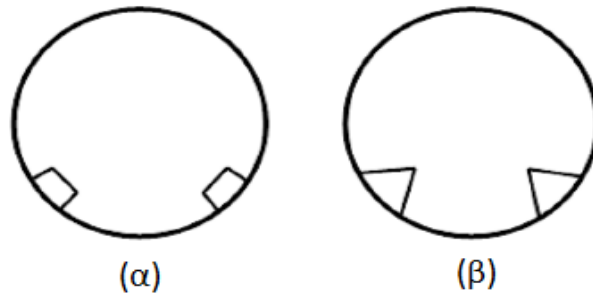


Εικόνα 3.15 (α) Περίπτωση με ρηχότερες κοιλότητες και (β) περίπτωση με βαθύτερες κοιλότητες του απορροφητήρα [46]

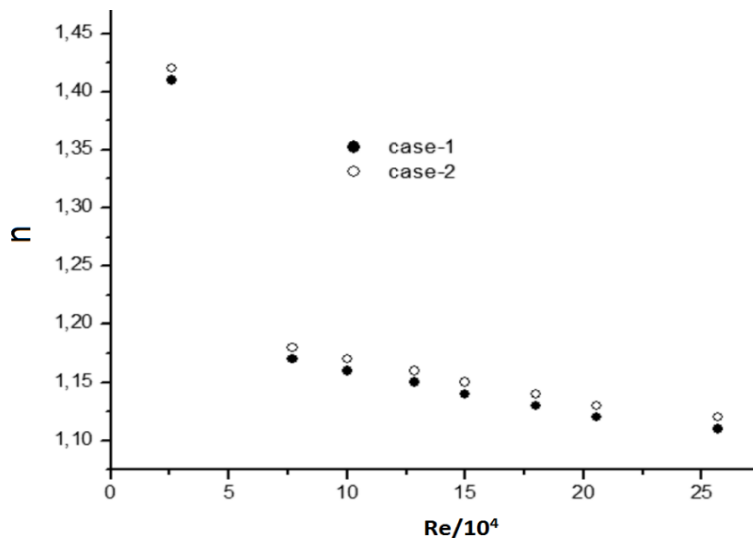


Εικόνα 3.16 Αδιάστατος αριθμός $\eta = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right) / \left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}$ σε συνάρτηση με τον αριθμό Grashof. Το Case A αναφέρεται στην περίπτωση με τις ρηχότερες κοιλότητες και το Case B αναφέρεται στην περίπτωση με τις βαθύτερες κοιλότητες στον απορροφητήρα. Ο συμβολισμός UHF (Uniform Heat Flux) αναφέρεται στην περίπτωση ομοιόμορφης κατανομής ακτινοβολίας και ο συμβολισμός NUHF (Non-Uniform Heat Flux) αναφέρεται στην περίπτωση μη ομοιόμορφης κατανομής ακτινοβολίας στην επιφάνεια του απορροφητήρα [46]

Οι Benabderrahmane et al. [47] συνέκριναν την ενσωμάτωση δύο εσωτερικών πτερυγίων στο κάτω μέρος του απορροφητήρα, σε συνδυασμό με τη χρήση νανοϋλικών. Οι ίδιοι συνέκριναν ορθογωνικά και τρίγωνα πτερύγια, και συμπέραναν ότι και οι δύο περιπτώσεις οδηγούν σε βελτίωση της θερμικής απόδοσης του συλλέκτη. Συγκεκριμένα, ο δείκτης (η) για τις δύο περιπτώσεις, βρέθηκε ότι κυμαίνεται μεταξύ των τιμών 1.10 – 1.45.



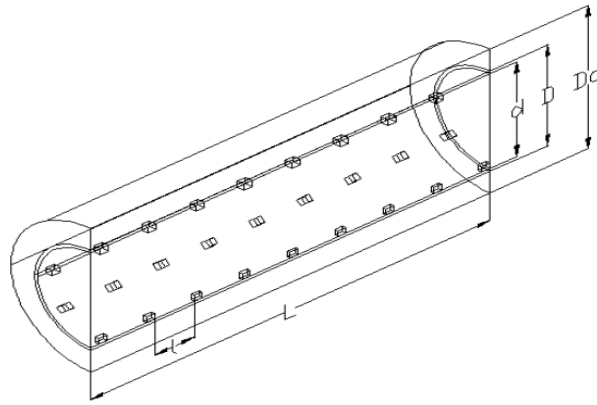
Εικόνα 3.17 (α) Απορροφητήρας με ορθογωνικά πτερύγια και (β) απορροφητήρας με τριγωνικά πτερύγια [47]



Εικόνα 3.18 Αδιάστατος αριθμός $\eta (= \frac{Nu}{Nu_0}) / (\frac{f}{f_0})^{\frac{1}{3}}$ σε συνάρτηση με αριθμό Reynolds.

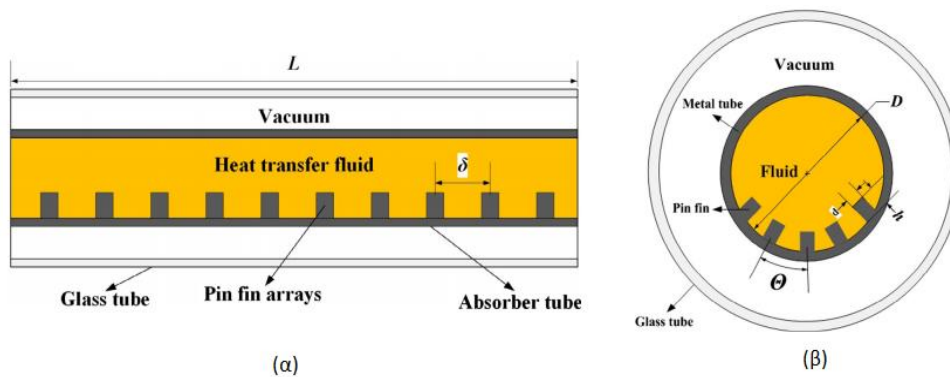
Το case-1 αναφέρεται στην περίπτωση με τα ορθογωνικά πτερύγια, ενώ το case-2 στην περίπτωση με τα τριγωνικά πτερύγια [47]

Οι Reddy και Satyanarayana [48] εξέτασαν τη χρήση εσωτερικών πορωδών πτερυγίων στο κάτω μέρος του απορροφητήρα. Οι ίδιοι δοκίμασαν τετράγωνα, τρίγωνα, τραπεζοειδή και κυκλικά πτερύγια, και τελικά απέδειξαν ότι τα τραπεζοειδή πτερύγια πάχους 4 mm δίνουν το βέλτιστο αποτέλεσμα.



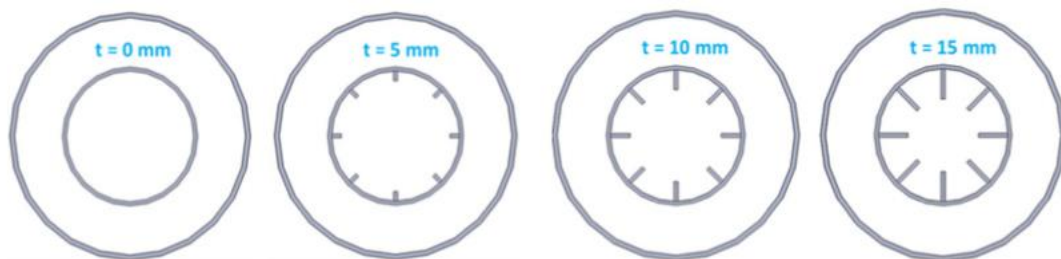
Εικόνα 3.19 Απορροφητήρας με πορώδη πτερύγια [48]

Οι Gong et al. [49] μελέτησαν την επίδραση μικρών καρφισωτών πτερυγίων (fin pin arrays) κατά μήκος του απορροφητήρα, και βρήκαν βελτίωση έως και 9% για τον αριθμό Nusselt, καθώς και βελτίωση 12% για το δείκτη (η).

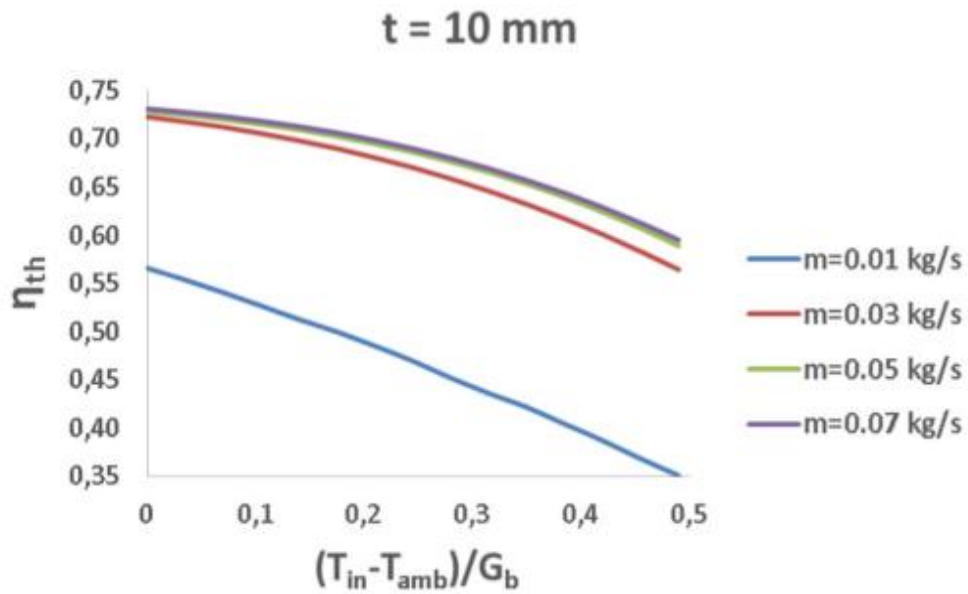


Εικόνα 3.20 Τομή του απορροφητήρα (α) κατά τον επιμήκη άξονα (β) κάθετα στη φορά της ροής [49]

Οι Μπέλλος et al. [50] μελέτησαν την επίδραση εσωτερικών επιμηκών πτερυγίων μέσα στον απορροφητήρα ενός PTC τύπου EuroTrough για λειτουργία με αέρια εργαζόμενα μέσα. Συγκεκριμένα, εξέτασαν τις περιπτώσεις όπου το εργαζόμενο μέσο είναι αέρας, διοξείδιο του άνθρακα και ήλιο, και βρήκαν ότι το ιδανικό μήκος πτερυγίων με κριτήριο την εξέργεια είναι τα 10 mm.

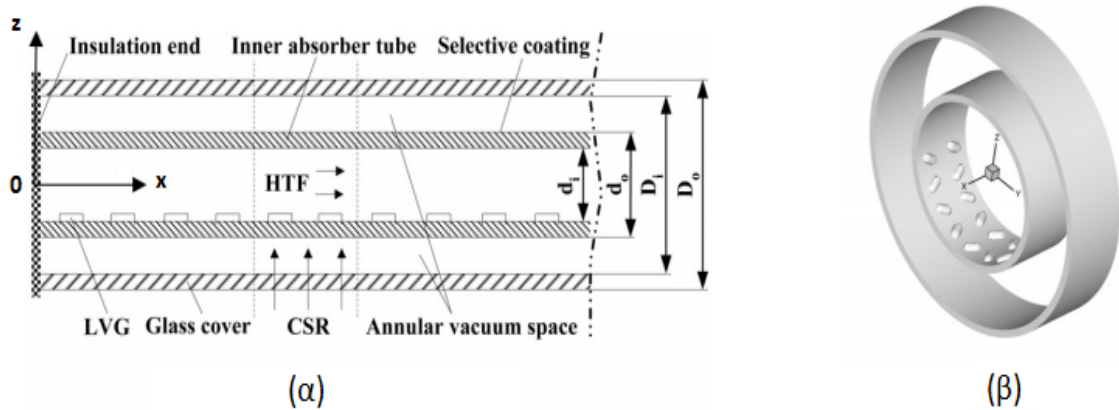


Εικόνα 3.21 Τομή απορροφητήρα για τις 4 εξεταζόμενες περιπτώσεις με διαφορετικά πτερύγια, όπου t το μήκος των πτερυγίων [50]

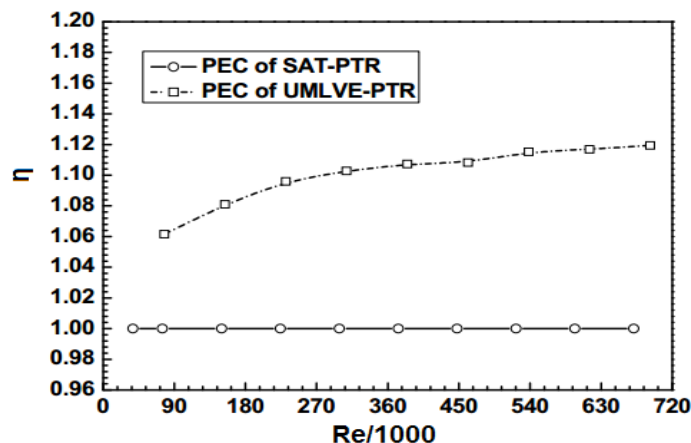


Εικόνα 3.22 Θερμικός βαθμός απόδοσης για διαφορετικές παροχές μάζας εργαζόμενου μέσου (ήλιου) σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ για μήκος πτερυγίων 10 mm [50]

Οι Cheng et al. [51] ερεύνησαν τη χρήση μικρών πτερυγίων που προκαλούν δίνες στο εργαζόμενο μέσο εντός του απορροφητήρα (unilateral longitudinal vortex generators), οι οποίες όπως απέδειξαν μπορούν να οδηγήσουν σε μείωση των θερμικών απωλειών από 1.35% έως 12%.



Εικόνα 3.23 Τομή του απορροφητήρα (α) κατά τον επιμήκη άξονα (β) κάθετα στη φορά της ροής [51]



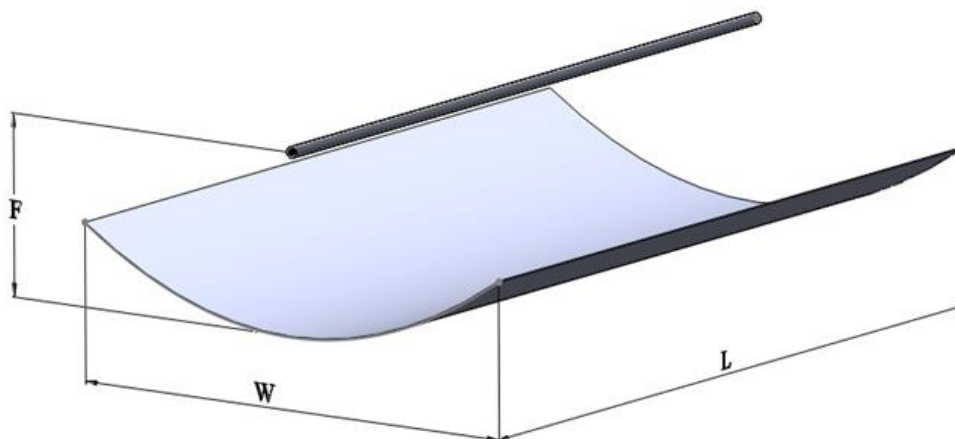
Εικόνα 3.24 Αδιάστατος αριθμός $\eta (= \frac{Nu}{Nu_0}) / (\frac{f}{f_0})^{\frac{1}{3}}$ σε συνάρτηση με αριθμό Reynolds, όπου SAT-PTR η περίπτωση του συλλέκτη με λείο απορροφητήρα (Smooth absorber tube parabolic trough receiver) και όπου UMLVE-PTR η περίπτωση του απορροφητήρα με πτερύγια (unilateral milt-longitudinal vortexes enhanced parabolic trough solar receiver) [51]

3.6 Μαθηματικό μοντέλο PTC

Σε αυτό το σημείο, είναι σημαντικό να γίνει αναφορά στα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του συλλέκτη PTC, καθώς και στην τρόπο που ο ίδιος αναλύεται οπτικά και θερμικά.

3.6.1 Γεωμετρία PTC

Στο παρακάτω σχήμα απεικονίζεται ένας συλλέκτης PTC που έχει σχεδιαστεί στο SolidWorks. Στο σχήμα παρουσιάζονται οι διαστάσεις W, L και F, οι οποίες συμβολίζουν αντίστοιχα το άνοιγμα της παραβολής, το μήκος του συλλέκτη, και την εστιακή απόσταση της παραβολής.

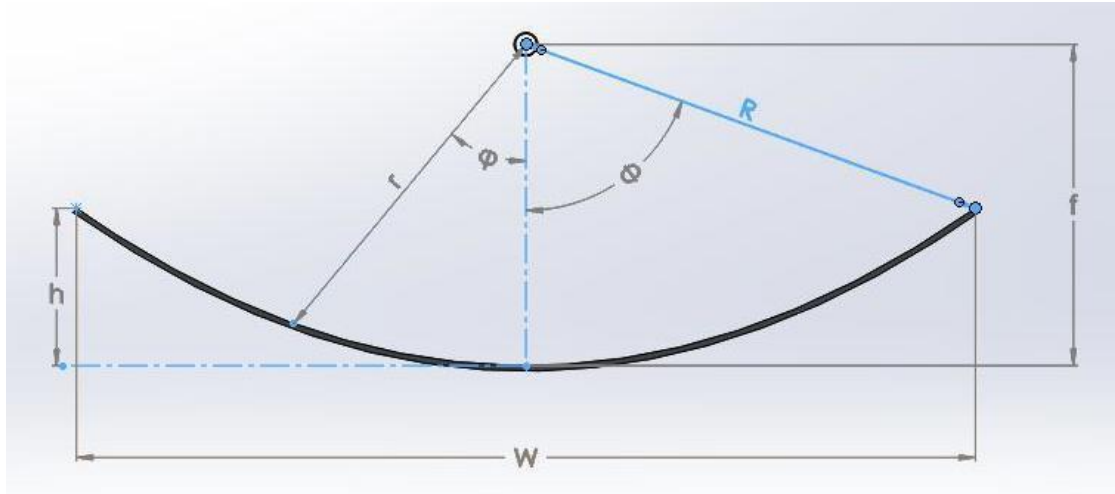


Εικόνα 3.25 Παραβολικός συλλέκτης και οι βασικές του διαστάσεις (SolidWorks)

Η συνολική επιφάνεια του συλλέκτη δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$A_{\alpha} = W \cdot L, \quad (3.2)$$

Τα υπόλοιπα γεωμετρικά στοιχεία του συλλέκτη, δίνονται στο παρακάτω σχήμα:



Εικόνα 3.26 Πλάγια όψη του παραβολικού συλλέκτη (SolidWorks) [17]

Η γεωμετρία της παραβολής σε καρτεσιανές συντεταγμένες, περιγράφεται από την παρακάτω σχέση:

$$y = \frac{x^2}{4 \cdot F}, \quad (3.3)$$

και σε πολικές συντεταγμένες από τη σχέση:

$$r = \frac{2 \cdot F}{1 + \cos(\varphi)}, \quad (3.4)$$

Η μέγιστη ακτίνα (R) της παραβολής, δίνεται από τη σχέση:

$$R = \sqrt{\left(\frac{W}{2}\right)^2 + \left(F - \frac{W^2}{16 \cdot F}\right)^2}, \quad (3.5)$$

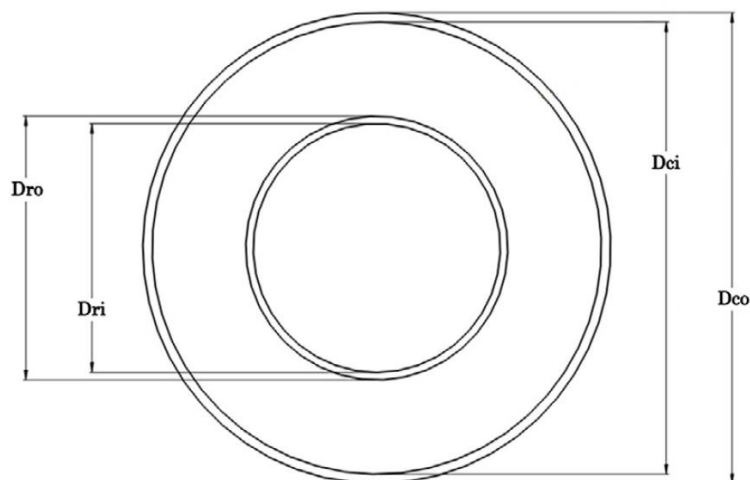
ενώ το ύψος του παραβολικού κατόπτρου υπολογίζεται ως εξής:

$$h = \frac{W^2}{16 \cdot F}, \quad (3.6)$$

Η γωνία Φ όπως φαίνεται στην Εικόνα 3.26, σχετίζεται άμεσα με το άνοιγμα της παραβολής W και υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\Phi = \arcsin\left(\frac{W}{2 \cdot R}\right) = \arctan\left(\frac{8 \cdot \left(\frac{F}{W}\right)}{16 \cdot \left(\frac{F}{W}\right)^2 - 1}\right), \quad (3.7)$$

Η πλάγια όψη του γυάλινου καλύμματος και του απορροφητήρα, δίνεται στο παρακάτω σχήμα:



Εικόνα 3.27 Πλάγια όψη καλύμματος και απορροφητήρα

Η παράπλευρη επιφάνεια μιας κυλινδρικής επιφάνειας διαμέτρου D , δίνεται από τη σχέση:

$$A_p = \pi \cdot D \cdot L, \quad (3.8)$$

Με βάση αυτή τη σχέση, είναι δυνατό για κάθε διάμετρο του παραπάνω σχήματος, να υπολογιστεί η αντίστοιχη παράπλευρη επιφάνεια.

Τέλος, αναφέρεται και πάλι ο λόγος συγκέντρωσης (C), ο οποίος αποτελεί ένα χαρακτηριστικό μέγεθος για το συλλέκτη. Πρακτικά, είναι ο λόγος της επιφάνειας του ανοίγματος της παραβολής προς την επιφάνεια του δέκτη [17]:

$$C = \frac{A_a}{A_r} = \frac{W \cdot L}{\pi \cdot D_{ro} \cdot L} = \frac{W}{\pi \cdot D_{ro}}, \quad (3.9)$$

3.6.2 Οπτική ανάλυση

Η οπτική ανάλυση σε έναν συλλέκτη PTC, έχει ως σκοπό τον προσδιορισμό της ακτινοβολίας που απορροφάται από τον απορροφητήρα σε σχέση με τη συνολική ηλιακή ακτινοβολία που φτάνει στο κάτοπτρο. Ο υπολογισμός του οπτικού βαθμού απόδοσης, γίνεται μέσω της χρήσης διαφόρων ενδιάμεσων βαθμών απόδοσης, όπως είναι η ανακλαστικότητα (ρ) του κατόπτρου, ο βαθμός σύλληψης (γ) (intercept factor) καθώς και το γινόμενο διαπερατότητας-απορροφητικότητας ($\tau\alpha$).

Ανακλαστικότητα κατόπτρου (ρ)

Η ανάκλαση της ακτινοβολίας η οποία προσπίπτει σε μια επιφάνεια, γίνεται με τρεις τρόπους. Ο πρώτος είναι η κατοπτρική ανάκλαση, ο δεύτερος είναι η διάχυτη

ανάκλαση, και ο τρίτος είναι η πραγματική ανάκλαση. Στην πράξη, η ανάκλαση που γίνεται στο κάτοπτρο είναι πραγματική, εφόσον συμβαίνει ένας συνδυασμός κατοπτρικής (κυρίως) και διάχυτης (δευτερευόντως) ανάκλασης. Το μέγεθος αυτό, ορίζεται ως ο λόγος της ηλιακής ακτινοβολίας που ανακλάται κατοπτρικά στο κάτοπτρο προς την ηλιακή ακτινοβολία που φτάνει στο κάτοπτρο. Οι τιμές της ανακλαστικότητας του κατόπτρου κυμαίνονται συνήθως από 90% έως 95%, γεγονός που δείχνει ότι οι ανακλάσεις τείνουν να έχουν κατοπτρικό χαρακτήρα.

Βαθμός σύλληψης (γ) (intercept factor)

Ο βαθμός σύλληψης ορίζεται ως ο λόγος της ηλιακής ακτινοβολίας που φτάνει στο δέκτη προς την ηλιακή ακτινοβολία που ανακλάται στο κάτοπτρο. Από την ακτινοβολία που ανακλάται στο κάτοπτρο, το μεγαλύτερο μέρος φτάνει στον απορροφητήρα, ενώ ένα μικρό μέρος χάνεται. Οι λόγοι για τους οποίους μπορεί να μη φτάσει μια ανακλώμενη ακτίνα στο δέκτη είναι διάφοροι. Ο ένας είναι το γεγονός ότι η ηλιακή ακτινοβολία φτάνει στο κάτοπτρο ως κώνος και ανακλάται με τον ίδιο τρόπο, πράγμα που οδηγεί σε απώλειες. Επίσης, το μέγεθος του δέκτη, οι ατέλειες στην επιφάνεια του ανακλαστήρα καθώς και πιθανό σφάλμα στο σύστημα παρακολούθησης του ήλιου, οδηγούν σε μειωμένο βαθμό σύλληψης. Οι τιμές του βαθμού σύλληψης κυμαίνονται συνήθως από 90% έως 95%.

Γινόμενο διαπερατότητας-απορροφητικότητας ($\tau\alpha$)

Το γινόμενο της διαπερατότητας του καλύμματος με την απορροφητικότητα του απορροφητήρα ($\tau\alpha$), ορίζεται ως ο λόγος της ηλιακής ακτινοβολίας που απορροφάται από τον απορροφητήρα προς την ηλιακή ακτινοβολία που φτάνει στο δέκτη. Τυπική τιμή για τη διαπερατότητα είναι 95%, ενώ για την απορροφητικότητα 94%, με το γινόμενο τους να είναι περίπου ίσο με 88% για τους σύγχρονους συλλέκτες.

Οπτικό βαθμός απόδοσης (η_{opt})

Ο οπτικός βαθμός απόδοσης ορίζεται ως ο λόγος της ηλιακής ακτινοβολίας που απορροφάται από τον απορροφητήρα ($Q_{absorbed}$) προς την ηλιακή ακτινοβολία που φτάνει στο κάτοπτρο (Q_{solar}), ή αλλιώς:

$$\eta_{opt} = \frac{Q_{absorbed}}{Q_{solar}}, \quad (3.10)$$

Ο μέγιστος οπτικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη παρουσιάζεται όταν η γωνία πρόσπτωσης (θ) είναι ίση με 0° , και δίνεται από το γινόμενο των επιμέρους βαθμών απόδοσης, όπως φαίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\eta_{opt,max} = \eta_{opt}(\theta = 0^\circ) = \rho \cdot \gamma_0 \cdot (\tau\alpha), \quad (3.11)$$

όπου γ_0 ο βαθμός σύλληψης για γωνία $\theta=0^\circ$.

Τυπικές τιμές του οπτικού βαθμού απόδοσης είναι 70% με 80%. Όταν η γωνία πρόσπτωσης αλλάζει, τότε ο οπτικός βαθμός απόδοσης μειώνεται διότι οι ανακλάσεις

δε γίνονται το ίδιο αποδοτικά. Η παρακάτω σχέση δίνει τον οπτικό βαθμό απόδοσης συναρτήσει της γωνίας πρόσπτωσης (θ), περιλαμβάνοντας απώλειες που προκαλούνται λόγω της ίδιας (απώλειες συνημίτονου), όπως επίσης και απώλειες λόγω σκίασης από την πλάγια μεριά:

$$\eta_{opt}(\theta) = \rho \cdot \gamma_0 \cdot (\tau\alpha) \cdot [(1 - A_f \cdot \tan(\theta)) \cdot \cos(\theta)], \quad (3.12)$$

όπου A_f ένας γεωμετρικός παράγοντας που καθορίζει τις απώλειες, και δίνεται από τη σχέση:

$$A_f = \frac{\frac{2}{3} \cdot W \cdot h + F \cdot W \cdot \left(1 + \frac{W^2}{48 \cdot F^2}\right)}{A_a}, \quad (3.13)$$

Σημαντικός είναι επίσης ο παράγοντας γωνίας πρόσπτωσης (K), (Incident Angle Modifier) ο οποίος δείχνει κατά πόσο μεταβάλλεται ο οπτικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη σε σχέση με τη βέλτιστη περίπτωση, όπου το θ ισούται με 0° . Ισχύει για το K ότι:

$$K(\theta) = \frac{\eta_{opt}(\theta)}{\eta_{opt}(\theta=0^\circ)} = \frac{\eta_{opt}(\theta)}{\eta_{opt,max}}, \quad (3.14)$$

και συνεπώς ισχύει ότι:

$$\eta_{opt}(\theta) = \rho \cdot \gamma_0 \cdot (\tau\alpha) \cdot K(\theta), \quad (3.15)$$

Ο παράγοντας K εξαρτάται από τη γεωμετρία του κάθε συλλέκτη, και συνεπώς υπολογίζεται ξεχωριστά για τον καθέναν. Η προσέγγιση του παράγοντα αυτού, γίνεται με τη χρήση πολυωνύμων είτε συνδυασμό πολυωνύμων με τριγωνομετρικές σχέσεις.

Επίσης, σε περίπτωση που θεωρηθεί πως το γινόμενο ($\tau\alpha$) δε μεταβάλλεται με τη γωνία θ , ο παράγοντας σύλληψης μπορεί να γραφεί συναρτήσει της γωνίας θ ως εξής:

$$\gamma(\theta) = \gamma_0 \cdot K(\theta), \quad (3.16)$$

Πολύ σημαντικό για τους παραβολικούς συλλέκτες, κρίνεται το να περιλαμβάνουν μηχανισμό κίνησης ώστε να μπορούν να παρακολουθούν την κίνηση του ηλίου. Η γωνία πρόσπτωσης για τις συνηθέστερες περιπτώσεις κινούμενων επιπέδων, έχουν αναφερθεί αναλυτικά στην ενότητα 2.3 [17].

3.6.3 Θερμοδυναμική ανάλυση

Σε αυτήν την παράγραφο παρουσιάζεται ένα πλήρες θερμοδυναμικό μοντέλο για τη προσομοίωση ενός παραβολικού συλλέκτη [17, 52-54].

Ένας συλλέκτης PTC, χρησιμοποιεί μόνο την άμεση ηλιακή ακτινοβολία (G_{bn}), κι έτσι η διαθέσιμη ακτινοβολία στο άνοιγμα του συλλέκτη Q_{solar} υπολογίζεται από τη σχέση:

$$Q_{solar} = A_a \cdot G_{bn} , \quad (3.17)$$

Από τη διαθέσιμη ακτινοβολία στο άνοιγμα του συλλέκτη (Q_{solar}), ένα μέρος γίνεται ωφέλιμο ($Q_{usefull}$), δηλαδή θερμαίνει το εργαζόμενο μέσο, κι ένα άλλο γίνεται απώλειες προς το περιβάλλον (Q_{losses}). Οι απώλειες αυτές, χωρίζονται σε θερμικές ($Q_{thermal_losses}$) και οπτικές ($Q_{optical_losses}$). Οι θερμικές απώλειες, είναι απώλειες ενέργειας προς το περιβάλλον, λόγω υψηλών θερμοκρασιών στον απορροφητήρα και στο κάλυμμα, ενώ οι οπτικές απώλειες, είναι οι απώλειες της ηλιακής ακτινοβολίας που έφτασε στο συλλέκτη αλλά δεν απορροφήθηκε από τον απορροφητήρα. Για το Q_{solar} ισχύει οπότε η σχέση:

$$Q_{solar} = Q_{usefull} + Q_{losses} = Q_{usefull} + Q_{thermal_losses} + Q_{optical_losses} , \quad (3.18)$$

Η ωφέλιμη θερμότητα ($Q_{usefull}$) που αποθηκεύεται στο ρευστό, προκύπτει από τον ισολογισμό ενέργειας στο ρευστό ως εξής:

$$Q_{usefull} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) , \quad (3.19)$$

όπου \dot{m} η παροχή του εργαζόμενου μέσου, C_p η ειδική θερμοχωρητικότητα του εργαζόμενου μέσου στη μέση θερμοκρασία του ρευστού, T_{out} και T_{in} οι θερμοκρασίες εξόδου και εισόδου του εργαζόμενου μέσου αντίστοιχα.

Χρήσιμο θεωρείται να αναφερθούν τα εμβαδά των παράπλευρων επιφανειών της εσωτερικής και της εξωτερικής πλευράς του απορροφητήρα, καθώς και της εσωτερικής και της εξωτερικής πλευράς του καλύμματος. Συγκεκριμένα, ισχύει ότι:

$$A_{ri} = \pi \cdot D_{ri} \cdot L , \quad (3.20)$$

$$A_{ro} = \pi \cdot D_{ro} \cdot L , \quad (3.21)$$

$$A_{ci} = \pi \cdot D_{ci} \cdot L , \quad (3.22)$$

$$A_{co} = \pi \cdot D_{co} \cdot L , \quad (3.23)$$

όπου r_i , r_o , c_i , c_o οι δείκτες που αναφέρονται στο εσωτερικό του απορροφητήρα, το εξωτερικό του απορροφητήρα, το εσωτερικό του καλύμματος και το εξωτερικό του καλύμματος αντίστοιχα, D η διάμετρος του κάθε σωλήνα, και L το μήκος του κάθε σωλήνα.

Επίσης, η ωφέλιμη θερμότητα ($Q_{usefull}$) που μεταφέρεται στο εργαζόμενο μέσο, μπορεί να βρεθεί από τη σχέση:

$$Q_{usefull} = h \cdot A_{ri} \cdot (T_r - T_{fm}) , \quad (3.24)$$

όπου h ο συντελεστής συναγωγής μεταξύ απορροφητήρα και εργαζόμενου μέσου, T_r η θερμοκρασία του απορροφητήρα και T_{fm} η μέση θερμοκρασία του ρευστού στον απορροφητήρα, όπου T_{fm} δίνεται από τη σχέση:

$$T_{fm} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}, \quad (3.25)$$

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης (η_{th}) του ηλιακού συλλέκτη ορίζεται ως ο λόγος της ωφέλιμης θερμότητας προς την διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία:

$$\eta_{th} = \frac{Q_{usefull}}{Q_{solar}} = \eta_{opt}(\theta) - \frac{Q_{thermal_losses}}{Q_{solar}}, \quad (3.26)$$

Η απορροφούμενη ενέργεια ($Q_{absorbed}$) από τον απορροφητήρα, δίνεται από τη σχέση:

$$Q_{absorbed} = \eta_{opt}(\theta) \cdot Q_{solar}, \quad (3.27)$$

ενώ επίσης ισχύει ότι:

$$Q_{absorbed} = Q_{solar} - Q_{optical_losses} = Q_{usefull} + Q_{thermal_losses}, \quad (3.28)$$

και συνεπώς για τις οπτικές απώλειες ότι:

$$Q_{optical_losses} = (1 - \eta_{opt}(\theta)) \cdot Q_{solar}, \quad (3.29)$$

Θα περιγραφούν τώρα, οι σχέσεις που μας δίνουν τις θερμικές απώλειες του συστήματος προς το περιβάλλον, λόγω της υψηλής θερμοκρασίας του απορροφητήρα. Η χρήση του σωλήνα κενού συντελεί στο να υπάρχουν πολύ χαμηλές απώλειες, ώστε να είναι αποδοτική η λειτουργία του συστήματος σε υψηλές θερμοκρασίες. Οι θερμικές απώλειες συλλέκτη από τον απορροφητήρα προς το περιβάλλον, δίνονται από την εξής σχέση:

$$Q_{thermal_losses} = U_L \cdot A_{ro} \cdot (T_r - T_{am}), \quad (3.30)$$

όπου U_L ο συντελεστής απωλειών θερμότητας του συλλέκτη και T_{am} η θερμοκρασία περιβάλλοντος.

Με την υπόθεση ότι ο συλλέκτης βρίσκεται σε θερμική ισορροπία με το περιβάλλον (μόνιμη κατάσταση), και ότι το γυαλί δεν αποθηκεύει θερμότητα, το ποσό θερμότητας που μεταφέρεται από τον απορροφητήρα προς το κάλυμμα ισούται με αυτό που μεταφέρεται από το κάλυμμα προς το περιβάλλον, το οποίο τελικά ισούται με τις συνολικές απώλειες από το συλλέκτη προς το περιβάλλον. Σχετικά με τις απώλειες από τον απορροφητήρα προς το κάλυμμα, ισχύει ότι οι ίδιες είναι κυρίως απώλειες λόγω ακτινοβολίας, εφόσον ανάμεσα τους υπάρχει κενό που καθιστά τη μεταφορά θερμότητας με συναγωγή αμελητέα. Ισχύει οπότε:

$$Q_{thermal_losses} = \frac{\sigma \cdot A_{ro} \cdot (T_r^4 - T_c^4)}{\frac{1}{\epsilon_r} + \frac{1 - \epsilon_c}{\epsilon_c} \frac{A_{ro}}{A_{ci}}}, \quad (3.31)$$

όπου $\sigma = 5.6697 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$ η σταθερά του Stefan-Boltzmann, A_{ro} και A_{ci} το εμβαδό της εξωτερικής επιφάνειας του απορροφητήρα και το εμβαδό της εσωτερικής επιφάνειας

του καλύμματος αντίστοιχα, ε_r και ε_c οι συντελεστές εκπομπής του απορροφητήρα και του καλύμματος αντίστοιχα και T_c η θερμοκρασία του καλύμματος.

Οι απώλειες θερμότητας από το κάλυμμα προς το περιβάλλον ($Q_{thermal_losses}$), περιλαμβάνουν απώλειες και μέσω ακτινοβολίας και μέσω συναγωγής. Ισχύει συνεπώς ότι:

$$Q_{thermal_losses} = A_{co} \cdot h_{out} \cdot (T_c - T_{am}) + \varepsilon_c \cdot A_{co} \cdot \sigma \cdot (T_c^4 - T_{sky}^4), \quad (3.32)$$

όπου A_{co} το εμβαδό της εξωτερικής επιφάνειας του καλύμματος, h_{out} ο συντελεστής συναγωγής από το κάλυμμα προς το περιβάλλον και T_{sky} η θερμοκρασία του ουρανού. Ισχύει για το h_{out} ότι:

$$h_{out} = 4 \cdot V_{wind}^{0.58} \cdot D_{co}^{-0.42}, \quad (3.33)$$

όπου V_{wind} η ταχύτητα του ανέμου και D_{co} η εξωτερική διάμετρος του καλύμματος.

Για τη θερμοκρασία T_{sky} , ισχύει ότι:

$$T_{sky} = 0.0553 \cdot T_{am}^{1.5}, \quad (3.34)$$

Το μέγιστο δυνατό έργο που μπορεί να παραχθεί από μια δεδομένη πηγή ενέργειας, ονομάζεται εξέργεια. Η ροή εξέργειας (E) μιας θερμότητας (Q) η οποία έχει θερμοκρασία (T) σε ένα περιβάλλον θερμοκρασίας (T_{am}), ισούται με το έργο που θα μπορούσε να παράξει μια μηχανή Carnot η οποία θα λειτουργούσε στα παραπάνω θερμοκρασιακά όρια. Οπότε ισχύει ότι:

$$E = Q \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{T}\right), \quad (3.35)$$

Γενικά, η εξέργεια μιας θερμότητας (Q) ισούται με την θερμότητα αυτή, μείον μια ποσότητα η οποία εκφράζεται μέσω της αύξησης της εντροπίας (ΔS) κατά την παραγωγή έργου. Ισχύει δηλαδή ότι:

$$E_{usefull} = Q_{usefull} - T_{am} \cdot \Delta S, \quad (3.36)$$

Η ροή εξέργειας ενός θερμαινόμενου ρευστού, υπολογίζεται με βάση την ωφέλιμη ισχύ, τις θερμοκρασίες εισόδου (T_{in}) και εξόδου (T_{out}) του ρευστού, καθώς και την πτώση πίεσης (ΔP), σύμφωνα με την παρακάτω σχέση:

$$E_{usefull} = Q_{usefull} - \dot{m} \cdot C_p \cdot T_{am} \cdot \ln\left(\frac{T_{out}}{T_{in}}\right) - \dot{m} \cdot T_{am} \cdot \frac{\Delta P}{\rho \cdot T_{fm}}, \quad (3.37)$$

με \dot{m} την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου και ρ την πυκνότητα του ρευστού στη θερμοκρασία T_{fm} .

Για την εξέργεια της ηλιακής ακτινοβολίας, ο Petela έχει διατυπώσει την παρακάτω σχέση:

$$E_{solar} = Q_{solar} \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_{am}}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^4 \right], \quad (3.38)$$

με T_{sun} τη θερμοκρασία του ήλιου η οποία λαμβάνεται ίση με 5770 K.

Ορίζεται τώρα ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης ως εξής:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{usefull}}{E_{solar}}, \quad (3.39)$$

Για τη μέση τιμή του αδιάστατου αριθμού Nusselt της ροής, ισχύει ότι:

$$Nu = \frac{h \cdot D_{ri}}{k}, \quad (3.40)$$

με k τον συντελεστή αγωγιμότητας του ρευστού.

Για τον προσδιορισμό του αριθμού Nusselt σε λείο σωλήνα, υπάρχουν διαφορετικές εμπειρικές σχέσεις ανάλογα με το αν η ροή είναι στρωτή ($Re < 2300$) είτε τυρβώδης. Για στρωτή ροή σε ισοθερμοκρασιακό λείο σωλήνα, ισχύει για υδροδυναμικά πλήρως ανεπτυγμένη ροή ότι:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.0668 \cdot Re \cdot Pr \cdot D/L}{1 + 0.04 \cdot (Re \cdot Pr \cdot D/L)^{1/3}}, \quad (3.41)$$

ενώ για τυρβώδη ροή και θέρμανση του ρευστού ισχύει εν γένει η εξίσωση Dittus-Boelter:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}, \quad (3.42)$$

Για τον αριθμό Reynolds σε κυκλική διατομή, ισχύει ότι:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_{ri}}{\mu}, \quad (3.43)$$

όπου μ η δυναμική συνεκτικότητα του ρευστού.

Ο αριθμός Prandtl δίνεται από τη σχέση:

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{k}, \quad (3.44)$$

Για τον συντελεστή τριβής f , ισχύει η σχέση:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2} \cdot \left(\frac{D_{ri}}{L} \right), \quad (3.45)$$

ενώ στην περίπτωση λείου σωλήνα και τυρβώδους ροής ισχύει η σχέση Gnielinski:

$$f = (0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64)^{-2}, \quad (3.46)$$

3.6.4 Μελέτη θερμικής βελτίωσης

Σε περιπτώσεις όπου υπάρχουν παρεμβάσεις στη ροή του εργαζόμενου μέσου, είναι απαραίτητο να υπάρχουν κριτήρια με τα οποία να αξιολογείται αν η απόδοση του συλλέκτη είναι βελτιωμένη ή όχι. Όπως αναφέρθηκε και στην ενότητα 3.5.2, ένα σημαντικό κριτήριο για το αν η απόδοση του συλλέκτη είναι βελτιωμένη ή όχι, είναι ο αδιάστατος αριθμός (η), ο οποίος λαμβάνει υπόψη την αύξηση του ρυθμού μετάδοσης θερμότητας μέσω της βελτίωσης του αριθμού Nusselt, σε συνδυασμό με την αύξηση της πτώσης πίεσης μέσω του συντελεστή τριβής (f) της ροής. Ο αριθμός αυτός, συγκρίνει δύο ισοδύναμες περιπτώσεις, για τις οποίες υποτίθεται ίδια κατανάλωση ενέργειας από την αντλία για υπερνίκηση των τριβών. Άλλα δύο μεγέθη που χρησιμοποιούνται για την αξιολόγηση της απόδοσης του συλλέκτη, είναι οι αδιάστατοι αριθμοί (η') και (η''), για τους οποίους ισχύει:

$$\eta' = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right) / \left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{2}}, \quad (3.47)$$

και

$$\eta'' = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right) / \left(\frac{f}{f_0}\right), \quad (3.48)$$

Οι δύο αριθμοί αυτοί, συγκρίνουν επίσης περιπτώσεις όπου υπάρχουν παρεμβάσεις στη ροή σε σχέση με την περίπτωση ροής σε λείο σωλήνα, λαμβάνοντας υπόψη τη μεταβολή του αριθμού Nusselt συγκριτικά με τη μεταβολή του συντελεστή τριβής (f). Η διαφορά είναι, ότι ο αριθμός (η') συγκρίνει δύο ισοδύναμες περιπτώσεις που διέπονται από ίδια πτώση πίεσης κατά μήκος του σωλήνα, ενώ ο αριθμός (η'') συγκρίνει δύο ισοδύναμες περιπτώσεις που διέπονται από την ίδια παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου [46]. Συγκεντρωτικά, δίνεται παρακάτω ένας πίνακας με τα κύρια μεγέθη τα οποία χρησιμοποιούνται για την αξιολόγηση της λειτουργίας ενός συλλέκτη στη ροή του οποίου έχουν γίνει παρεμβάσεις, σε σχέση με έναν κανονικό συλλέκτη.

Πίνακας 3.3. Βασικά μεγέθη για αξιολόγηση απόδοσης συλλέκτη με παρεμβάσεις στη ροή του

Βασικά μεγέθη αξιολόγησης συλλέκτη	
η_{th}	Λόγος ωφέλιμης θερμότητας προς τη διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία
η_{ex}	Λόγος ροής εξέργειας θερμαινόμενου ρευστού προς εξέργεια ηλιακής ακτινοβολίας
Nu/Nu_0	Λόγος αριθμού Nusselt
f/f_0	Λόγος συντελεστή τριβής f
$\eta = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/3}$	Κριτήριο απόδοσης για ίδιο έργο άντλησης
$\eta' = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)^{1/2}$	Κριτήριο απόδοσης για ίδια πτώση πίεσης
$\eta'' = (Nu/Nu_0)/(f/f_0)$	Κριτήριο απόδοσης για ίδια παροχή όγκου

Κεφάλαιο 4: Σχεδιασμός παραβολικού συλλέκτη με και χωρίς επιμήκη πτερύγια στο εσωτερικό του απορροφητήρα και προσομοίωση ροής

4.1 Γενικά

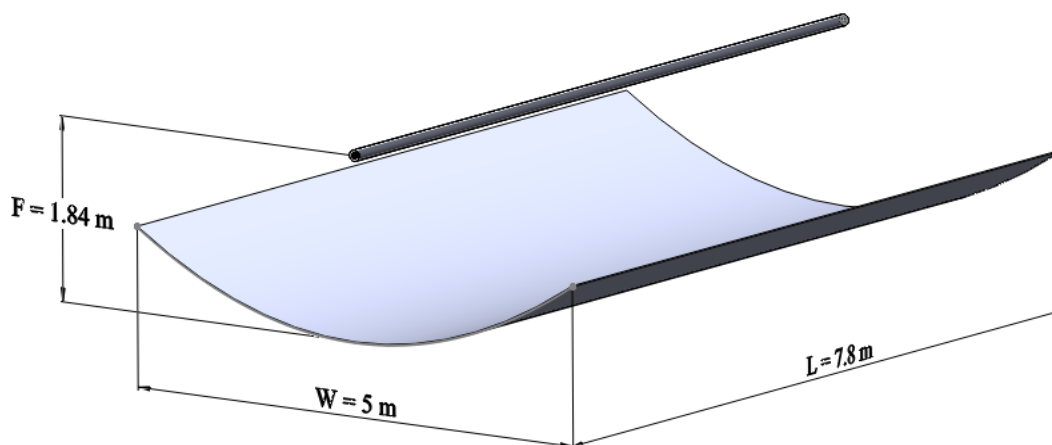
Όπως αναφέρθηκε και στο προηγούμενο κεφάλαιο, ένας τρόπος ώστε να αυξηθεί η θερμική απόδοση ενός συλλέκτη είναι η τοποθέτηση πτερυγίων στο εσωτερικό του απορροφητήρα. Με αυτό τον τρόπο, παρουσιάζονται υψηλότερες συνθήκες τύρβης στη ροή και συνεπώς καλύτερη ανάμιξη του ρευστού, γεγονός που οδηγεί σε υψηλότερο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας. Έτσι, η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου περιφερειακά του απορροφητήρα είναι μικρότερη, και συνεπώς και η θερμοκρασία του ίδιου του απορροφητήρα. Το γεγονός αυτό οδηγεί σε μικρότερες θερμικές απώλειες του απορροφητήρα προς το κάλυμμα, άρα και σε μεγαλύτερο θερμικό βαθμό απόδοσης του συλλέκτη. Έχοντας λοιπόν ως στόχο να αυξήσουμε τη θερμική απόδοση του συλλέκτη, θα σχεδιάσουμε στο λογισμικό SolidWorks έναν συλλέκτη PTC τύπου LS-2, με και χωρίς πτερύγια στο εσωτερικό του απορροφητήρα, και θα συγκρίνουμε τα αποτελέσματα που δίνουν οι διάφορες περιπτώσεις για διαφορετικές γεωμετρίες πτερυγίων. Συγκεκριμένα, εξετάστηκαν πτερύγια με μήκος (p) 5mm, 10mm, 15mm και 20mm, και πάχος (t) 2mm, 4mm και 6mm, δηλαδή δεκατρείς συνολικά περιπτώσεις μαζί με αυτή του λείου απορροφητήρα. Το εργαζόμενο μέσο που επιλέχθηκε να ρέει εντός του απορροφητήρα, είναι το θερμικό έλαιο Syltherm 800. Στο κεφάλαιο αυτό, θα δοθούν αρχικά η γεωμετρία και τα βασικά χαρακτηριστικά των εξαρτημάτων του συλλέκτη. Στη συνέχεια, θα εξηγηθεί το πως σχεδιάστηκαν τα διάφορα εξαρτήματα του συλλέκτη με και χωρίς πτερύγια στο εσωτερικό του απορροφητήρα του και θα οριστούν οι ιδιότητες για κάθε ένα από αυτά, ενώ θα γίνει επίσης περιγραφή της διαδικασίας με την οποία ορίζονται οι συνθήκες της ροής. Ύστερα, θα ακολουθήσει η αναφορά των εξισώσεων μέσω των οποίων θα βρεθούν χρήσιμα μεγέθη σχετικά με την αξιολόγηση του συλλέκτη, καθώς θα υπάρξει επίσης διαδικασία εύρεσης ανεξάρτητου πλήθους ηλιακών ακτινών και υπολογιστικού πλέγματος. Τέλος, θα γίνει προσπάθεια ελέγχου της ορθότητας των αποτελεσμάτων που δίνει το μοντέλο με βάση αποτελέσματα που υπάρχουν στη βιβλιογραφία, και θα εξηγηθούν οι συνθήκες ροής που εξετάστηκαν παραμετρικά στο πρόγραμμα.

4.2 Γεωμετρία και βασικά χαρακτηριστικά συλλέκτη

Ο συλλέκτης που μελετήθηκε, σχεδιάστηκε στα πρότυπα του συλλέκτη LS-2 που βρίσκεται εγκατεστημένος στο Sandia National Laboratory. Τα κύρια χαρακτηριστικά του, δίνονται στον παρακάτω πίνακα [54].

Πίνακας 4.1 Βασικά χαρακτηριστικά συλλέκτη LS-2 [54]

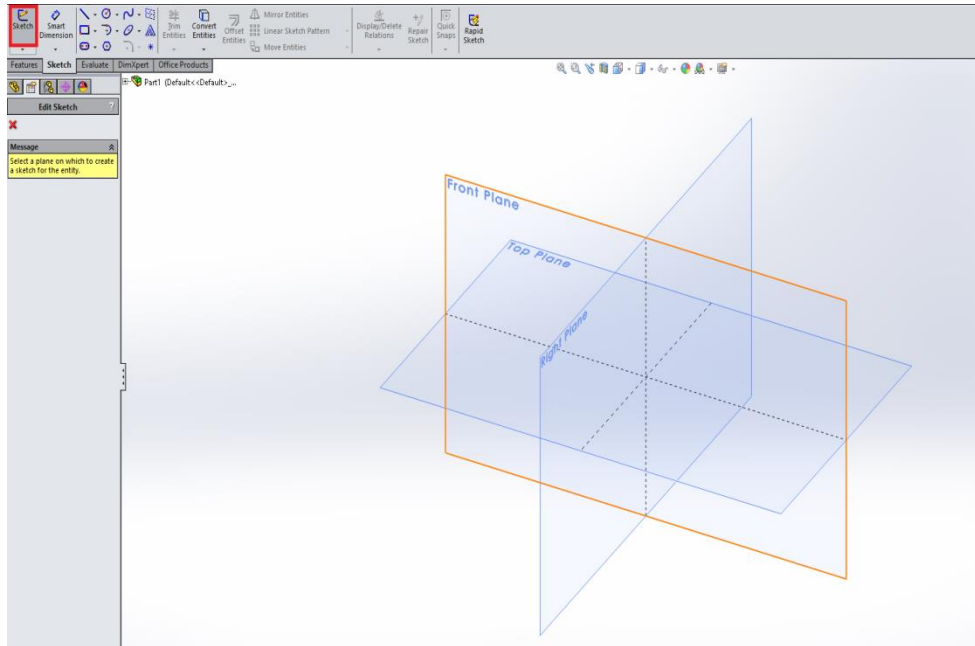
Μέγεθος	Σύμβολο	Τιμή
Άνοιγμα παραβολής	W	5.0 m
Μήκος απορροφητήρα	L	7.8 m
Εστιακή απόσταση	F	1.84 m
Επιφάνεια ανοίγματος	A_a	39.0 m ²
Λόγος συγκέντρωσης	C	22.74
Εσωτερική διάμετρος απορροφητήρα	D_{fi}	$66 \cdot 10^{-3}$ m
Εξωτερική διάμετρος απορροφητήρα	D_{fo}	$70 \cdot 10^{-3}$ m
Εσωτερική διάμετρος καλύμματος	D_{ci}	$109 \cdot 10^{-3}$ m
Εξωτερική διάμετρος καλύμματος	D_{co}	$115 \cdot 10^{-3}$ m
Συντελεστής εκπομπής καλύμματος	ϵ_c	0.86
Διαπερατότητα καλύμματος	τ	0.95
Απορροφητικότητα απορροφητήρα	α	0.96
Ανακλαστικότητα κατόπτρου	ρ	0.83
Βαθμός σύλληψης	γ_0	~1
Οπτικός βαθμός απόδοσης	η_{opt}	0.754



Εικόνα 4.1 Εξεταζόμενος συλλέκτης LS-2

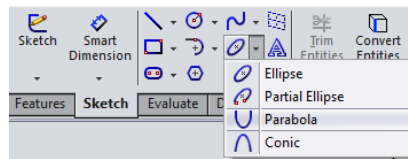
4.3 Σχεδιασμός παραβολικού συλλέκτη

Αρχικά, ανοίγουμε το πρόγραμμα SolidWorks και επιλέγουμε στο αρχικό παράθυρο την επιλογή **Part**, με σκοπό τη δημιουργία ενός νέου αντικειμένου. Ύστερα, επιλέγουμε στο πρόγραμμα το επίπεδο πάνω στο οποίο θέλουμε να σχεδιάσουμε (**Front**), και επιλέγουμε την εντολή **Sketch** για να αρχίσουμε το σχεδιασμό.

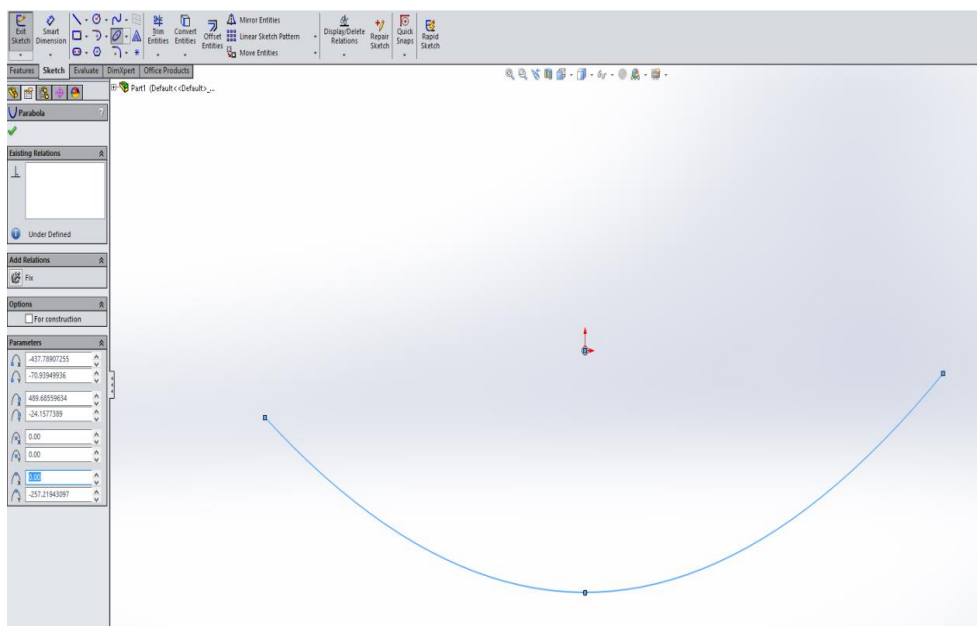


Εικόνα 4.2 Ορισμός επιπέδου σχεδιασμού

Έπειτα, επιλέγουμε από το **Sketch** την εντολή **Parabola** ώστε να σχεδιάσουμε μια παραβολή.

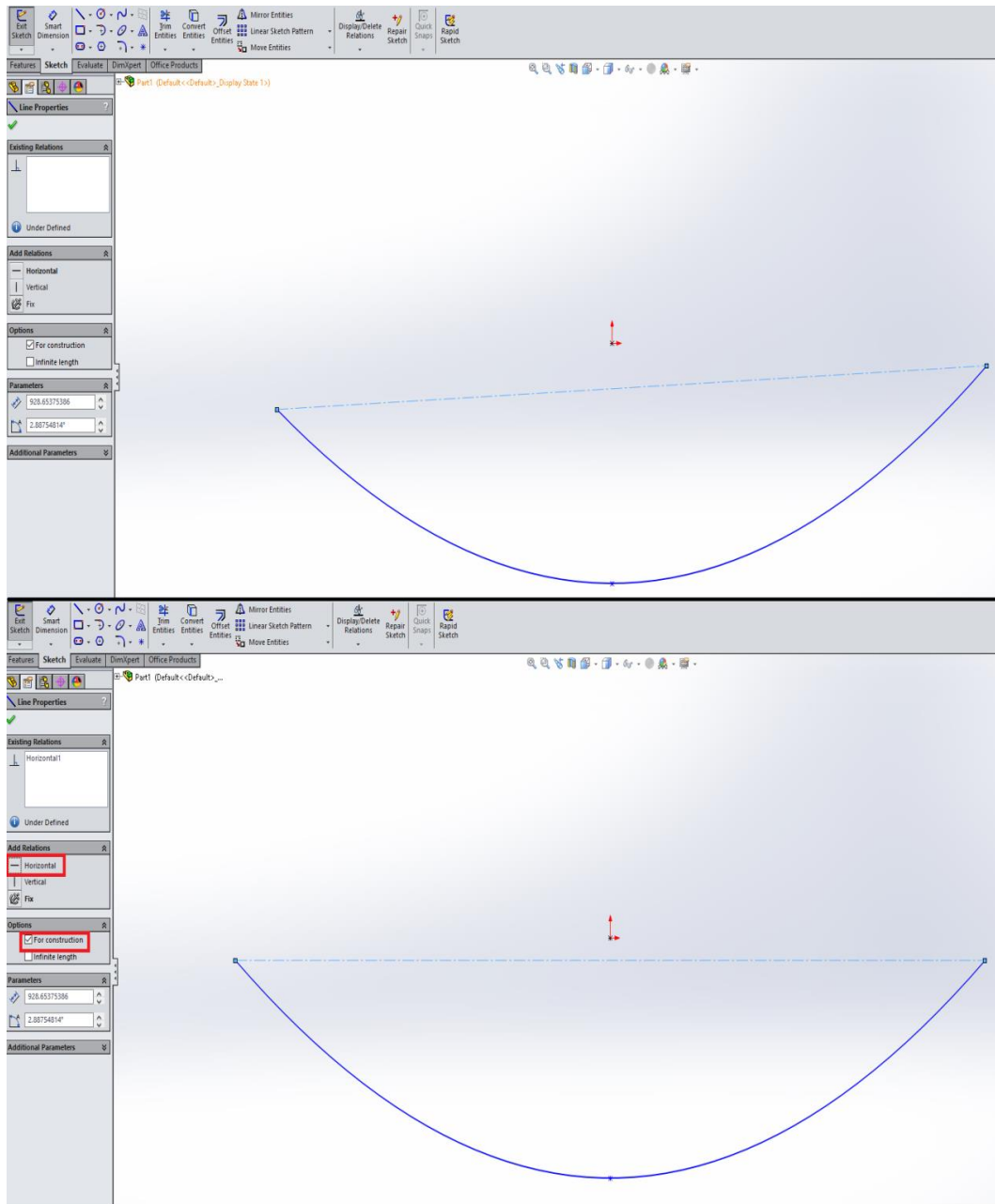


Εικόνα 4.3 Επιλογή σχεδιασμού παραβολής



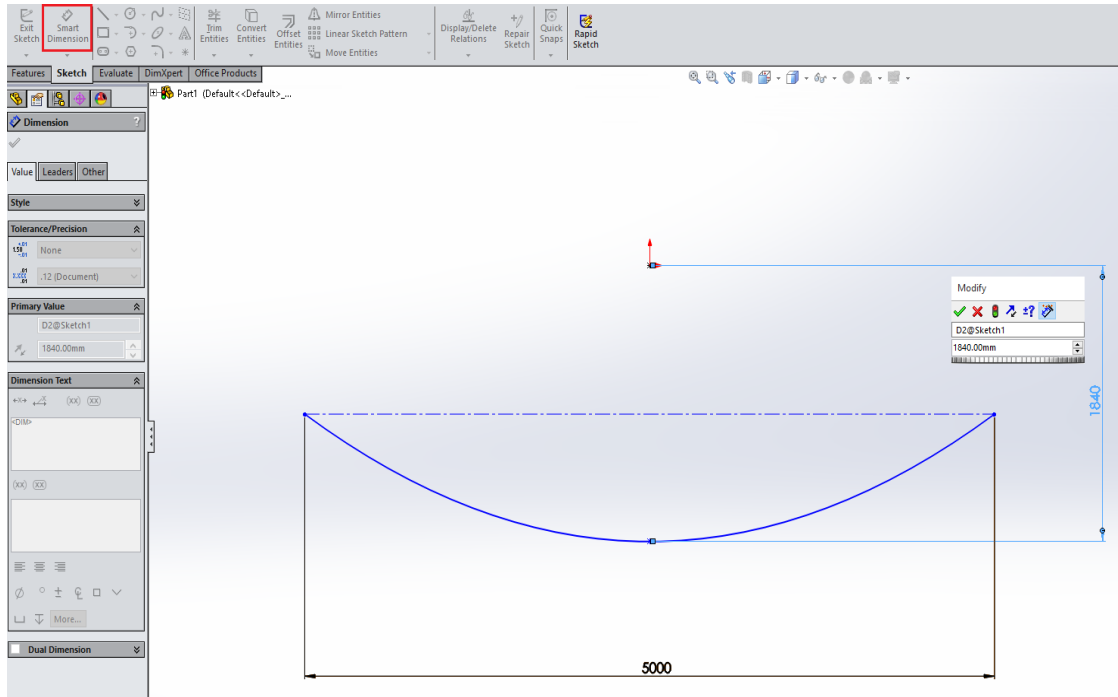
Εικόνα 4.4 Σχεδιασμός παραβολής

Είναι απαραίτητο, τα δύο άκρα της παραβολής να βρίσκονται στο ίδιο ύψος. Συνεπώς, από τη γραμμή εργαλείων διαλέγουμε την επιλογή **Centerline**, και σχεδιάζουμε μια ευθεία η οποία ενώνει τα δύο άκρα της παραβολής. Στη συνέχεια, διαλέγουμε από την καρτέλα **Add Relations** την επιλογή **Horizontal**, και από την καρτέλα **Options** την επιλογή **For construction**.



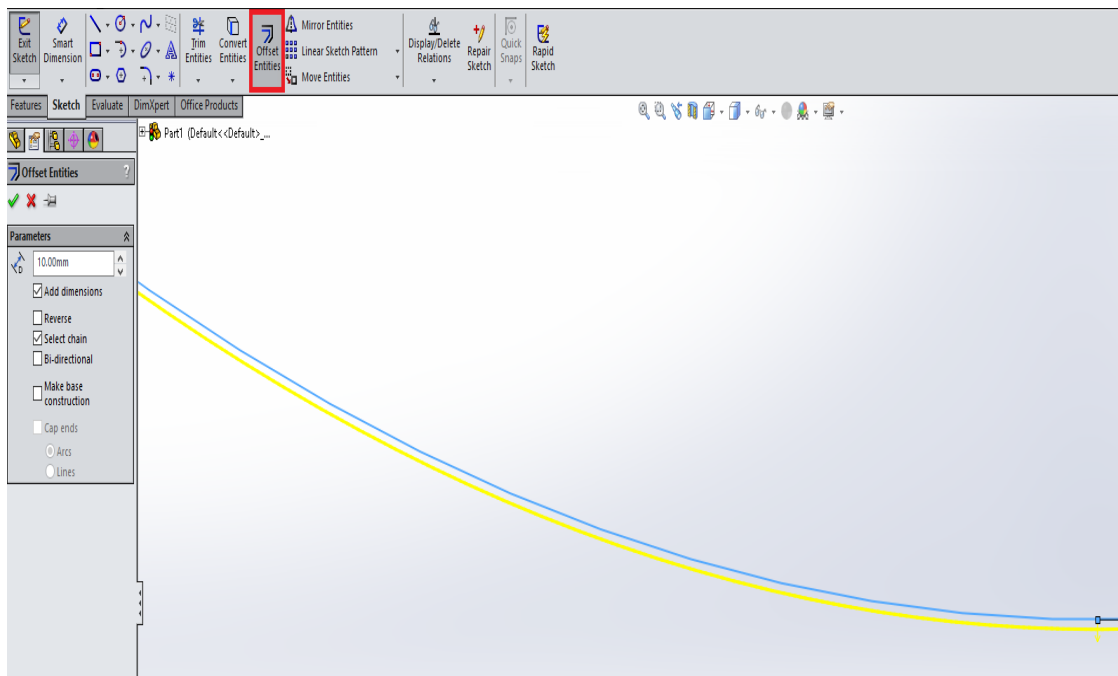
Εικόνα 4.5 Ευθυγράμμιση παραβολής

Έπειτα, πρέπει να ορίσουμε τις διαστάσεις της παραβολής. Αυτό θα γίνει με την επιλογή **Smart Dimension** από τη γραμμή εργαλείων στο πάνω μέρος του προγράμματος.

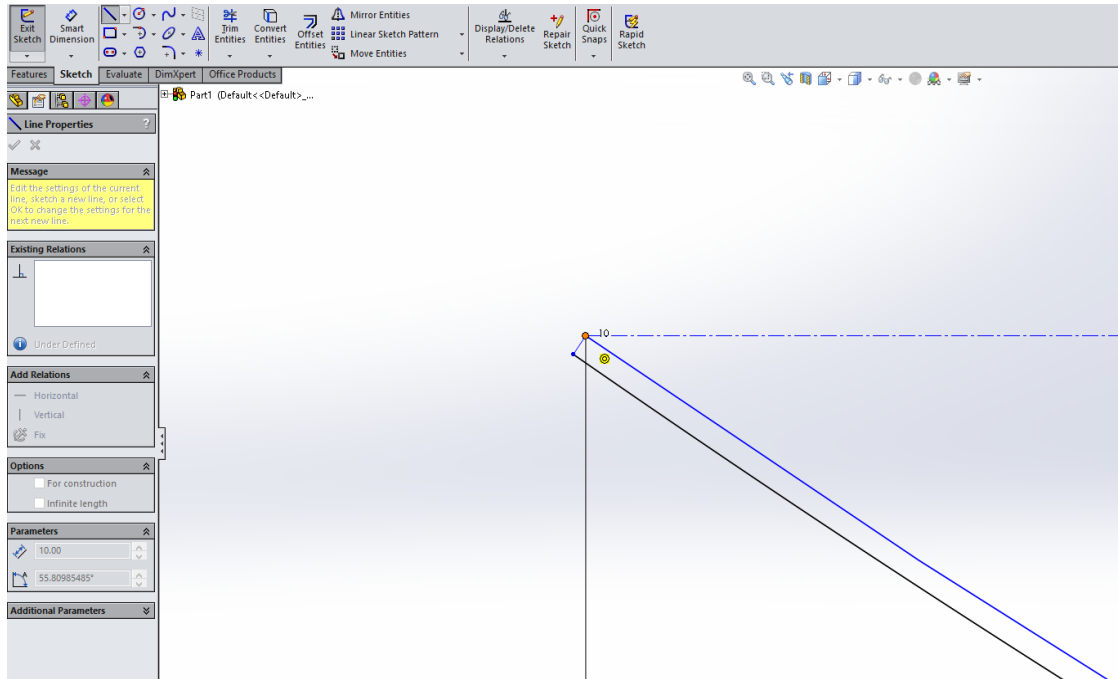


Εικόνα 4.6 Ορισμός διαστάσεων παραβολής

Στη συνέχεια, με την επιλογή **Offset Entities** από τη γραμμή εργαλείων, δημιουργούμε μια δεύτερη παραβολή 10 mm κάτω από την πρώτη, και στη συνέχεια συνδέουμε τα αντίστοιχα άκρα τους με κάθετες ευθείες με την επιλογή **Line**.

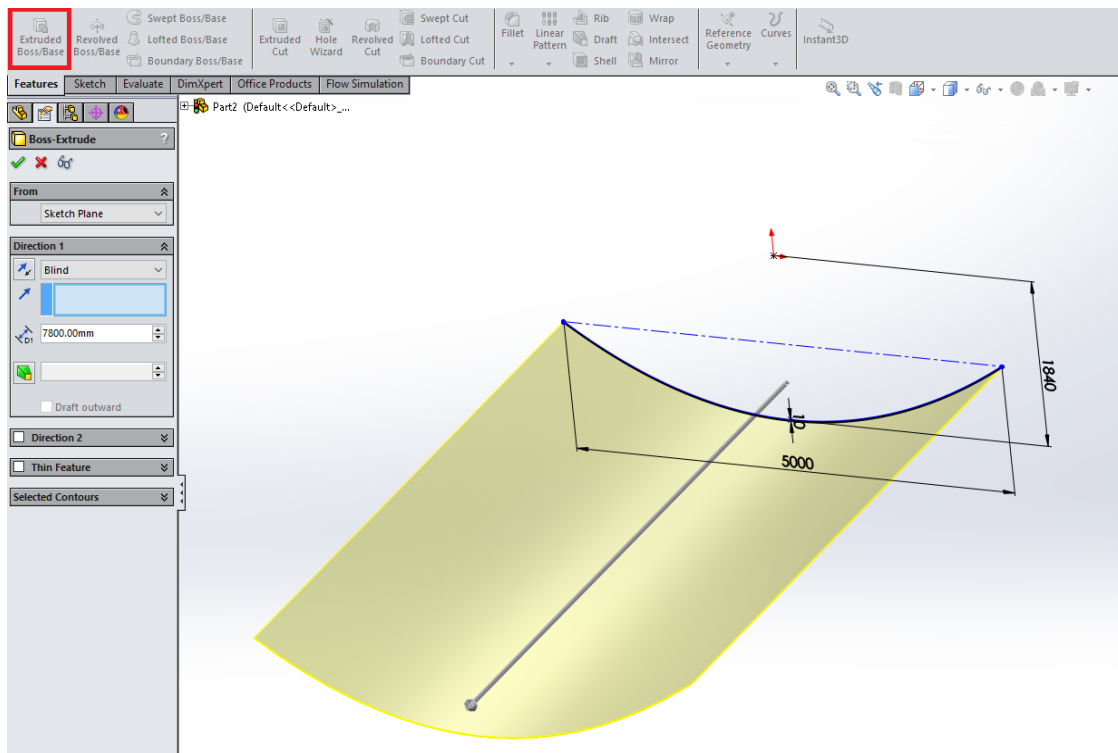


Εικόνα 4.7 Ορισμός πάχους κατόπτρου

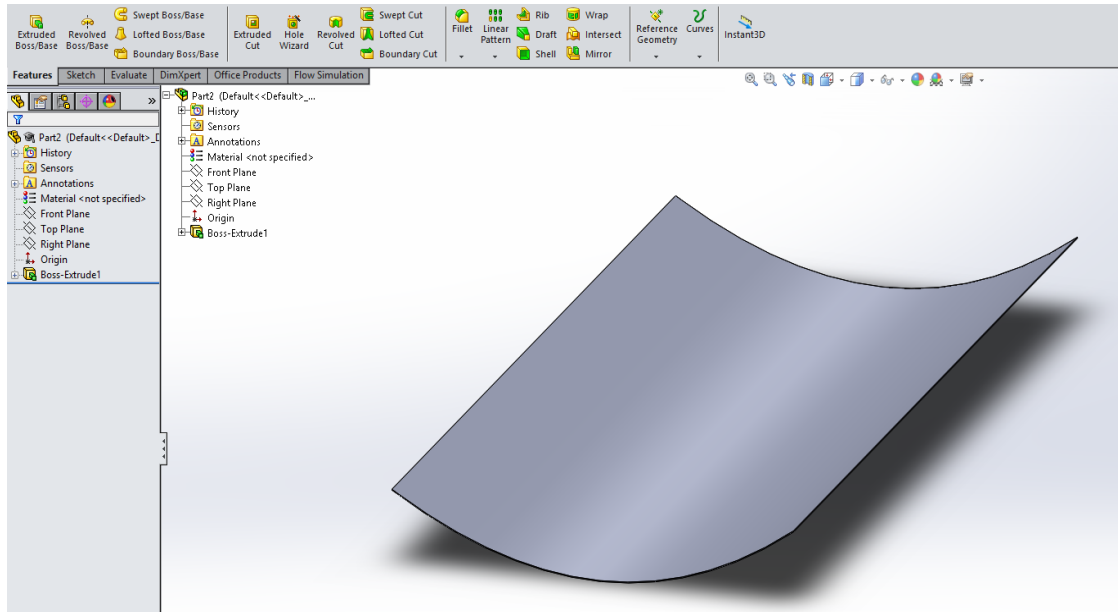


Εικόνα 4.8 Ένωση άκρων των παραβολών

Επιλέγεται τώρα, η εντολή **Extruded Boss/Base**, με σκοπό τη δημιουργία του παραβολικού κατόπτρου σε τρεις διαστάσεις.

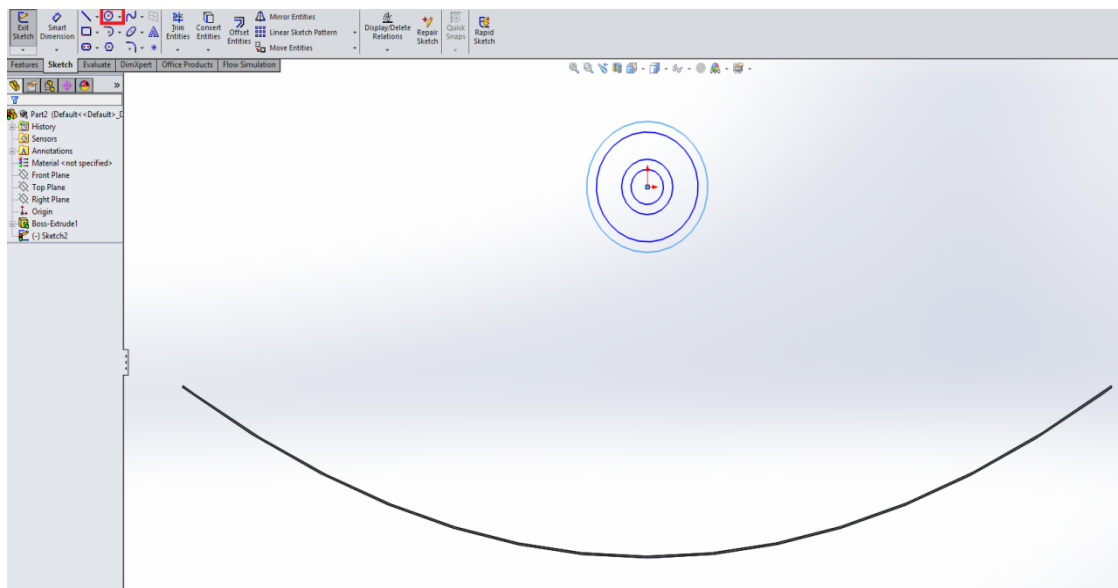


Εικόνα 4.9 Ορισμός μήκους κατόπτρου



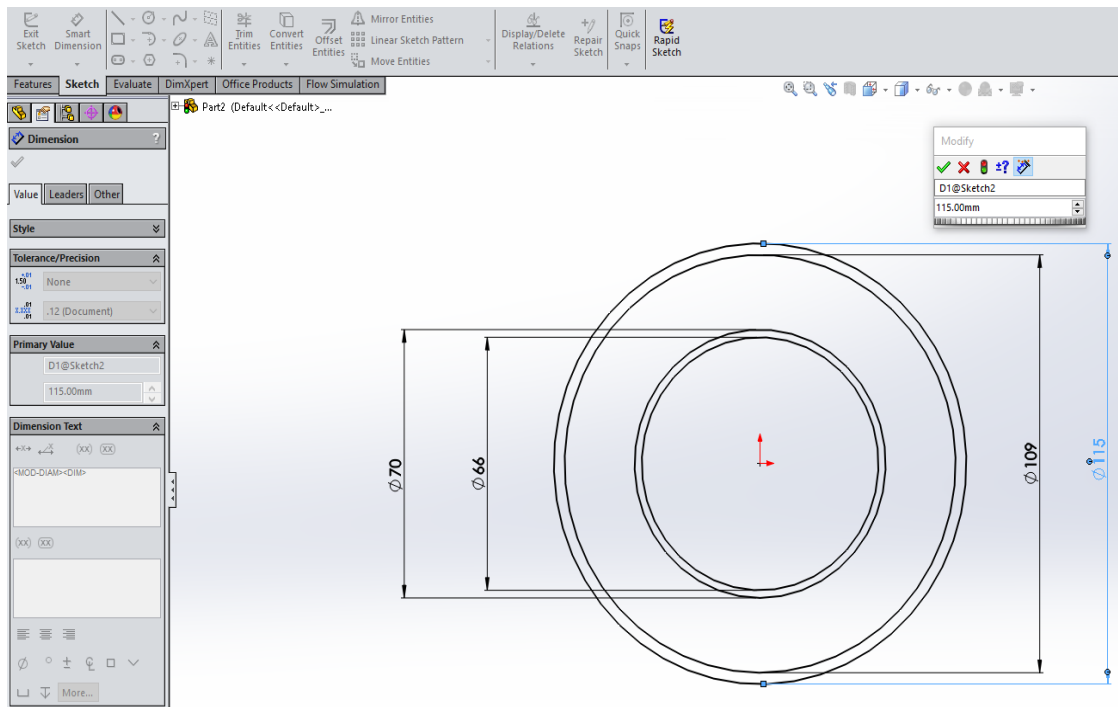
Εικόνα 4.10 Παραβολικός συγκεντρωτής

Σειρά έχει τώρα ο σχεδιασμός του απορροφητήρα και του καλύμματος του συλλέκτη. Διαλέγουμε ως επίπεδο σχεδιασμού **Front**, και από τη γραμμή εντολών επιλέγουμε την επιλογή **Sketch**. Έπειτα, διαλέγουμε την επιλογή **Circle**, και χαράσσουμε τέσσερις ομόκεντρους κύκλους.



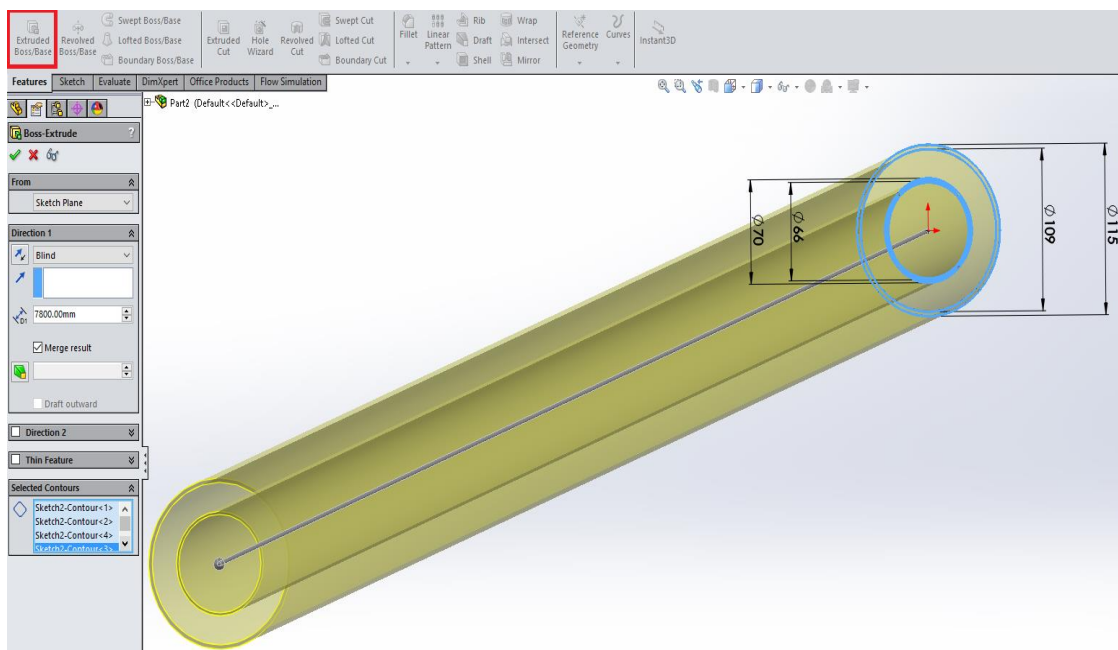
Εικόνα 4.11 Σχεδιασμός καλύμματος και απορροφητήρα

Με την επιλογή **Smart Dimension**, ορίζουμε τις διαμέτρους των τεσσάρων αυτών κύκλων.



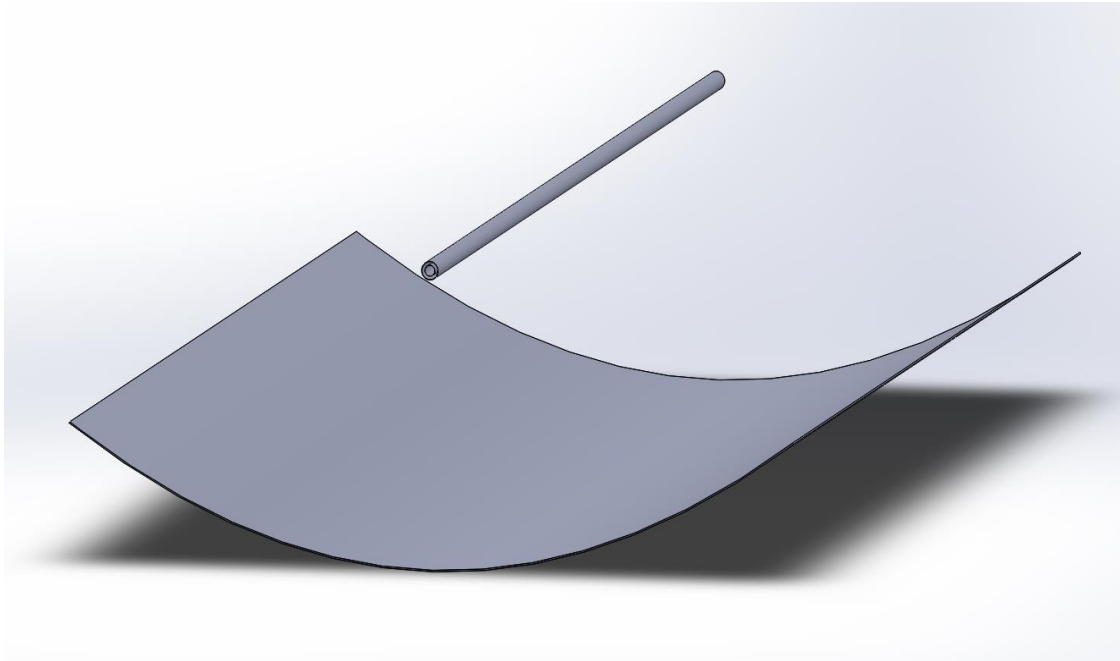
Εικόνα 4.12 Ορισμός διαστάσεων καλύμματος και απορροφητήρα

Με την επιλογή **Extruded Boss/Base**, δημιουργούμε τώρα τους σωλήνες του απορροφητήρα και του καλύμματος σε τρεις διαστάσεις.



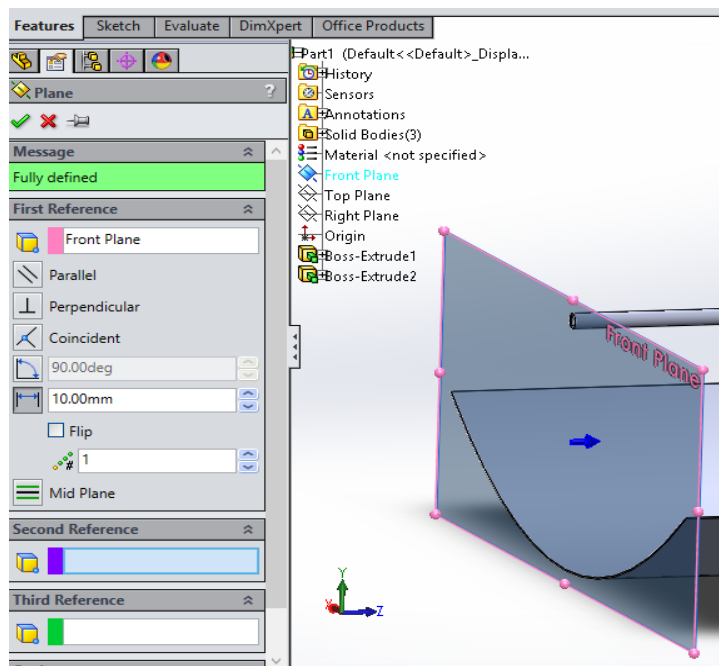
Εικόνα 4.13 Ορισμός μήκους καλύμματος και απορροφητήρα

Παρακάτω, δίνεται η εικόνα του ολοκληρωμένου μοντέλου του συλλέκτη LS-2 που δημιουργήθηκε στο SolidWorks.



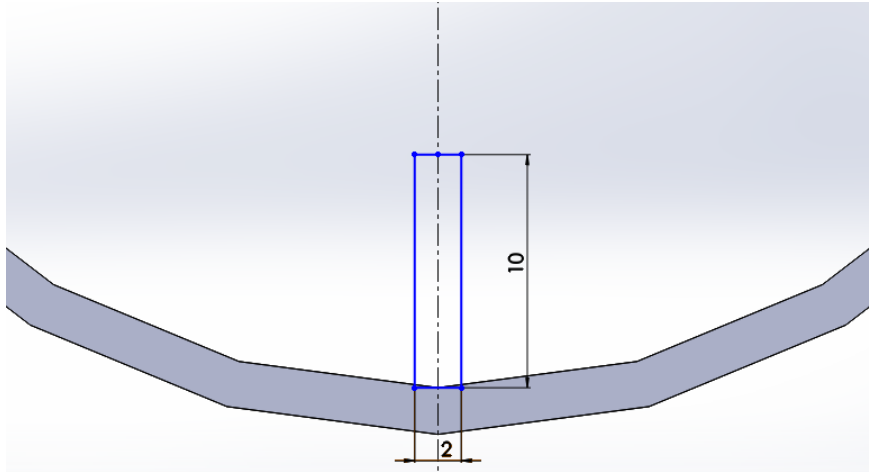
Εικόνα 4.14 Γενική όψη παραβολικού συλλέκτη

Στις περιπτώσεις στις οποίες θέλουμε να σχεδιάσουμε επιμήκη πτερύγια εντός του απορροφητήρα, αρχικά δημιουργούμε ένα καινούριο επίπεδο σε απόσταση 10 mm εντός του απορροφητήρα. Αυτό γίνεται ώστε να υπάρχει χώρος αργότερα για την τοποθέτηση των ταπών που κλείνουν τα ανοίγματα του απορροφητήρα. Πατάμε τώρα την επιλογή **Reference Geometry** → **Plane**, και δημιουργούμε ένα επίπεδο με 10 mm απόσταση από το Front Plane.



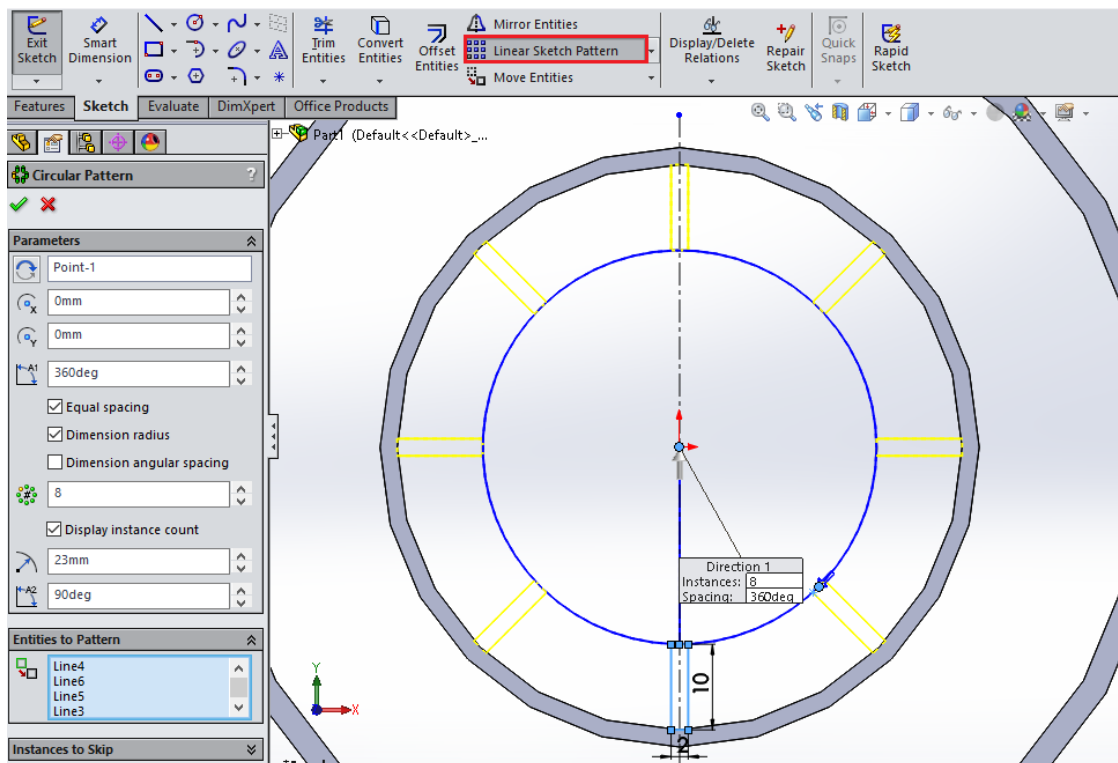
Εικόνα 4.15 Ορισμός επιπέδου σχεδιασμού

Στη συνέχεια, επιλέγουμε αυτό το επίπεδο, και σχεδιάζουμε σε αυτό με την εντολή **Sketch** αρχικά μια κάθετη βοηθητική γραμμή, και στη συνέχεια ένα παραλληλόγραμμο στην κάτω πλευρά του απορροφητήρα. Με την εντολή **Smart Dimension**, ορίζουμε τις επιθυμητές διαστάσεις.



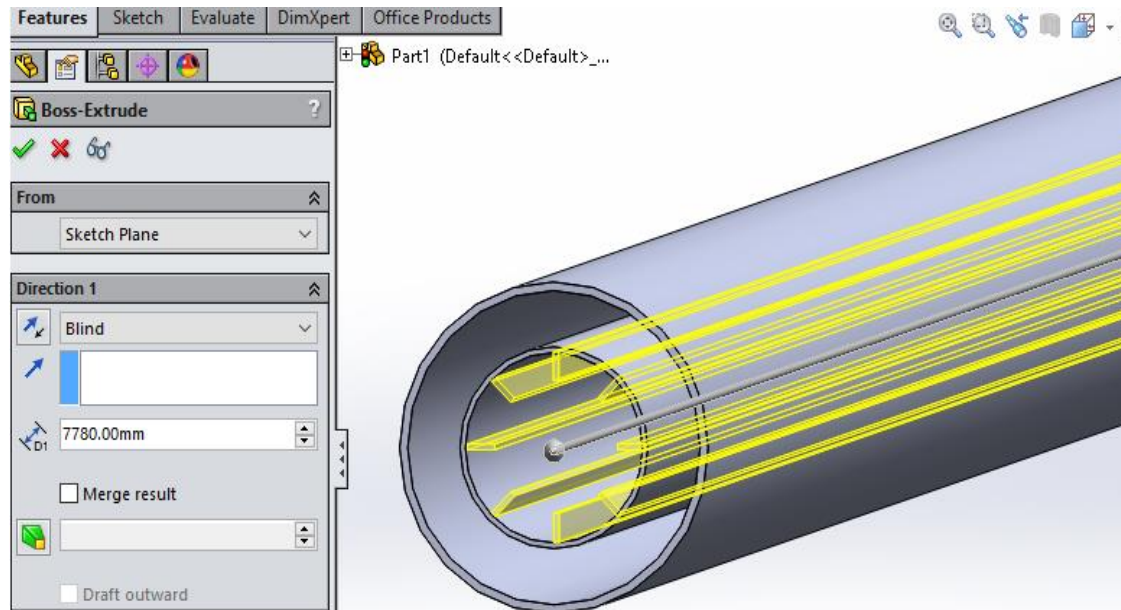
Εικόνα 4.16 Σχεδιασμός και ορισμός διαστάσεων ενός πτερυγίου

Ύστερα με την εντολή **Circular Sketch Pattern**, επιλέγουμε το παραλληλόγραμμο και ορίζουμε να γίνουν 8 ίδια παραλληλόγραμμα συμμετρικά στο εσωτερικό του απορροφητήρα.

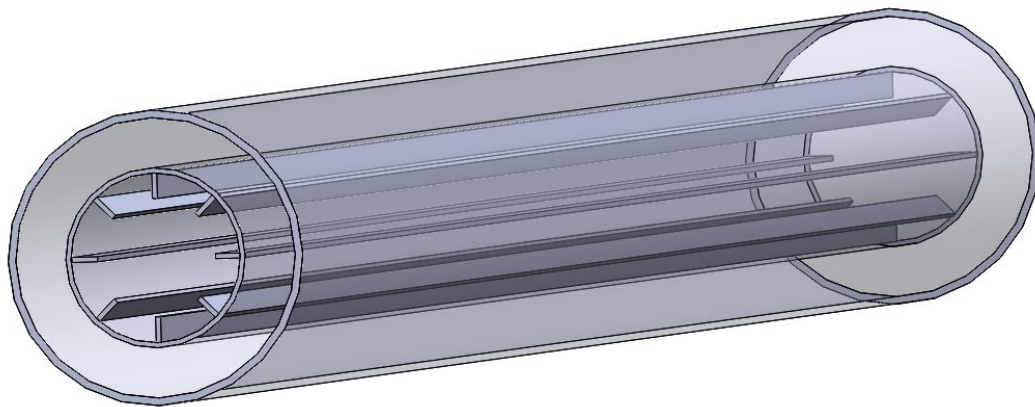


Εικόνα 4.17 Σχεδιασμός 8 πτερυγίων στο εσωτερικό του απορροφητήρα

Τέλος, πατάμε την εντολή **Extruded Boss/Base**, και ορίζουμε μήκος πτερυγίων 7780 mm, έτσι ώστε να υπάρχει κενό διάστημα 10 mm για την τάπα στην άλλη πλευρά του απορροφητήρα.



Εικόνα 4.18 Ορισμός μήκους πτερυγίων

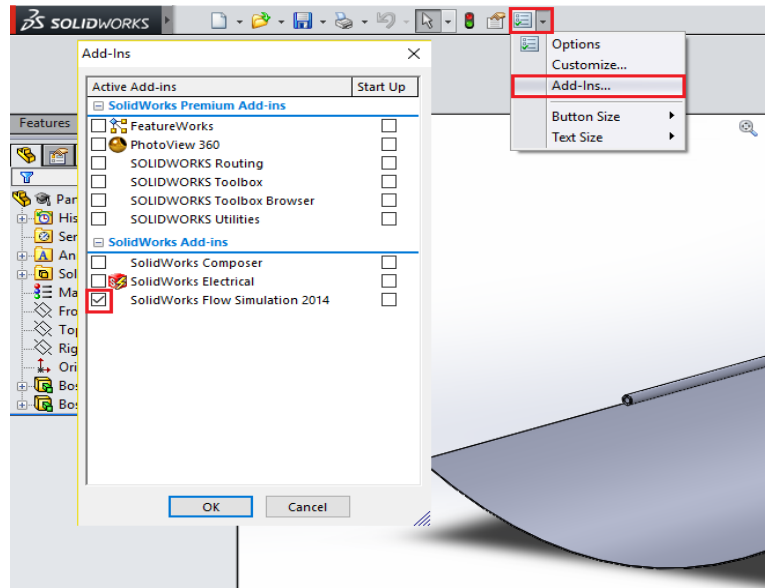


Εικόνα 4.19 Γενική όψη καλύμματος και απορροφητήρα με πτερύγια

4.4 Προσομοίωση ροής και ορισμός στόχων

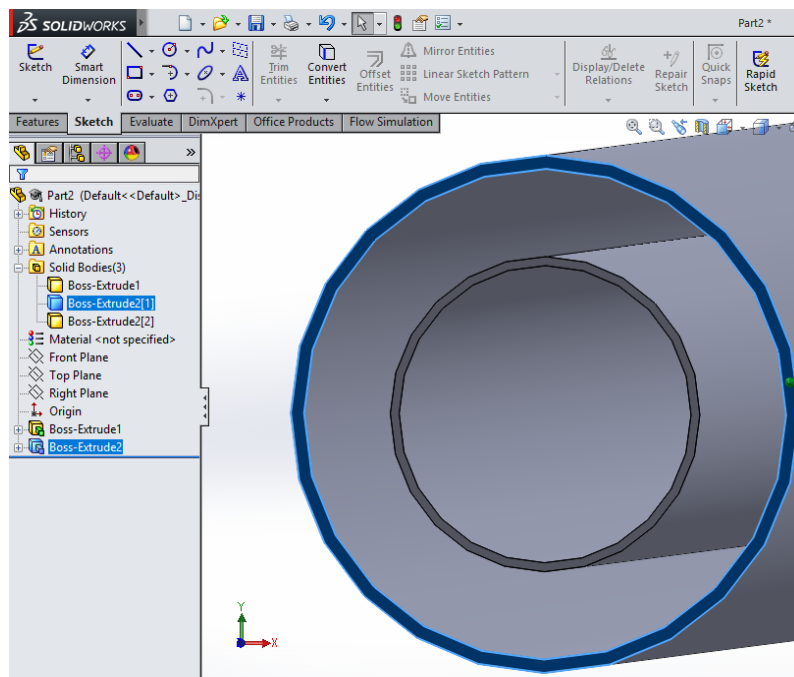
Εφόσον δημιουργήσαμε το μοντέλο του παραβολικού συλλέκτη στις τρεις διαστάσεις, πρέπει τώρα να ορίσουμε τις συνθήκες της ροής μέσα στον απορροφητήρα. Είναι σημαντικό να τονιστεί ότι οι συνθήκες που θα οριστούν για τον συλλέκτη με λείο απορροφητήρα, είναι ακριβώς ίδιες με την περίπτωση συλλέκτη με απορροφητήρα με πτερύγια. Συνεπώς, η διαδικασία θα περιγράφει για την περίπτωση λείου απορροφητήρα, εφόσον είναι ταυτόσημη με κάθε άλλη περίπτωση που

μελετάται. Αρχικά, από τη γραμμή εντολών του SolidWorks, διαλέγουμε την επιλογή **Options** → **Add-Ins** και διαλέγουμε στην καρτέλα που εμφανίζεται την επιλογή **SolidWorks Flow Simulation**.

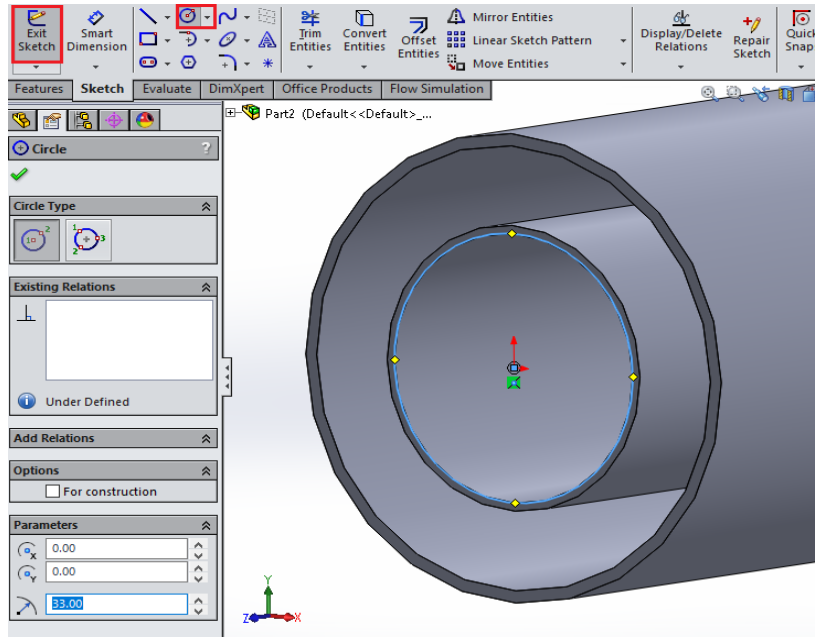


Εικόνα 4.20 Εκκίνηση Flow Simulation

Είναι απαραίτητο να οριστεί ο χώρος όπου ρέει το εργαζόμενο μέσο του συλλέκτη. Γι αυτό το λόγο, κλείνουμε τα άκρα του απορροφητήρα με δύο τάπες. Για να γίνει αυτό, επιλέγουμε την πλάγια πλευρά του απορροφητήρα με κλικ, και σχεδιάζουμε σε αυτή με την επιλογή **Sketch** → **Circle**, έναν κύκλο με διάμετρο ίση με αυτή του εσωτερικού του απορροφητήρα.

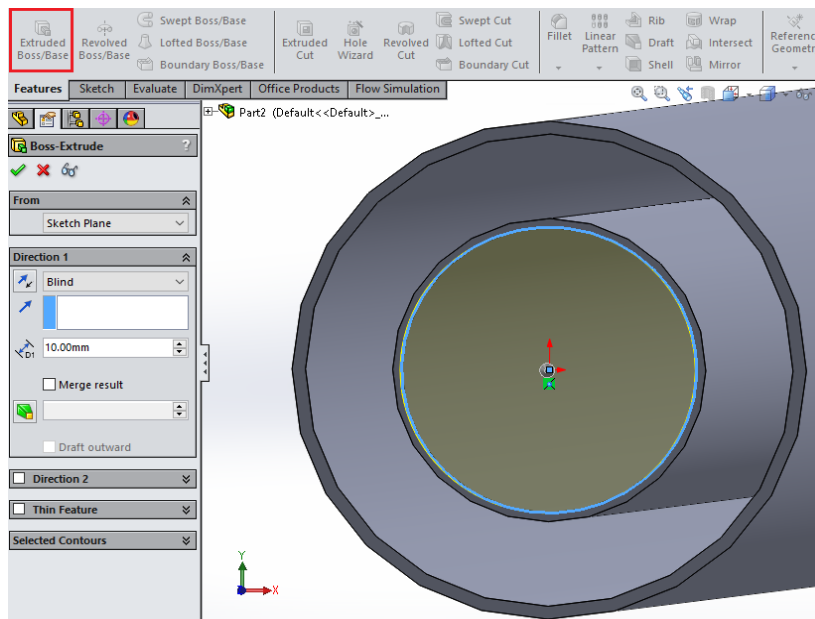


Εικόνα 4.21 Ορισμός επιπέδου σχεδίασης



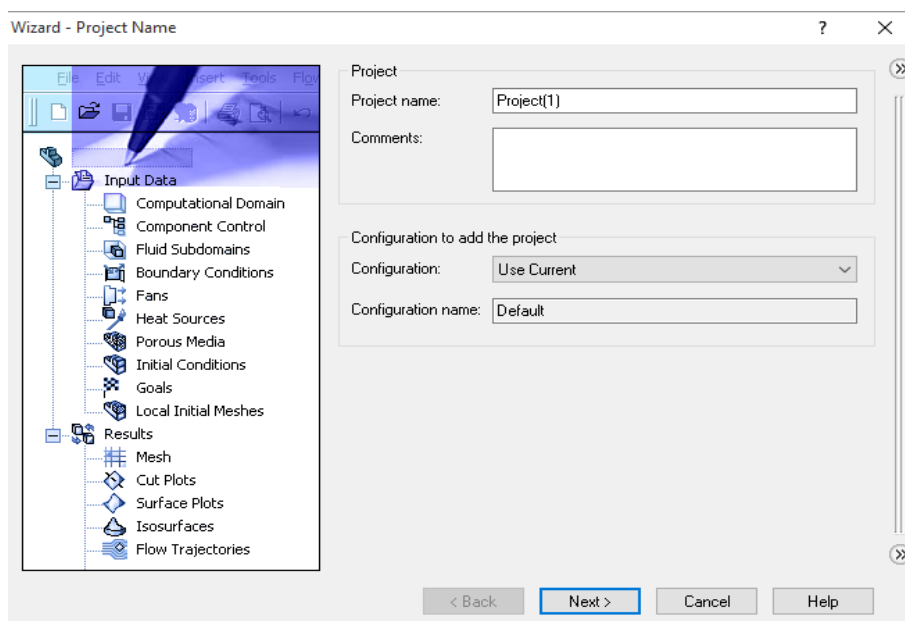
Εικόνα 4.22 Σχεδιασμός τάπας

Στη συνέχεια, πατάμε την επιλογή **Extruded Boss/Base** για να σχεδιάσουμε τις τάπες σε τρεις διαστάσεις. Το πάχος επιλέγεται ίσο με 10 mm, με την τάπα να προεξέχει προς το περιβάλλον. Η ίδια διαδικασία εφαρμόζεται και για την άλλη πλευρά του απορροφητήρα.



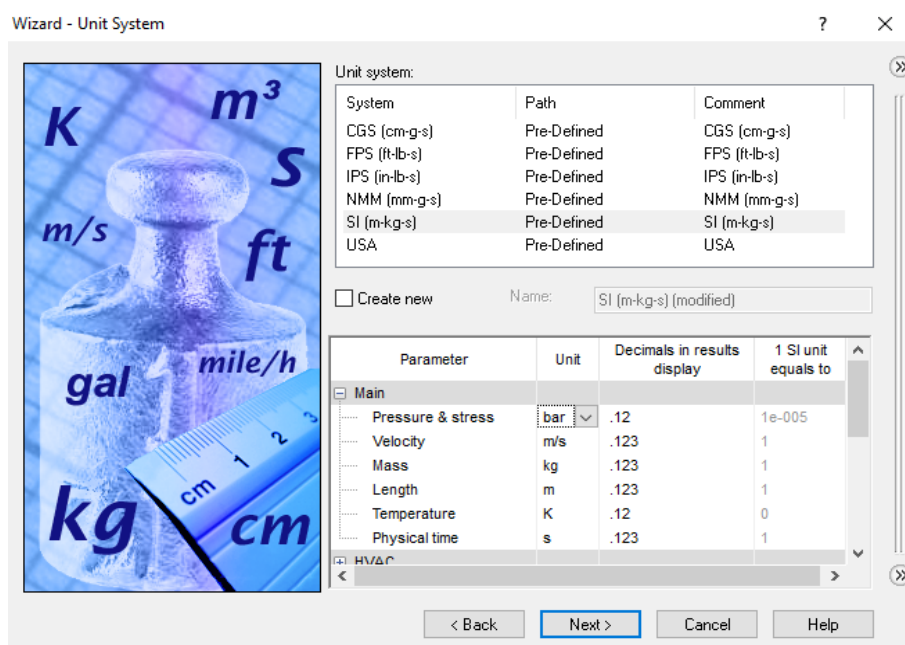
Εικόνα 4.23 Ορισμός πάχους τάπας

Δημιουργούμε τώρα το αρχείο προσομοίωσης και ορίζουμε τις συνθήκες της ροής. Αρχικά επιλέγουμε από τη γραμμή εργαλείων του **Flow Simulation** την εντολή **Wizard**. Στο πρώτο παράθυρο που εμφανίζεται, επιλέγουμε **Next**.



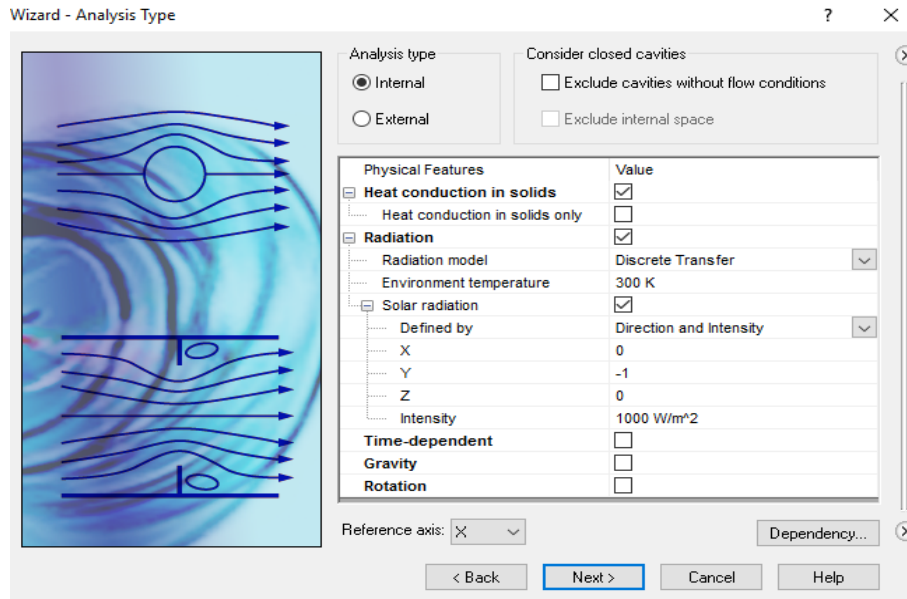
Εικόνα 4.24 Δημιουργία νέου Project

Υστερα, ζητείται ο ορισμός των μονάδων μέτρησης που θα χρησιμοποιηθούν. Ορίζουμε η πίεση να μετράται σε bar, η ταχύτητα σε m/s , η μάζα σε kg, το μήκος σε m, η θερμοκρασία σε K, και ο χρόνος σε s, όπως φαίνεται και στην εικόνα παρακάτω.



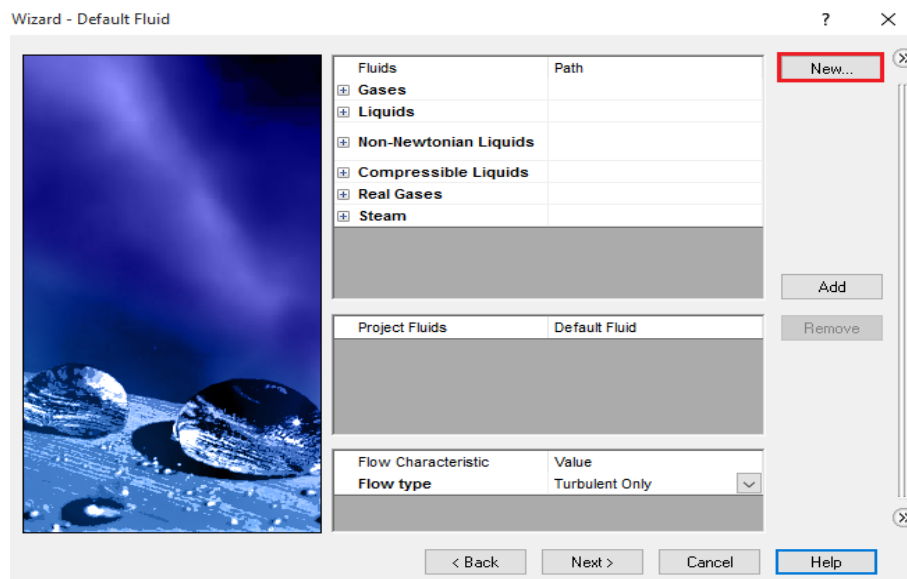
Εικόνα 4.25 Ορισμός μονάδων μέτρησης

Στο επόμενο παράθυρο, ορίζουμε ότι η ροή γίνεται εσωτερικά στο σωλήνα, ότι έχουμε μεταφορά θερμότητας με αγωγή στα στερεά, καθώς επίσης ότι έχουμε θερμοκρασία περιβάλλοντος 300 K και ακτινοβολία έντασης 1000 W/m^2 , η οποία προσπίπτει κάθετα στο συλλέκτη ($X=0, Y=-1, Z=0$).



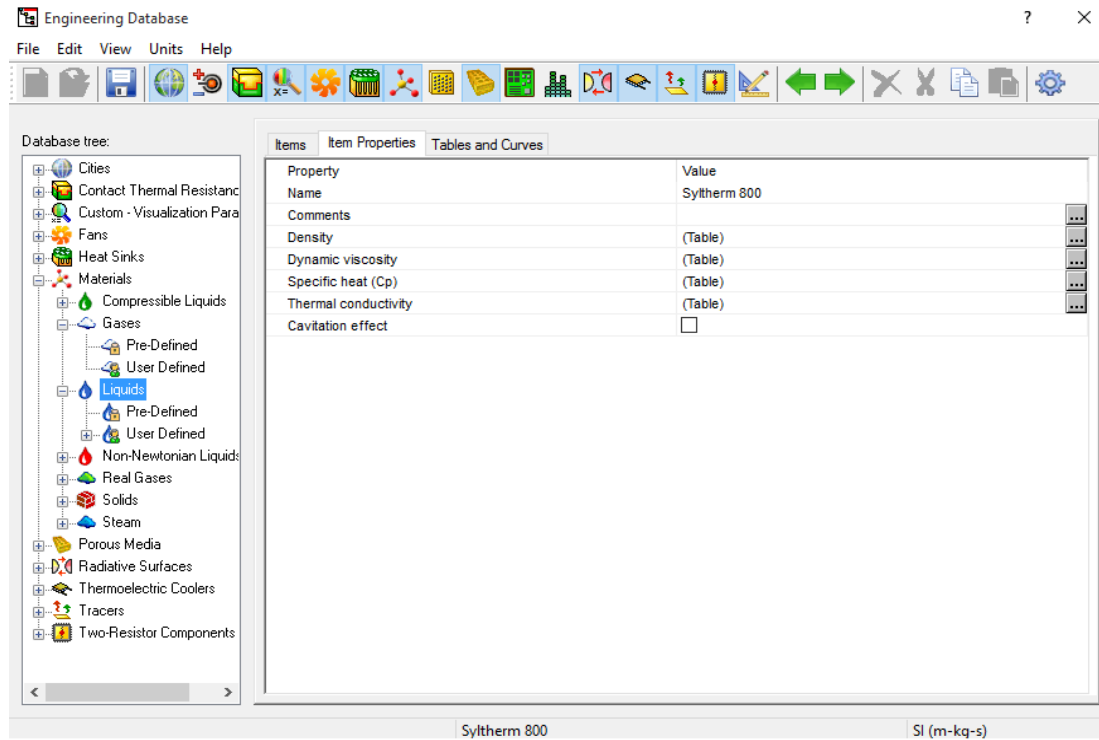
Εικόνα 4.26 Ορισμός συνθηκών μεταφοράς θερμότητας και ακτινοβολίας

Στην επόμενη καρτέλα, πρέπει να επιλέξουμε το εργαζόμενο μέσο. Αρχικά, ορίζουμε η ροή να είναι μόνο τυρβώδης (Turbulent Only), εφόσον τέτοια είναι η ροή σε συλλέκτες PTC. Έπειτα, επιλέγουμε την επιλογή **New**, ώστε να προσθέσουμε στη λίστα των ρευστών το έλαιο Syltherm 800.

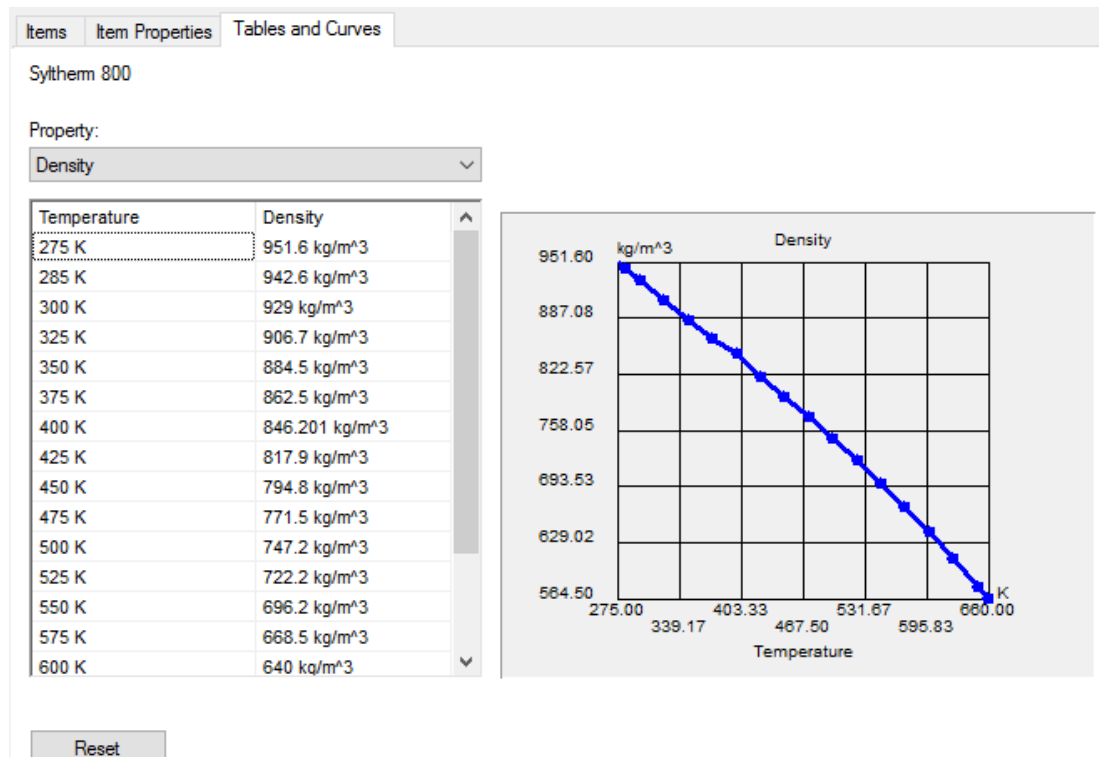


Εικόνα 4.27 Εισαγωγή νέου εργαζόμενου μέσου

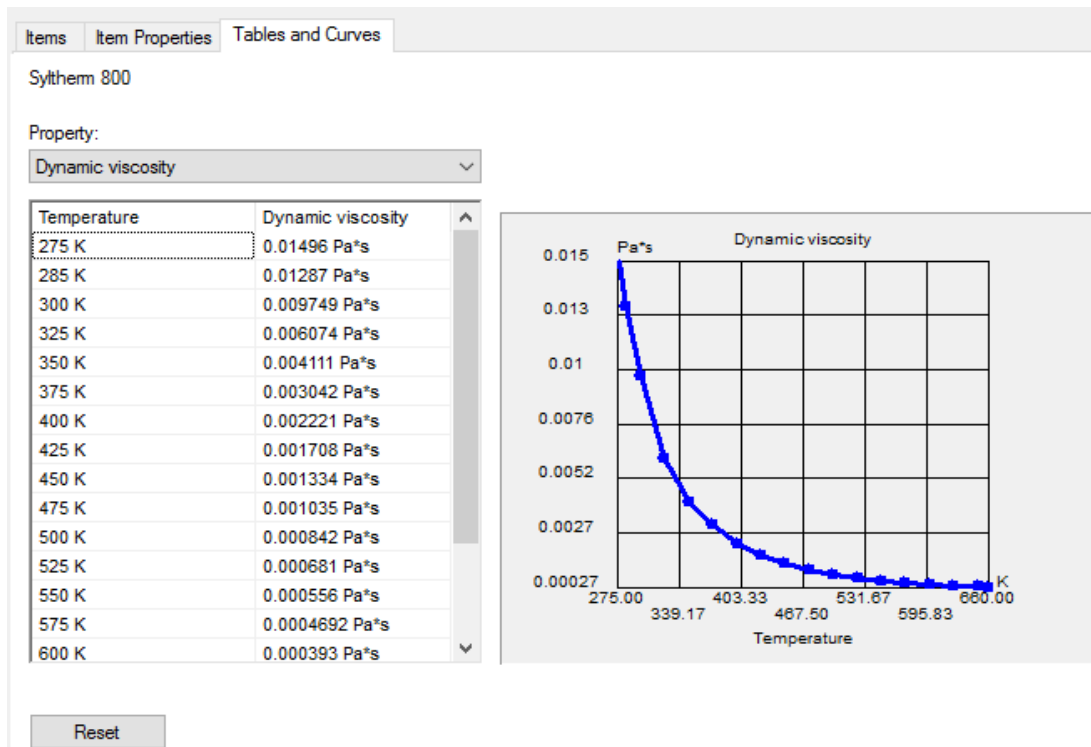
Οι ιδιότητες του Syltherm 800, βρέθηκαν από το πρόγραμμα Engineering Equation Solver (EES), και περάστηκαν στη βιβλιοθήκη του SolidWorks. Στο παράθυρο που εμφανίζεται, επιλέγουμε **Liquids** → **User Defined**, και στη συνέχεια πατάμε **File** → **New** → **New Item**. Έπειτα, προσθέτουμε πίνακες που να δίνουν την πυκνότητα ρ (kg/m^3), τη δυναμική συνεκτικότητα μ ($\text{Pa}\cdot\text{s}$), την ειδική θερμοχωρητικότητα C_p ($\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$) και τη θερμική αγωγιμότητα k ($\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$) σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία του ελαίου.



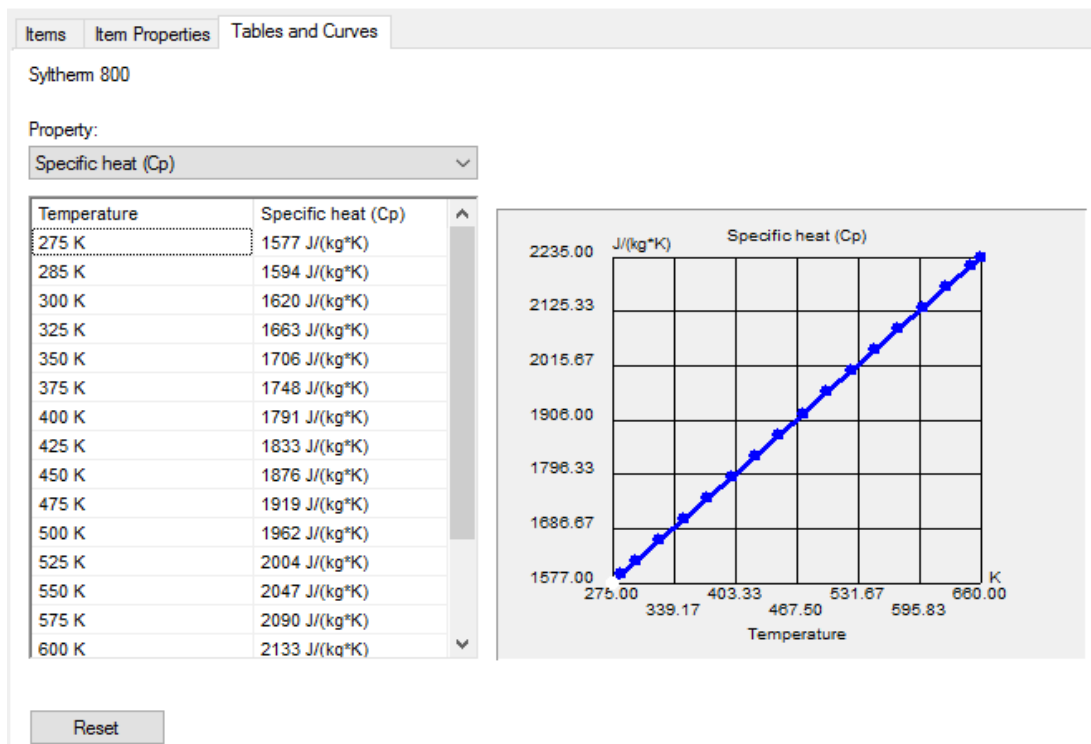
Εικόνα 4.28 Ορισμός ιδιοτήτων εργαζόμενου μέσου



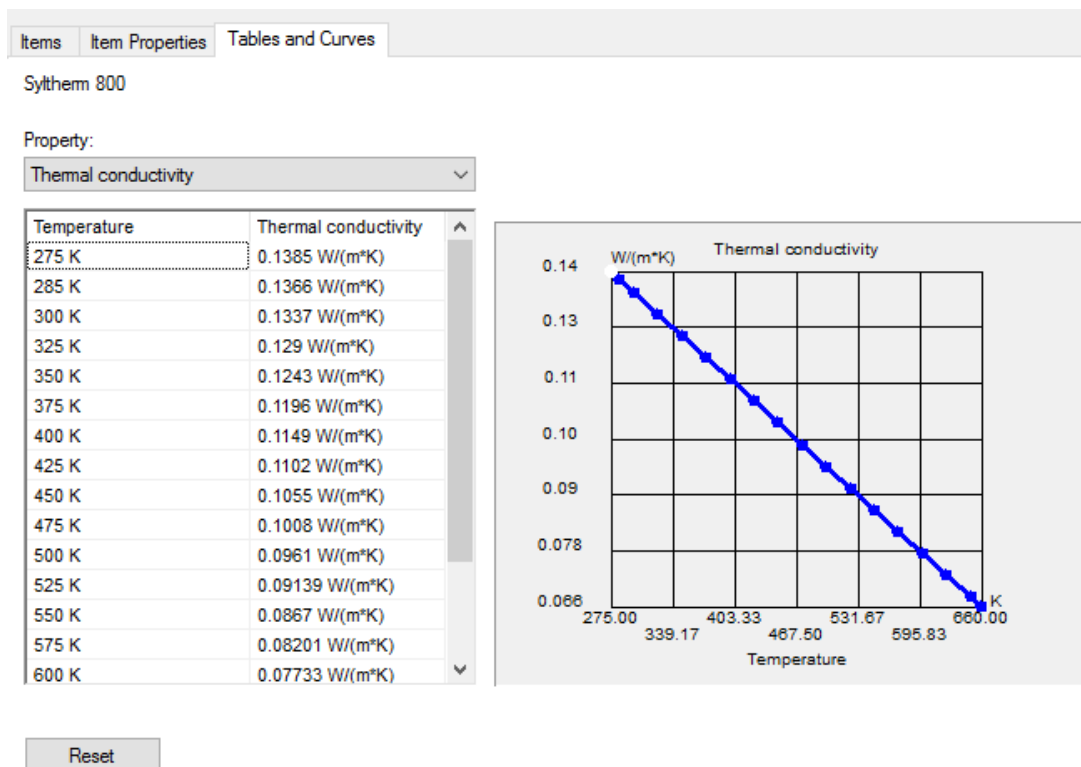
Εικόνα 4.29 Ορισμός πυκνότητας (ρ) εργαζόμενου μέσου



Εικόνα 4.30 Ορισμός δυναμικής συνεκτικότητας (μ) εργαζόμενου μέσου

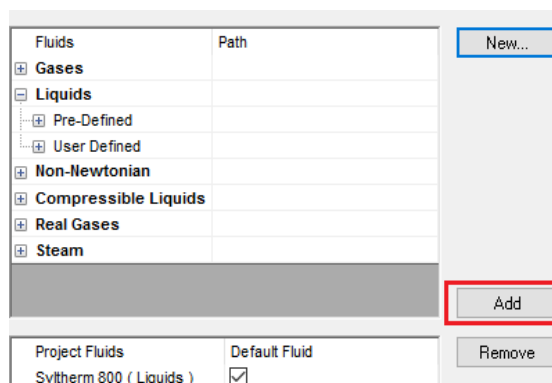


Εικόνα 4.31 Ορισμός ειδικής θερμοχωρητικότητας (C_p) εργαζόμενου μέσου



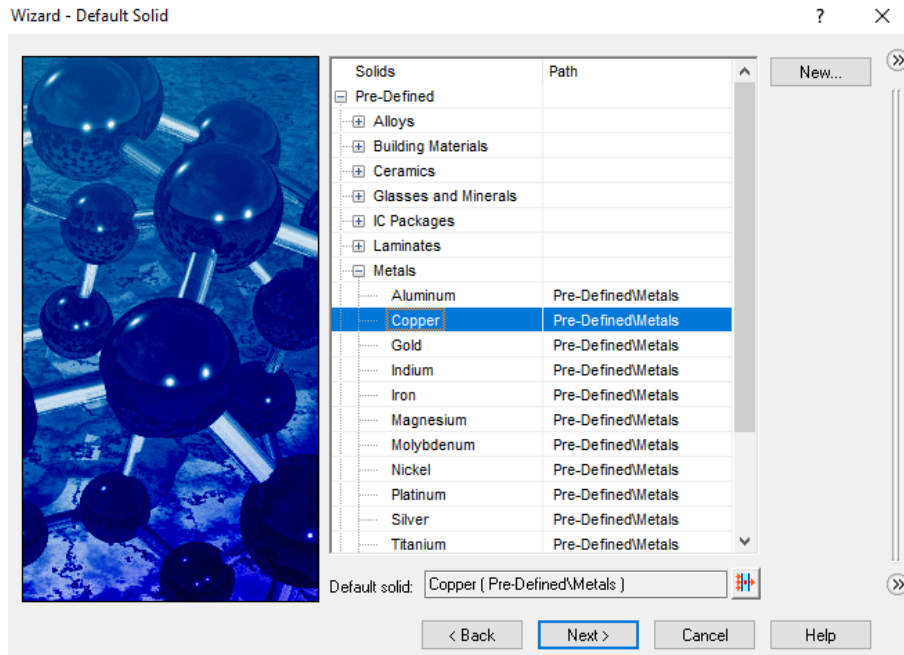
Εικόνα 4.32 Ορισμός θερμικής αγωγιμότητας (k) εργαζόμενου μέσου

Εφόσον προσθέσαμε τις ιδιότητες του ρευστού, το ορίζουμε τώρα ως εργαζόμενο μέσο εντός του απορροφητήρα με την επιλογή **Add**.



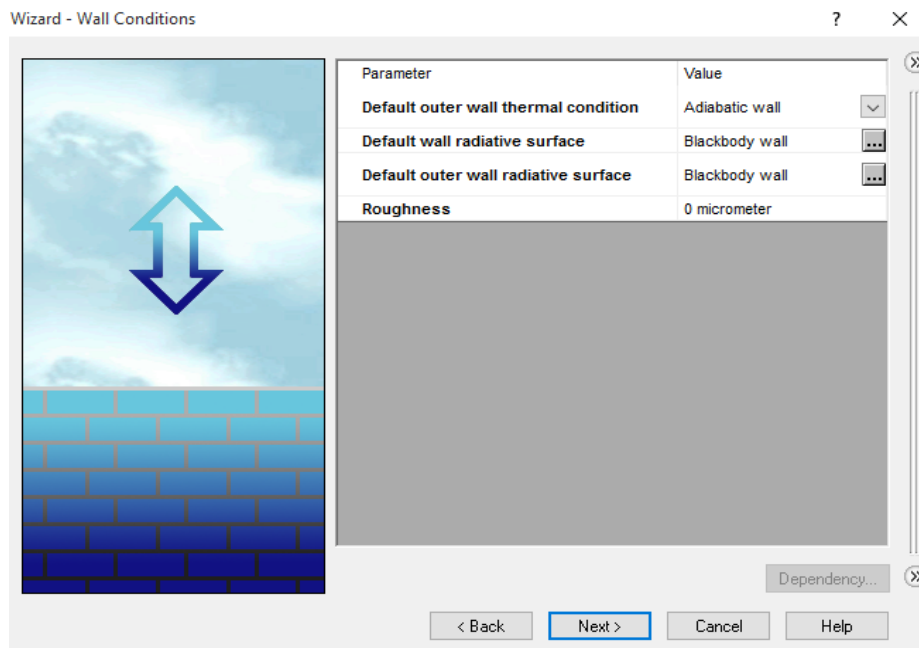
Εικόνα 4.33 Επιλογή εργαζόμενου μέσου

Στην επόμενη καρτέλα, επιλέγουμε το προεπιλεγμένο υλικό από το οποίο αποτελούνται τα τμήματα του συλλέκτη. Το υλικό αυτό, επιλέγεται να είναι ο χαλκός (Copper).



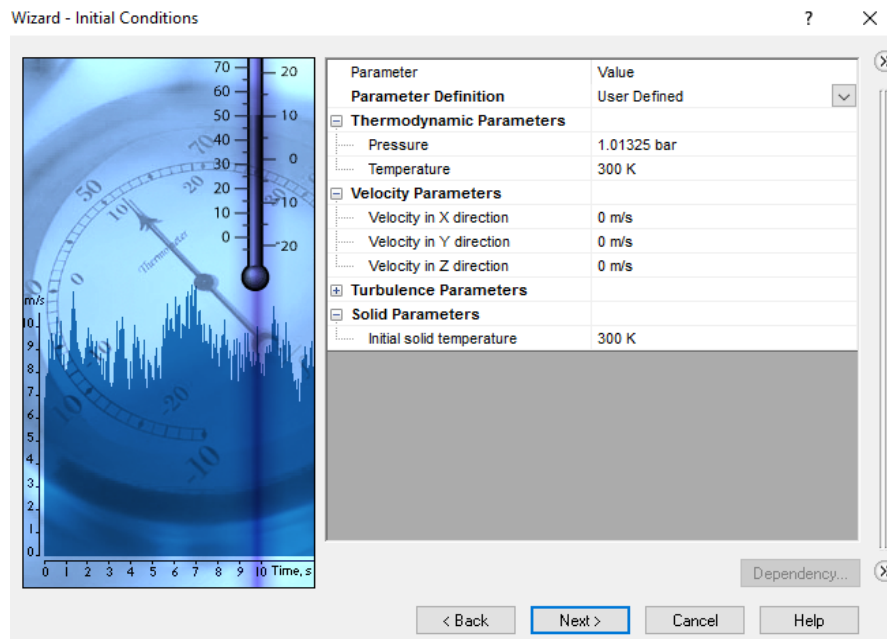
Εικόνα 4.34 Ορισμός προεπιλεγμένου υλικού

Στο επόμενο παράθυρο διατηρούνται οι προεπιλογές, δηλαδή αδιαβατικά εξωτερικά τοιχώματα και απορροφητικές επιφάνειες.



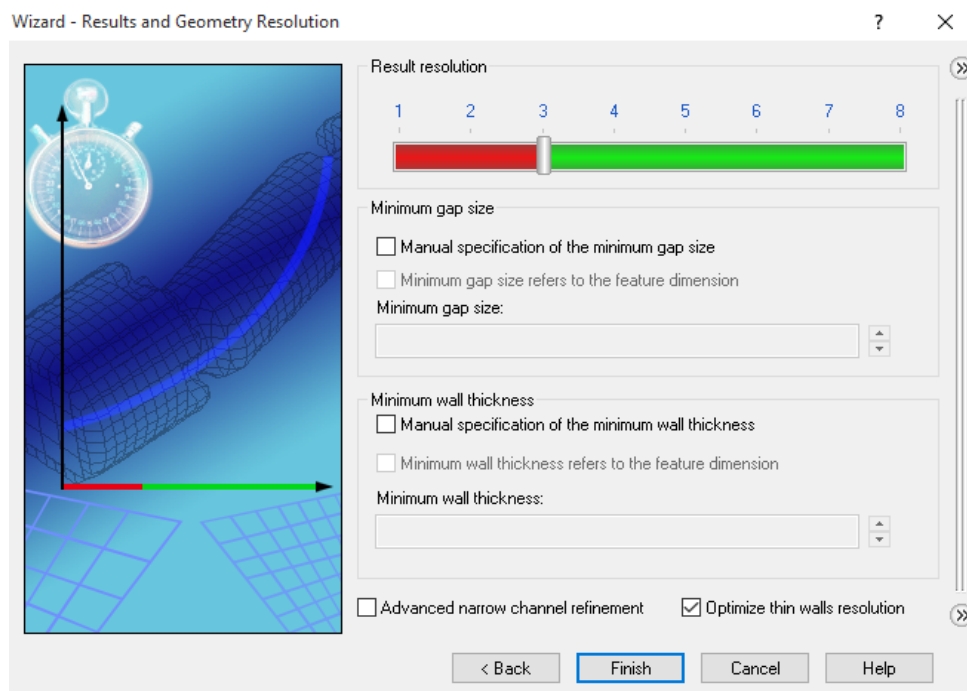
Εικόνα 4.35 Προεπιλεγμένες συνθήκες μεταφοράς θερμότητας

Στο επόμενο βήμα, ορίζουμε θερμοκρασία και πίεση περιβάλλοντος ίσες με 300 K και 1.01325 bar αντίστοιχα, καθώς και αρχική θερμοκρασία των στερεών σωμάτων ίση με 300 K.



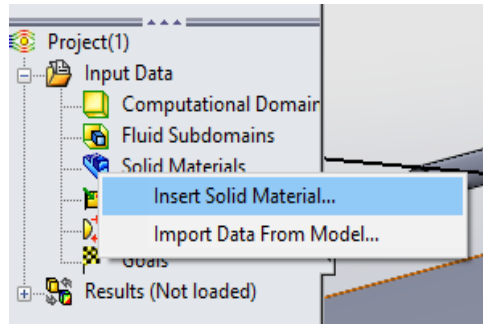
Εικόνα 4.36 Ορισμός θερμοκρασίας και πίεσης περιβάλλοντος

Το τελευταίο παράθυρο αφορά το υπολογιστικό πλέγμα, και αρχικά το αφήνουμε ως έχει.



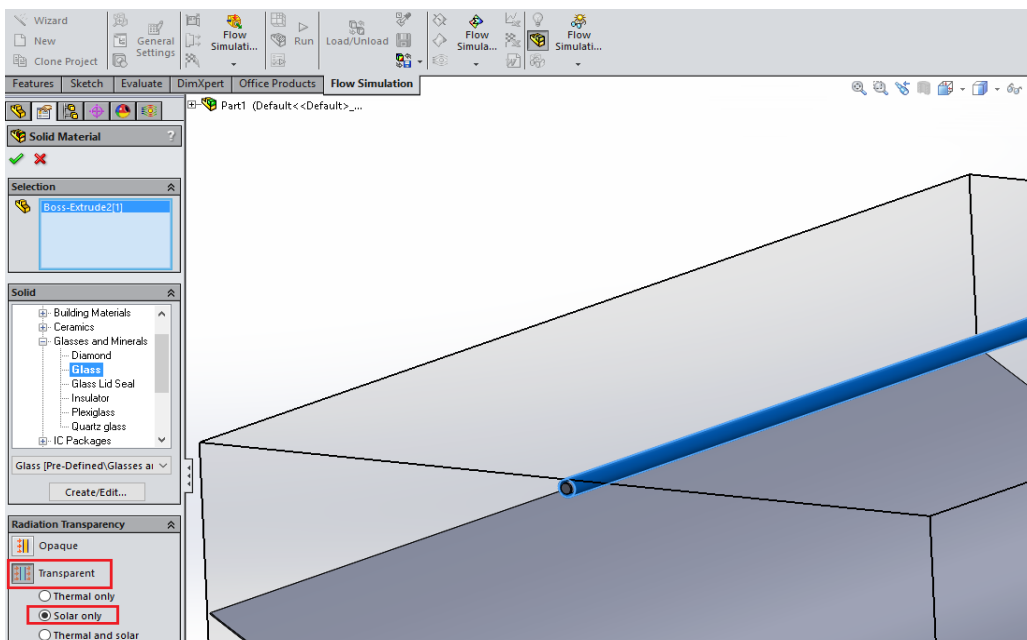
Εικόνα 4.37 Αρχικός ορισμός υπολογιστικού πλέγματος

Το επόμενο βήμα, είναι ο ορισμός των υλικών από τα οποία αποτελούνται τα επιμέρους τμήματα του συλλέκτη. Όπως ορίστηκε προηγουμένως, ο απορροφητήρας αποτελείται από χαλκό, οπότε πρέπει να ορίσουμε ξεχωριστά το υλικό του καλύμματος, που είναι το γυαλί. Στο δέντρο εντολών αριστερά, πατάμε δεξί κλικ στο **Solid Materials** και μετά επιλέγουμε **Insert Solid Material**.



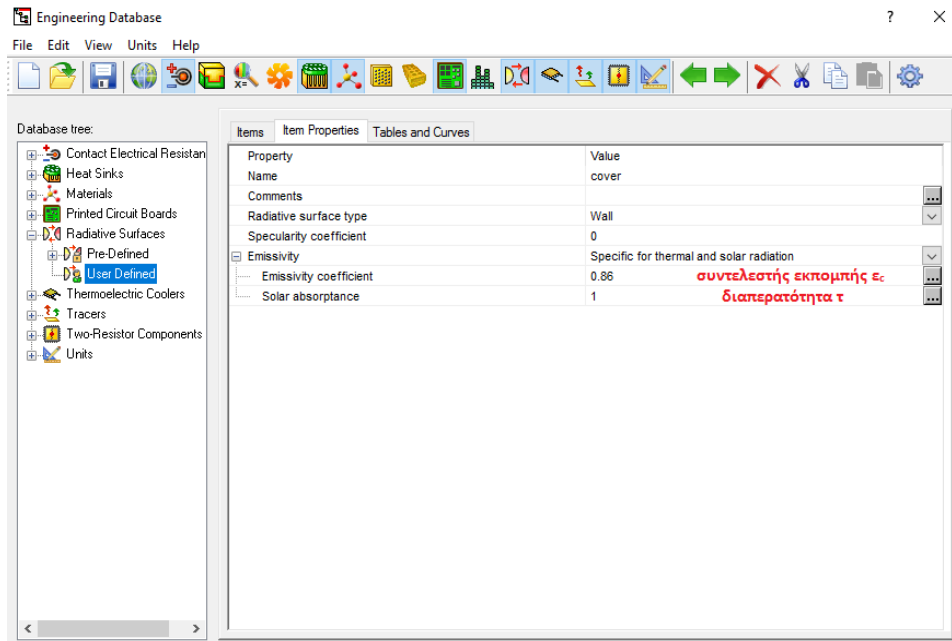
Εικόνα 4.38 Ορισμός υλικών στερεών σωματιών

Έπειτα, επιλέγουμε με αριστερό κλικ το κάλυμμα, και ορίζουμε ως υλικό του το γυαλί (Glass), ενώ στις επιλογές διαλέγουμε διάφανη επιφάνεια (Transparent) και διαπερατότητα μόνο από ηλιακή ακτινοβολία (Solar Only). Για το παραβολικό κάτοπτρο δεν επιλέγουμε κάποιο διαφορετικό υλικό, εφόσον δεν επηρεάζεται η διαδικασία.



Εικόνα 4.39 Ορισμός υλικού καλύμματος

Στη συνέχεια, είναι απαραίτητο να οριστούν οι ιδιότητες των επιμέρους τμημάτων του συλλέκτη (συντελεστές εκπομπής, απορροφητικότητα απορροφητήρα και διαπερατότητα καλύμματος). Στο εικονίδιο **Engineering Database** στη γραμμή εντολών, επιλέγουμε **Radiative Surfaces** → **User Defined**. Έπειτα, επιλέγουμε **File** → **New** → **New Item**. Ορίζουμε αρχικά τις ιδιότητες του καλύμματος και προσθέτουμε την ονομασία cover. Ο συντελεστής εκπομπής ϵ_c ορίζεται ίσος με 0.86, ενώ η διαπερατότητα (τ) ίση με 1 (οι πραγματικές απώλειες λόγω διαπερατότητας έχουν συμπεριληφθεί απευθείας στην απορροφητικότητα του απορροφητήρα).

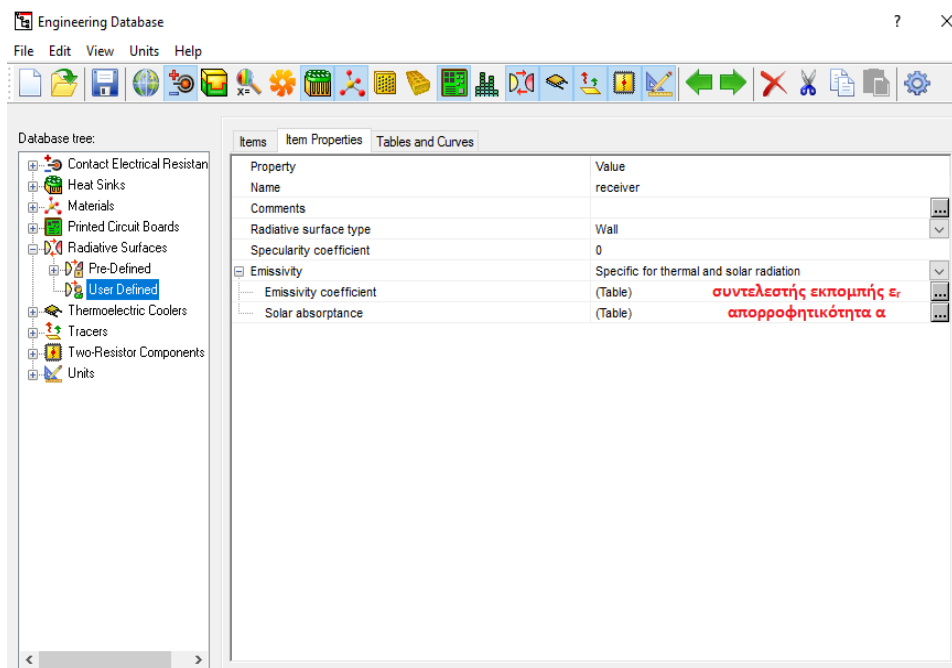


Εικόνα 4.40 Ορισμός ιδιοτήτων καλύμματος

Με την ίδια διαδικασία, ορίζουμε τις ιδιότητες του απορροφητήρα και προσθέτουμε την ονομασία receiver. Ο συντελεστής εκπομπής του απορροφητήρα ϵ_r , δίνεται από τη σχέση [55]:

$$\epsilon_r = 0.05599 + 1.039 \cdot 10^{-4} \cdot T_r + 2.249 \cdot 10^{-7} \cdot T_r^2, \quad (4.1)$$

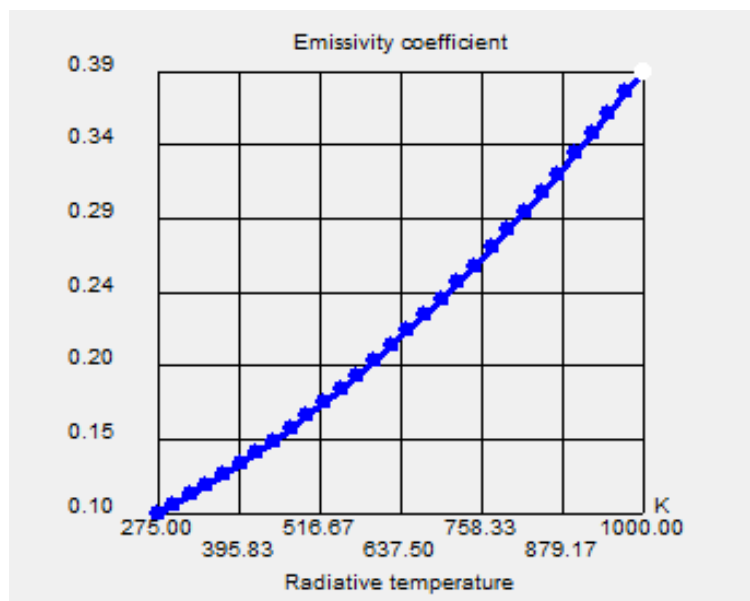
όπου T_r η θερμοκρασία του δέκτη σε K. Ο συντελεστής εκπομπής του απορροφητήρα (ϵ_r) προστίθεται στο πρόγραμμα με τη μορφή πίνακα σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία. Η απορροφητικότητα του (α) ορίζεται ίση με την τιμή 0.754, η οποία είναι το αποτέλεσμα του γινομένου $\rho \cdot \gamma_0 \cdot (\tau\alpha)$.



Εικόνα 4.41 Ορισμός ιδιοτήτων απορροφητήρα

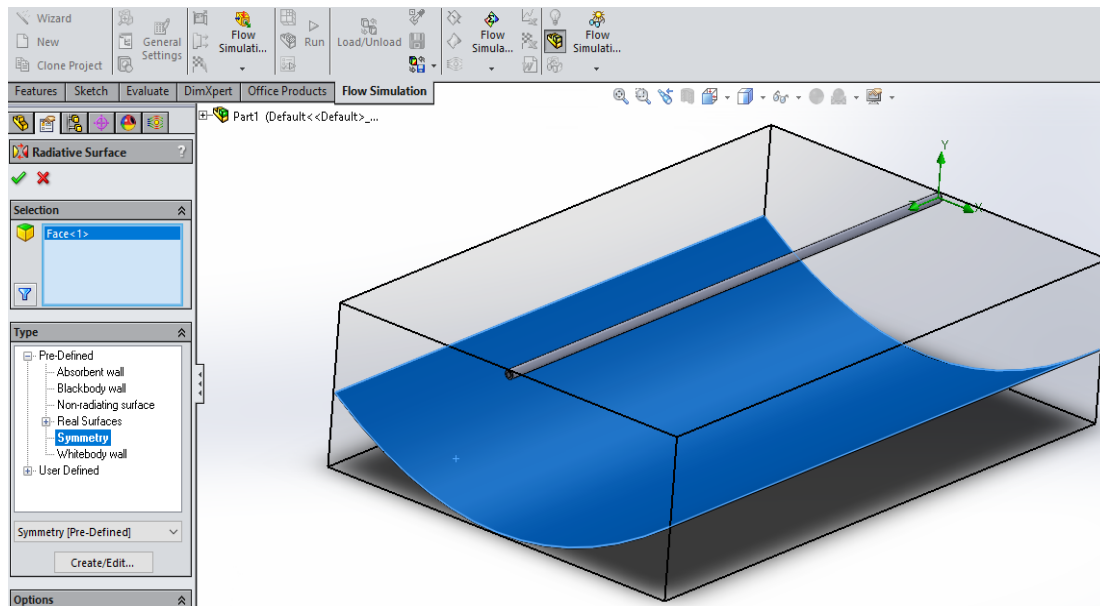
Items		Item Properties		Tables and Curves	
receiver					
Property:					
Emissivity coefficient					
Radiative temperature	Emissivity coefficient	Radiative temperature	Emissivity coefficient		
275 K	0.102	650 K	0.219		
300 K	0.107	675 K	0.229		
325 K	0.114	700 K	0.239		
350 K	0.12	725 K	0.25		
375 K	0.127	750 K	0.26		
400 K	0.134	775 K	0.272		
425 K	0.141	800 K	0.283		
450 K	0.148	825 K	0.295		
475 K	0.156	850 K	0.307		
500 K	0.164	875 K	0.319		
525 K	0.173	900 K	0.332		
550 K	0.181	925 K	0.345		
575 K	0.19	950 K	0.358		
600 K	0.199	975 K	0.371		
625 K	0.209	1000 K	0.385		

Εικόνα 4.42 Ορισμός συντελεστή εκπομπής απορροφητήρα (ϵ_r) σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία του



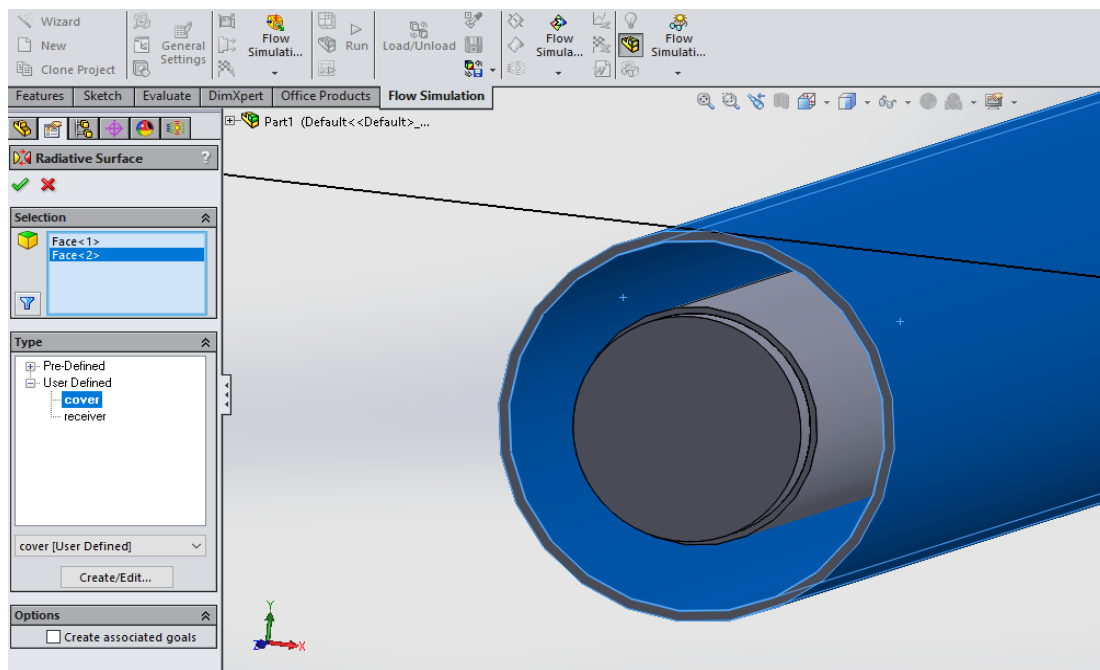
Εικόνα 4.43 Διάγραμμα συντελεστή εκπομπής απορροφητήρα (ϵ_r) σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία του

Εφόσον ορίσαμε τις ιδιότητες, μπορούμε να τις προσθέσουμε στα τμήματα του συλλέκτη. Αρχικά θα προσθέσουμε τις ιδιότητες του κατόπτρου. Στο δέντρο εντολών αριστερά, πατάμε δεξί κλικ στο **Radiative Surfaces** και μετά επιλέγουμε **Insert Radiative Surface**. Στη συνέχεια κάνουμε κλικ την επιφάνεια του κατόπτρου, και επιλέγουμε **Pre-Defined** → **Symmetry**.



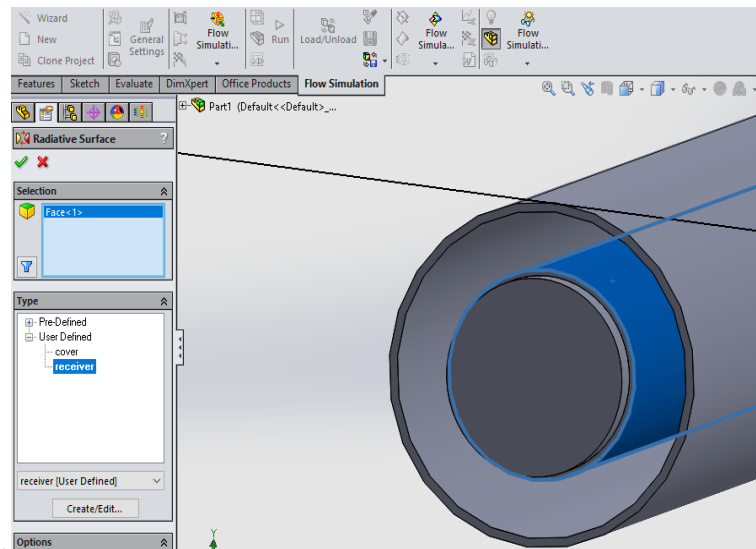
Εικόνα 4.44 Ορισμός ιδιοτήτων ανάκλασης του συγκενρωτή

Έπειτα με την ίδια διαδικασία, επιλέγουμε **Radiative Surfaces** → **Insert Radiative Surfaces**, κάνουμε κλικ και στις δύο πλευρές του καλύμματος, και διαλέγουμε **User Defined** → **cover** για να ορίσουμε τις ιδιότητες που προσθέσαμε στο πρόγραμμα.



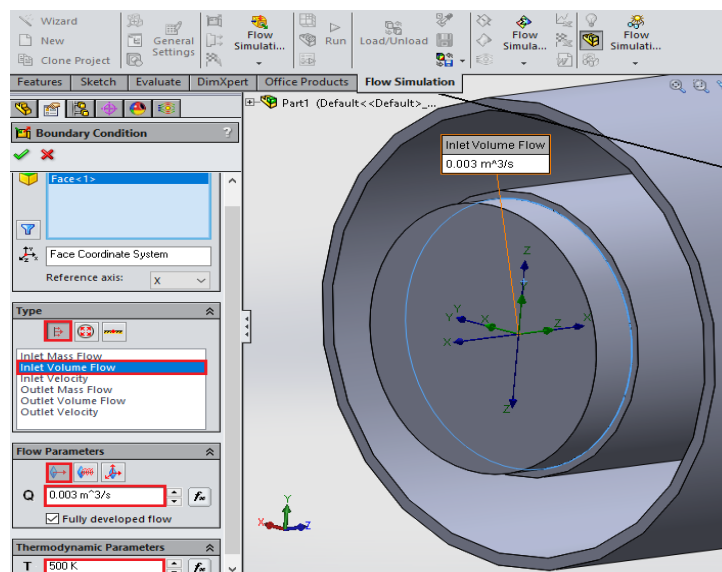
Εικόνα 4.45 Καταχώρηση ιδιοτήτων σε σωλήνα κενού

Τέλος, και πάλι από το δέντρο εντολών πατάμε **Radiative Surfaces** → **Insert Radiative Surfaces**, κάνουμε κλικ στην εξωτερική επιφάνεια του απορροφητήρα, και επιλέγουμε **User Defined** → **receiver** για να ορίσουμε τις ιδιότητες που προσθέσαμε προηγουμένως στο πρόγραμμα.



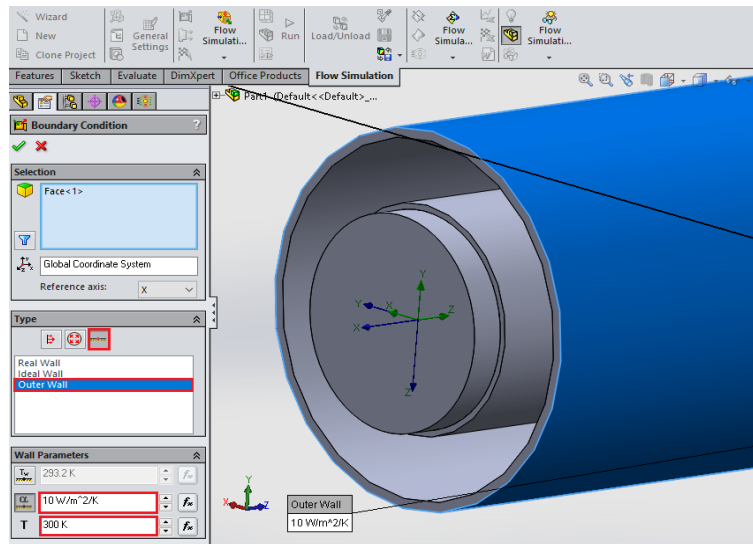
Εικόνα 4.46 Καταχώρηση ιδιοτήτων σε απορροφητήρα

Επόμενο βήμα είναι ο ορισμός των οριακών συνθηκών της ροής. Συγκεκριμένα, θα επιλέξουμε παροχή όγκου και τη θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου, τον συντελεστή συναγωγής της εξωτερικής επιφάνειας του καλύμματος με το περιβάλλον και τη θερμοκρασία του καλύμματος, καθώς και την πίεση στην έξοδο του απορροφητήρα. Στο δέντρο εντολών αριστερά, πατάμε δεξί κλικ στο **Boundary Conditions** και στη συνέχεια **Insert Boundary Conditions**. Θα εισάγουμε πρώτα τη συνθήκη παροχής όγκου. Στην επιφάνεια της τάπας εισόδου, πατάμε δεξί κλικ και επιλέγουμε **Select Other**, και στη συνέχεια επιλέγουμε την εσωτερική της επιφάνεια. Έπειτα διαλέγουμε στο **Type** την επιλογή **Flow Openings** και **Inlet Mass Flow**, στα **Flow Parameters** την επιλογή **Normal to face** και ορίζουμε αρχική παροχή όγκου (V) ίση με $0.003 \text{ m}^3/\text{s}$ με **Fully developed flow**, ενώ στα **Thermodynamic Parameters** ορίζουμε αρχική θερμοκρασία εισόδου της ροής (T_{in}) ίση με 500 K .



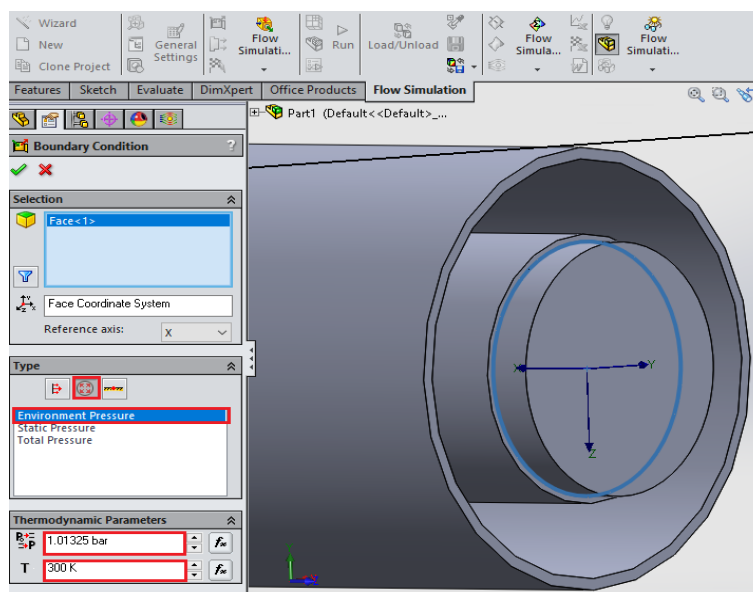
Εικόνα 4.47 Αρχικός ορισμός παροχής και θερμοκρασίας εργαζόμενου μέσου

Πατώντας πάλι δεξί κλικ στο **Boundary Conditions** και στη συνέχεια **Insert Boundary Conditions**, εισάγουμε τη δεύτερη συνθήκη που αφορά το κάλυμμα. Συγκεκριμένα, κάνουμε κλικ στην εξωτερική επιφάνεια του καλύμματος, και επιλέγουμε στο **Type** την επιλογή **Wall** και **Outer Wall** και στα **Wall Parameters** βάζουμε συντελεστή συναγωγής (h_{out}) ίσο με $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ και εξωτερική θερμοκρασία (T_{am}) ίση με 300 K . Ο συντελεστής συναγωγής θεωρήθηκε ίσος με $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, θεωρώντας ταχύτητα ανέμου 1 m/s στην εξίσωση (3.33).



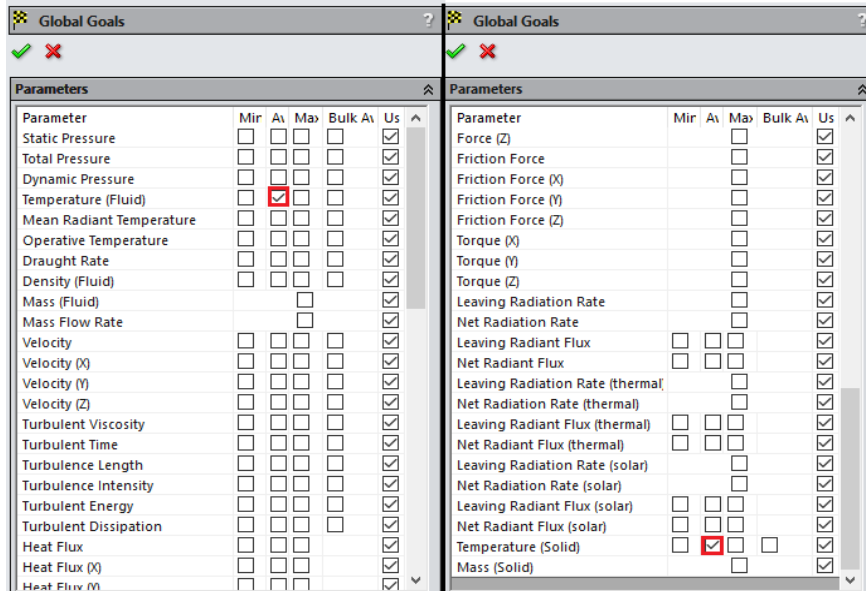
Εικόνα 4.48 Ορισμός συντελεστή συναγωγής καλύμματος-περιβάλλοντος

Ορίζουμε τώρα την τελευταία οριακή συνθήκη. Επιλέγουμε πάλι **Insert Boundary Conditions** και στην τάπα εξόδου πατάμε δεξί κλικ και **Select Other**, ενώ στη συνέχεια επιλέγουμε την εσωτερική επιφάνεια της τάπας. Έπειτα, στο **Type** διαλέγουμε **Pressure Openings** και **Environment Pressure**, ενώ στα **Thermodynamic Parameters** επιλέγουμε πίεση P_{out} ίση με 1.01325 bar και θερμοκρασία T_{am} ίση με 300 K (ατμοσφαιρικές συνθήκες).



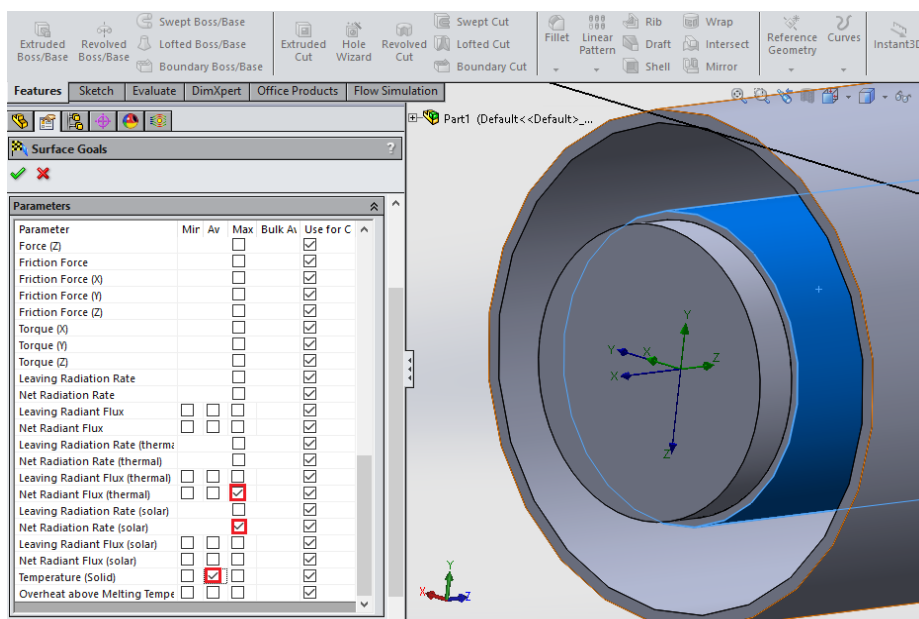
Εικόνα 4.49 Ορισμός συνθηκών πίεσης στην έξοδο του απορροφητήρα

Θα ορίσουμε τώρα τα αποτελέσματα που θέλουμε να μας δίνει το SolidWorks μετά την περάτωση κάθε προσομοίωσης. Στο δέντρο εντολών αριστερά, κάνουμε δεξί κλικ στο **Goals** και επιλέγουμε **Insert Global Goals**, και έπειτα μαρκάρονται οι επιλογές **Temperature (Fluid) (Av)** και **Temperature (Solid) (Av)**.



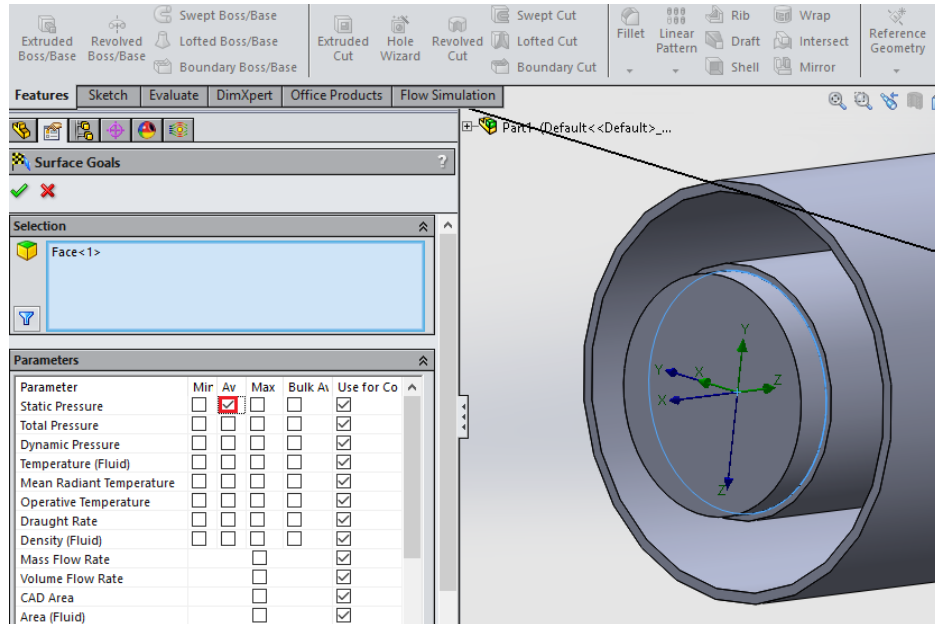
Εικόνα 4.50 Global Goals

Έπειτα κάνουμε πάλι δεξί κλικ στο **Goals** και επιλέγουμε **Insert Surface Goals**. Εκεί, επιλέγουμε την εξωτερική επιφάνεια του απορροφητήρα και μαρκάρουμε τις επιλογές **Net Radiation Rate (thermal) (Max)** το οποίο είναι το $Q_{\text{thermal_losses}}$, το **Net Radiation Rate (solar) (Max)** το οποίο είναι το Q_{absorbed} , καθώς και το **Temperature (Solid) (Av)** το οποίο είναι το T_r .



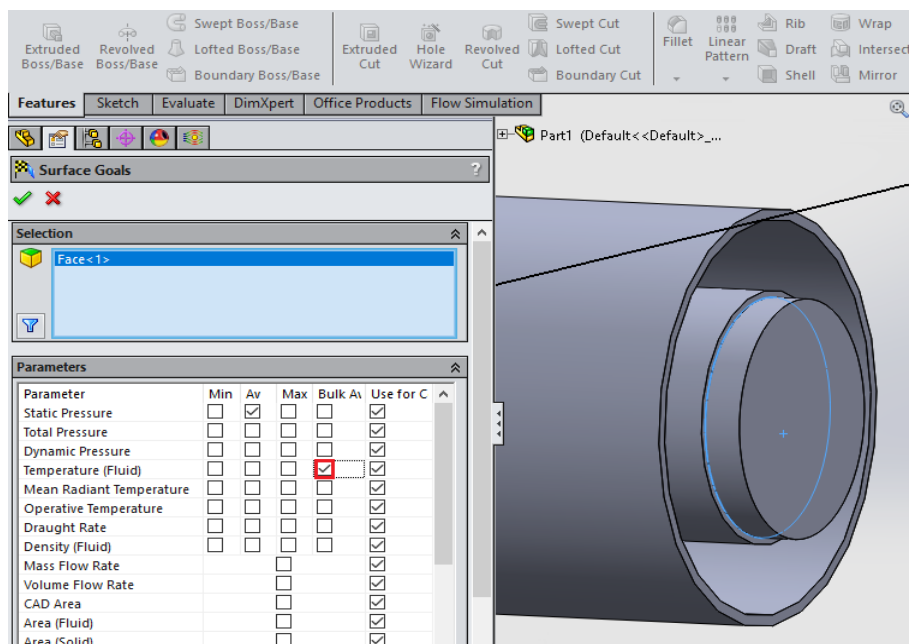
Εικόνα 4.51 Θερμικές απώλειες ($Q_{\text{thermal_losses}}$), απορροφούμενη ηλιακή ακτινοβολία (Q_{absorbed}) και θερμοκρασία απορροφητήρα (T_r)

Επιλέγουμε τώρα και πάλι την εντολή **Insert Surface Goals**, κάνουμε δεξί κλικ στην επιφάνεια της τάπας εισόδου και διαλέγουμε την επιλογή **Select Other**, ορίζοντας ως επιφάνεια την εσωτερική της τάπας. Στη συνέχεια, μαρκάρουμε την επιλογή **Static Pressure (Av)**, η οποία αποτελεί την πίεση εισόδου P_{in} .



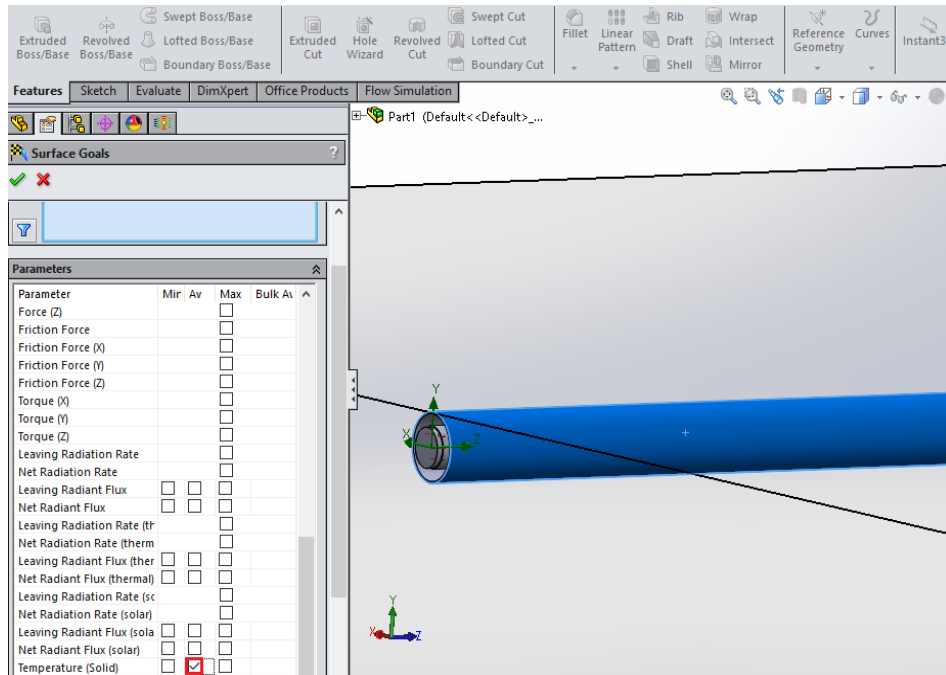
Εικόνα 4.52 Πίεση εισόδου P_{in}

Με την ίδια ακριβώς διαδικασία που έγινε για την τάπα εισόδου, ορίζουμε συνθήκες για την τάπα εξόδου. Εκεί, μαρκάρουμε την επιλογή **Static Pressure (Av)** η οποία αποτελεί την P_{out} και την επιλογή **Temperature Fluid (Bulk Av)**, που αποτελεί την T_{out} .



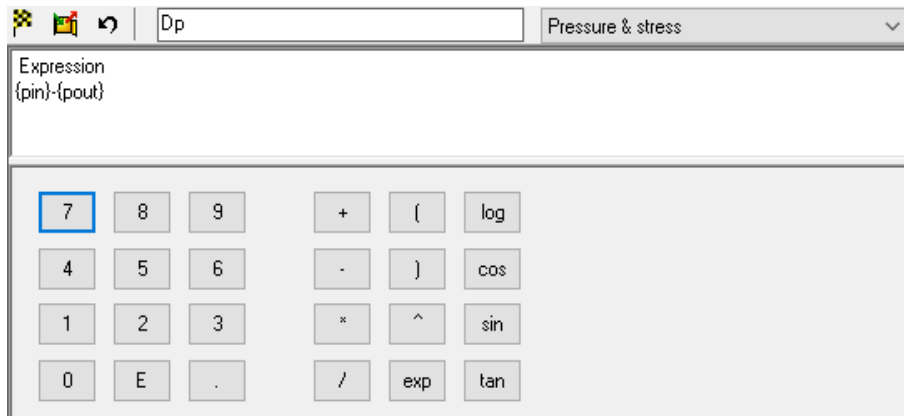
Εικόνα 4.53 Θερμοκρασία εξόδου εργαζόμενου μέσου (T_{out}) και πίεση εξόδου (P_{out})

Επιλέγοντας πάλι την εντολή **Insert Surface Goals**, κάνουμε κλικ στην εξωτερική επιφάνεια του καλύμματος και μαρκάρουμε την επιλογή **Temperature (Solid) (Av)**, η οποία αποτελεί την T_c .




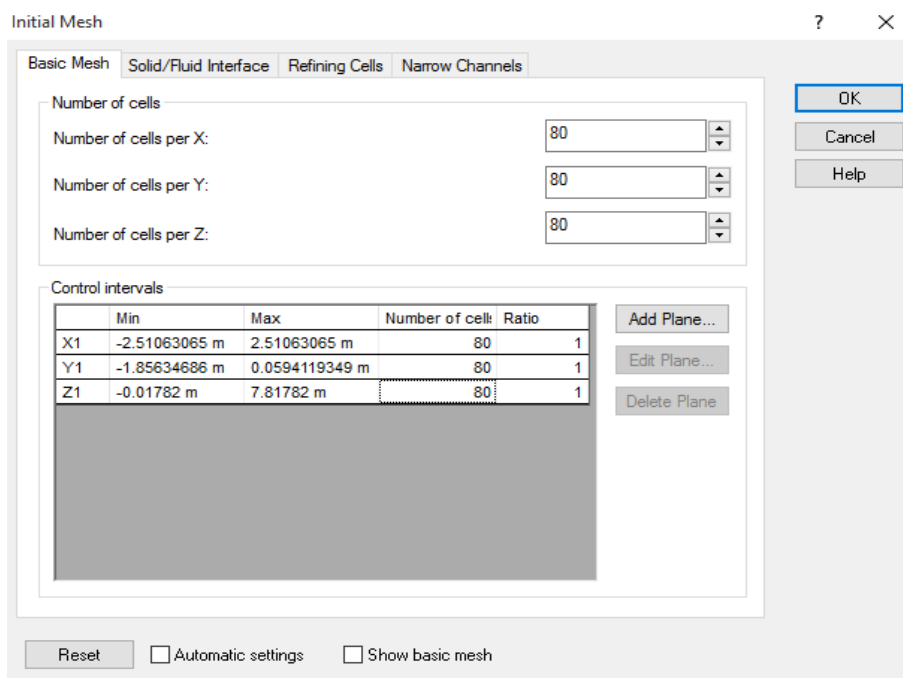
Εικόνα 4.54 Θερμοκρασία σωλήνου κένου T_c

Τέλος, κάνουμε δεξί κλικ στο **Goals** και πατάμε **Insert Equation Goal**. Σκοπός μας είναι να ορίσουμε ως αποτέλεσμα τη διαφορά πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου ΔP . Έτσι, στην καρτέλα που εμφανίζεται ορίζουμε τη διαφορά $P_{in}-P_{out}$.




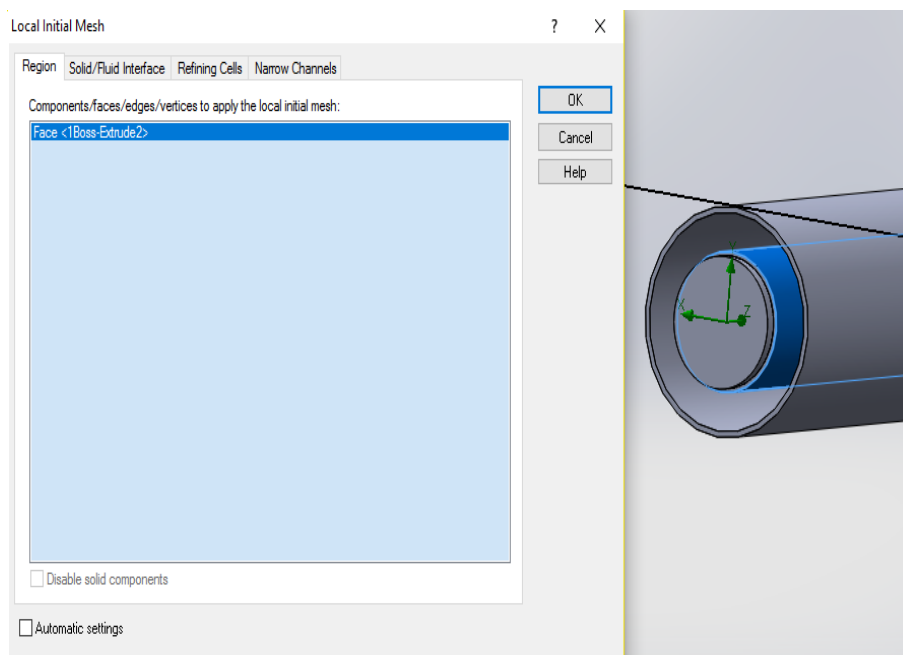
Εικόνα 4.55 Διαφορά πίεσης ΔP

Θα ορίσουμε τώρα το αρχικό υπολογιστικό πλέγμα το οποίο θα δημιουργήσει το πρόγραμμα ώστε να εκτελέσει την προσομοίωση της ροής. Ανοίγουμε το εικονίδιο  (**Initial Mesh**), και βάζουμε ως αρχικό πλέγμα ένα που να έχει κελιά στους 3 άξονες $80 \times 80 \times 80$.

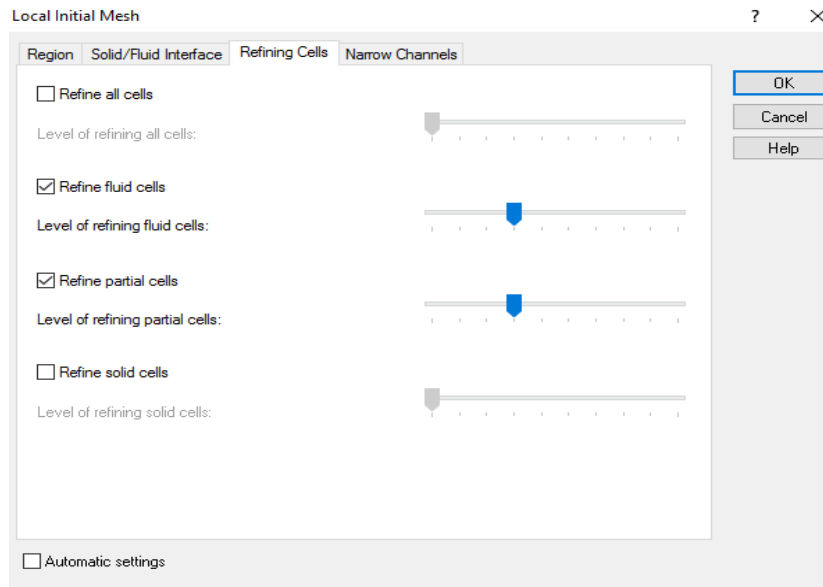


Εικόνα 4.56 Ορισμός πλέγματος


Στη συνέχεια, έχοντας ως σκοπό να πυκνώσουμε το πλέγμα εντός του απορροφητήρα, ανοίγουμε το εικονίδιο  (**Local Initial Mesh**), και στην καρτέλα **Region** κάνουμε κλικ στην εξωτερική επιφάνεια του απορροφητήρα. Έπειτα, επιλέγουμε την καρτέλα **Refining Cells** και μαρκάρουμε επιλογές **Refine fluid cells** και **Refine partial cells**, ορίζοντας τες στο επίπεδο 3. Αργότερα, θα εκτελεστεί διαδικασία εύρεσης ανεξάρτητου υπολογιστικού πλέγματος.

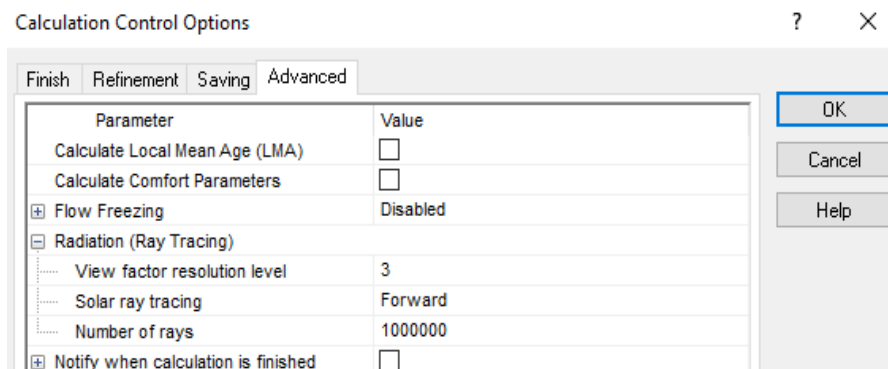


Εικόνα 4.57 Ορισμός επιφάνειας πυκνώσης πλέγματος



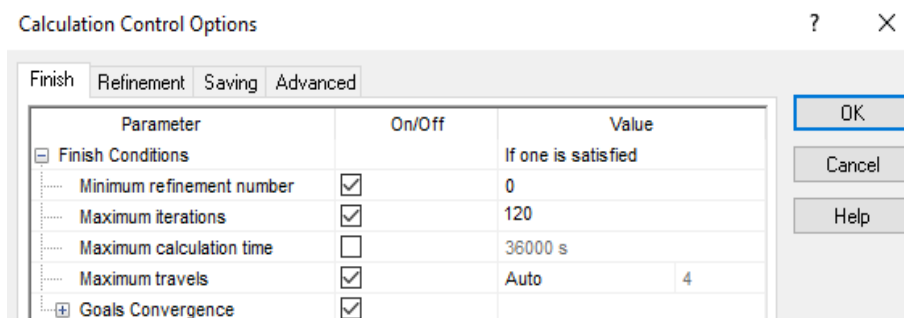
Εικόνα 4.58 Πύκνωση πλέγματος εντός του απορροφητήρα

Θα ορίσουμε τώρα τις ακτίνες του ήλιου οι οποίες θα χρησιμοποιούνται κατά την προσομοίωση. Πατώντας το εικονίδιο  (**Calculation Control Options**), ανοίγει ένας πίνακας με διάφορες παραμέτρους. Εκεί επιλέγουμε την καρτέλα **Advanced**, και στο **Solar ray tracing** διαλέγουμε **Forward**. Σχετικά με τον αριθμό των ακτινών, θα κάνουμε μια μελέτη ανεξαρτησίας του πλήθους τους. Θα ορίσουμε αρχικά στο κελί **Number of rays** αριθμό ακτινών ίσο με 1000000.



Εικόνα 4.59 Ορισμός πλήθους ηλιακών ακτίνων

Τέλος ορίζουμε τον αριθμό επαναλήψεων που θέλουμε να εκτελεί το πρόγραμμα σε κάθε τρέξιμο. Μια ικανοποιητική τιμή στην οποία συνέκλιναν όλες οι περιπτώσεις που δοκιμάστηκαν, είναι οι 120 επαναλήψεις. Συγκεκριμένα, στην καρτέλα **Finish** του **Calculation Control Options**, προσθέσαμε στο κελί **Maximum iterations** τον αριθμό 120.

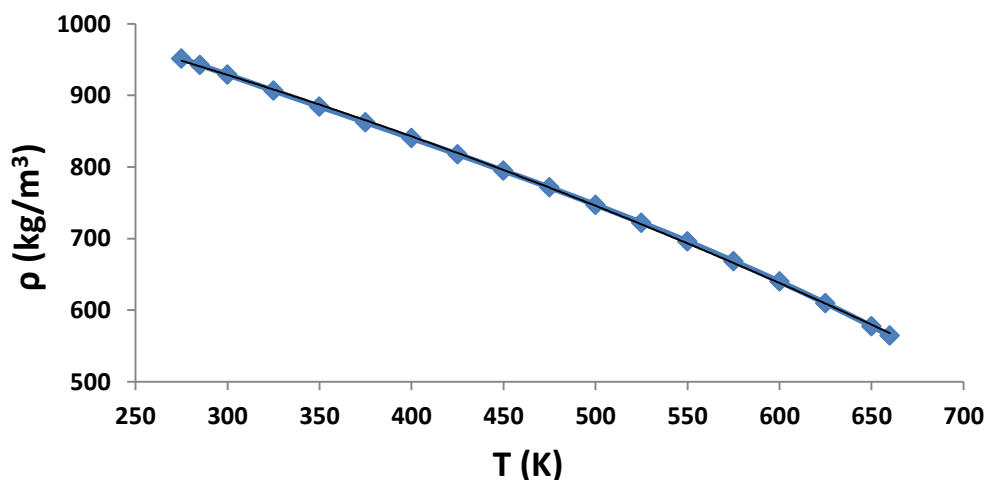


Εικόνα 4.60 Ορισμός πλήθους επαναλήψεων

Πλέον έχουν γίνει όλες οι απαραίτητες ρυθμίσεις προκειμένου να ξεκινήσει η διαδικασία προσομοίωσης της ροής. Με την εντολή **Run**, μπορούμε να εκκινήσουμε την προσομοίωση.

4.5 Μέθοδος αξιολόγησης συλλέκτη με βάση τα αποτελέσματα του SolidWorks

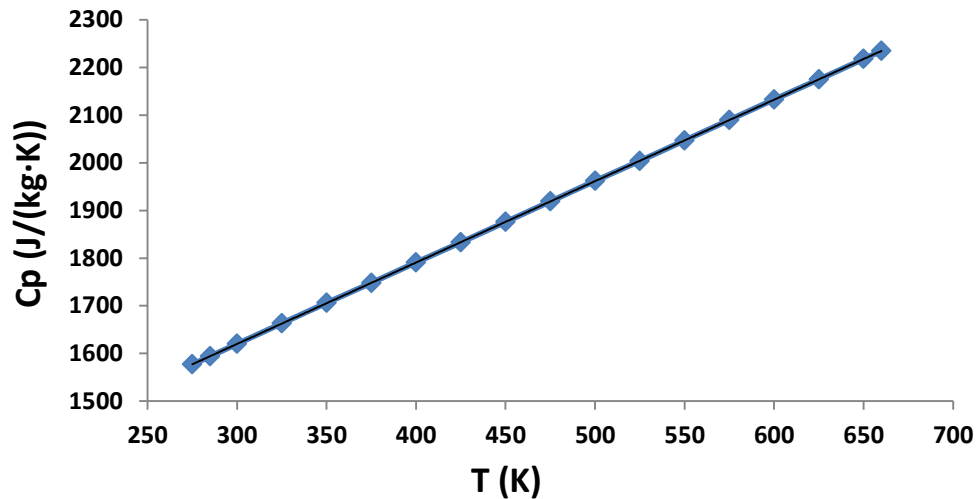
Όπως αναφέρθηκε στην παραπάνω ενότητα, εφόσον οριστούν οι συνοριακές συνθήκες και εκτελεσθεί η εντολή **Run**, τα βασικά αποτελέσματα που δίνει το πρόγραμμα είναι η απορροφούμενη θερμότητα από τον απορροφητήρα Q_{absorbed} (W), οι θερμικές απώλειες $Q_{\text{thermal_losses}}$ (W), η θερμοκρασία του απορροφητήρα T_r (K), η θερμοκρασία καλύμματος T_c (K), η θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου T_{out} (K) η πίεση εισόδου P_{in} (bar) και η διαφορά πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου ΔP (bar). Ταυτόχρονα, έχουμε ορίσει από την αρχή τη θερμοκρασία εισόδου T_{in} (K), την πίεση εξόδου P_{out} (K), και την παροχή του εργαζόμενου μέσου V (m^3/s). Αξίζει επίσης να αναφερθεί, ότι οι τιμές για τις ιδιότητες του ελαίου Syltherm 800 σε σχέση με τη θερμοκρασία, (πυκνότητα ρ (kg/m^3), ειδική θερμοχωρητικότητα C_p ($\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$), δυναμική συνεκτικότητα μ ($\text{Pa}\cdot\text{s}$), θερμική αγωγιμότητα k ($\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$)) προσεγγίστηκαν από πολυώνυμα.



Εικόνα 4.61 Πυκνότητα (ρ) Syltherm 800 σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία

Η εξίσωση (4.2) δίνει το πολυώνυμο 2^{ου} βαθμού με το οποίο προσεγγίζουμε την πυκνότητα σε σχέση με τη θερμοκρασία ($R^2=0.997$).

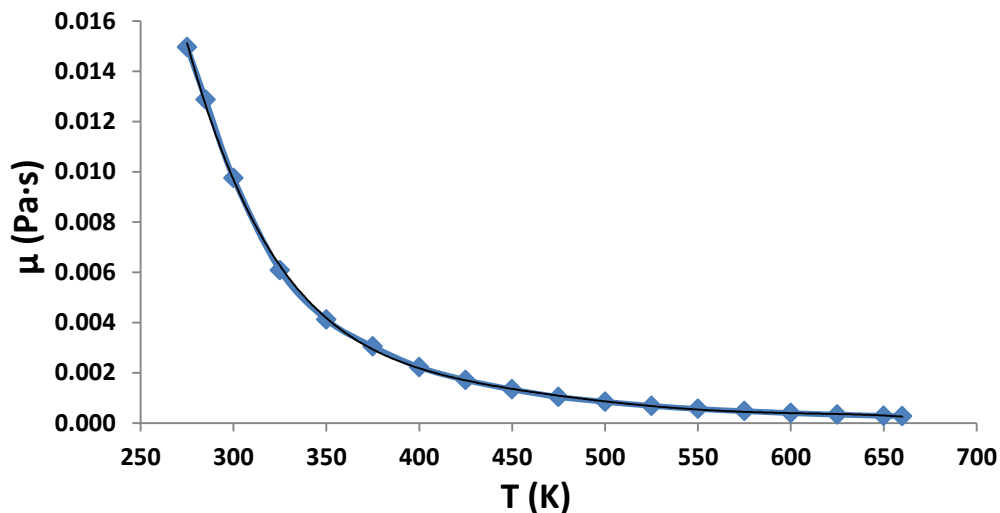
$$\rho = -0.0006 \cdot T^2 - 0.4725 \cdot T + 1120.1, \quad (4.2)$$



Εικόνα 4.62 Ειδική θερμοχωρητικότητα (C_p) Syltherm 800 σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία

Η εξίσωση (4.3) δίνει το πολυώνυμο 2^{ου} βαθμού με το οποίο προσεγγίζουμε την ειδική θερμοχωρητικότητα σε σχέση με τη θερμοκρασία ($R^2=1$).

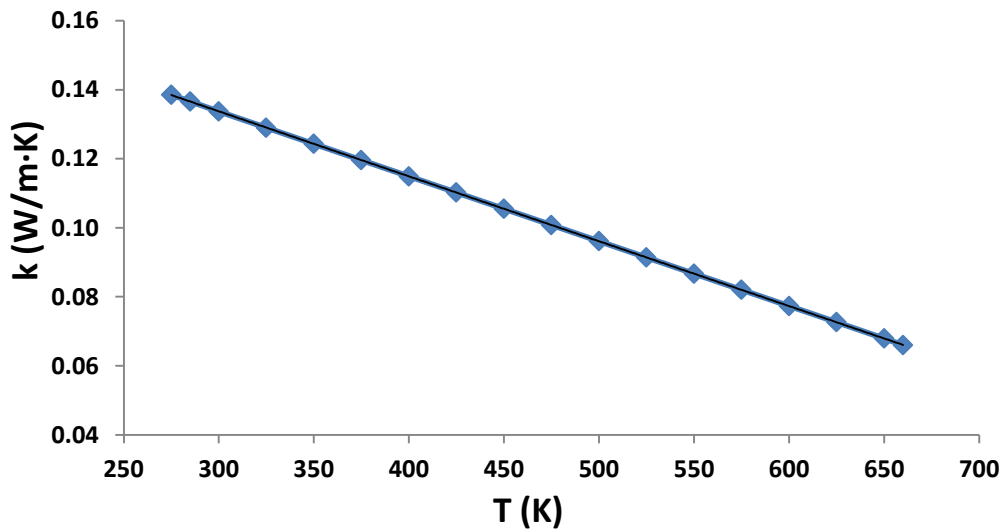
$$C_p = -7.54 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 17.1 \cdot T + 1110, \quad (4.3)$$



Εικόνα 4.63 Δυναμική συνεκτικότητα (μ) Syltherm 800 σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία

Η εξίσωση (4.4) δίνει το πολυώνυμο 6^{ου} βαθμού με το οποίο προσεγγίζουμε τη δυναμική συνεκτικότητα σε σχέση με τη θερμοκρασία ($R^2=0.996$).

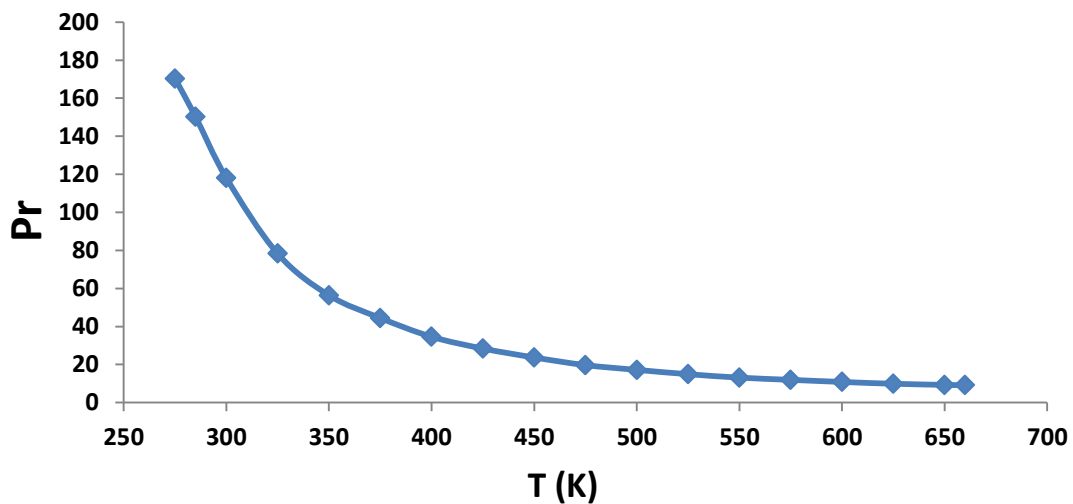
$$\mu = 2 \cdot 10^{-17} \cdot T^6 - 7 \cdot 10^{-14} \cdot T^5 + 10^{-10} \cdot T^4 - 8 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 3 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 0.0078 \cdot T + 0.7327, \quad (4.4)$$



Εικόνα 4.64 Θερμική αγωγιμότητα (k) Syltherm 800 σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία του

Η εξίσωση (4.5) δίνει το πολυώνυμο 2^{ου} βαθμού με το οποίο προσεγγίζουμε τη θερμοχωρητικότητα σε σχέση με τη θερμοκρασία ($R^2=1$).

$$k = 10^{-9} \cdot T^2 - 0.0002 \cdot T + 0.1904, \quad (4.5)$$



Εικόνα 4.65 Αριθμός Prandtl Syltherm 800 σε συνάρτηση με τη θερμοκρασία

Ο αριθμός Prandtl, υπολογίστηκε με βάση την εξίσωση (4.6).

$$Pr = \frac{\mu \cdot c_p}{k}, \quad (4.6)$$

Είμαστε πλέον ικανοί να υπολογίσουμε διάφορα χρήσιμα μεγέθη του συλλέκτη, τα οποία θα μας βοηθήσουν στην αξιολόγηση του. Τα μεγέθη τα οποία θέλουμε να βρούμε, δίνονται από τις εξισώσεις που αναφέρονται παρακάτω. Συγκεκριμένα:

Η μέση θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου εντός του απορροφητήρα δίνεται από τη σχέση:

$$T_{fm} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}, \quad (4.7)$$

Αξίζει να αναφερθεί ότι ο υπολογισμός των ιδιοτήτων του εργαζόμενου μέσου, γίνεται στη μέση θερμοκρασία του T_{fm} .

Για την ωφέλιμη θερμότητα ($Q_{usefull}$) που μεταφέρεται στο εργαζόμενο μέσο, ισχύει η σχέση:

$$Q_{usefull} = Q_{absorbed} - Q_{thermal_losses}, \quad (4.8)$$

Η μέση ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου (u) εντός του απορροφητήρα δίνεται από τη σχέση:

$$u = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D_{ri}^2}, \quad (4.9)$$

Για την παροχή μάζας (\dot{m}) του εργαζόμενου μέσου, ισχύει η σχέση:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho}, \quad (4.10)$$

Για τον αριθμό Reynolds σε κυκλική διατομή, ισχύει ότι:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot D_{ri}}{\mu}, \quad (4.11)$$

Ο συντελεστής συναγωγής (h) μεταξύ εργαζόμενου μέσου και απορροφητήρα δίνεται από τη σχέση:

$$h = \frac{Q_{usefull}}{A_{ri} \cdot (T_r - T_{fm})}, \quad (4.12)$$

Ο μέσος αριθμός Nusselt της ροής, δίνεται από τη σχέση:

$$Nu = \frac{h \cdot D_{ri}}{k}, \quad (4.13)$$

Αξίζει επίσης να αναφερθεί και πάλι η σχέση Dittus-Boelter για τον αριθμό Nusselt. Η σχέση αυτή ισχύει για υπόθεση ισοθερμοκρασιακού λείου σωλήνα, πλήρως ανεπτυγμένης και τυρβώδους ροής, καθώς και για θέρμανση του ρευστού:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}, \quad (4.14)$$

Ο συντελεστής τριβής (f) του απορροφητήρα, δίνεται από τη σχέση:

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot u^2} \cdot \left(\frac{D_{ri}}{L} \right), \quad (4.15)$$

Για λείο σωλήνα και τυρβώδη ροή, ο Gnielinski έχει διατυπώσει την εξής σχέση για τον συντελεστή τριβής (f):

$$f = (0.79 \cdot \ln(Re) - 1.64)^{-2}, \quad (4.16)$$

Ο θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη (η_{th}), δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{th} = \eta_{opt} - \frac{Q_{thermal_losses}}{Q_{solar}}, \quad (4.17)$$

Για τον θερμικό βαθμό απόδοσης παραβολικού συλλέκτη τύπου LS-2 για λειτουργία υπό μηδενική γωνία πρόσπτωσης, οι Dudley et al. έχουν διατυπώσει την εξής σχέση [56]:

$$\eta_{th} = 73.3 - 0.007276 \cdot (T_{out} - T_{in}) - 0.496 \cdot \frac{T_{out} - T_{in}}{G_b} - 0.0691 \cdot \frac{(T_{out} - T_{in})^2}{G_b}, \quad (4.18)$$

Η ροή εξέργειας ενός θερμαινόμενου ρευστού ($E_{usefull}$), υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$E_{usefull} = Q_{usefull} - \dot{m} \cdot C_p \cdot T_{am} \cdot \ln\left(\frac{T_{out}}{T_{in}}\right) - \dot{m} \cdot T_{am} \cdot \frac{\Delta P}{\rho \cdot T_{fm}}, \quad (4.19)$$

Για την εξέργεια της ηλιακής ακτινοβολίας (E_{solar}), έχουμε από τη σχέση του Petella ($T_{sun}=5770$ K):

$$E_{solar} = Q_{solar} \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_{am}}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^4 \right], \quad (4.20)$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης (η_{ex}), δίνεται από τη σχέση:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{usefull}}{E_{solar}}, \quad (4.21)$$

Ο παράγοντας γωνίας πρόσπτωσης ($K(\theta)$), δίνεται από την εξής σχέση:

$$K(\theta) = \frac{Q_{absorbed}(\theta)}{Q_{absorbed}(\theta=0^\circ)} = \frac{\eta_{opt}(\theta)}{\eta_{opt}(\theta=0^\circ)}, \quad (4.22)$$

Ο οπτικός βαθμός απόδοσης ($\eta_{opt}(\theta)$), δίνεται από τις σχέσεις:

$$\eta_{opt}(\theta) = \frac{Q_{absorbed}(\theta)}{Q_{solar}}, \quad (4.23)$$

$$\eta_{opt}(\theta) = \eta_{opt}(\theta = 0^\circ) \cdot K(\theta), \quad (4.24)$$

Οι αδιάστατοι αριθμοί (η), (η') και (η'') όπως έχουν περιγραφεί στο Κεφάλαιο 3, χρησιμοποιούνται για την αξιολόγηση συλλέκτη όπου υπάρχουν παρεμβάσεις στη ροή του εργαζόμενου μέσου, και δίνονται από τις εξής σχέσεις:

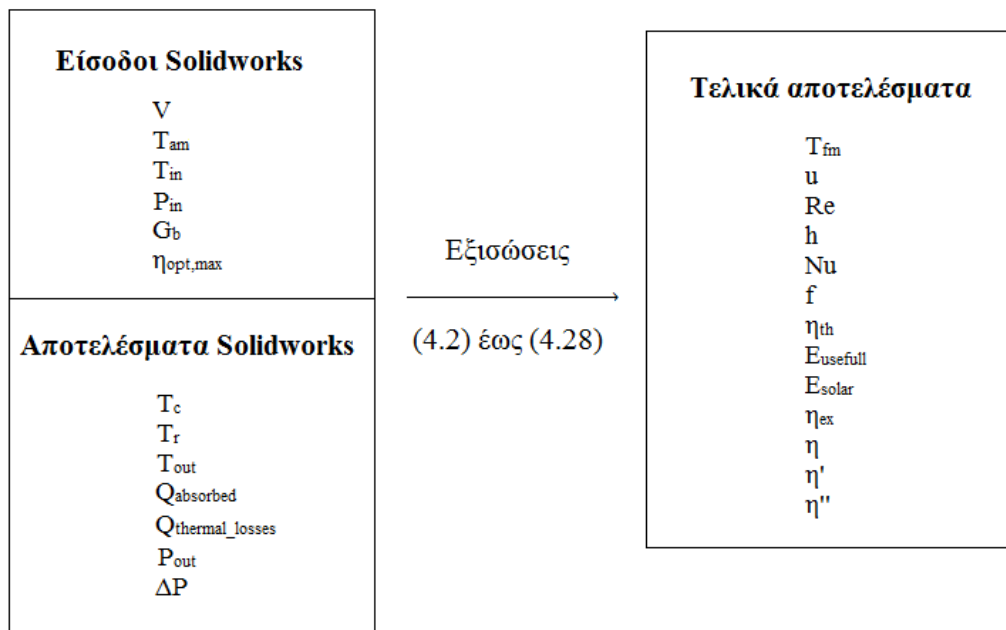
$$\eta = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right) / \left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}, \quad (4.25)$$

$$\eta' = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right) / \left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.26)$$

$$\eta'' = \left(\frac{Nu}{Nu_0}\right) / \left(\frac{f}{f_0}\right), \quad (4.27)$$

Ένα σημαντικό μέγεθος των παραβολικών συλλεκτών, είναι ο τοπικός λόγος συγκέντρωσης LCR (Local Concentration Ratio). Το μέγεθος αυτό δείχνει το πως συγκεντρώνεται η ηλιακή ακτινοβολία στην περιφέρεια του απορροφητήρα, και ορίζεται ως ο λόγος της θερμότητας λόγω συγκεντρωμένης ηλιακής ακτινοβολίας σε μια συγκεκριμένη θέση στον απορροφητήρα, προς την ηλιακή ακτινοβολία καθέτου επιπέδου (εν προκειμένω είναι ίδια με την ακτινοβολία σε οριζόντιο επίπεδο, $G_{bn}=G_b$) πολλαπλασιασμένη με τον οπτικό συντελεστή απόδοσης και το στοιχειώδες εμβαδό dA όπου αυτή προσπίπτει:

$$LCR = \frac{dQ_{absorbed}}{\eta_{opt} \cdot G_{bn} \cdot dA}, \quad (4.28)$$



Εικόνα 4.66 Επεξεργασία βασικών μεγεθών του συλλέκτη

4.6 Ανεξαρτησία ηλιακών ακτινών και υπολογιστικού πλέγματος

Είναι χρήσιμο για τις περιπτώσεις που θα μελετηθούν, να οριστεί στο πρόγραμμα ένα πλήθος ηλιακών ακτινών το οποίο να δίνει ακριβή αποτελέσματα. Ζητείται συνεπώς

το πλήθος των ηλιακών ακτινών, πάνω από το οποίο τα αποτελέσματα παραμένουν ίδια και δεν εξαρτώνται από τον αριθμό των ακτινών. Η μελέτη ανεξαρτησίας, θα γίνει με βάση την απορροφούμενη θερμότητα από τον απορροφητήρα (Q_{absorbed}). Είναι χρήσιμο να αναφερθεί πως το μέγεθος Q_{absorbed} δεν επηρεάζεται από το πλήθος των κελιών του υπολογιστικού πλέγματος, οπότε η μελέτη ανεξαρτησίας ακτινών θα είναι σίγουρα έγκυρη με τη χρήση του υπάρχοντος πλέγματος (80x80x80, Refine fluid cells και Refine partial cells στο επίπεδο 3) . Θα ξεκινήσουμε την εκτέλεση της προσομοίωσης, με σκοπό πρώτα να εντοπίσουμε το κατάλληλο πλήθος ακτινών. Με τις υπάρχουσες συνθήκες (Ακτινοβολία οριζοντίου επιπέδου $G_b=1000 \text{ W/m}^2$ με τον ήλιο να βρίσκεται ακριβώς πάνω από τον συλλέκτη), ξεκινάμε με την εντολή **Run** την προσομοίωση και λαμβάνουμε τα παρακάτω αποτελέσματα.

Πίνακας 4.2 Ανεξαρτησία πλήθους ηλιακών ακτινών

Πλήθος ακτινών	Q_{absorbed} (W)
1000	29604
3000	29438.4
5000	29446.3
10000	29437.8
50000	29473.4
100000	29473.7
1000000	29473.8
10000000	29473.8

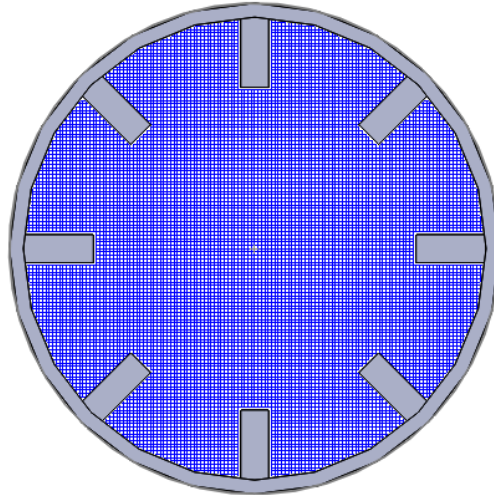
Η τελική μας επιλογή είναι 1000000 ακτίνες. Βλέπουμε πως η τιμή της απορροφούμενης ισχύος παραμένει περίπου σταθερή πάνω από τις 50000 ακτίνες, ωστόσο λαμβάνοντας υπόψη το μικρό υπολογιστικό κόστος που υπάρχει με την αύξηση τους, επιλέγουμε τελικά 1000000 ακτίνες ώστε να είμαστε βέβαιοι για την ορθότητα των αποτελεσμάτων σε κάθε περίπτωση.

Σειρά έχει η διαδικασία εύρεσης ανεξάρτητου υπολογιστικού πλέγματος. Τα πλέγματα τα οποία δοκιμάστηκαν, ήταν τα πλέγματα 60x60x60, 70x70x70 80x80x80, 90x90x90, 100x100x100, 110x110x110 και 120x120x120, σε κάθε ένα από τα οποία εξετάστηκαν διάφορα επίπεδα των παραμέτρων Refine fluid cells και Refine partial cells (από 1 έως 3). Διαπιστώθηκε ότι πιο καλά αποτελέσματα, έδιναν τα πλέγματα στα οποία ορίστηκαν Refine fluid cells και Refine partial cells στο επίπεδο 3, και μεταξύ αυτών έγιναν οι συγκρίσεις ανεξαρτησίας. Ύστερα από δοκιμές, προέκυψαν τα παρακάτω αποτελέσματα.

Πίνακας 4.3 Ανεξαρτησία υπολογιστικού πλέγματος

Παράμετροι	Δοκιμή 1	Δοκιμή 2	Δοκιμή 3	Δοκιμή 4	Δοκιμή 5	Δοκιμή 6	Δοκιμή 7
Πλέγμα	60x60x60	70x70x70	80x80x80	90x90x90	100x100x100	110x110x110	120x120x120
Κελιά	272672	423836	607718	865472	1150430	1510060	1945056
T_{out} (K)	506.0	506.4	506.4	506.4	506.4	506.3	506.3
T_r (K)	526.7	528.0	528.4	528.5	528.3	528.2	528.2
Q_{thermal-losses} (W)	1093	1109	1114	1115	1113	1112	1112
Nu	479.4	485.7	482.4	480.0	483.4	484.2	484.4
ΔP (kPa)	6.44	6.73	6.48	6.54	6.51	6.60	6.61
f	0.020804	0.020797	0.020796	0.020796	0.020797	0.020799	0.020799

Διαπιστώνεται πως σύγκλιση υπάρχει στην 7^η περίπτωση, δηλαδή με υπολογιστικό πλέγμα 120x120x120 και Refine fluid cells και Refine partial cells στο επίπεδο 3 (1945056 κελιά). Επομένως, αυτό το πλέγμα θα χρησιμοποιηθεί για όλες τις περιπτώσεις που θα εξεταστούν παρακάτω.



Εικόνα 4.67 Υπολογιστικό πλέγμα

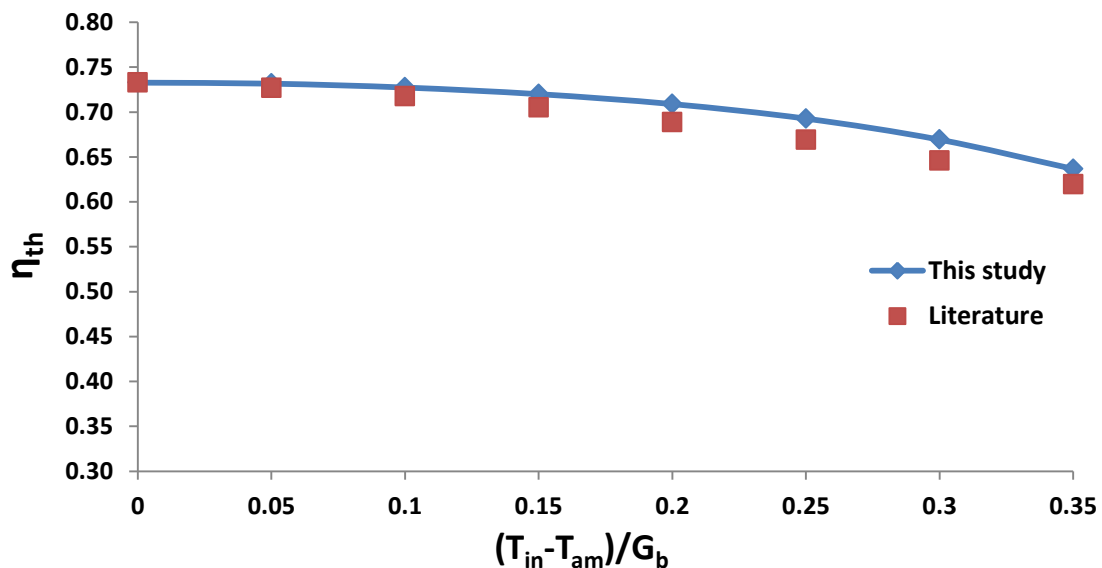
4.7 Έλεγχος εγκυρότητας μοντέλου

Προκειμένου να ξεκινήσουμε τη μελέτη που επιθυμούμε, είναι απαραίτητο να γίνει έλεγχος σχετικά με το αν τα αποτελέσματα του προγράμματος ανταποκρίνονται στην πραγματικότητα. Γι αυτό το λόγο, πραγματοποιήθηκαν κάποιες συγκρίσεις οι οποίες βοήθησαν ώστε να γίνει ο έλεγχος αυτός. Ο πρώτος έλεγχος, έγινε με βάση τα αποτελέσματα του Forristal, [55] ο οποίος έκανε μελέτη με το πρόγραμμα EES της θερμικής απόδοσης ενός συλλέκτη LS-2. Η μέση απόκλιση της θερμοκρασίας εξόδου μεταξύ του μοντέλου και των αποτελεσμάτων της βιβλιογραφίας είναι μόνο 0.06%. Ωστόσο, αυτός δεν είναι ο μόνος σημαντικός δείκτης για την αξιολόγηση της ακρίβειας του μοντέλου. Έτσι, παρουσιάζεται επίσης η μέση απόκλιση του θερμικού βαθμού απόδοσης μεταξύ του μοντέλου και της βιβλιογραφίας. Η ίδια είναι περίπου 1.63%, δηλαδή μια χαμηλή τιμή που αποδεικνύει την εγκυρότητα του μοντέλου.

Πίνακας 4.4 Σύγκριση με πειραματικά δεδομένα [55] για διάφορες συνθήκες λειτουργίας

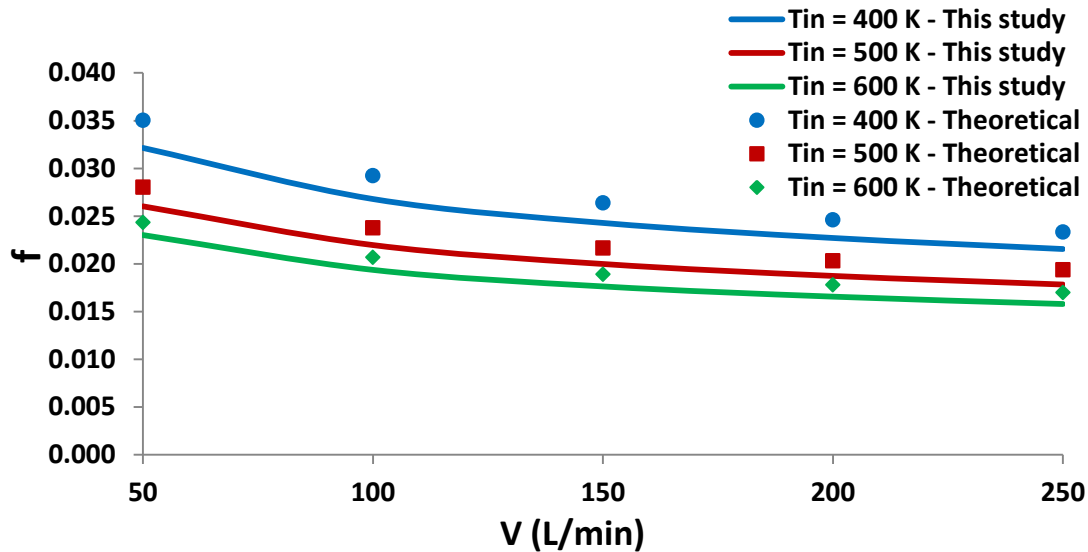
Cases	G_b (W/m ²)	T_{am} (K)	T_{in} (K)	V (L/min)	T_{out} (K)			η_{th} (%)		
					Πηγή [55]	Μοντέλο	Απόκλιση	Πηγή [55]	Μοντέλο	Απόκλιση
1	933.7	294.4	375.4	47.7	397.2	397.4	0.05%	72.51	73.51	1.38%
2	968.2	295.6	424.2	47.8	446.5	446.8	0.07%	70.90	72.52	2.29%
3	982.3	297.5	470.7	49.1	492.7	493.0	0.06%	70.17	71.45	1.83%
4	909.5	299.5	523.9	54.7	542.6	542.6	0.00%	70.25	69.71	0.76%
5	937.9	299.4	571.0	55.5	589.6	590.0	0.07%	67.98	67.40	0.85%
6	880.6	302.0	572.2	55.6	590.4	589.9	0.08%	68.92	67.09	2.66%
7	903.2	300.7	629.1	56.3	647.2	646.9	0.05%	63.82	63.07	1.18%
8	920.9	304.3	652.7	56.8	671.2	670.6	0.09%	62.34	61.02	2.12%
Μέση τιμή	-	-	-	-	-	-	0.06%	-	-	1.63%

Επιπλέον, έγινε σύγκριση με τις τιμές του θερμικού βαθμού απόδοσης που προέκυψαν από τα πειράματα που πραγματοποιήθηκαν στο Sandia National Laboratory [56]. Τα αποτελέσματα είναι αρκετά κοντά μεταξύ τους, και η μέση απόκλιση μεταξύ των τιμών του μοντέλου και του πειράματος είναι 2.13%, γεγονός που αποδεικνύει και πάλι την εγκυρότητα του μοντέλου με λείο απορροφητήρα.


Εικόνα 4.68 Σύγκριση θερμικού βαθμού απόδοσης η_{th} του συλλέκτη αυτής της μελέτης (This study) με τιμές της βιβλιογραφίας (Literature) [56]

Ο επόμενος έλεγχος αφορά το συντελεστή τριβής (f). Τα αποτελέσματα προσομοίωσης για διάφορες παροχές όγκου και τρεις διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου (T_{in}) (400 K, 500 K, 600 K) όπως προκύπτουν από την εξίσωση (4.15), συγκρίνονται με τις θεωρητικές τιμές για λείο απορροφητήρα, όπως προκύπτουν από την εξίσωση (4.16) του Gnielinski. Η μέση απόκλιση μεταξύ των τιμών του μοντέλου και των θεωρητικών τιμών, είναι 7.97% , 7.62% και 6.51 για θερμοκρασίες εισόδου

(T_{in}) 400 K, 500 K και 600 K αντίστοιχα. Ωστόσο, η σχέση του Gnielinski είναι μια γενική εξίσωση με ακρίβεια κοντά στο 10%, γεγονός που καθιστά τα αποτελέσματα της προσομοίωσης αποδεκτά.



Εικόνα 4.69 Σύγκριση συντελεστή τριβής f της ροής αυτής της μελέτης (This study) με θεωρητικές τιμές (Theoretical) για διάφορες θερμοκρασίες εισόδου και παροχές όγκου

Είναι επίσης απαραίτητο, να γίνει έλεγχος του μοντέλου που κατασκευάστηκε για περιπτώσεις στις οποίες τοποθετήθηκαν πτερύγια στο εσωτερικό του απορροφητήρα. Στη βιβλιογραφία, δεν υπάρχουν μελέτες με απορροφητήρες με παρόμοια τοποθέτηση πτερυγίων, κι έτσι δεν μπορεί να γίνει έλεγχος εγκυρότητας με τον θερμικό βαθμό απόδοσης. Ωστόσο, μπορεί να ελεγχθεί ο αριθμός Nusselt χρησιμοποιώντας σχέσεις από τη βιβλιογραφία [57]. Οι εξισώσεις (4.29)-(4.36) τις οποίες πρότειναν οι Jensen και Vlanakic, μας δίνουν το λόγο Nu/Nu_0 (Nu για απορροφητήρα με πτερύγια, Nu_0 για λείο απορροφητήρα), με βάση τον αριθμό « N » των εσωτερικών επιμηκών πτερυγίων μήκους « p » και πάχους « t ».

$$\frac{Nu}{Nu_0} = \left(\frac{L_c}{D_{ri}}\right)^{-0.5} \cdot \left(\frac{A_0}{A_{real}}\right)^{0.8} \cdot \left(\frac{PER_{real}}{PER_0}\right)^{0.29}, \quad (4.29)$$

Από την εξίσωση (4.30) μπορούμε να βρούμε το χαρακτηριστικό μήκος L_c .

$$\frac{L_c}{D_{ri}} = \frac{A_{core}}{A_{real}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot p}{D_{ri}}\right) + \frac{A_{fin}}{A_{real}} \cdot \left(\frac{\pi}{N} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot p}{D_{ri}}\right) - \frac{t}{D_{ri}}\right), \quad (4.30)$$

Το εμβαδό πυρήνα του απορροφητήρα (A_{core}), είναι το εμβαδό του κύκλου που έχει ως ακτίνα την ακτίνα του εσωτερικού του απορροφητήρα πλην το μήκος των πτερυγίων:

$$A_{core} = \frac{\pi \cdot (D_{ri} - 2 \cdot p)^2}{4}, \quad (4.31)$$

Το εμβαδό όλων των πτερυγίων (A_{fin}) δίνεται από τη σχέση:

$$A_{fin} = N \cdot p \cdot t, \quad (4.32)$$

Το εμβαδό διατομής του εσωτερικού ενός λείου απορροφητήρα υπολογίζεται ως εξής:

$$A_0 = \frac{\pi \cdot D_{ri}^2}{4}, \quad (4.33)$$

Το εμβαδό του ρευστού στη διατομή του απορροφητήρα με πτερύγια δίνεται από τη σχέση:

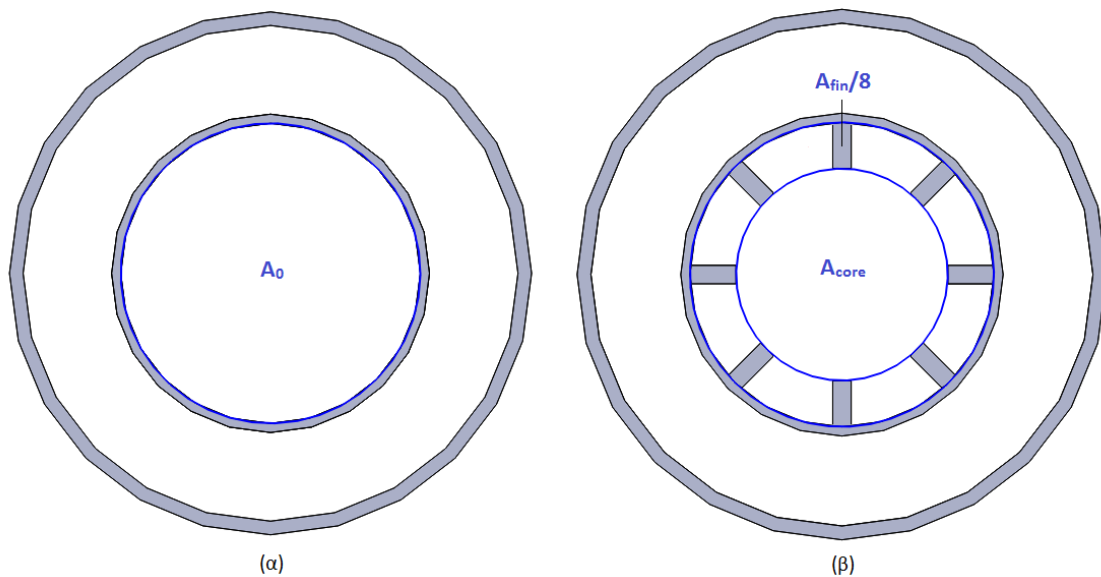
$$A_{real} = A_0 - A_{fin}, \quad (4.34)$$

Η βρεχόμενη περίμετρος του λείου απορροφητήρα υπολογίζεται ως εξής:

$$PER_0 = \pi \cdot D_{ri}, \quad (4.35)$$

Η βρεχόμενη περίμετρος του απορροφητήρα με πτερύγια υπολογίζεται ως εξής:

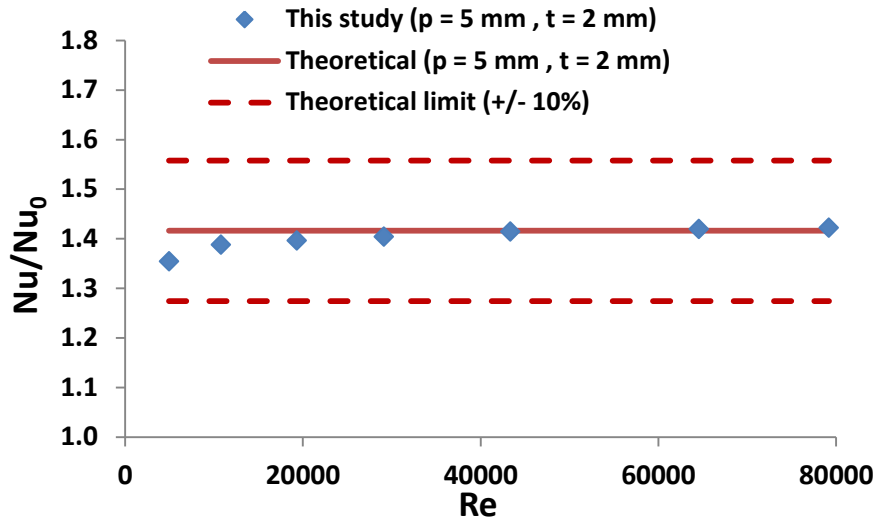
$$PER_{real} = PER_0 + 2 \cdot N \cdot p, \quad (4.36)$$



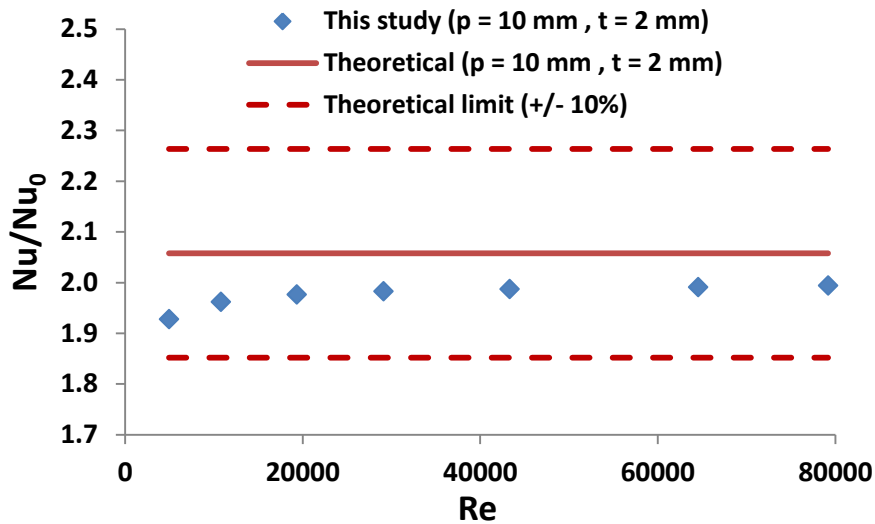
Εικόνα 4.70 Ορισμός εμβαδών στη διατομή του απορροφητήρα

Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι οι προηγούμενες εξισώσεις έχουν τροποποιηθεί κατάλληλα για τη συγκεκριμένη μελέτη. Επιπλέον, οι εξισώσεις αυτές έχουν μεγαλύτερη ακρίβεια για σχετικά λεπτά πτερύγια τα οποία δεν έχουν πολύ μεγάλο μήκος. Έτσι, η σύγκριση του λόγου Nusselt μεταξύ των αποτελεσμάτων της βιβλιογραφίας και της προσομοίωσης, γίνεται για τις περιπτώσεις με τα πιο λεπτά και

κοντά περύγια. Ακολουθεί σύγκριση μεταξύ των τιμών της βιβλιογραφίας και της προσομοίωσης για την περίπτωση πτερυγίων με μήκος $p=5\text{mm}$ και πάχος $t=2\text{mm}$, καθώς και για την περίπτωση με $p=10\text{mm}$ και $t=2\text{mm}$.



Εικόνα 4.71 Σύγκριση λόγου Nusselt περίπτωσης πτερυγίων με $p=5\text{ mm}$ και $t=2\text{ mm}$ προς την περίπτωση λείου απορροφητήρα (This Study) με θεωρητικές τιμές (Theoretical)

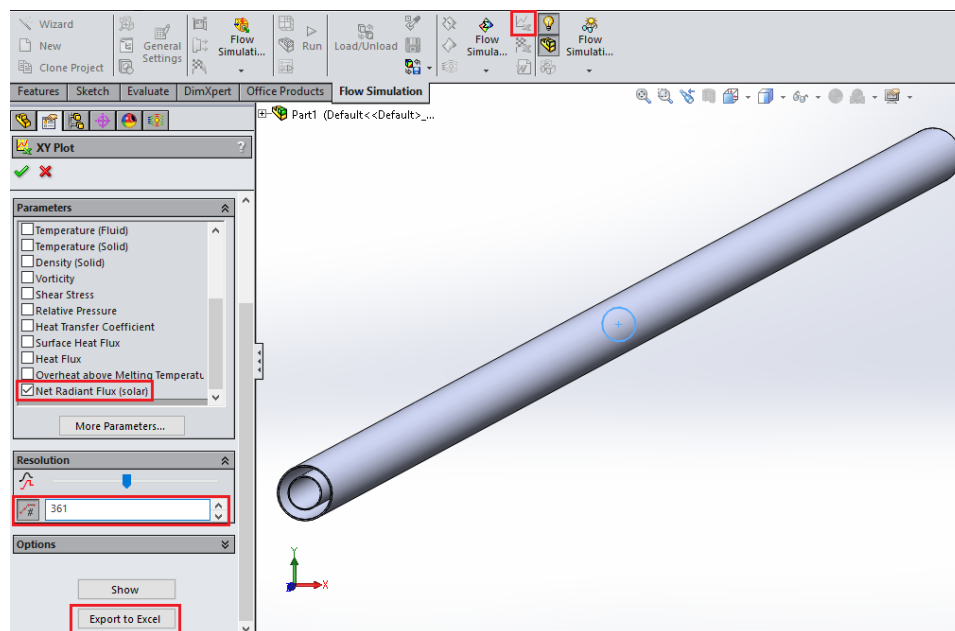


Εικόνα 4.72 Σύγκριση λόγου Nusselt περίπτωσης πτερυγίων με $p=10\text{ mm}$ και $t=2\text{ mm}$ προς την περίπτωση λείου απορροφητήρα (This Study) με θεωρητικές τιμές (Theoretical)

Η μέση απόκλιση των αποτελεσμάτων μεταξύ βιβλιογραφίας και προσομοίωσης, είναι 1% για την περίπτωση πτερυγίων με $p=5\text{mm}$ και $t=2\text{mm}$, και 2% για την περίπτωση πτερυγίων $p=10\text{mm}$ και $t=2\text{mm}$. Η εξίσωση (4.29) που δίνει το λόγο Nu/Nu_0 έχει ακρίβεια κοντά στο 10%, γεγονός που αποδεικνύει την εγκυρότητα των αποτελεσμάτων που μας δίνει το πρόγραμμα και στην περίπτωση των πτερυγίων.

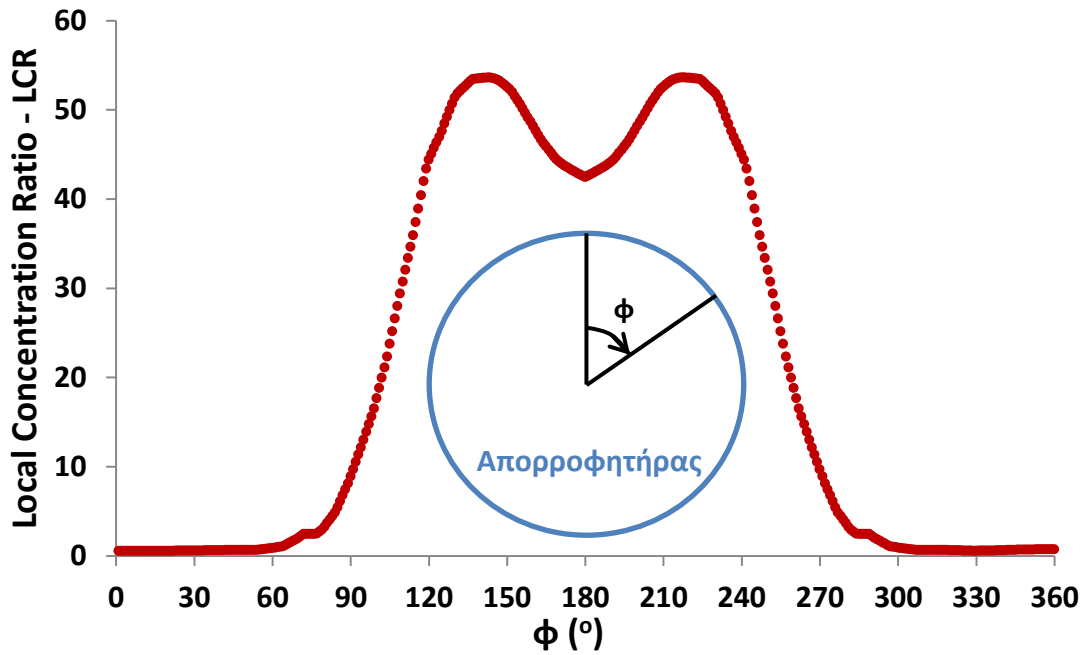
4.8 Υπολογισμός τοπικού λόγου συγκέντρωσης (LCR) και παράγοντα γωνίας πρόσπτωσης (K)

Ο τοπικός λόγος συγκέντρωσης (Local Concentration Ratio), εκφράζει το πως συγκεντρώνεται η ηλιακή ακτινοβολία στην περιφέρεια του απορροφητήρα, και ορίζεται σύμφωνα με την εξίσωση (4.28). Με τη χρήση του SolidWorks, θα βρούμε το μέγεθος αυτό στην περιφέρεια του λείου απορροφητήρα, στην τομή που βρίσκεται ακριβώς στο μέσο του ίδιου. Για να γίνει αυτό, θα σχεδιάσουμε αρχικά έναν κύκλο με διάμετρο ίση με την εξωτερική του απορροφητήρα στο μέσο του ίδιου. Αρχικά, με την επιλογή **Reference Geometry** → **New Plane**, δημιουργούμε ένα νέο επίπεδο στο μέσο του απορροφητήρα, δηλαδή σε απόσταση 3900 mm από το **Front Plane**, και στη συνέχεια στο επίπεδο αυτό σχεδιάζουμε τον κύκλο. Έπειτα, επιλέγουμε από τη γραμμή εντολών το εικονίδιο **XY Plot**, κάνουμε κλικ στον κύκλο στο μέσο του απορροφητήρα και πατάμε να μας εμφανίσει την παράμετρο **Net Radiant Flux (Solar)** για 361 σημεία στην περιφέρεια του κύκλου. Τέλος, πατάμε την εντολή **Export to Excel** ώστε να πάρουμε τα αποτελέσματα σε ένα αρχείο Excel.



Εικόνα 4.73 Θερμοροή λόγω ηλιακής ακτινοβολίας στην περιφέρεια του απορροφητήρα

Τα αποτελέσματα μας δίνουν για κάθε σημείο της περιφέρειας του κύκλου τη θερμοροή λόγω ηλιακής ακτινοβολίας, δηλαδή το dQ_{absorbed}/dA . Συνεπώς, διαιρώντας αυτή την τιμή με το γινόμενο $\eta_{\text{opt}} \cdot G_{\text{bn}}$, με $\eta_{\text{opt}} = \eta_{\text{opt}}(0) = 0.754$ και $G_{\text{bn}} = G_b = 1000 \text{ W/m}^2$, παίρνουμε για κάθε σημείο της περιφέρειας του κύκλου τον τοπικό λόγο συγκέντρωσης LCR.



Εικόνα 4.74 Τοπικός λόγος συγκέντρωσης (Local Concentration Ratio) στην περιφέρεια του απορροφητήρα

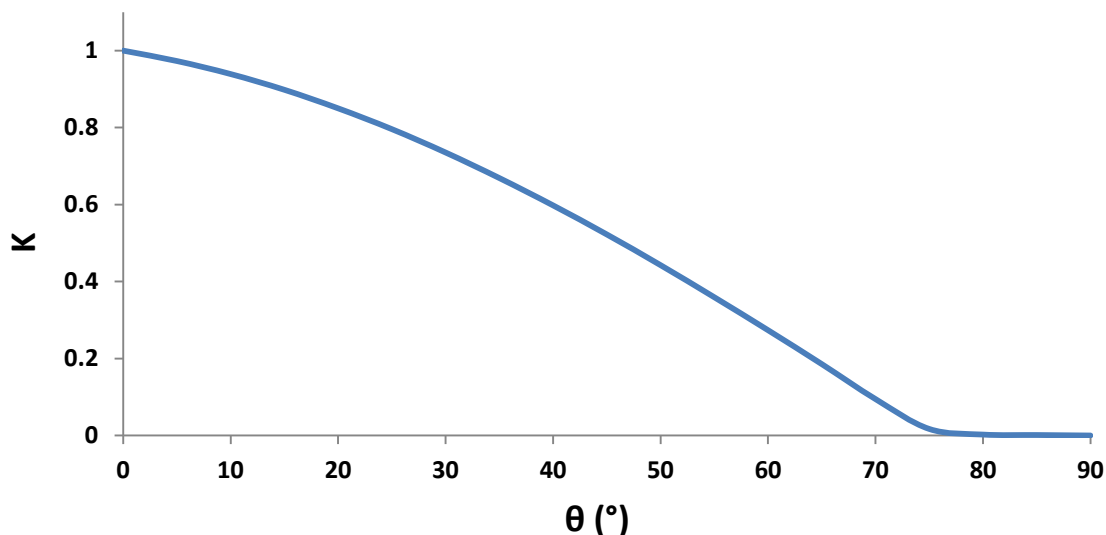
Ο παράγοντας γωνίας πρόσπτωσης K , (Incident Angle Modifier), δείχνει κατά πόσο μεταβάλλεται ο οπτικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη σε σχέση με τη βέλτιστη περίπτωση όπου το θ ισούται με 0° , και μπορεί να βρεθεί από τη σχέση (4.22). Προκειμένου να βρεθεί ο παράγοντας αυτός σε συνάρτηση με τη γωνία πρόσπτωσης θ , χρειάζεται αρχικά το $Q_{\text{absorbed}}(\theta=0^\circ)$, το οποίο έχει βρεθεί ίσο με 29473.8 W. Στη συνέχεια, πρέπει για διάφορα θ να βρούμε το $Q_{\text{absorbed}}(\theta)$, και να πραγματοποιήσουμε τη διαίρεση $Q_{\text{absorbed}}(\theta)/Q_{\text{absorbed}}(0)$. Για να γίνει αυτό, πηγαίνουμε στην επιλογή **General Settings**, και στο **Radiation** αλλάζουμε κάθε φορά τη συντεταγμένη Z . Η γωνία πρόσπτωσης θ και η συντεταγμένη Z όταν $Y=-1$ και $X=0$, σχετίζονται με τη σχέση:

$$\theta = \arctan(Z) , \tag{4.37}$$

Θέλουμε τώρα, για γωνίες θ από 0° έως 90° , να βρούμε το $Q_{\text{absorbed}}(\theta)$, και να το διαιρέσουμε με το $Q_{\text{absorbed}}(0)$, ώστε να βρούμε το $K(\theta)$. Έχουμε λοιπόν τα εξής αποτελέσματα.

Πίνακας 4.5 Υπολογισμός παράγοντα γωνίας πρόσπτωσης K

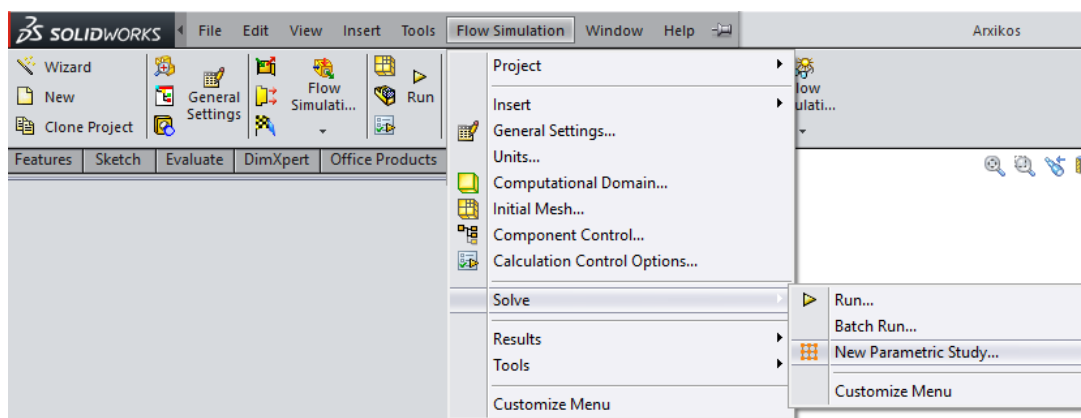
θ (deg)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Z	0.000	0.176	0.364	0.577	0.839	1.192	1.732	2.747	5.671	1.63E+16
$Q_{\text{absorbed}}(\theta)$ (W)	29473.8	27681.5	25056	21672.3	17621.9	13046.5	8064.7	2790.9	70.2	0
$K(\theta)$	1.000	0.939	0.850	0.735	0.598	0.443	0.274	0.095	0.002	0.000



Εικόνα 4.75 Παράγοντας γωνίας πρόσπτωσης K σε συνάρτηση με τη γωνία πρόσπτωσης θ

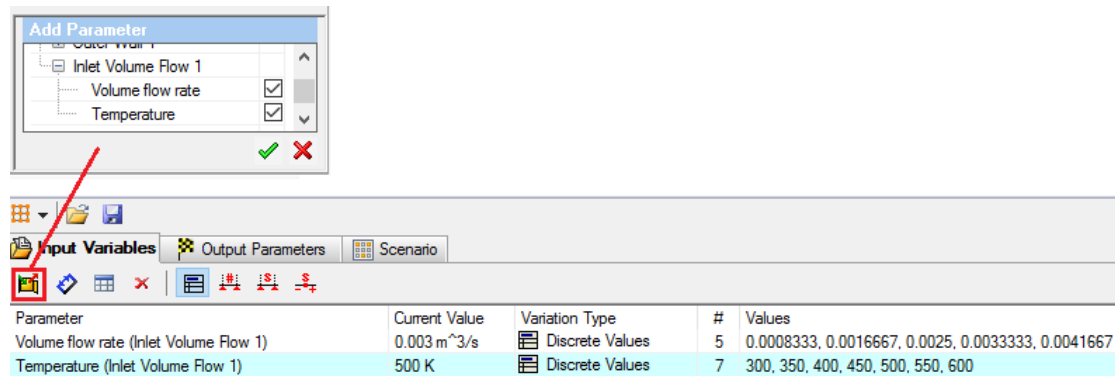
4.9 Μεθοδολογία ανάλυσης του συλλέκτη

Σκοπός αυτής της μελέτης, είναι η σύγκριση ενός συλλέκτη με λείο απορροφητήρα με περιπτώσεις όπου ο απορροφητήρας του συλλέκτη έχει πτερύγια διαφόρων γεωμετριών. Για να γίνει αυτό, σε κάθε μία από τις δεκατρείς περιπτώσεις συλλέκτη που εξετάζονται (μία περίπτωση με λείο απορροφητήρα, δώδεκα περιπτώσεις με πτερύγια μήκους (p) 5mm, 10mm, 15mm και 20mm και πάχους (t) 2mm, 4mm και 6mm), εξετάζουμε τα αποτελέσματα που δίνουν διαφορετικές συνθήκες ροής. Συγκεκριμένα, θα μεταβάλλουμε τη θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου μέσου από 300 K έως 600 K με βήμα 50 K, και την παροχή εισόδου από 50 L/min έως 250 L/min με βήμα 50 L/min, και θα εξετάσουμε όλους τους συνδυασμούς διαφορετικής παροχής και θερμοκρασίας, δηλαδή 35 περιπτώσεις για κάθε συλλέκτη. Για να πραγματοποιήσει το SolidWorks τις προσομοιώσεις αυτές, ακολουθούμε για κάθε συλλέκτη την εξής διαδικασία. Αρχικά επιλέγουμε την εντολή **Flow Simulation** → **Solve** → **New Parametric Study**, όπως φαίνεται στην παρακάτω εικόνα.



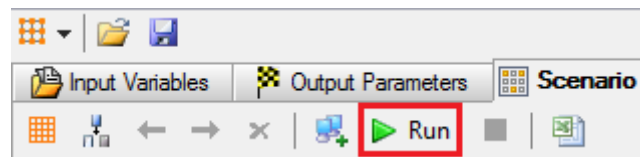
Εικόνα 4.76 Εκκίνηση νέας παραμετρικής μελέτης

Έπειτα στην καρτέλα που εμφανίζεται, επιλέγουμε **Add Simulation Parameter** → **Boundary Conditions** → **Inlet Volume Flow**, και επιλέγουμε **Volume Flow Rate** και **Temperature**. Έπειτα, στην παράμετρο Volume Flow Rate βάζουμε στο **Values** τις τιμές $0.0008333 \text{ m}^3/\text{s}$ (=50 L/min), $0.0016667 \text{ m}^3/\text{s}$ (=100 L/min), $0.0025 \text{ m}^3/\text{s}$ (=150 L/min), $0.0033333 \text{ m}^3/\text{s}$ (=200 L/min) και $0.0041667 \text{ m}^3/\text{s}$ (=250 L/min), ενώ στην παράμετρο Temperature βάζουμε στο **Values** τις τιμές 300 K, 350 K, 400 K, 450 K, 500 K, 550 K και 600 K.



Εικόνα 4.77 Ορισμός μεταβλητών συνθηκών εισόδου

Έπειτα πάμε στην καρτέλα **Scenario** και πατάμε την εντολή **Run**.



Εικόνα 4.78 Εκκίνηση προσομοίωσης

Στη συνέχεια, θα ξεκινήσουν οι επαναλήψεις, και στην επανάληψη 120 όπως έχει οριστεί, θα σταματήσει η προσομοίωση από το SolidWorks. Τέλος, όλα τα αποτελέσματα όπως ορίστηκαν στην ενότητα 4.4 θα είναι διαθέσιμα προς επεξεργασία, και με τη βοήθεια των εξισώσεων που περιγράφηκαν στην ενότητα 4.5, θα είμαστε σε θέση να αξιολογήσουμε πλήρως όλες τις περιπτώσεις των συλλεκτών.

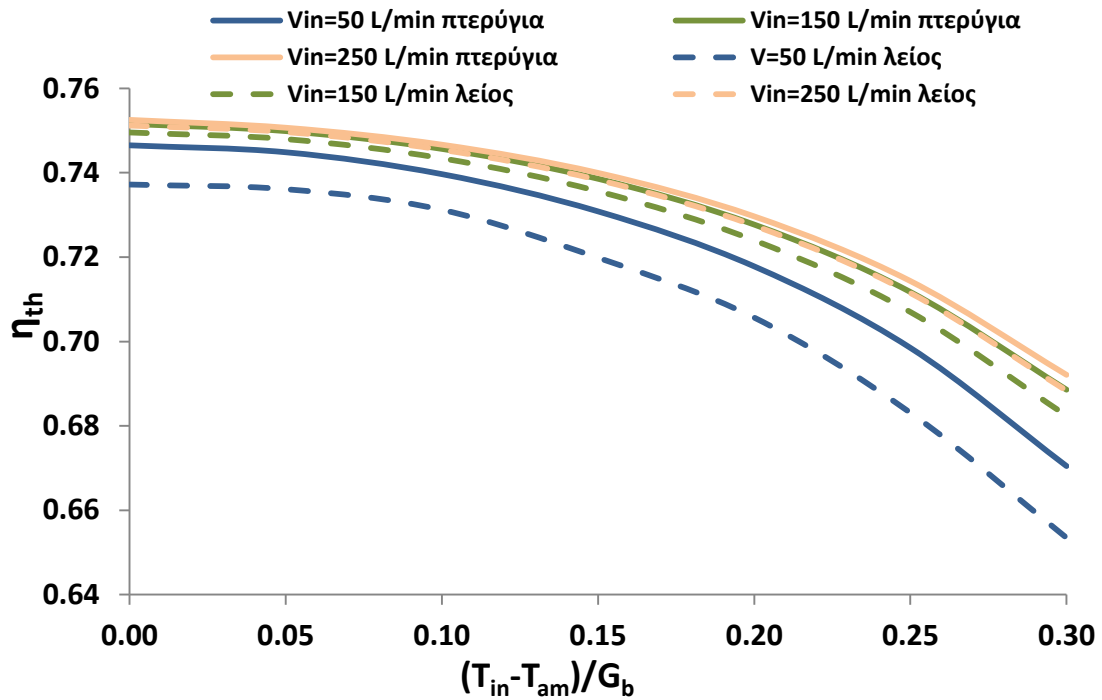
Κεφάλαιο 5: Αποτελέσματα

5.1 Γενικά

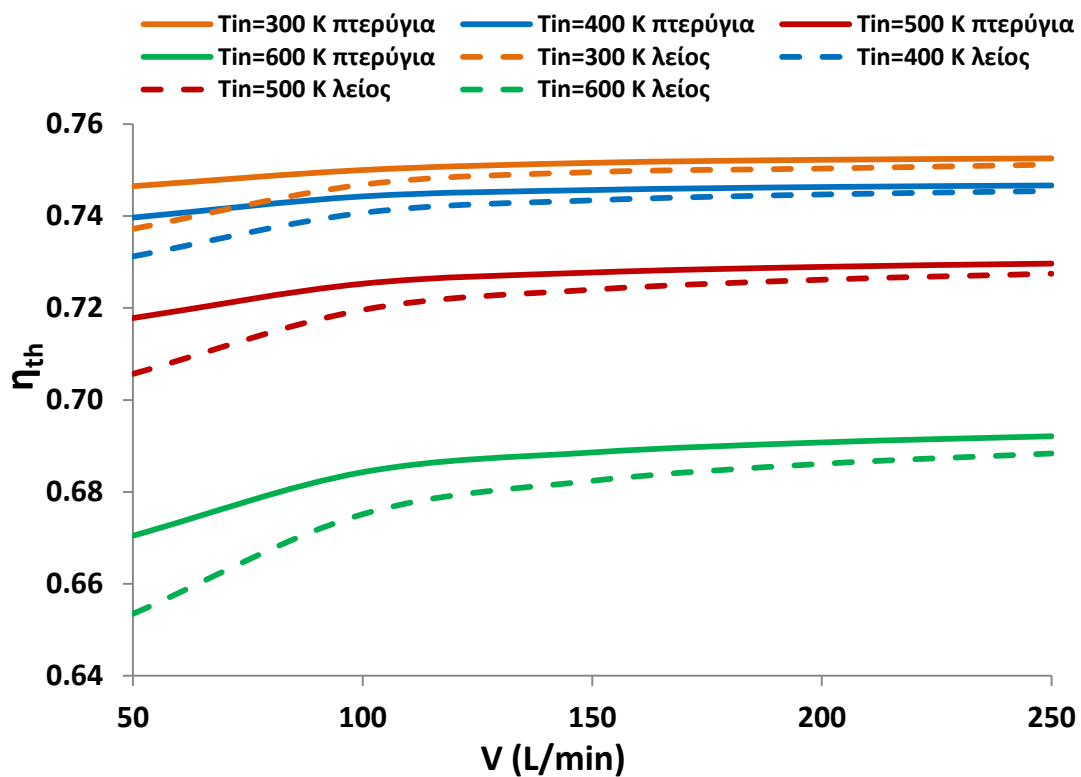
Όπως περιγράφηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, μελετήθηκαν στο SolidWorks 13 διαφορετικές περιπτώσεις συλλεκτών PTC. Η μία περίπτωση αφορά συλλέκτη με λείο απορροφητήρα, ενώ οι υπόλοιπες αφορούν συλλέκτες με πτερύγια με διαφορετικά μήκη ($p=5$ mm, $p=10$ mm, $p=15$ mm, $p=20$ mm) και πάχη ($t=2$ mm, $t=4$ mm, $t=6$ mm) στο εσωτερικό του απορροφητήρα. Μεταβάλλοντας τη θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου μέσου καθώς και την παροχή όγκου του, υπολογίστηκαν σε όλες τις περιπτώσεις τα κυριότερα μεγέθη του συλλέκτη, τα οποία θα παρουσιαστούν και θα αξιολογηθούν σε αυτό το κεφάλαιο. Αρχικά, θα παρουσιαστούν συγκριτικά τα αποτελέσματα της περίπτωσης με πτερύγια μέσου μήκους και πάχους ($p=10$ mm, $t=4$ mm) σε σχέση με την περίπτωση του λείου απορροφητήρα. Στη συνέχεια θα γίνει σύγκριση μεταξύ όλων των περιπτώσεων με πτερύγια, και στο τέλος θα παρουσιαστούν εικόνες με τη θερμοκρασία και την ταχύτητα του εργαζόμενου μέσου εντός του απορροφητήρα, αλλά και με τη θερμοκρασία του ίδιου του απορροφητήρα για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις.

5.2 Σύγκριση αποτελεσμάτων μεταξύ λείου απορροφητήρα και απορροφητήρα με πτερύγια μήκους $p=10$ mm και πάχους $t=4$ mm στο εσωτερικό του

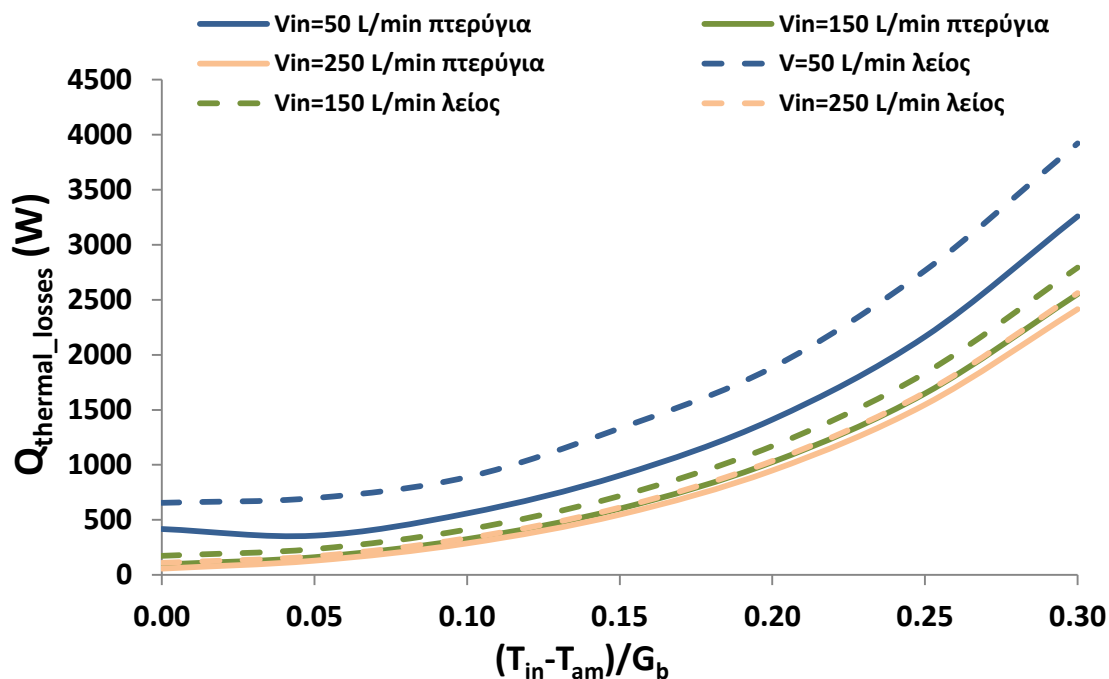
Στην ενότητα αυτή, θα παρουσιαστούν συγκριτικά τα μεγέθη που αφορούν συλλέκτη με απορροφητήρα με πτερύγια μήκους $p=10$ mm και πάχους $t=4$ mm, και αυτά που αφορούν συλλέκτη με λείο απορροφητήρα. Για κάθε μέγεθος, παρατίθενται οι καμπύλες για παροχή όγκου από 50 L/min έως 250 L/min σε συνάρτηση με την παράμετρο $[(T_{in}-T_{am})/G_b]$, η οποία είναι σύνηθες μέγεθος για να εκφράζεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών. Δίνονται επίσης και οι καμπύλες για θερμοκρασίες του εργαζόμενου μέσου από 300 K έως 600 K σε συνάρτηση με την παροχή όγκου του. Τα μεγέθη που θα αναλυθούν είναι ο θερμικός βαθμός απόδοσης (η_{th}), οι θερμικές απώλειες ($Q_{thermal_losses}$) (W), ο συντελεστής συναγωγής (h) ($W/m^2/K$), ο αριθμός Nusselt, ο συντελεστής τριβής (f), η πτώση πίεσης (ΔP) (kPa), καθώς και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης (η_{ex}).



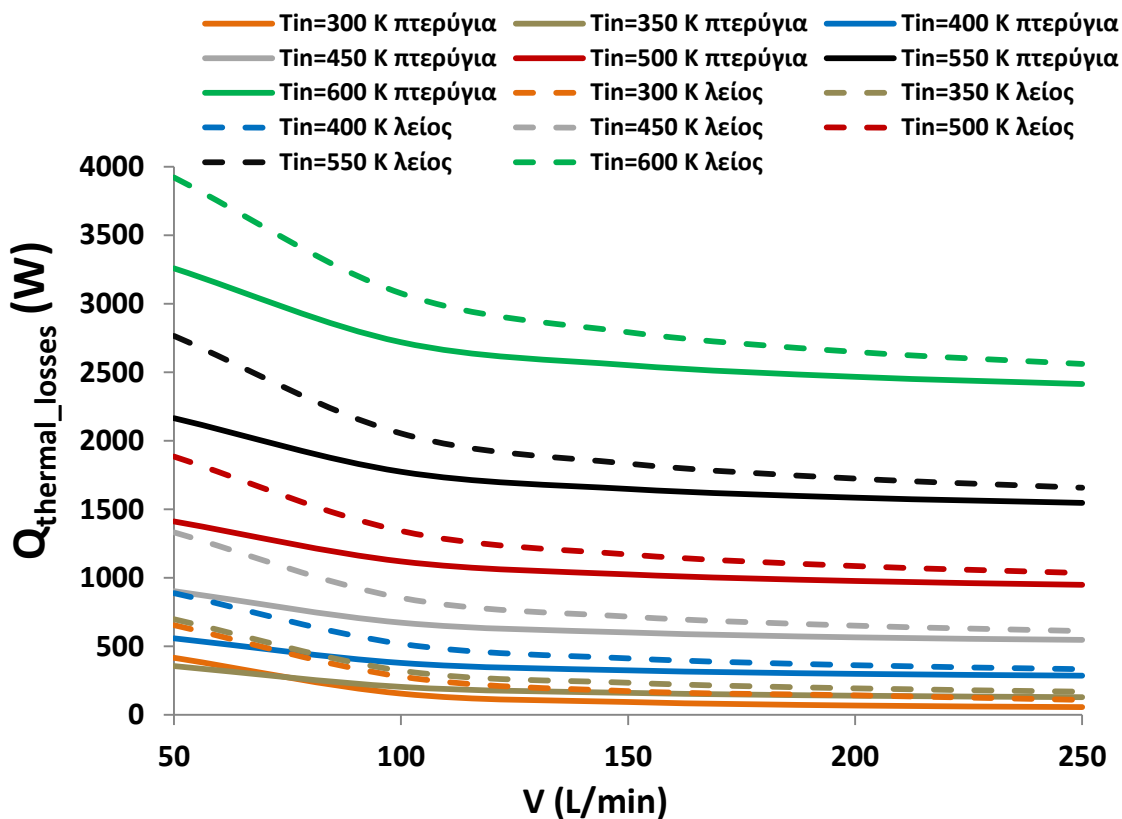
Εικόνα 5.1 Θερμικός βαθμός απόδοσης για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($r=10$ mm , $t=4$ mm) για διαφορετικές παροχές όγκου σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου



Εικόνα 5.2 Θερμικός βαθμός απόδοσης για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($r=10$ mm , $t=4$ mm) για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου σε συνάρτηση με την παροχή όγκου

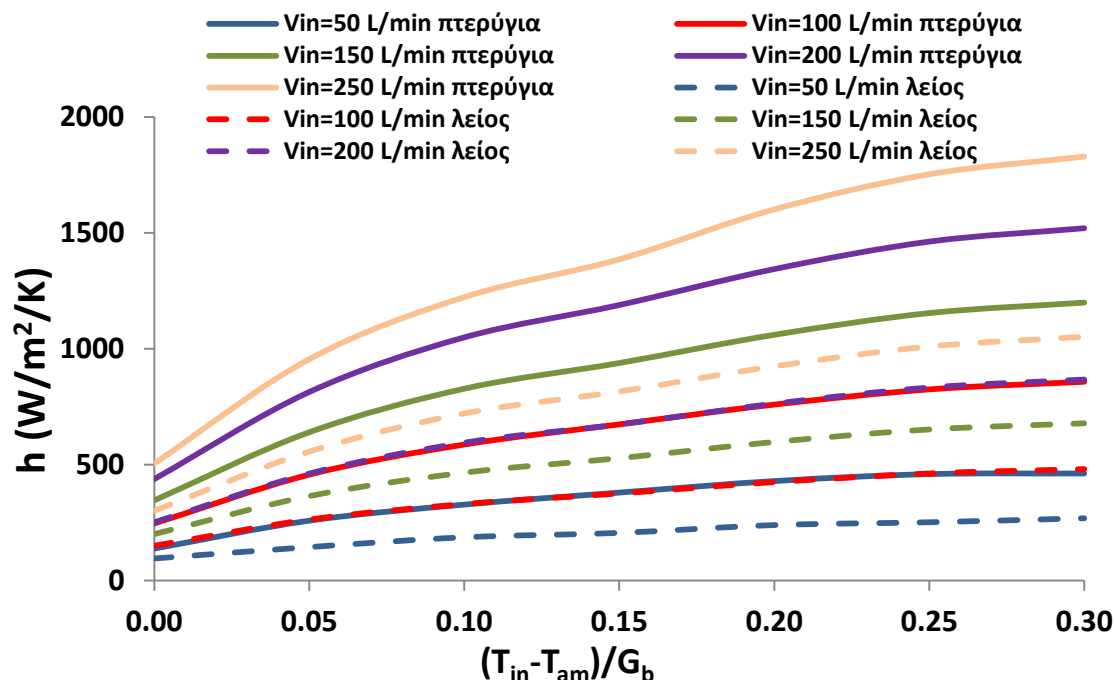


Εικόνα 5.3 Θερμικές απώλειες για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10$ mm , $t=4$ mm) για διαφορετικές παροχές όγκου σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{\text{in}} - T_{\text{amb}})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου

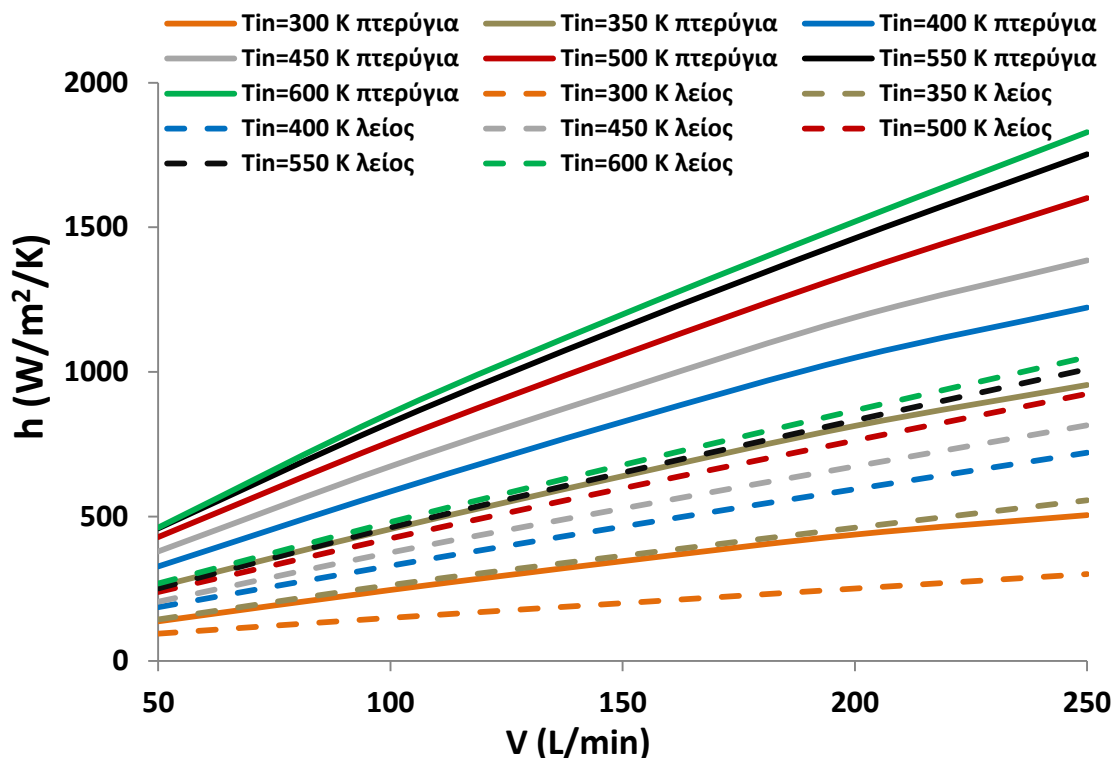


Εικόνα 5.4 Θερμικές απώλειες για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10$ mm , $t=4$ mm) για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου σε συνάρτηση με την παροχή όγκου

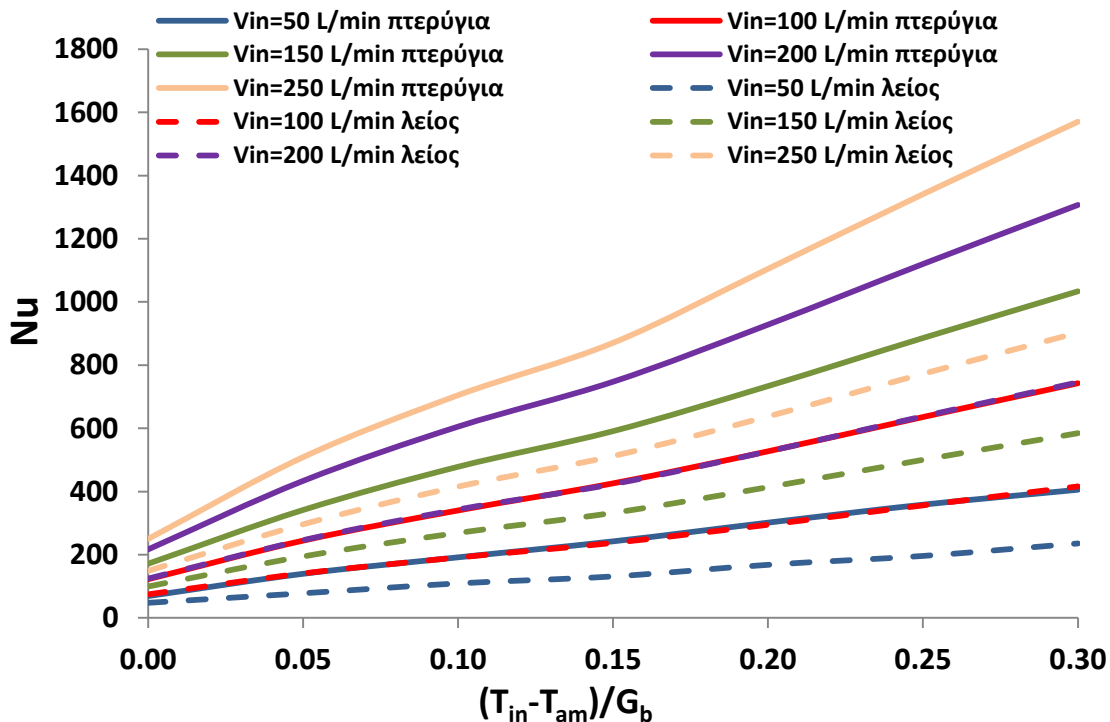
Στην Εικόνα 5.1 παρατηρείται ότι για σταθερή παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου ο θερμικός βαθμός απόδοσης (η_{th}) μειώνεται, ενώ για μεγαλύτερες παροχές ο η_{th} είναι μεγαλύτερος για τις ίδιες θερμοκρασίες εισόδου. Όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του ρευστού, αυξάνεται και η θερμοκρασία του απορροφητήρα και συνεπώς οι θερμικές απώλειες όπως φαίνεται κι από την Εικόνα 5.3, γεγονός που οδηγεί σε μικρότερο θερμικό βαθμό απόδοσης. Με την αύξηση της παροχής όγκου του εργαζόμενου μέσου, η μέση θερμοκρασία του ρευστού (T_{fm}) είναι μικρότερη, οπότε τελικά και η θερμοκρασία του απορροφητήρα. Αυτό σημαίνει μικρότερες θερμικές απώλειες όπως γίνεται φανερό κι από την Εικόνα 5.4, και συνεπώς μεγαλύτερες τιμές του θερμικού βαθμού απόδοσης, όπως φαίνεται στην Εικόνα 5.2. Παρατηρούμε επίσης στην Εικόνα 5.4 ότι ύστερα περίπου από την παροχή 150 L/min, οι θερμικές απώλειες για κάθε θερμοκρασία εισόδου παραμένουν περίπου σταθερές, και συνεπώς και ο θερμικός βαθμός απόδοσης όπως φαίνεται από την Εικόνα 5.2. Αξιοσημείωτο είναι ότι για κάθε θερμοκρασία εισόδου και παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου, η περίπτωση του συλλέκτη με απορροφητήρα με πτερύγια παρουσιάζει μικρότερες θερμικές απώλειες, άρα και μεγαλύτερο θερμικό βαθμό απόδοσης από την αντίστοιχη περίπτωση για συλλέκτη με λείο απορροφητήρα, όπως άλλωστε ήταν αναμενόμενο με βάση όσα έχουν ήδη περιγραφεί. Αναφέρεται επίσης ότι οι τιμές του θερμικού βαθμού απόδοσης κυμαίνονται για την περίπτωση με πτερύγια από 67.04% έως 75.25%, και για την περίπτωση του λείου απορροφητήρα από 65.34% έως 74.96%, γεγονός που δείχνει την υψηλή απόδοση που παρουσιάζουν οι συγκεντρωτικοί συλλέκτες.



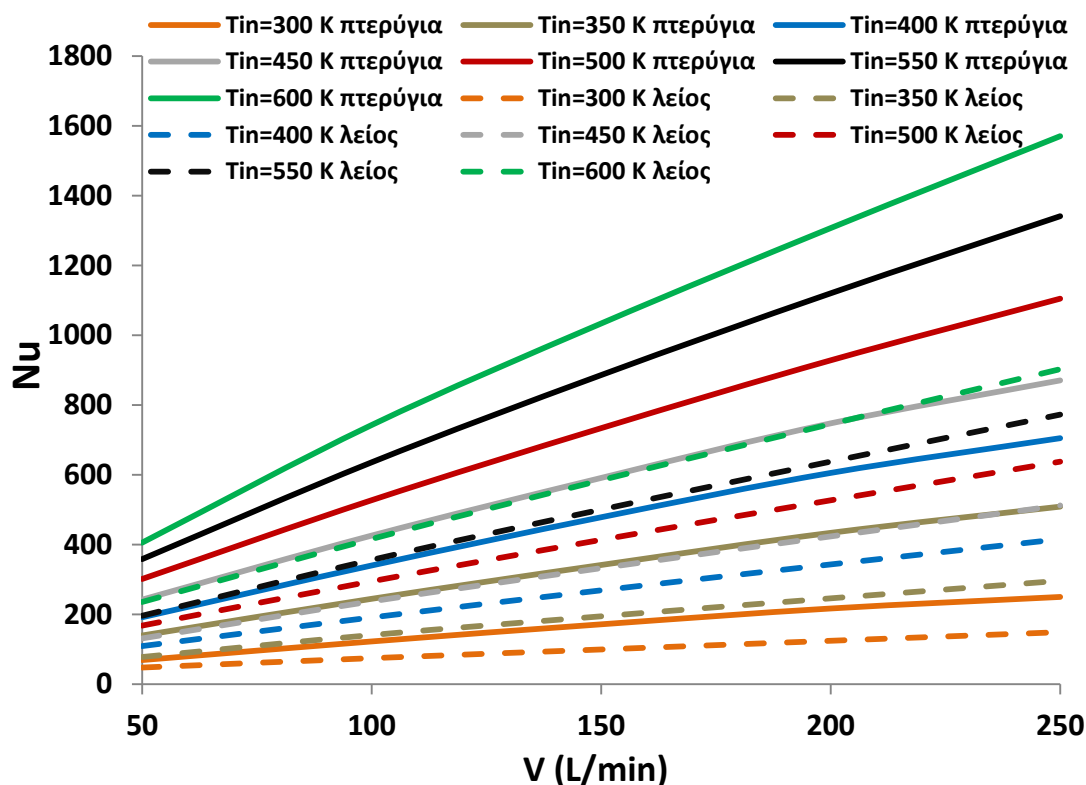
Εικόνα 5.5 Συντελεστής συναγωγής για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10$ mm , $t=4$ mm) για διαφορετικές παροχές όγκου σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in} - T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου



Εικόνα 5.6 Συντελεστής συναγωγής για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($r=10$ mm , $t=4$ mm) για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου σε συνάρτηση με την παροχή όγκου

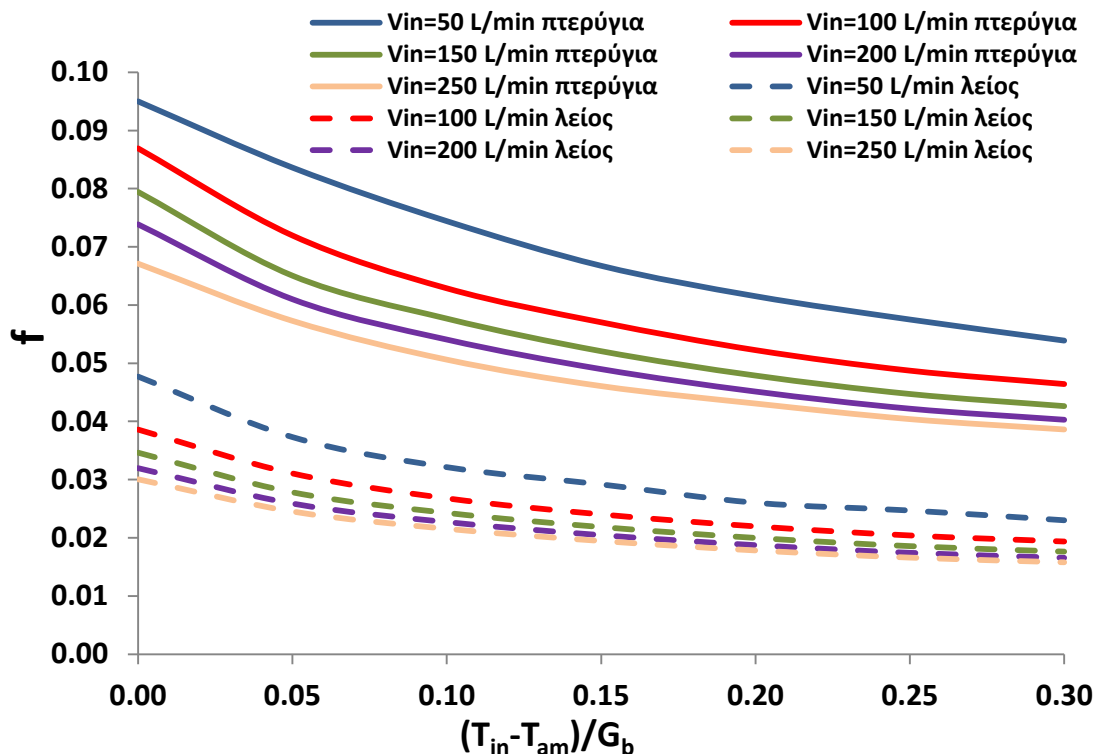


Εικόνα 5.7 Αριθμός Nusselt για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($r=10$ mm , $t=4$ mm) για διαφορετικές παροχές όγκου σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου

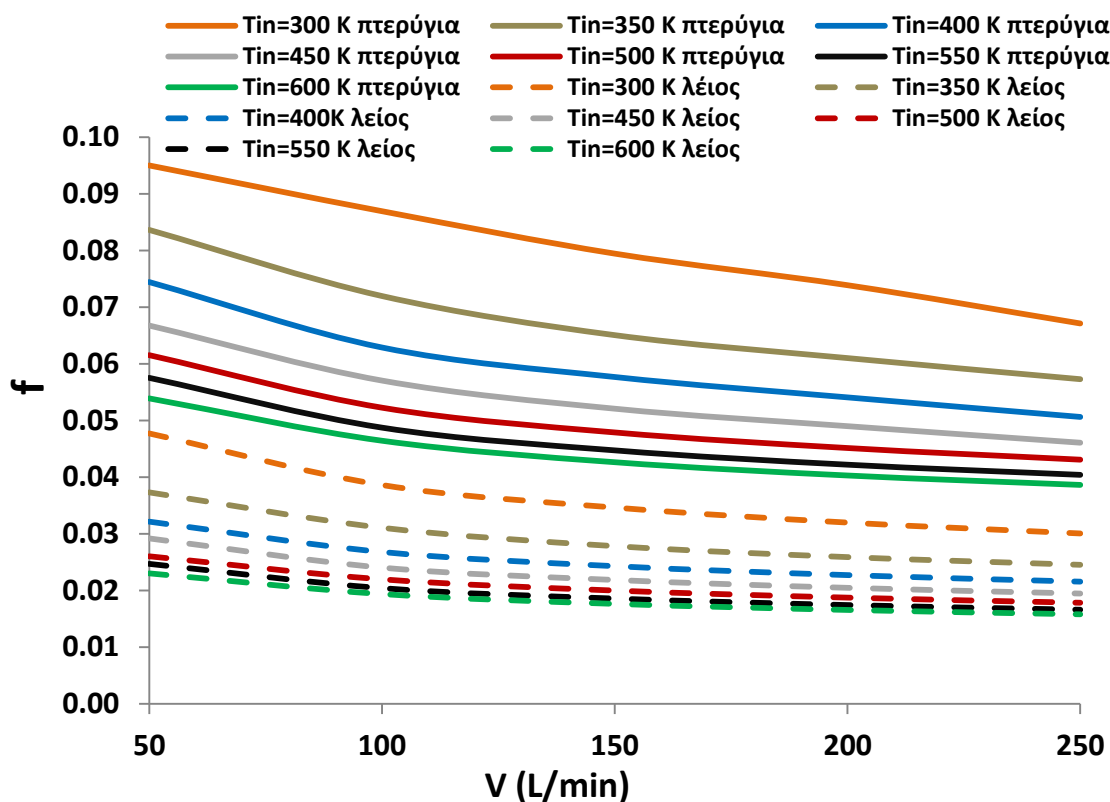


Εικόνα 5.8 Αριθμός Nusselt για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10\text{ mm}$, $t=4\text{ mm}$) για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου σε συνάρτηση με την παροχή όγκου

Για τον συντελεστή συναγωγής (h) και τον αριθμό Nusselt, διαπιστώνεται από τις Εικόνες 5.5 και 5.7 ότι όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου, οι τιμές του είναι μεγαλύτερες για σταθερές παροχές του εργαζόμενου μέσου, ενώ για μια σταθερή θερμοκρασία εισόδου παρατηρούνται μεγαλύτερες τιμές όσο αυξάνεται η παροχή όγκου, όπως φαίνεται και από τις Εικόνες 5.6 και 5.8. Όσο αυξάνεται η θερμοκρασία, η δυναμική συνεκτικότητα (μ) του ρευστού μειώνεται, και συνεπώς αυξάνεται ο αριθμός Reynolds, γεγονός που αυξάνει τις συνθήκες μεταφοράς θερμότητας στο ρευστό, άρα και τον συντελεστή συναγωγής (h) και τον αριθμό Nusselt. Αντίστοιχα, μεγαλύτερες παροχές όγκου του εργαζόμενου μέσου οδηγούν επίσης σε μεγαλύτερους αριθμούς Reynolds και πιο τυρβώδη ροή, πράγμα που σημαίνει επίσης μεγαλύτερο συντελεστή συναγωγής (h) και αριθμό Nusselt. Σημαντικό θεωρείται το γεγονός ότι για κάθε θερμοκρασία εισόδου και παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου, η περίπτωση του συλλέκτη με απορροφητήρα με πτερύγια παρουσιάζει μεγαλύτερο συντελεστή συναγωγής (h) και αριθμό Nusselt από την αντίστοιχη περίπτωση για συλλέκτη με λείο απορροφητήρα.

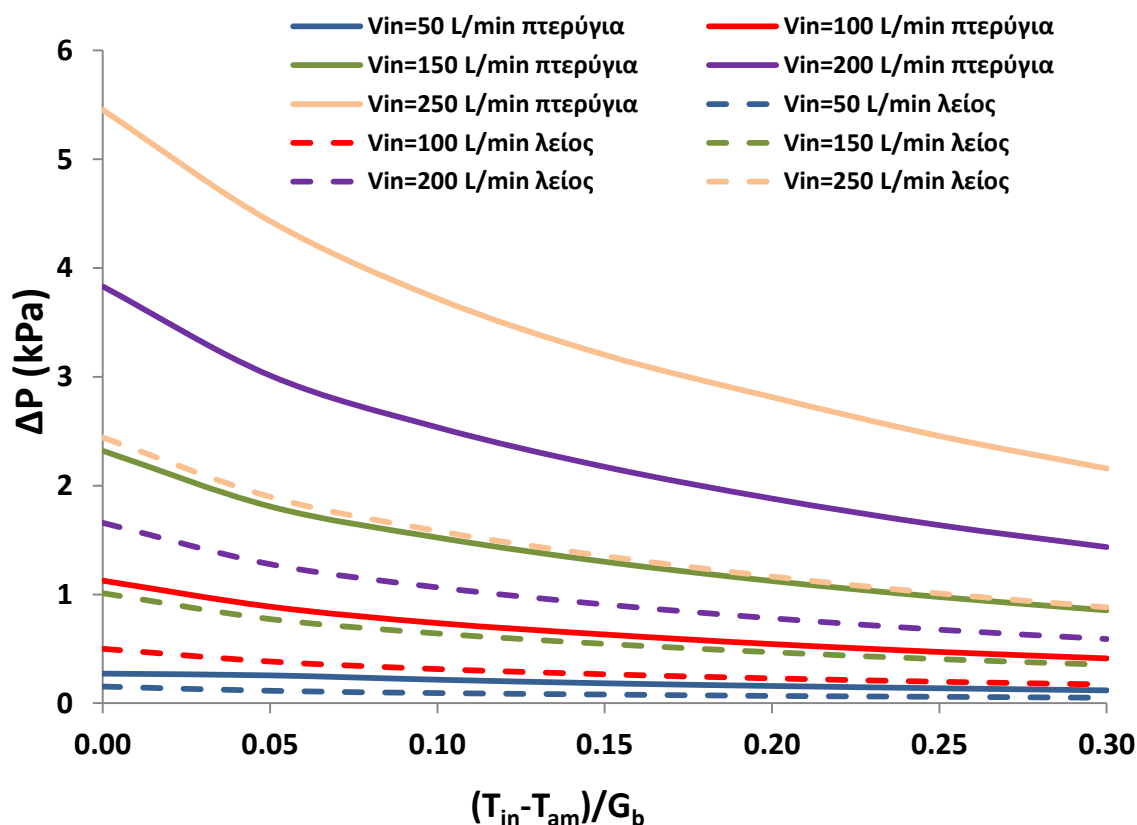


Εικόνα 5.9 Συντελεστής τριβής για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10$ mm , $t=4$ mm) για διαφορετικές παροχές όγκου σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου

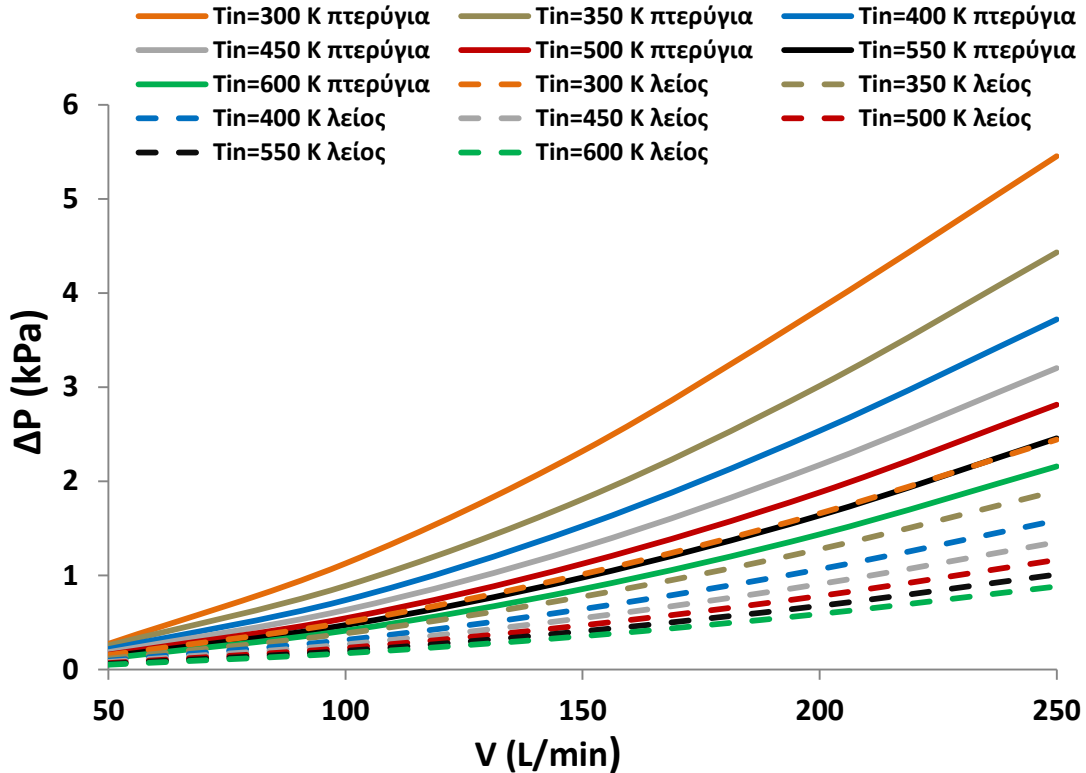


Εικόνα 5.10 Συντελεστής τριβής για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10$ mm , $t=4$ mm) για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου σε συνάρτηση με την παροχή όγκου

Διαπιστώνεται από την Εικόνα 5.9 ότι για σταθερή παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου, ο συντελεστής τριβής (f) μειώνεται όταν αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου. Επίσης, όπως γίνεται φανερό απ την Εικόνα 5.10, για σταθερή θερμοκρασία εισόδου ο συντελεστής τριβής μειώνεται όταν αυξάνεται η παροχή όγκου. Η αύξηση της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου οδηγεί σε μείωση της δυναμικής συνεκτικότητας του (μ), άρα και σε αύξηση του αριθμού Reynolds. Σε αύξηση του αριθμού Reynolds, οδηγεί επίσης και η αύξηση της παροχής όγκου του εργαζόμενου μέσου. Σύμφωνα με τη σχέση (4.16), ο αριθμός Reynolds είναι αντιστρόφως ανάλογος του (f), πράγμα που σημαίνει ότι αύξηση του Reynolds οδηγεί σε μείωση του (f), όπως φαίνεται και στις παραπάνω εικόνες. Σημειώνεται επίσης ότι για ίδια θερμοκρασία και παροχή εισόδου, ο συντελεστής τριβής είναι αρκετά μεγαλύτερος στην περίπτωση με τα πτερύγια απ' ότι στην περίπτωση του λείου απορροφητήρα για κάθε περίπτωση.



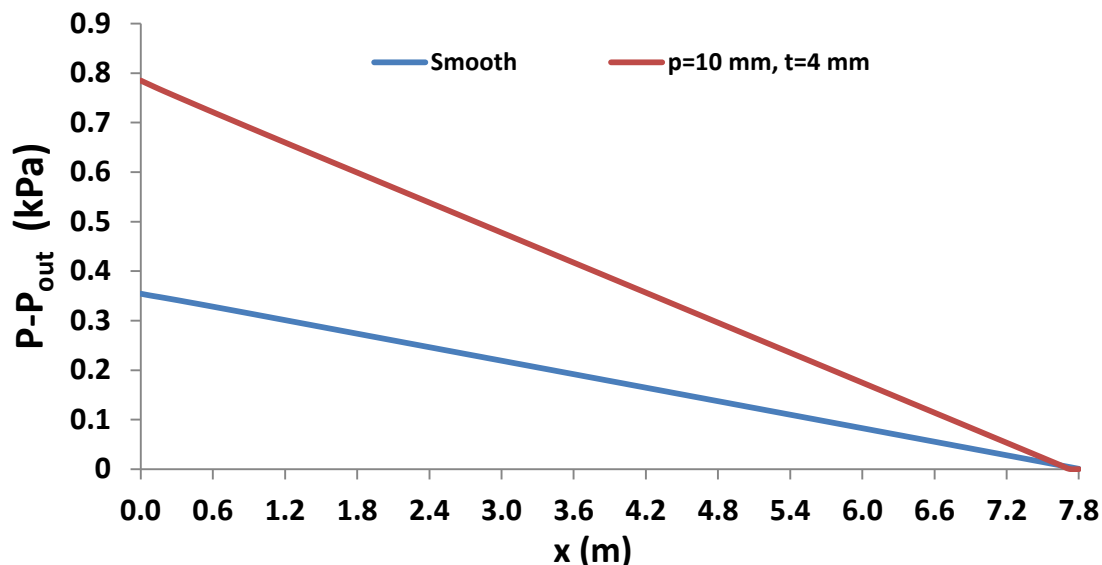
Εικόνα 5.11 Πτώση πίεσης για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($r=10$ mm , $t=4$ mm) για διαφορετικές παροχές όγκου σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου



Εικόνα 5.12 Πτώση πίεσης για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10$ mm , $t=4$ mm) για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου σε συνάρτηση με την παροχή όγκου

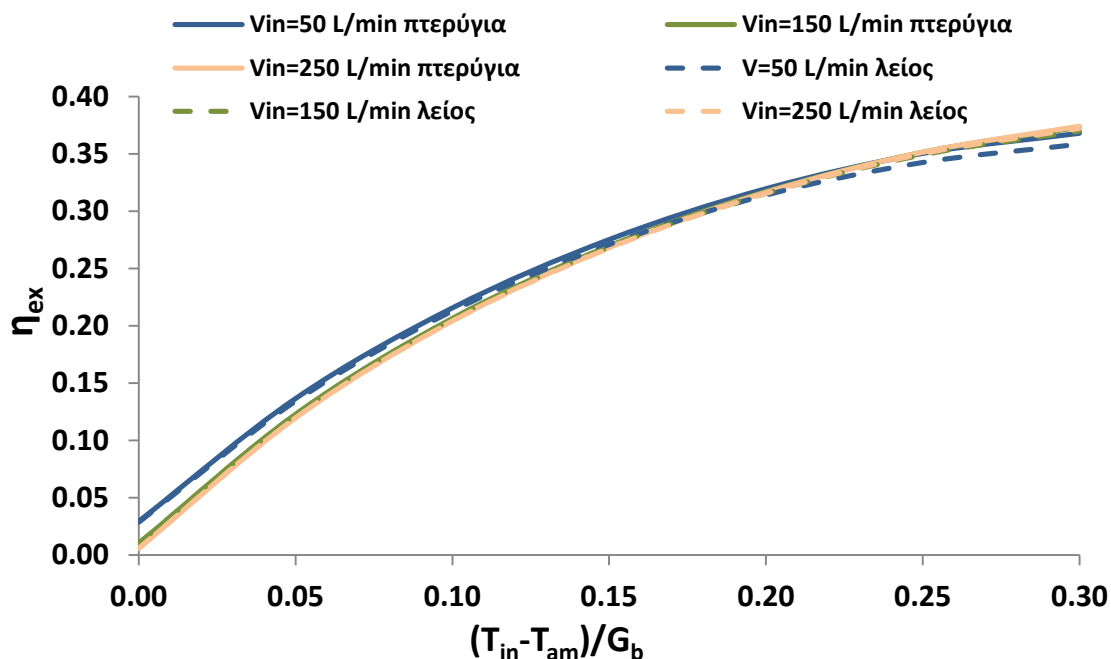
Στην Εικόνα 5.11, φαίνεται για την πτώση πίεσης ότι μειώνεται όταν αυξάνεται η θερμοκρασία για σταθερή παροχή του εργαζόμενου μέσου, ενώ η μείωση αυτή είναι εντονότερη στις μεγαλύτερες παροχές. Για σταθερή θερμοκρασία εισόδου, όσο μεγαλώνει η παροχή αυξάνεται και η πτώση πίεσης, όπως φαίνεται και από την Εικόνα 5.12. Γίνεται φανερό από τις δύο εικόνες, ότι η ύπαρξη πτερυγίων στον απορροφητήρα οδηγεί σε μεγαλύτερες πτώσεις πίεσης από την περίπτωση με τον λείο απορροφητήρα, ενώ για μεγαλύτερες παροχές όγκου, η πτώση πίεσης στην περίπτωση με τα πτερύγια είναι όλο και μεγαλύτερη από την περίπτωση του λείου απορροφητήρα για την ίδια θερμοκρασία εισόδου. Όπως φαίνεται κι από τη σχέση (4.15), η πτώση πίεσης είναι ανάλογη του συντελεστή τριβών (f) και του τετραγώνου της ταχύτητας του εργαζόμενου μέσου. Παραπάνω εξηγήθηκε πως η αύξηση της θερμοκρασίας είτε της παροχής όγκου, οδηγεί σε μείωση του συντελεστή (f). Γίνεται λοιπόν κατανοητό, ότι για σταθερή παροχή όγκου, άρα και ταχύτητα της ροής, όταν αυξάνεται η θερμοκρασία, η πτώση πίεσης μειώνεται εφόσον μειώνεται και το (f), ενώ για σταθερή θερμοκρασία και αύξηση όγκου, η μείωση του (f) δεν είναι αρκετή ώστε να αντισταθμίσει την αύξηση του τετραγώνου της ταχύτητας, επομένως η πτώση πίεσης αυξάνεται.

Ενδεικτικά για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min, παρουσιάζεται η διαφορά πίεσης του ρευστού κατά μήκος του απορροφητήρα με την πίεση περιβάλλοντος που επικρατεί στην έξοδο του απορροφητήρα, για την περίπτωση του λείου απορροφητήρα και την περίπτωση του απορροφητήρα με πτερύγια.

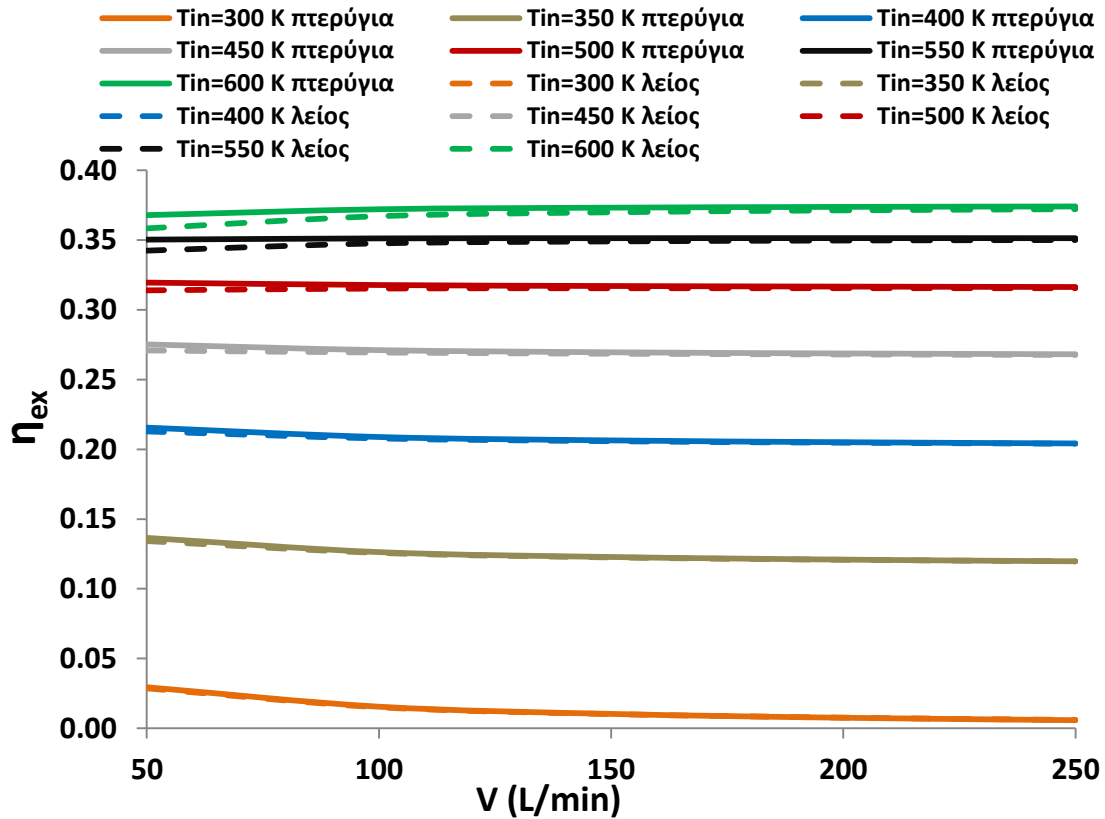


Εικόνα 5.13 Διαφορά πίεσης του ρευστού κατά μήκος του απορροφητήρα με την πίεση στην έξοδο του απορροφητήρα (περιβαλλοντική) για την περίπτωση λείου (Smooth) απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10\text{ mm}$, $t=4\text{ mm}$), για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min

Διαπιστώνεται από την Εικόνα 5.13 πως η πτώση πίεσης κατά μήκος του σωλήνα είναι γραμμική ($R^2=1$ και για τις δύο περιπτώσεις) και στην περίπτωση του λείου απορροφητήρα και στην περίπτωση του απορροφητήρα με πτερύγια. Επίσης όπως έχει ήδη αναφερθεί, η πτώση πίεσης της περίπτωσης με πτερύγια εντός του απορροφητήρα, είναι μεγαλύτερη από αυτή της περίπτωσης του λείου απορροφητήρα.



Εικόνα 5.14 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10\text{ mm}$, $t=4\text{ mm}$) για διαφορετικές παροχές όγκου σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου

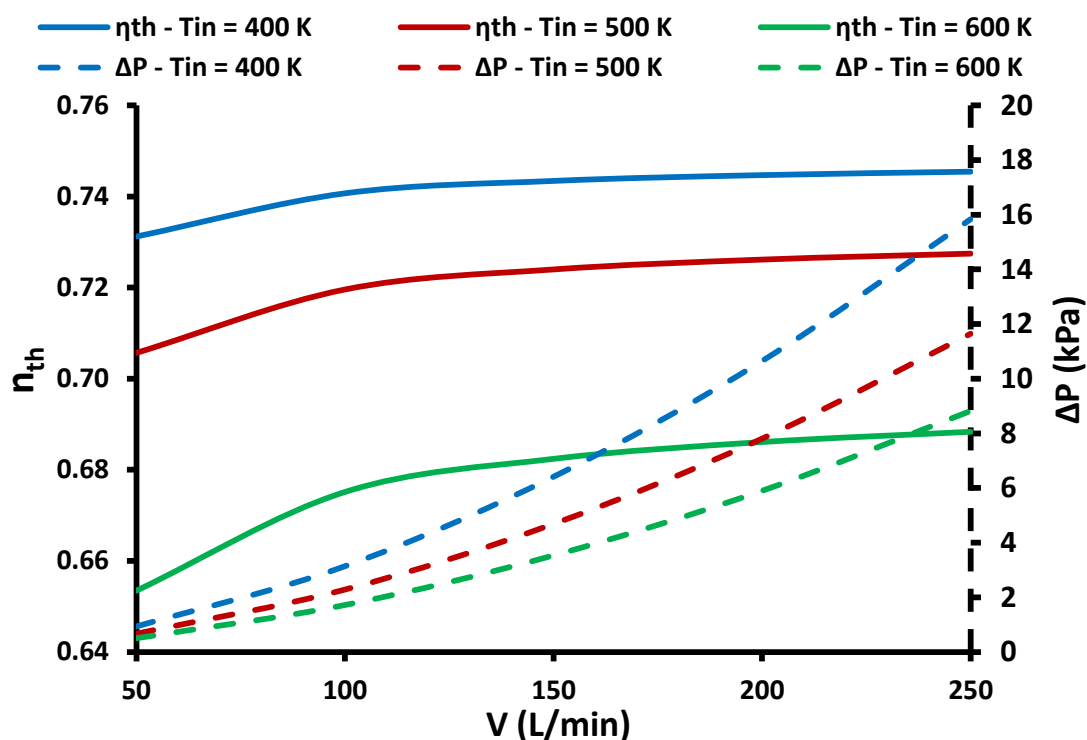


Εικόνα 5.15 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης για την περίπτωση λείου απορροφητήρα και την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10$ mm , $t=4$ mm) για διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου σε συνάρτηση με την παροχή όγκου

Στην Εικόνα 5.14 παρατηρείται πως για σταθερή παροχή όγκου, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου μέσου ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης (η_{ex}) αυξάνεται, ενώ στην Εικόνα 5.15 φαίνεται πως για σταθερή θερμοκρασία εισόδου, ο (η_{ex}) παραμένει περίπου σταθερός για όλες τις παροχές όγκου. Σε κάθε περίπτωση, διαπιστώνεται πως η περίπτωση του απορροφητήρα με πτερύγια δίνει ελαφρώς καλύτερα αποτελέσματα από αυτά που δίνει ο λείος απορροφητήρας, ενώ η μεγαλύτερη βελτίωση παρατηρείται στη μικρότερη παροχή και μεγαλύτερη θερμοκρασία εισόδου (T_{in}).

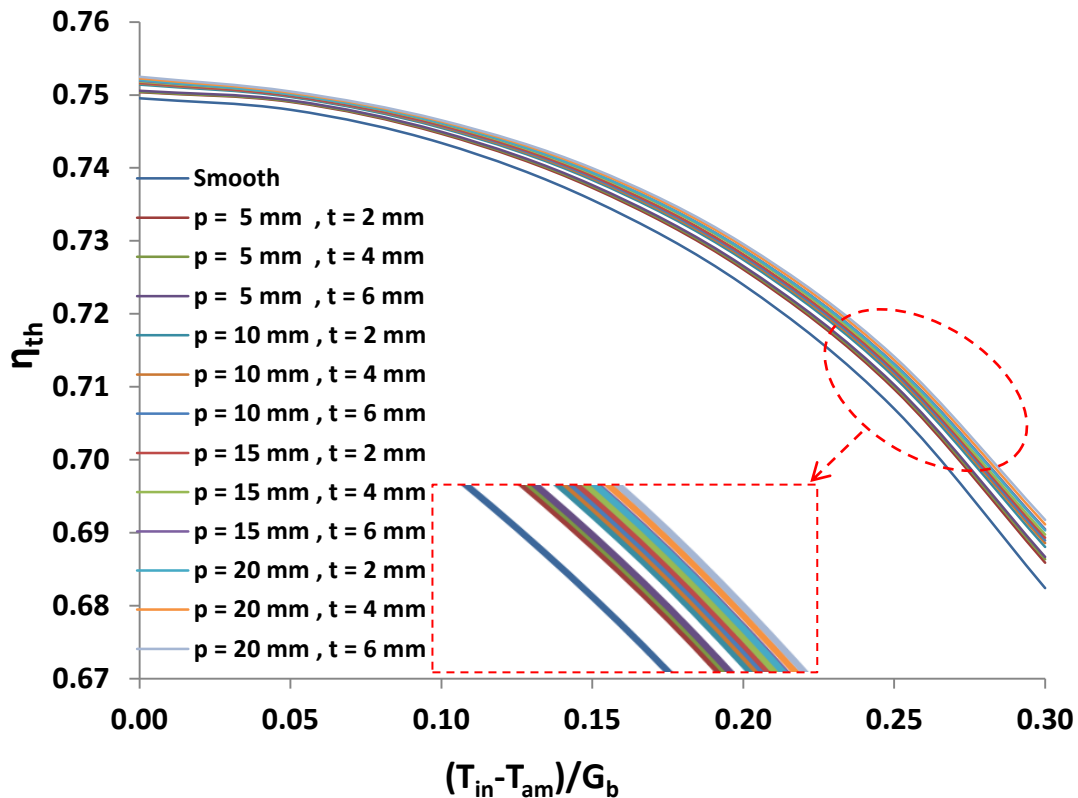
5.3 Σύγκριση αποτελεσμάτων μεταξύ λείου απορροφητήρα και απορροφητήρων με πτερύγια διαφόρων γεωμετριών στο εσωτερικό τους

Στην παρακάτω εικόνα, παρουσιάζεται η θερμική απόδοση ενός συλλέκτη με λείο απορροφητήρα για διάφορες παροχές όγκου και τρεις διαφορετικές θερμοκρασίες εισόδου T_{in} (400 K, 500 K, 600 K). Στο διάγραμμα δίνεται επίσης η πτώση πίεσης για τις ίδιες συνθήκες.



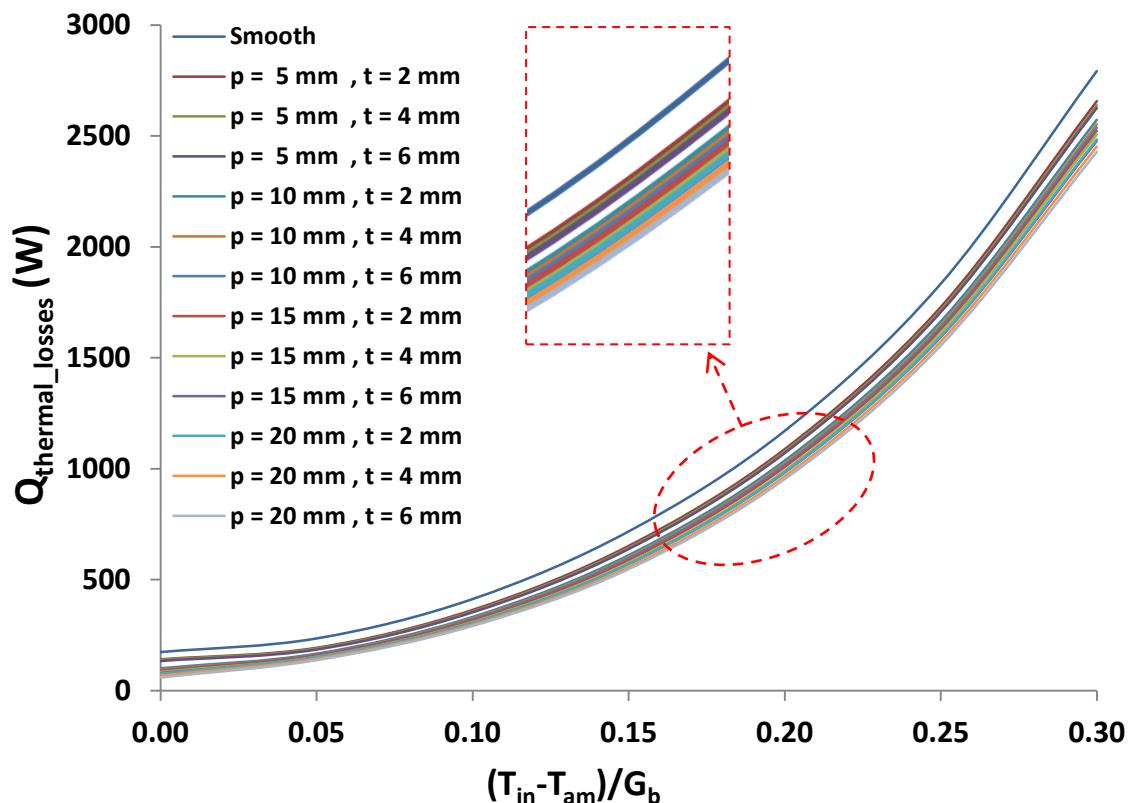
Εικόνα 5.16 Θερμικός βαθμός απόδοσης και πτώση πίεσης για την περίπτωση λείου απορροφητήρα για τρεις θερμοκρασίες εισόδου (400 K, 500K και 600 K) σε συνάρτηση με την παροχή όγκου

Σύμφωνα με την Εικόνα 5.16, για μεγαλύτερες παροχές όγκου αυξάνεται και η θερμική απόδοση αλλά και η πτώση πίεσης κατά μήκος του σωλήνα. Ωστόσο, μετά την παροχή 150 L/min, η αύξηση στον θερμικό βαθμό απόδοσης είναι πολύ χαμηλή, τη στιγμή που η πτώση πίεσης αυξάνεται αρκετά. Αυτή η παρατήρηση δείχνει ότι η παροχή 150 L/min μπορεί να επιλεγεί ως μια από τις καταλληλότερες τιμές για αυτόν τον συλλέκτη. Έτσι, στην ανάλυση που ακολουθεί δίνονται τα αποτελέσματα για αυτή την τιμή της παροχής. Επιπλέον, είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι η παροχή αυτή επιλέγεται διότι η συγκριτική ανάλυση πρέπει να πραγματοποιηθεί για μια λογική τιμή παροχής όγκου, έτσι ώστε τα αποτελέσματα της βελτίωσης να ανταποκρίνονται σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας.



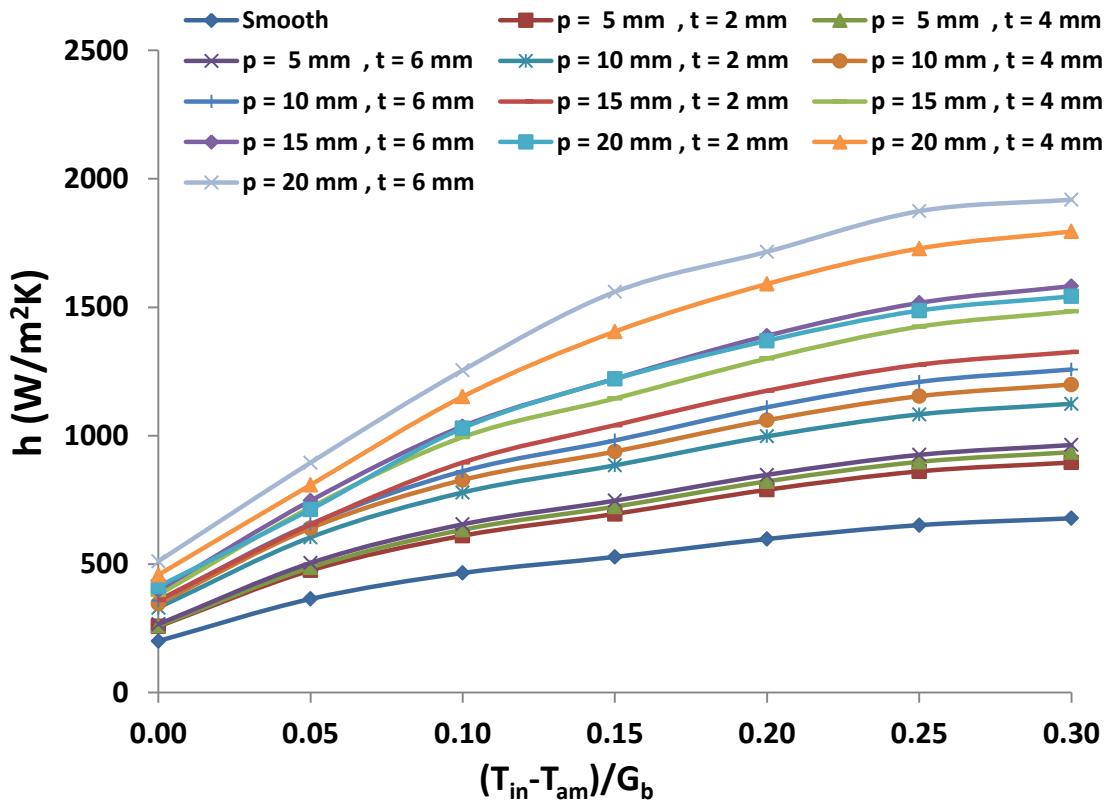
Εικόνα 5.17 Θερμικός βαθμός απόδοσης για λείο (Smooth) απορροφητήρα και για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερύγια μήκους p και πάχους t σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in} - T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου, για παροχή όγκου 150 L/min

Η Εικόνα 5.17 δείχνει την θερμική απόδοση του PTC για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες, και περιλαμβάνει αποτελέσματα για όλο το εύρος εξεταζόμενων θερμοκρασιών εισόδου για την παροχή 150 L/min. Όπως γίνεται φανερό, μεγαλύτερες θερμοκρασίες εισόδου οδηγούν σε χαμηλότερη θερμική απόδοση. Ο λείος απορροφητήρας οδηγεί στη χαμηλότερη θερμική απόδοση από όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Όλες οι καμπύλες θερμικής απόδοσης για απορροφητήρα με πτερύγια είναι κοντά η μία στην άλλη, και γι αυτό το λόγο μια μεγεθυμένη περιοχή απεικονίζεται μέσα στην Εικόνα 5.17. Όπως φαίνεται, μεγαλύτερα μήκη και πάχη πτερυγίων οδηγούν γενικά σε μεγαλύτερη θερμική απόδοση. Επιπροσθέτως, παρατηρείται ότι οι απεικονιζόμενες καμπύλες είναι περίπου παράλληλες για όλα τα εύρη θερμοκρασιών εισόδου. Η μεγαλύτερη βελτίωση θερμικής απόδοσης παρατηρείται για την περίπτωση μήκους $p=20 \text{ mm}$ και πάχους $t=6 \text{ mm}$. Σε αυτή την περίπτωση, η θερμική απόδοση κυμαίνεται από 69.18% έως 75.25%, ενώ η αντίστοιχη διακύμανση για λείο απορροφητήρα είναι από 68.24% έως 74.96%. Για θερμοκρασία εισόδου ίση με 600 K, η θερμική απόδοση αυξάνεται περίπου 1.38% συγκριτικά με την περίπτωση του λείου απορροφητήρα, μια αξιοσημείωτη τιμή που αποδεικνύει υψηλότερη απόδοση.



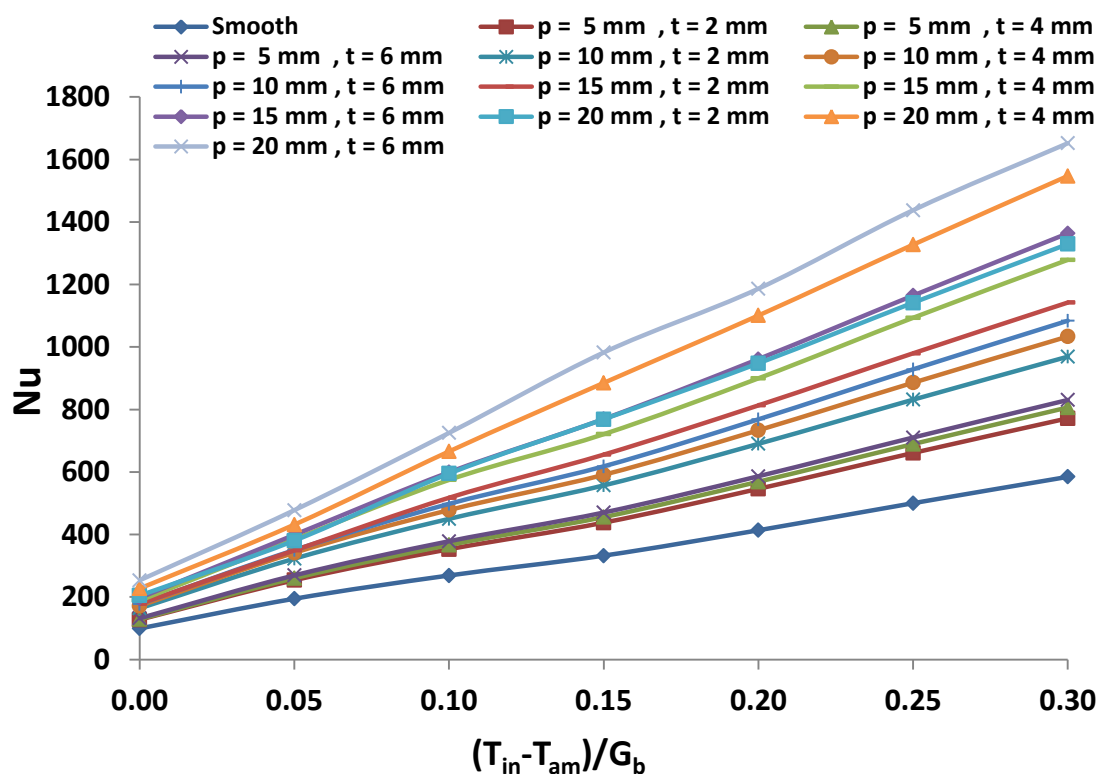
Εικόνα 5.18 Θερμικές απώλειες για λείο (Smooth) απορροφητήρα και για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερύγια μήκους p και πάχους t σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου, για παροχή όγκου **150 L/min**

Στην Εικόνα 5.18 απεικονίζονται οι θερμικές απώλειες του απορροφητήρα για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις για παροχή 150 L/min. Οι θερμικές απώλειες είναι απώλειες θερμικής ακτινοβολίας μεταξύ του απορροφητήρα και του καλύμματος. Αυτές οι απώλειες γίνονται μεγαλύτερες για μεγαλύτερες θερμοκρασίες εισόδου, εξαιτίας των απωλειών ακτινοβολίας οι οποίες εξαρτώνται από τη διαφορά της θερμοκρασίας απορροφητήρα στην τέταρτη δύναμη με την θερμοκρασία καλύμματος στην τέταρτη δύναμη. Η εικόνα αυτή υποδεικνύει ότι η χρήση απορροφητήρα με πτερύγια οδηγεί σε χαμηλές θερμικές απώλειες, εφόσον η καμπύλη του λείου απορροφητήρα είναι πάντα πάνω από τις υπόλοιπες καμπύλες. Παρατηρείται προφανώς ότι υψηλότερες θερμικές απώλειες οδηγούν σε χαμηλότερη θερμική απόδοση και αντίστροφα. Για όλες τις εξεταζόμενες συνθήκες λειτουργίας, οι θερμικές απώλειες κυμαίνονται από 173 W έως 2792 W για τον λείο απορροφητήρα, ενώ για τον απορροφητήρα με πτερύγια στον οποίο παρατηρούνται οι χαμηλότερες θερμικές απώλειες ($p=20$ mm, $t=6$ mm), οι ίδιες κυμαίνονται από 58 W έως 2427 W.



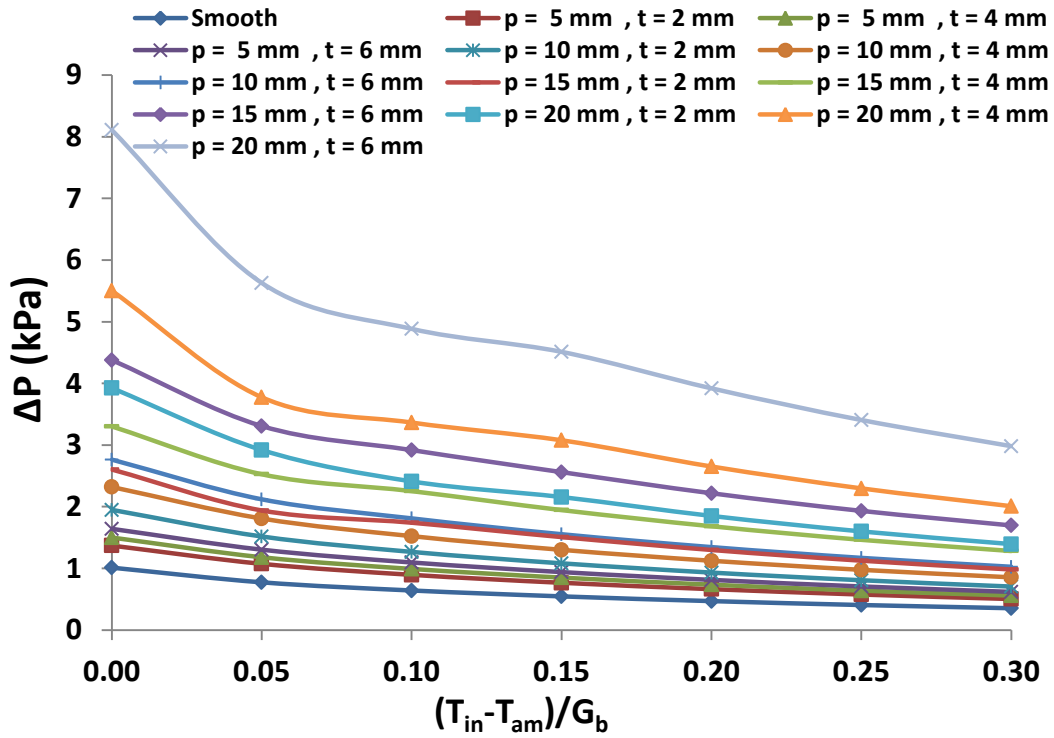
Εικόνα 5.19 Συντελεστής συναγωγής για λείο (Smooth) απορροφητήρα και για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερύγια μήκους p και πάχους t σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου, για παροχή όγκου 150 L/min

Η χρήση απορροφητήρα με πτερύγια αυξάνει τη θερμική απόδοση του συλλέκτη όπως αποδεικνύεται από τις Εικόνες 5.17 και 5.18. Ο λόγος για τον οποίο συμβαίνει αυτό, είναι η καλύτερη μεταφορά θερμότητας η οποία συμβαίνει μεταξύ του απορροφητήρα και του θερμικού ελαίου. Στην Εικόνα 5.19 απεικονίζεται ο συντελεστής συναγωγής (h) για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις, για παροχή όγκου 150 L/min. Από την εικόνα αυτή, αποδεικνύεται ότι υψηλότερος συντελεστής συναγωγής παρατηρείται όταν τα πτερύγια έχουν μεγαλύτερες διαστάσεις (μήκος και πάχος). Στο λείο απορροφητήρα, οι τιμές του συντελεστή συναγωγής κυμαίνονται από 200 W/m²K έως 678 W/m²K, ενώ στον απορροφητήρα με πτερύγια όπου παρατηρείται η μεγαλύτερη βελτίωση ($p=20$ mm, $t=6$ mm), οι τιμές του (h) κυμαίνονται από 511 W/m²K έως 1919 W/m²K. Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι οι περιπτώσεις με υψηλότερο συντελεστή συναγωγής παρουσιάζουν επίσης υψηλότερη θερμική απόδοση. Στην Εικόνα 5.20 που ακολουθεί, παρουσιάζεται ο αριθμός Nusselt για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις.

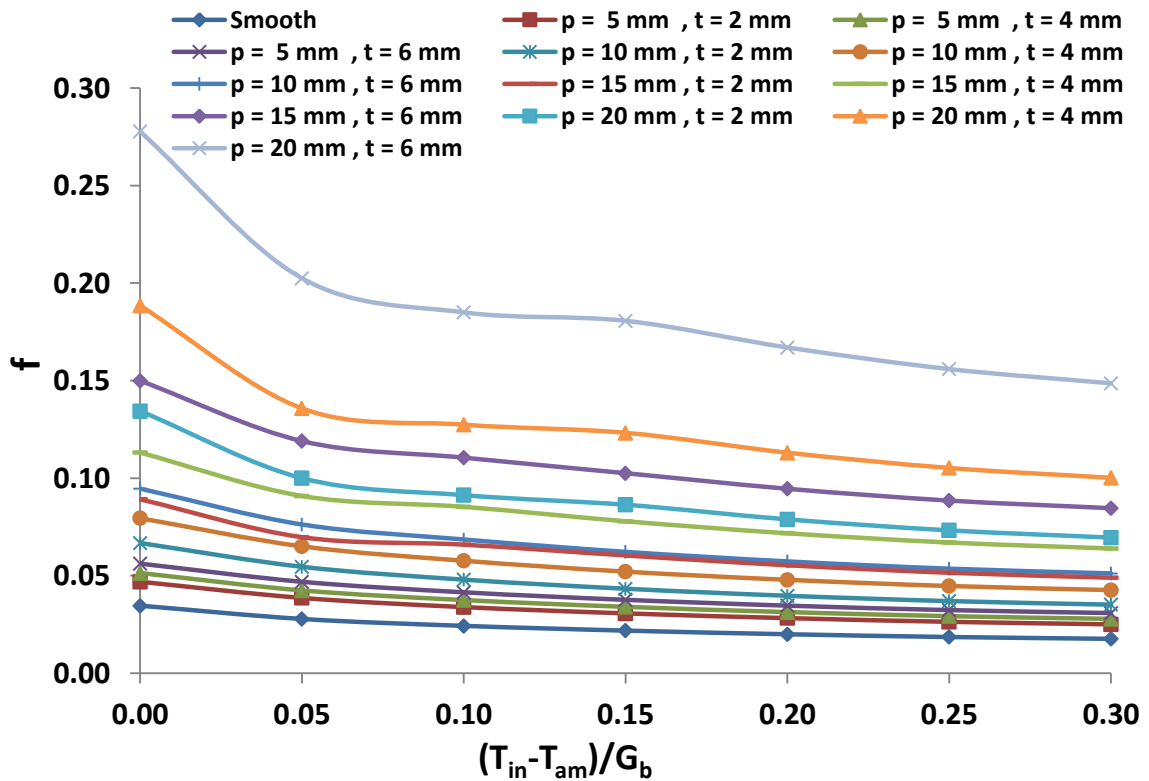


Εικόνα 5.20 Αριθμός Nusselt για λείο (Smooth) απορροφητήρα και για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερυγία μήκους p και πάχους t σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου, για παροχή όγκου 150 L/min

Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι και στην Εικόνα 5.19 και στην Εικόνα 5.20, η συμπεριφορά των καμπυλών είναι ίδια για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Η λιγότερο αποδοτική περίπτωση είναι αυτή του λείου απορροφητήρα, με τις περιπτώσεις με μήκος πτερυγίου 5 mm να ακολουθούν. Μεταξύ αυτών, η περίπτωση με πάχος 2 mm είναι η λιγότερο αποδοτική, με τις περιπτώσεις πάχους 4 mm και 6 mm να ακολουθούν. Μετά από αυτές τις καμπύλες, οι περιπτώσεις με μήκη 10 mm και 15 mm ακολουθούν. Για κάθε μήκος πτερυγίου, μεγαλύτερα πάχη οδηγούν σε υψηλότερη θερμική απόδοση, ενώ οι τρεις περιπτώσεις μήκους 10 mm είναι λιγότερο αποδοτικές από τις περιπτώσεις μήκους 15 mm. Με άλλα λόγια, η περίπτωση με μήκος 10 mm και πάχος 6 mm είναι λιγότερο αποδοτική από την περίπτωση με μήκος 15 mm και πάχος 2 mm. Ωστόσο, για τις περιπτώσεις με μήκος πτερυγίων 20 mm, τα αποτελέσματα δεν ακολουθούν την ίδια συμπεριφορά. Η περίπτωση με μήκος 20 mm και πάχος 2 mm είναι λιγότερο αποδοτική από την περίπτωση με μήκος 15 mm και πάχος 6 mm. Αυτή είναι η μόνη περίπτωση όπου ένα πτερύγιο με μικρότερο μήκος παρουσιάζει μεγαλύτερη απόδοση από ένα με μεγαλύτερο μήκος. Τέλος, το πτερύγιο με μήκος 20 mm και πάχος 4 mm είναι πιο αποδοτικό από αυτό με μήκος 15 mm και πάχος 6 mm. Το πτερύγιο με τη μεγαλύτερη απόδοση μεταξύ των εξεταζόμενων περιπτώσεων, είναι αυτό με μήκος 20 mm και πάχος 6 mm. Η ανάλυση αυτή και τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν από την Εικόνα 5.17 έως την Εικόνα 5.20 αποδεικνύουν ότι το μήκος των πτερυγίων επηρεάζει περισσότερο την απόδοση του συλλέκτη απ' ό,τι το πάχος τους.

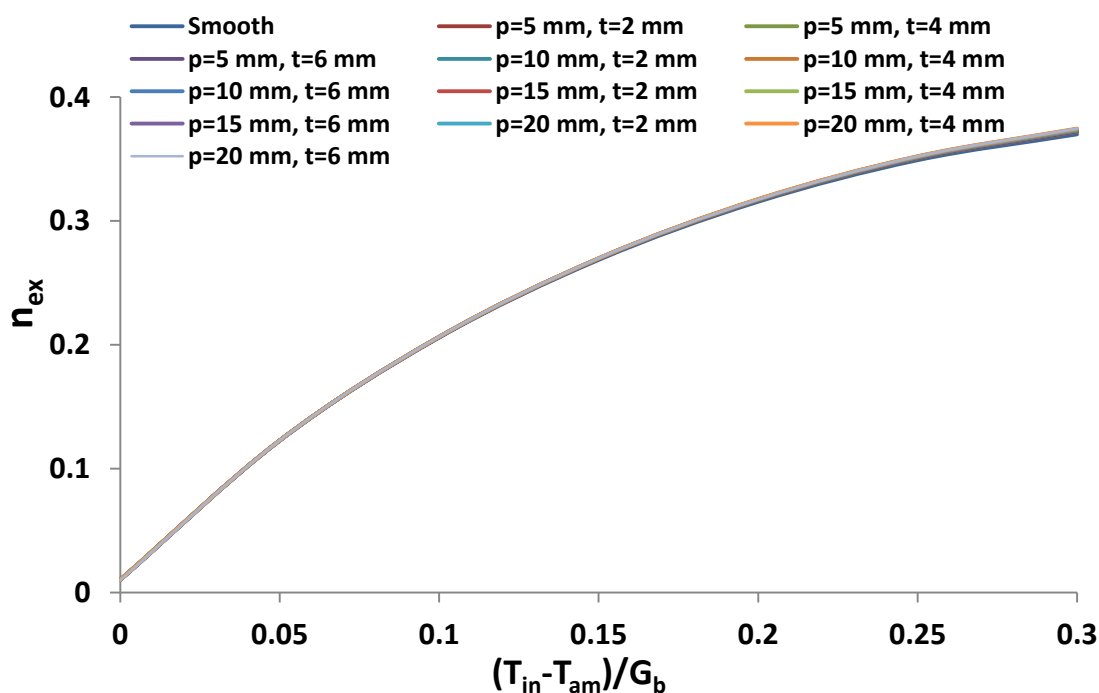


Εικόνα 5.21 Πτώση πίεσης για λείο (Smooth) απορροφητήρα και για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερύγια μήκους p και πάχους t σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου, για παροχή όγκου 150 L/min



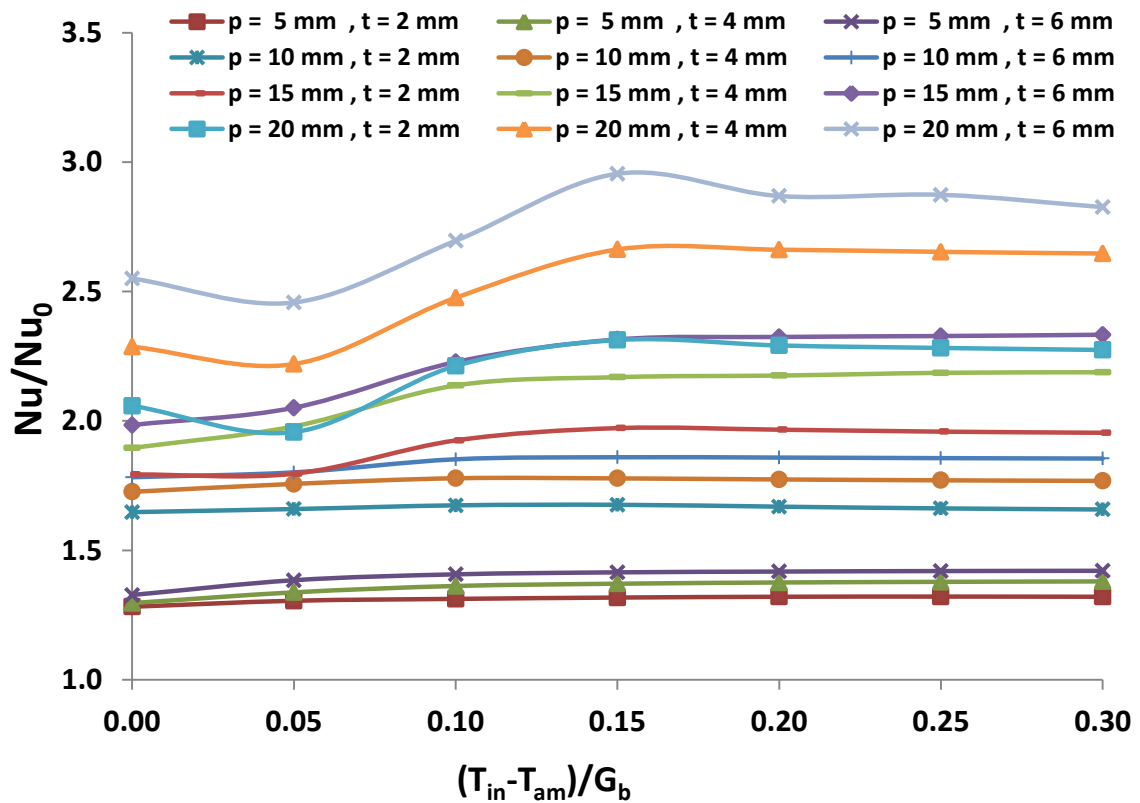
Εικόνα 5.22 Συντελεστής τριβής για λείο (Smooth) απορροφητήρα και για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερύγια μήκους p και πάχους t σε με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου, για παροχή όγκου 150 L/min

Όπως διαπιστώθηκε, η χρήση εσωτερικών πτερυγίων οδηγεί σε υψηλότερη θερμική απόδοση του συλλέκτη και συνεπώς σε θερμική βελτίωση. Ωστόσο, η ύπαρξη πτερυγίων στο εσωτερικό της ροής αυξάνει τα επίπεδα τύρβης και παρατηρείται υψηλότερη πτώση πίεσης. Η Εικόνα 5.21 δείχνει την πτώση πίεσης κατά μήκος του σωλήνα και η Εικόνα 5.22 τον συντελεστή τριβής για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Αυτές οι εικόνες δίνουν παρόμοια αποτελέσματα για κάθε περίπτωση. Η πτώση πίεσης και ο συντελεστής τριβής γίνονται μικρότεροι για υψηλότερες θερμοκρασίες εισόδου του εργαζόμενου μέσου, όπως έχει εξηγηθεί παραπάνω. Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα των διάφορων απορροφητήρων, παρατηρείται πως ο λείος απορροφητήρας δίνει τη μικρότερη πτώση πίεσης, ενώ η πιο θερμικά αποδοτική περίπτωση ($p=20$ mm, $t=6$ mm) παρουσιάζει τη μεγαλύτερη πτώση πίεσης. Πρακτικά, μεγαλύτερη θερμική βελτίωση συνδυάζεται με υψηλότερη πτώση πίεσης και συντελεστή τριβής. Η συμπεριφορά των καμπυλών στις Εικόνες 5.21 και 5.22, είναι περίπου η ίδια με τη συμπεριφορά των καμπυλών στις Εικόνες 5.19 και 5.20, με τη μόνη διαφορά να είναι πως η καμπύλη για $p=10$ mm και $t=6$ mm είναι στη θέση της καμπύλης για $p=15$ mm και $t=2$ mm και αντίστροφα, έχοντας όμως πολύ μικρή απόκλιση μεταξύ τους.



Εικόνα 5.23 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης για λείο (Smooth) απορροφητήρα και για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερύγια μήκους p και πάχους t σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in} - T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου, για παροχή όγκου 150 L/min

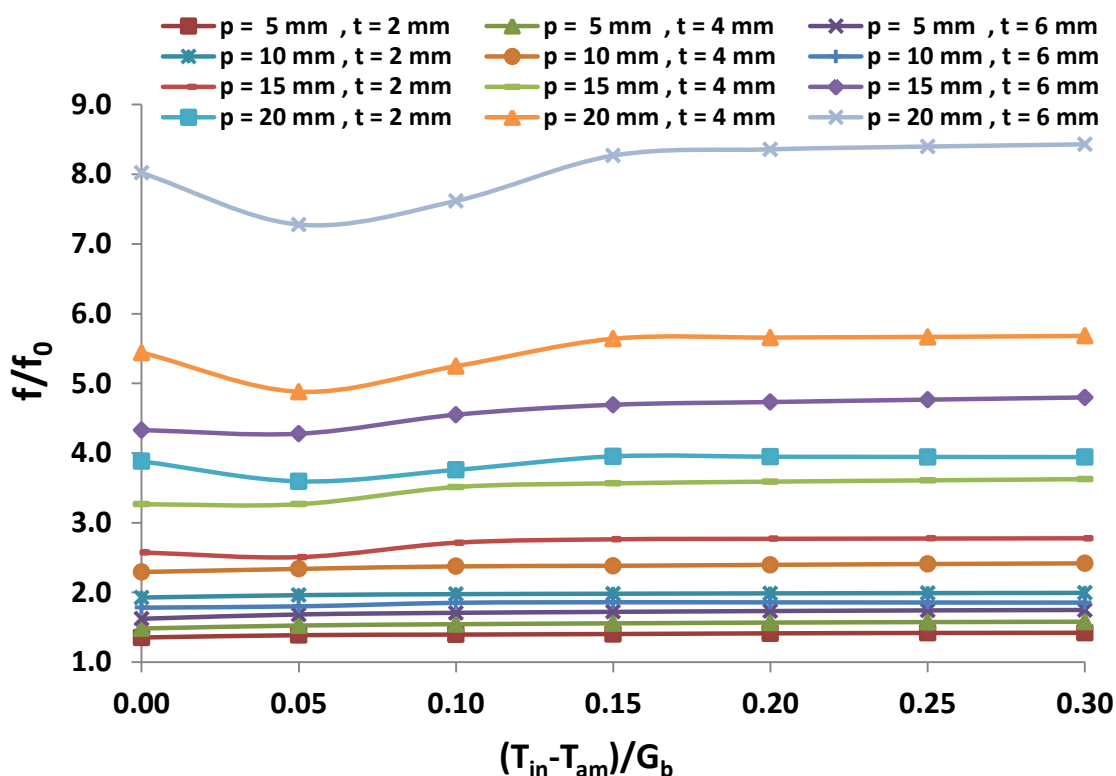
Για τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης, βλέπουμε από την Εικόνα 5.23 ότι όλες οι περιπτώσεις παρουσιάζουν σχεδόν τις ίδιες τιμές για τις αντίστοιχες θερμοκρασίες εισόδου του ρευστού. Αργότερα, θα παρουσιαστούν αναλυτικά οι τιμές του εξεργειακού βαθμού απόδοσης για κάθε περίπτωση πτερυγίων, για συγκεκριμένη παροχή και θερμοκρασία.



Εικόνα 5.24 Λόγος αριθμού Nusselt περίπτωσης απορροφητήρα με πτερύγια μήκους p και πάχους t προς αριθμό Nusselt περίπτωσης λείου απορροφητήρα σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου, για παροχή όγκου 150 L/min

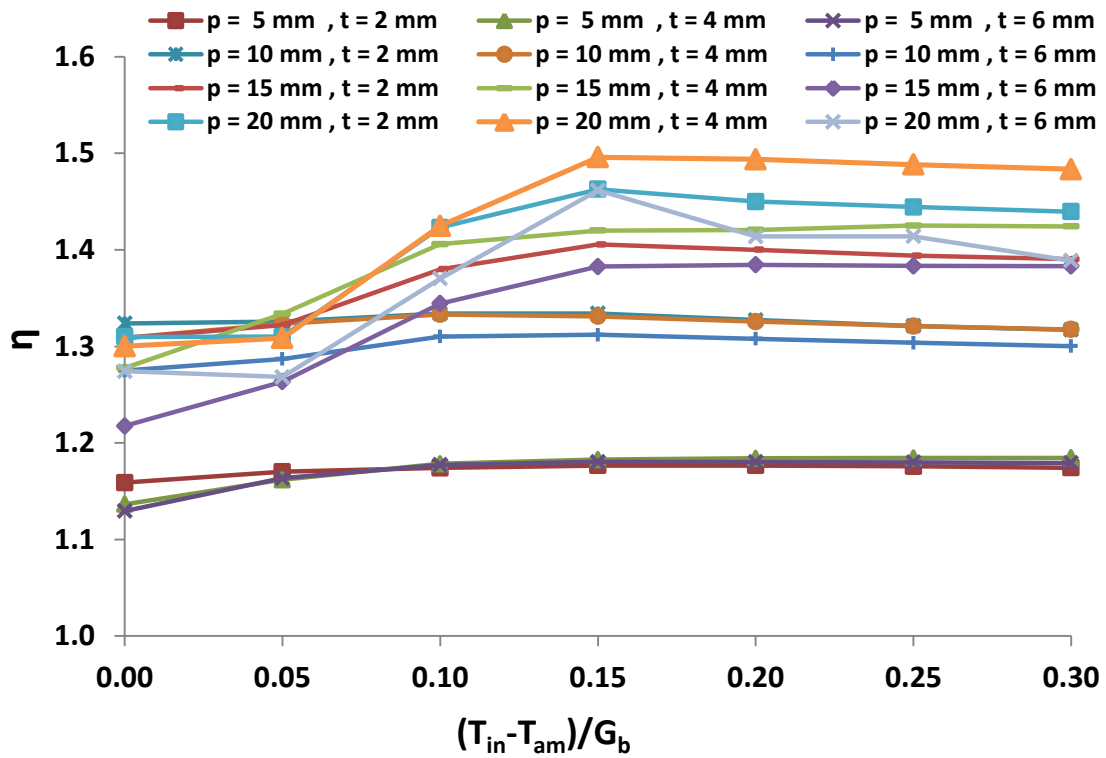
Η Εικόνα 5.24 απεικονίζει τον λόγο του αριθμού Nusselt για κάθε περίπτωση πτερυγίου με τον αριθμό Nusselt του λείου απορροφητήρα, υπό ίδια παροχή όγκου για διάφορες θερμοκρασίες εισόδου. Αυτή η παράμετρος υποδεικνύει τη θερμική απόδοση με άμεσο τρόπο. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα της Εικόνας 5.24, η περίπτωση με $p=20$ mm και $t=6$ mm, είναι η πιο αποδοτική περίπτωση για όλες τις θερμοκρασίες εισόδου. Η περίπτωση με $p=20$ mm και $t=4$ mm ακολουθεί στη δεύτερη θέση, ενώ στην τρίτη θέση ακολουθούν οι καμπύλες των περιπτώσεων με $p=20$ mm και $t=2$ mm, και με $p=15$ mm και $t=6$ mm, οι οποίες είναι κοντά η μία στην άλλη.

Η Εικόνα 5.25 απεικονίζει το λόγο συντελεστή τριβής (f) για κάθε περίπτωση πτερυγίου με τον συντελεστή τριβής (f_0) του λείου απορροφητήρα, για αντίστοιχες συνθήκες λειτουργίας. Τα αποτελέσματα είναι παρόμοια με αυτά των Εικόνων 5.21 και 5.22, και αποδεικνύουν ότι υψηλότερο μήκος και πάχος πτερυγίου αυξάνουν τον λόγο του συντελεστή τριβής. Επιπροσθέτως, είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι ο λόγος συντελεστή τριβής για μικρά πτερύγια είναι περίπου σταθερός για όλο το εξεταζόμενο θερμοκρασιακό εύρος, ενώ για μεγαλύτερα πτερύγια όπου η ροή είναι περισσότερο τυρβώδης παρατηρούνται μεγαλύτερες διακυμάνσεις. Το μεγαλύτερο λόγο συντελεστή τριβής απ' όλες τις περιπτώσεις δίνει η περίπτωση με $p=20$ mm και $t=6$ mm, όπου και το (f/f_0) είναι περίπου ίσο με 8.



Εικόνα 5.25 Λόγος συντελεστή τριβής περίπτωσης απορροφητήρα με πτερύγια μήκους p και πάχους t προς συντελεστή τριβής περίπτωσης λείου απορροφητήρα σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου, για παροχή όγκου 150 L/min

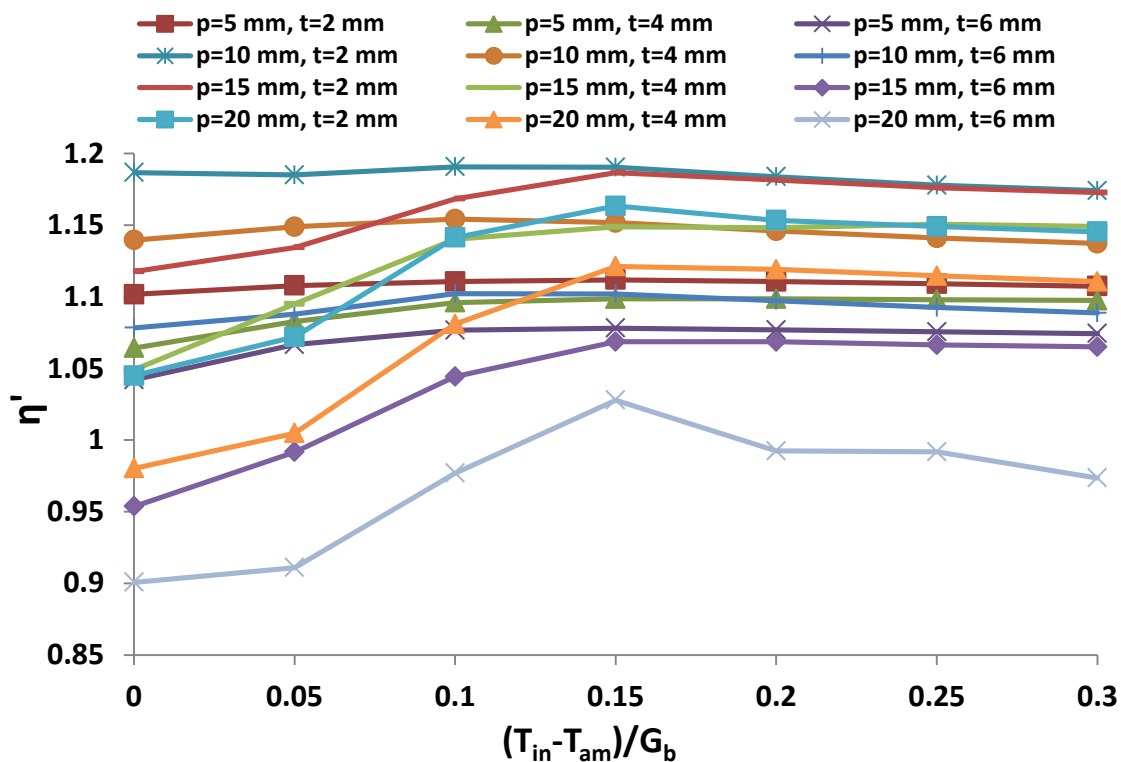
Όπως φάνηκε από τις εικόνες παραπάνω, η θερμική βελτίωση είναι συνδυασμένη με ποινή σε ό,τι αφορά την πτώση πίεσης κατά μήκος του σωλήνα. Γι αυτό το λόγο, χρειάζεται εκτενέστερη ανάλυση έτσι ώστε να αξιολογηθούν αυτά τα αντικρουόμενα αποτελέσματα. Με σκοπό την αξιολόγηση των αποτελεσμάτων αυτών, θα χρησιμοποιηθούν οι αριθμοί (η) , (η') και (η'') , όπως έχουν περιγραφεί σε προηγούμενη ενότητα. Υπενθυμίζεται ότι τα κριτήρια αυτά προσπαθούν να συγκρίνουν την περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια με την περίπτωση λείου απορροφητήρα κάτω από ισοδύναμες συνθήκες λειτουργίας οι οποίες χαρακτηρίζονται από ίδιο έργο άντλησης (η) , ίδια πτώση πίεσης (η') και ίδια παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου (η'') αντίστοιχα. Πρακτικά οι αριθμοί αυτοί λαμβάνουν υπόψη την αύξηση του αριθμού Nusselt και του συντελεστή τριβής (f) , και όταν έχουν μεγαλύτερες τιμές, η βελτίωση είναι μεγαλύτερη. Τιμές άνω της μονάδας σημαίνουν συνολικά καλύτερη απόδοση του συλλέκτη. Σημειώνεται πως το συνηθέστερο κριτήριο που χρησιμοποιείται στη βιβλιογραφία για την αξιολόγηση της λειτουργίας των συλλεκτών είναι ο αριθμός (η) , ωστόσο για λόγους πληρότητας υπολογίζονται και αξιολογούνται και οι αριθμοί (η') και (η'') κάθε περίπτωσης.



Εικόνα 5.26 Αριθμός (η) ($= \frac{Nu}{Nu_0} / \left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{3}}$) για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερύγια μήκους p και πάχους t σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου, για παροχή όγκου 150 L/min

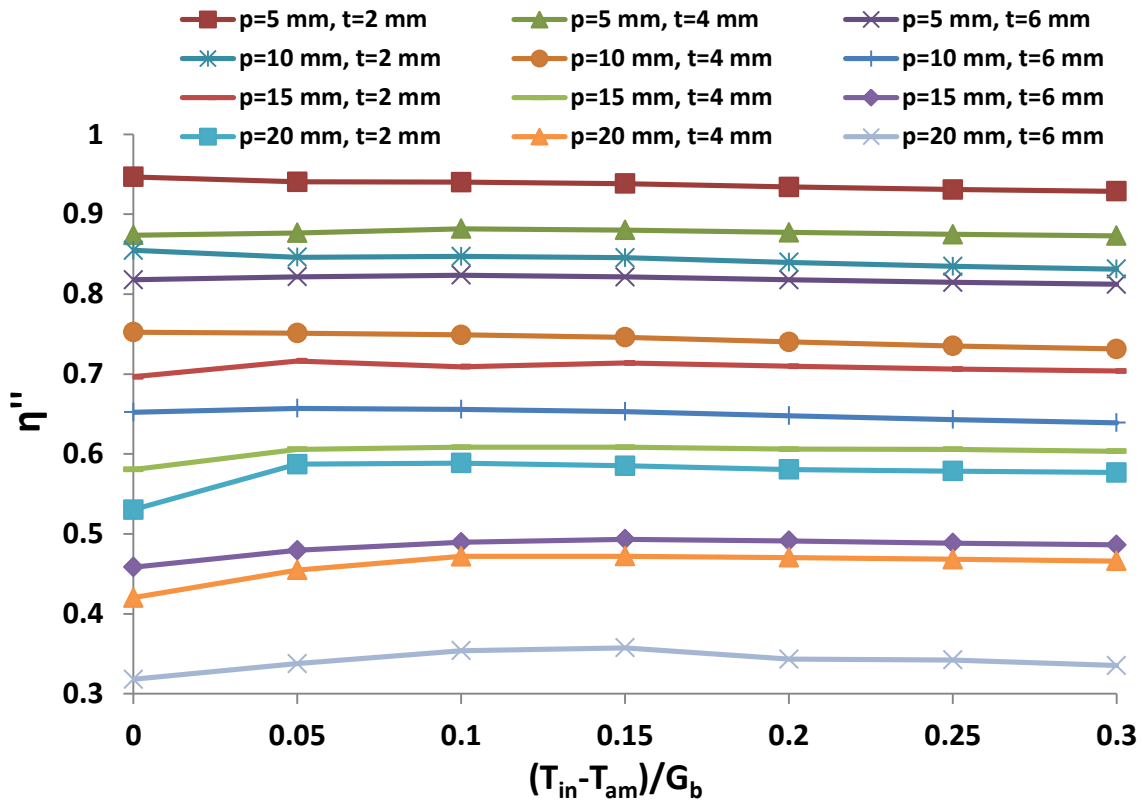
Η Εικόνα 5.26 δείχνει ότι για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις ο αριθμός (η) είναι μεγαλύτερος της μονάδας, πράγμα που σημαίνει ότι η απόδοση πάντα αυξάνεται με βάση αυτό το κριτήριο. Αυτό το αποτέλεσμα αποδεικνύει ότι η ταυτόχρονη αύξηση του αριθμού Nusselt και του συντελεστή τριβής, οδηγεί τελικά σε υψηλότερη απόδοση συγκριτικά με την περίπτωση του λείου απορροφητήρα. Συγκρίνοντας τις καμπύλες για τα διαφορετικά πτερύγια, είναι φανερό ότι η καμπύλη για $p=20$ mm και $t=4$ mm δίνει μεγαλύτερο αριθμό (η) για την πλειοψηφία των εξεταζόμενων θερμοκρασιών εισόδου. Πιο συγκεκριμένα, για θερμοκρασίες εισόδου από 400 K έως 600 K, αυτή είναι η βέλτιστη περίπτωση απορροφητήρα. Για θερμοκρασία εισόδου ίση με 300 K, η βέλτιστη περίπτωση είναι ο απορροφητήρας με πτερύγια με $p=10$ mm και $t=2$ mm. Επιπλέον, για θερμοκρασία εισόδου ίση με 350 K, η βέλτιστη περίπτωση πτερυγίων είναι αυτή με $p=15$ mm και $t=4$ mm. Αυτό το αποτέλεσμα υποδεικνύει ότι όταν ο συλλέκτης λειτουργεί σε χαμηλά θερμοκρασιακά επίπεδα, τα βέλτιστα πτερύγια έχουν μικρότερες διαστάσεις συγκριτικά με περιπτώσεις όπου ο συλλέκτης λειτουργεί σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Το γεγονός αυτό, βασίζεται στις σχετικά υψηλές τιμές του λόγου συντελεστή τριβής για χαμηλές θερμοκρασίες σε απορροφητήρες με μεγάλα πτερύγια, όπως δείχνει η Εικόνα 5.25. Ωστόσο, οι PTC συνήθως λειτουργούν σε υψηλές θερμοκρασίες, συνήθως από 400 K έως 600 K, γεγονός που αποδεικνύει την ανάγκη χρησιμοποίησης μεγάλων πτερυγίων, όπως είναι αυτό με $p=20$ mm και $t=4$ mm. Ο αριθμός (η) μεγιστοποιείται για θερμοκρασία εισόδου ίση με 450 K και είναι ίσος με 1.496, μια σχετικά μεγάλη τιμή. Σε

χαμηλότερες θερμοκρασίες, ο αριθμός αυτός είναι περίπου ίσος με 1.3, ενώ σε μεγαλύτερες είναι κοντά στο 1.45. Γίνεται εύκολα αντιληπτό ότι όλα τα πτερύγια με μήκος 5 mm παρουσιάζουν τους χαμηλότερους αριθμούς (η), ενώ το πάχος για τα συγκεκριμένα πτερύγια επηρεάζει σε μικρό βαθμό τα αποτελέσματα, εφόσον είναι παρόμοια και για τα τρία πάχη σε όλο το εξεταζόμενο θερμοκρασιακό εύρος.



Εικόνα 5.27 Αριθμός (η') ($= \frac{Nu}{Nu_0} / \left(\frac{f}{f_0}\right)^{\frac{1}{2}}$) για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερύγια μήκους p και πάχους t σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in}-T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου, για παροχή όγκου 150 L/min

Παρατηρείται στην Εικόνα 5.27 ότι ο αριθμός (η'), σε άλλες περιπτώσεις είναι μεγαλύτερος από τη μονάδα, ενώ σε άλλες μικρότερος. Συγκεκριμένα, η βέλτιστη περίπτωση με βάση αυτό το κριτήριο είναι αυτή του πτερυγίου με $p=10$ mm και $t=2$ mm, όπου και η το (η') φτάνει μέχρι την τιμή 1.19, ενώ για θερμοκρασία εισόδου άνω των 450 K, η καμπύλη του πτερυγίου με $p=15$ mm και $t=2$ mm ταυτίζεται σχεδόν με τη βέλτιστη καμπύλη. Αντίθετα, το χειρότερο πτερύγιο σύμφωνα με αυτό το κριτήριο είναι αυτό με $p=20$ mm και $t=6$ mm, εφόσον το (η') παίρνει τιμές χαμηλότερες της μονάδας για όλο το εξεταζόμενο θερμοκρασιακό εύρος πλην των 450 K όπου και παρουσιάζει την τιμή 1.028. Το επόμενο χειρότερο πτερύγιο, είναι αυτό με $p=15$ mm και $t=6$ mm, για το οποίο το (η') είναι μικρότερο της μονάδας για χαμηλές θερμοκρασίες, ενώ για μεγαλύτερες θερμοκρασίες ξεπερνά την μονάδα. Βλέπουμε ότι για αυτό το κριτήριο, το πάχος παίζει τον πιο σημαντικό ρόλο, εφόσον τα πτερύγια που παρουσιάζουν τα καλύτερα αποτελέσματα έχουν μικρό πάχος, ενώ αυτά που παρουσιάζουν τα χειρότερα αποτελέσματα έχουν μεγαλύτερο πάχος.



Εικόνα 5.28 Αριθμός (η'') ($= \frac{Nu}{Nu_0} / (\frac{f}{f_0})$) για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερύγια μήκους ρ και πάχους t σε συνάρτηση με το μέγεθος $(T_{in} - T_{amb})/G_b$ που εκφράζει τη θερμοκρασία εισόδου, για παροχή όγκου 150 L/min

Από την Εικόνα 5.28, διακρίνεται ότι για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις ο αριθμός (η'') είναι μικρότερος της μονάδας, πράγμα που σημαίνει ότι με αυτό το κριτήριο δεν παρατηρείται βελτίωση της απόδοσης του συλλέκτη. Συγκρίνοντας όλες τις καμπύλες, βλέπουμε ότι για όλα τα εύρη θερμοκρασιών εισόδου, η τιμή του (η'') παραμένει περίπου σταθερή για κάθε πτερύγιο. Συγκεκριμένα, διαπιστώνεται ότι το βέλτιστο πτερύγιο έχοντας ως κριτήριο το (η''), είναι αυτό με $\rho=5$ mm και $t=2$ mm, δηλαδή το μικρότερο δυνατό, και στη συνέχεια ακολουθούν το πτερύγιο με $\rho=5$ mm και $t=4$ mm, και αυτό με $\rho=10$ mm και $t=2$ mm. Η χειρότερη περίπτωση είναι αυτή του πτερυγίου με $\rho=20$ mm και $t=6$ mm, δηλαδή αυτή του μεγαλύτερου πτερυγίου. Η μεγαλύτερη τιμή που μπορεί να πάρει το (η'') είναι περίπου 0.946, ενώ η ελάχιστη 0.318.

Γενικότερα, παρατηρείται από τους αριθμούς (η), (η') και (η'') που δίνει κάθε περίπτωση απορροφητήρα, πως όσο αυξάνεται η τιμή του εκθέτη στον παρονομαστή, έχουμε και μικρότερες τιμές των δεικτών αυτών. Αυτό κρίνεται λογικό, εφόσον ο λόγος του συντελεστή τριβής (f/f_0) μεταξύ της περίπτωσης απορροφητήρα με πτερύγια και του λείου απορροφητήρα είναι πάντα μεγαλύτερος της μονάδας, άρα όταν ο εκθέτης αυξάνεται, η τιμή του εκάστοτε δείκτη μειώνεται.

Στον επόμενο πίνακα, συνοψίζονται τα βασικά αποτελέσματα της σύγκρισης μεταξύ των εξεταζόμενων περιπτώσεων. Τα πιο συνηθισμένο θερμοκρασιακό εύρος στο

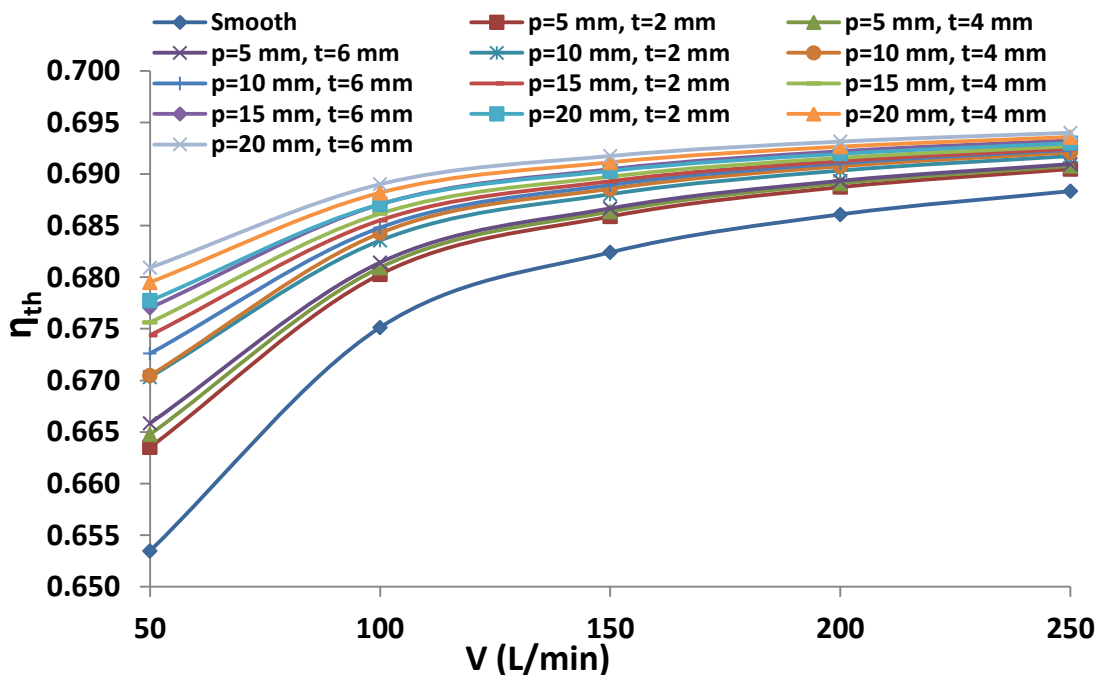
οποίο λειτουργούν οι PTC, είναι από 400 K έως 600 K, και γι αυτό το λόγο τα αποτελέσματα που δίνονται παρακάτω είναι για θερμοκρασίες εισόδου 400 K, 500 K και 600 K.

Πίνακας 5.1 Συνολικά αποτελέσματα για τρεις θερμοκρασίες εισόδου (400 K, 500 K και 600 K) και παροχή όγκου ίση με 150 L/min

Θερμοκρασία Εισόδου	Πτερύγια		η_{th}	ΔP (kPa)	Nu/Nu_0	f/f_0	η	η'	η''
	p (mm)	t (mm)							
$T_{in} = 400$ K	0	0	0.7434	0.641	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	5	2	0.7447	0.895	1.312	1.396	1.174	1.108	0.940
	5	4	0.7448	0.991	1.362	1.545	1.178	1.096	0.882
	5	6	0.7450	1.095	1.407	1.708	1.177	1.077	0.824
	10	2	0.7455	1.267	1.674	1.976	1.334	1.191	0.847
	10	4	0.7457	1.523	1.778	2.375	1.333	1.154	0.749
	10	6	0.7458	1.811	1.852	2.823	1.310	1.102	0.656
	15	2	0.7459	1.740	1.925	2.714	1.380	1.168	0.709
	15	4	0.7461	2.253	2.137	3.513	1.406	1.140	0.608
	15	6	0.7462	2.918	2.228	4.551	1.344	1.044	0.490
	20	2	0.7462	2.410	2.213	3.759	1.423	1.141	0.589
	20	4	0.7464	3.365	2.476	5.247	1.425	1.081	0.472
20	6	0.7465	4.885	2.696	7.618	1.370	0.977	0.354	
$T_{in} = 500$ K	0	0	0.7240	0.469	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	5	2	0.7261	0.663	1.321	1.414	1.177	1.111	0.934
	5	4	0.7264	0.735	1.376	1.568	1.184	1.099	0.877
	5	6	0.7266	0.813	1.418	1.734	1.180	1.077	0.818
	10	2	0.7274	0.931	1.669	1.987	1.327	1.184	0.840
	10	4	0.7277	1.123	1.774	2.396	1.326	1.146	0.740
	10	6	0.7279	1.345	1.858	2.869	1.308	1.097	0.648
	15	2	0.7282	1.298	1.966	2.770	1.400	1.181	0.710
	15	4	0.7286	1.683	2.175	3.590	1.421	1.148	0.606
	15	6	0.7288	2.218	2.325	4.732	1.385	1.069	0.491
	20	2	0.7288	1.851	2.292	3.948	1.450	1.153	0.581
	20	4	0.7292	2.652	2.662	5.657	1.494	1.119	0.470
20	6	0.7296	3.920	2.869	8.358	1.414	0.992	0.343	
$T_{in} = 600$ K	0	0	0.6824	0.353	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000
	5	2	0.6859	0.503	1.320	1.422	1.174	1.107	0.929
	5	4	0.6864	0.559	1.380	1.581	1.184	1.097	0.873
	5	6	0.6867	0.618	1.421	1.749	1.179	1.074	0.812
	10	2	0.6880	0.705	1.658	1.994	1.317	1.174	0.831
	10	4	0.6886	0.854	1.768	2.418	1.317	1.137	0.731
	10	6	0.6889	1.026	1.855	2.902	1.300	1.089	0.639
	15	2	0.6893	0.982	1.954	2.777	1.390	1.173	0.704
	15	4	0.6897	1.282	2.188	3.626	1.424	1.149	0.603
	15	6	0.6905	1.696	2.333	4.798	1.383	1.065	0.486
	20	2	0.6903	1.394	2.274	3.943	1.440	1.145	0.577
	20	4	0.6911	2.008	2.647	5.681	1.483	1.111	0.466
20	6	0.6918	2.982	2.826	8.429	1.389	0.973	0.335	

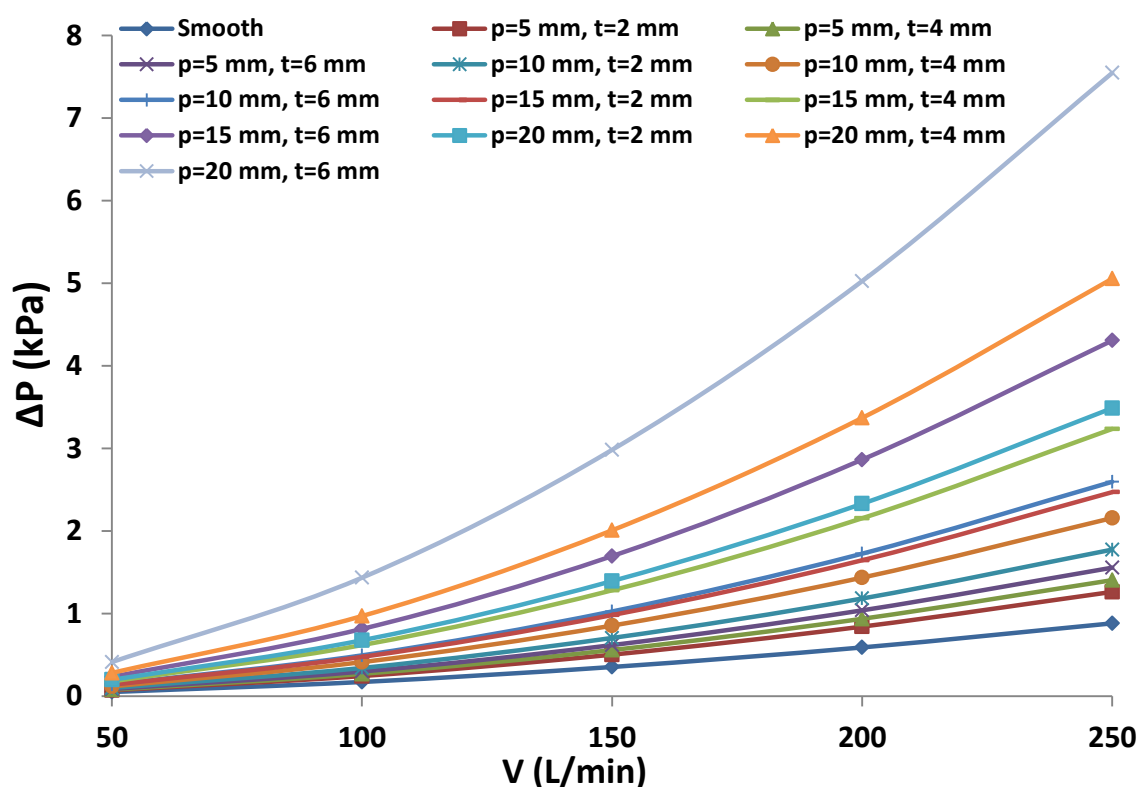
Αξίζει να σημειωθεί ότι ο θερμικός βαθμός απόδοσης (η_{th}), παρουσιάζει τη μεγαλύτερη ποσοστιαία βελτίωση για θερμοκρασία εισόδου ίση με 600 K, εφόσον σε υψηλότερες θερμοκρασίες οι θερμικές απώλειες είναι μεγαλύτερες και υπάρχει μεγαλύτερο περιθώριο για θερμική βελτίωση. Πιο συγκεκριμένα, για θερμοκρασία εισόδου 600 K, ο λείος απορροφητήρας παρουσιάζει θερμικό βαθμό απόδοσης (η_{th}) 68.24%, ενώ η περίπτωση με πτερύγια $p=20$ mm και $t=6$ mm παρουσιάζει θερμικό βαθμό απόδοσης 69.11%, μια αύξηση της τάξης του 1.38%. Επιπροσθέτως, είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι ο λόγος του αριθμού Nusselt μεταξύ περίπτωσης με πτερύγια και λείου απορροφητήρα, φτάνει έως και την τιμή 2.83, ενώ ο λόγος του συντελεστή τριβής (f) φτάνει έως και περίπου την τιμή 8.5.

Η επόμενη εξεταζόμενη παράμετρος είναι η παροχή όγκου. Για θερμοκρασία εισόδου 600 K, εξετάζονται ο θερμικός βαθμός απόδοσης (η_{th}), η πτώση πίεσης (ΔP) και ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης (η_{ex}) για παροχές όγκου από 50 L/min έως 250 L/min. Χαμηλότερες παροχές οδηγούν σε στρωτή ροή, ενώ υψηλότερες παροχές δεν επιφέρουν μεγαλύτερη θερμική βελτίωση, και γι αυτό το λόγο δεν μελετώνται. Η θερμοκρασία 600 K, επιλέγεται για δύο λόγους. Ο πρώτος λόγος, είναι ότι οι συλλέκτες PTC με θερμικά έλαια στις υπάρχουσες μονάδες συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας, συνήθως λειτουργούν σε αυτή τη θερμοκρασία. Ο δεύτερος λόγος, είναι ότι η μεγαλύτερη θερμική βελτίωση παρατηρείται σε αυτά τα θερμοκρασιακά επίπεδα, και συνεπώς η ανάλυση έχει μεγαλύτερη σημασία για αυτή τη θερμοκρασία. Παρουσιάζεται αρχικά ο θερμικός βαθμός απόδοσης για διάφορες παροχές και θερμοκρασία ίση με 600 K. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι παρόμοια συμπεράσματα με αυτά της παρακάτω εικόνας, μπορούν να εξαχθούν και για άλλες θερμοκρασίες εισόδου.



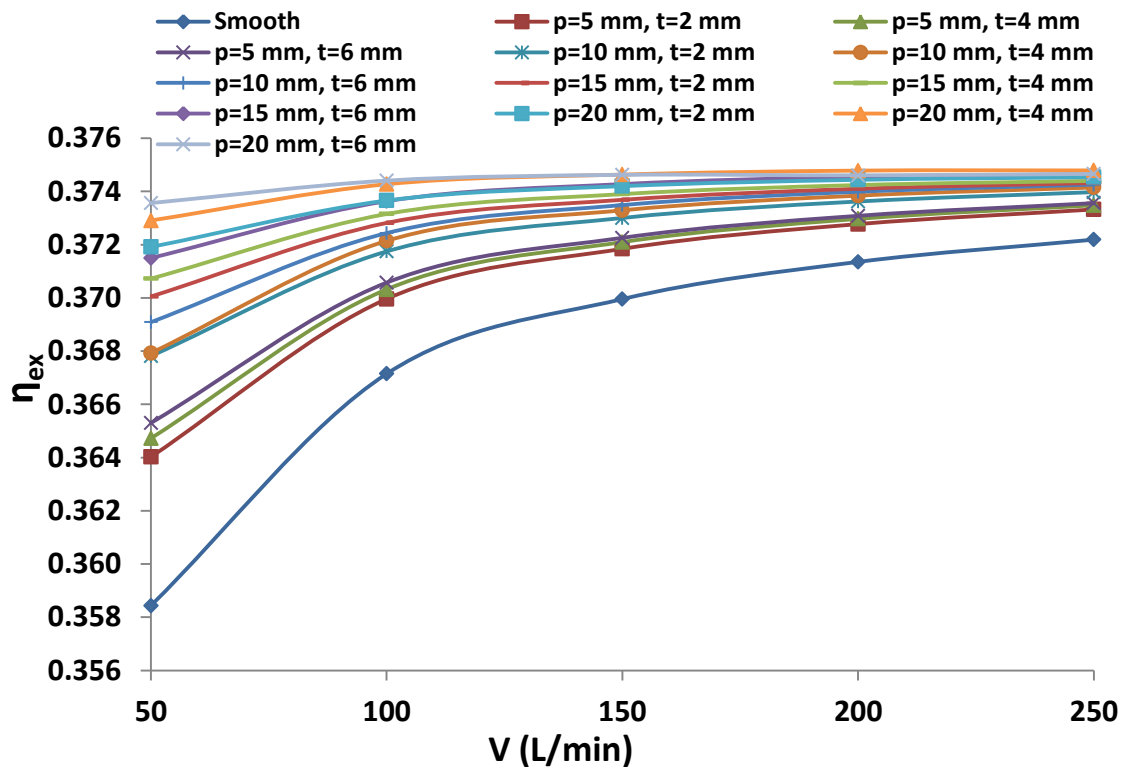
Εικόνα 5.29 Θερμικός βαθμός απόδοσης για λείο (Smooth) απορροφητήρα και για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερύγια μήκους p και πάχους t σε συνάρτηση με την παροχή όγκου, για θερμοκρασία εισόδου 600 K

Στην Εικόνα 5.29, είναι φανερό ότι οι καμπύλες είναι περίπου παράλληλες η μία στην άλλη, ενώ η σειρά των πτερυγίων τα οποία οδηγούν σε καλύτερη θερμική απόδοση είναι προφανώς ίδια με αυτή που παρουσιάστηκε στην Εικόνα 5.17. Στις χαμηλότερες παροχές όπου και η θερμοκρασία του ρευστού είναι μεγαλύτερη, όπως και οι θερμικές απώλειες, ο θερμικός βαθμός απόδοσης είναι μικρότερος απ' ό τι στις υψηλότερες παροχές. Συνεπώς, η βελτίωση της θερμικής απόδοσης στις μικρές παροχές είναι μεγαλύτερη, εφόσον εκεί υπάρχει μεγαλύτερο περιθώριο ώστε να βελτιωθεί η ίδια. Ωστόσο, λόγω του χαμηλού θερμικού βαθμού απόδοσης, οι PTC συνήθως δε λειτουργούν σε αυτές τις παροχές, κι έτσι μεγαλύτερο ενδιαφέρον παρουσιάζεται σε υψηλότερες παροχές, όπως είναι τα 150 L/min.



Εικόνα 5.30 Πτώση πίεσης για λείο (Smooth) απορροφητήρα και για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερύγια μήκους p και πάχους t σε συνάρτηση με την παροχή όγκου, για θερμοκρασία εισόδου 600 K

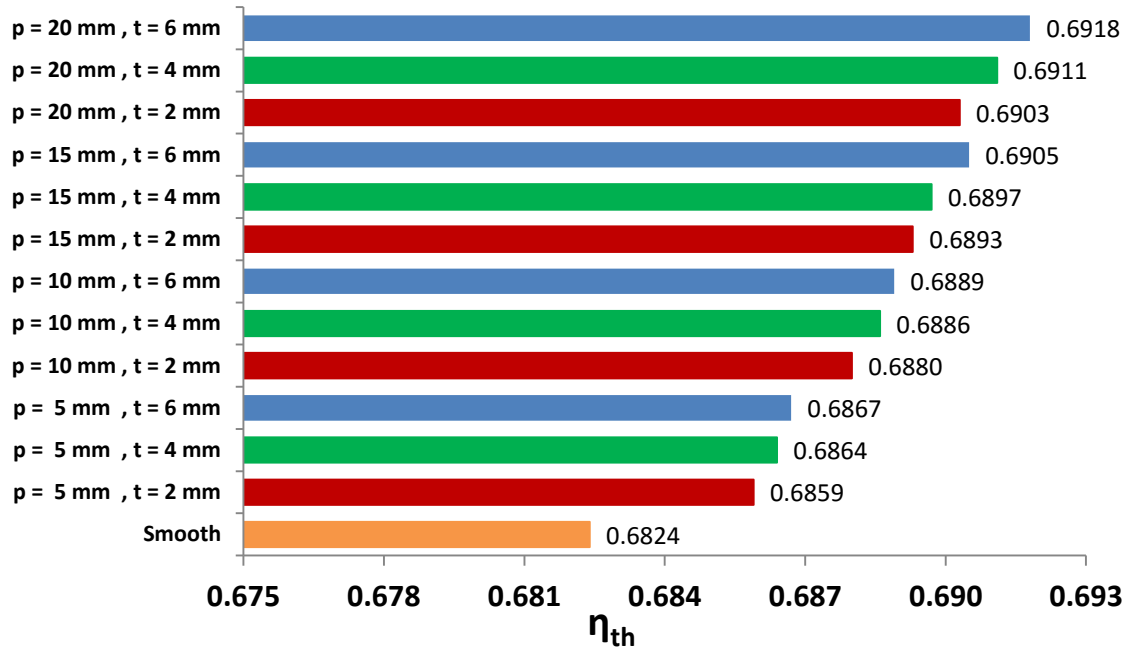
Στην Εικόνα 5.30 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα για την πτώση πίεσης (ΔP) για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Μεγαλύτερες παροχές όγκου οδηγούν σε υψηλή πτώση πίεσης, ενώ ύστερα από ένα σημείο (περίπου 200 L/min) η πτώση πίεσης είναι αρκετά υψηλή, καθιστώντας αυτές τις παροχές όγκου απαγορευτικές για τη λειτουργία του συλλέκτη. Σε αυτές τις περιπτώσεις, η πτώση πίεσης για συλλέκτη με πτερύγια μπορεί να είναι έως και δέκα φορές μεγαλύτερη απ' ό τι στην περίπτωση του λείου απορροφητήρα, γεγονός που φανερώνει ότι τα πτερύγια δεν είναι κατάλληλα για τέτοιες παροχές.



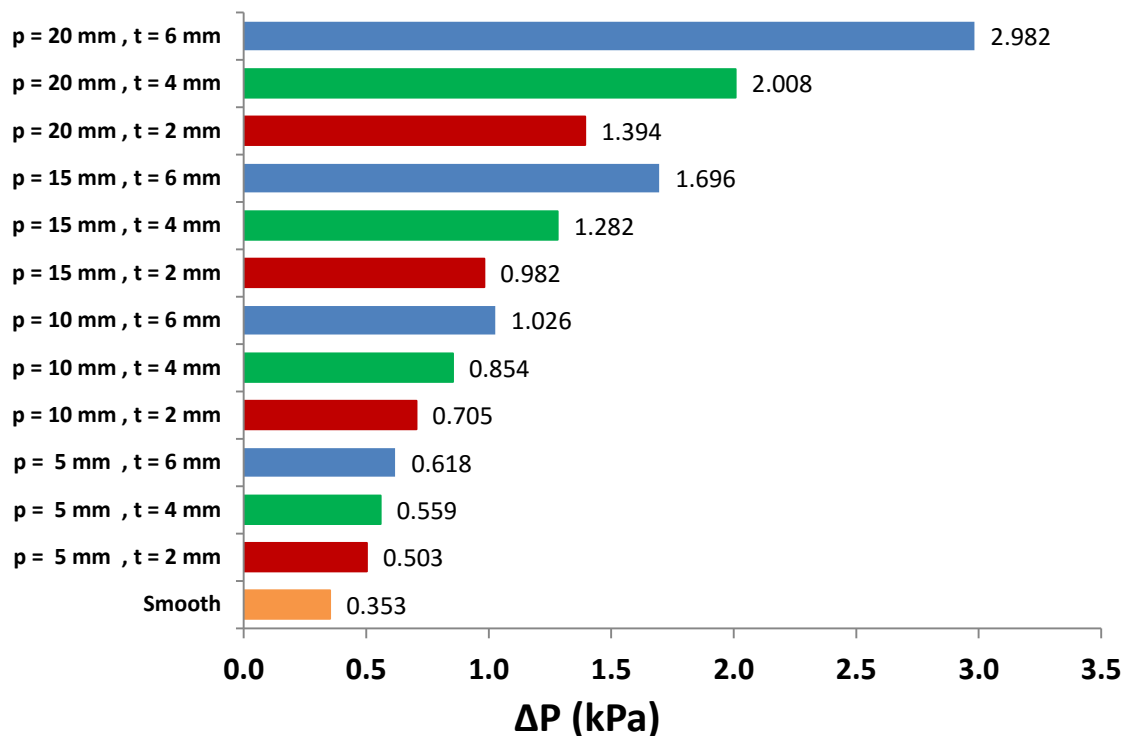
Εικόνα 5.31 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης για λείο (Smooth) απορροφητήρα και για όλους τους εξεταζόμενους απορροφητήρες με πτερύγια μήκους p και πάχους t σε συνάρτηση με την παροχή όγκου, για θερμοκρασία εισόδου 600 K

Στην Εικόνα 5.31, απεικονίζεται ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης (η_{ex}) σε συνάρτηση με την παροχή όγκου για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Όπως παρατηρείται, μεγαλύτερες παροχές οδηγούν σε μικρή αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης (η_{ex}), η οποία γίνεται όλο και μικρότερη για μεγαλύτερες παροχές. Διαπιστώνεται επίσης ότι η σειρά των καμπυλών είναι ίδια με αυτήν της Εικόνας 5.29, με την καλύτερη περίπτωση να είναι αυτή με $p=20$ mm και $t=6$ mm, και τη χειρότερη να είναι αυτή του λείου απορροφητήρα. Στις υψηλότερες παροχές, όλες οι περιπτώσεις έχουν αρκετά κοντινές τιμές, με την περίπτωση του λείου απορροφητήρα ωστόσο να έχει φανερά μικρότερες τιμές από όλες τις άλλες περιπτώσεις.

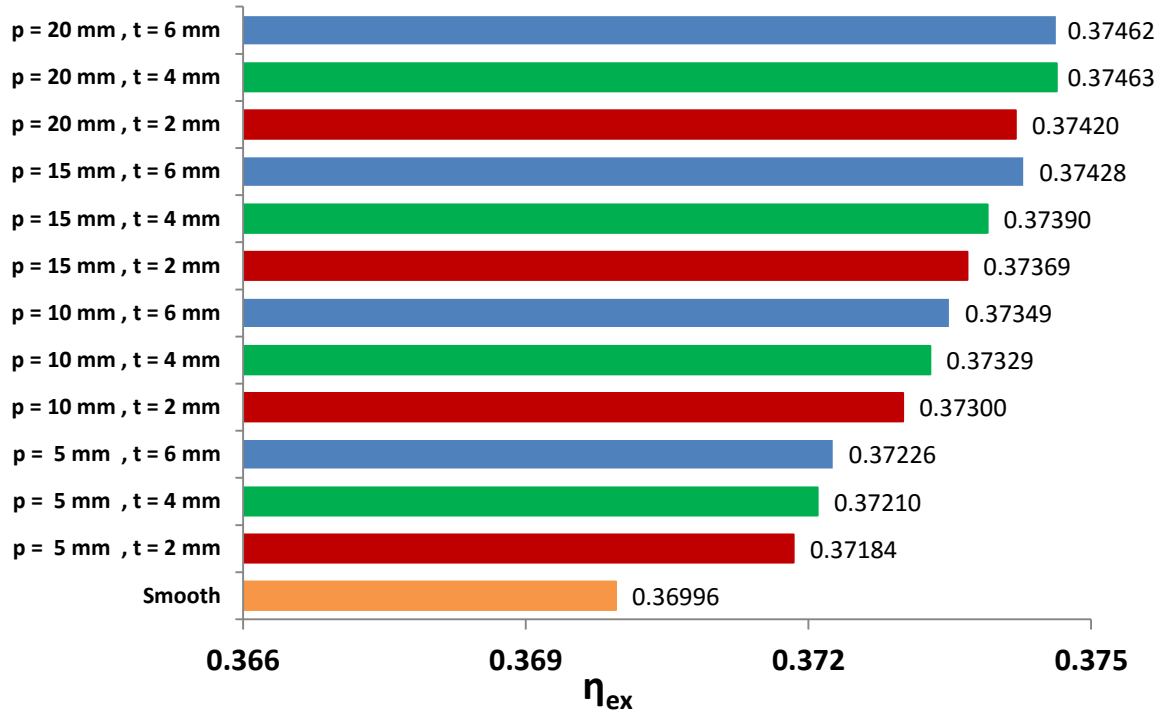
Σημειώνεται ότι άλλες παράμετροι όπως ο λόγος του αριθμού Nusselt και του συντελεστή τριβής καθώς και ο αριθμός (η), δε δίνονται για διαφορετικές παροχές, εφόσον έχουν περίπου σταθερές τιμές και έχουν παρουσιαστεί αναλυτικά στις παραπάνω σελίδες. Παρακάτω, δίνονται για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min οι τιμές του θερμικού βαθμού απόδοσης, της πτώσης πίεσης, του εξεργειακού βαθμού απόδοσης, καθώς και των αριθμών (η), (η') και (η'') για κάθε περίπτωση απορροφητήρα.



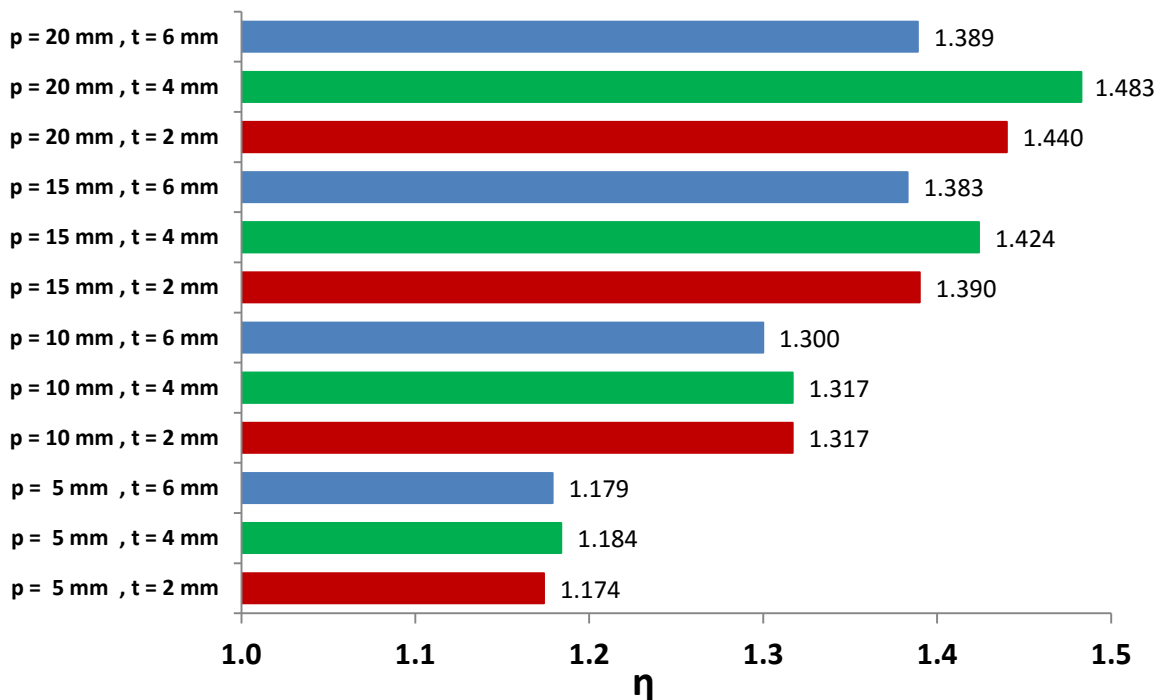
Εικόνα 5.32 Θερμικός βαθμός απόδοσης για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min για όλες τις περιπτώσεις (Το κόκκινο χρώμα αναφέρεται σε πάχος πτερυγίου $t=2 \text{ mm}$, το πράσινο χρώμα σε πάχος πτερυγίου $t=4 \text{ mm}$, το μπλε χρώμα σε πάχος πτερυγίου $t=6 \text{ mm}$ και το πορτοκαλί χρώμα σε λείο απορροφητήρα)



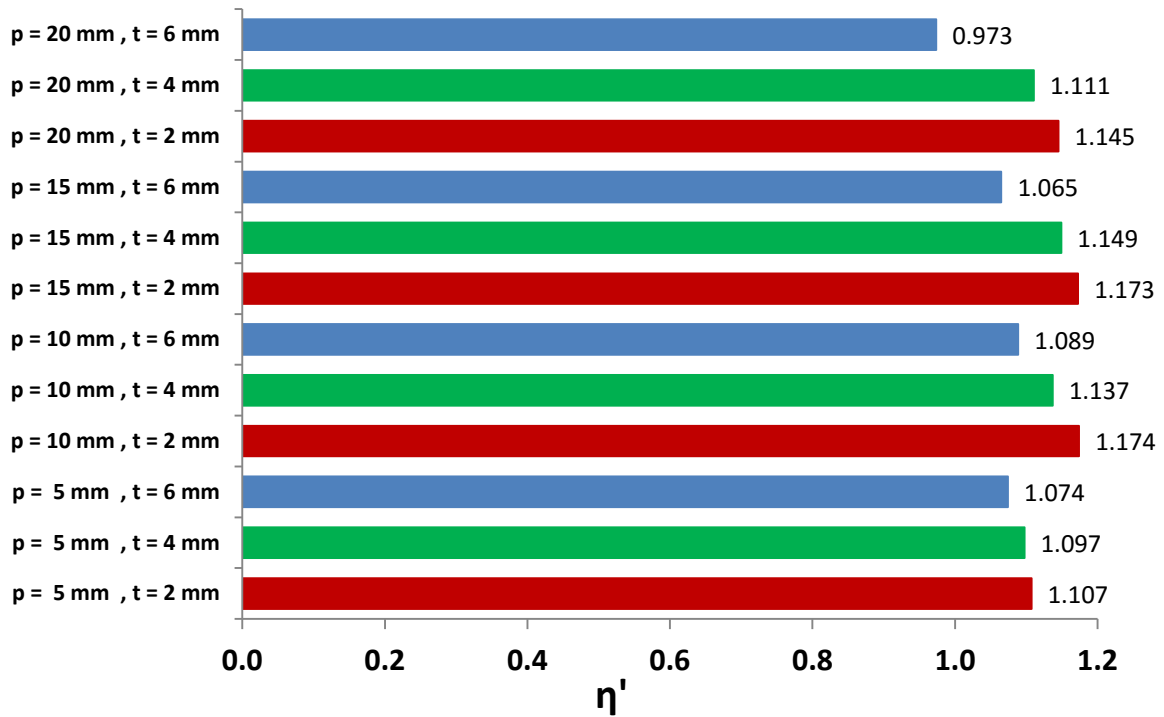
Εικόνα 5.33 Πτώση πίεσης για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min για όλες τις περιπτώσεις



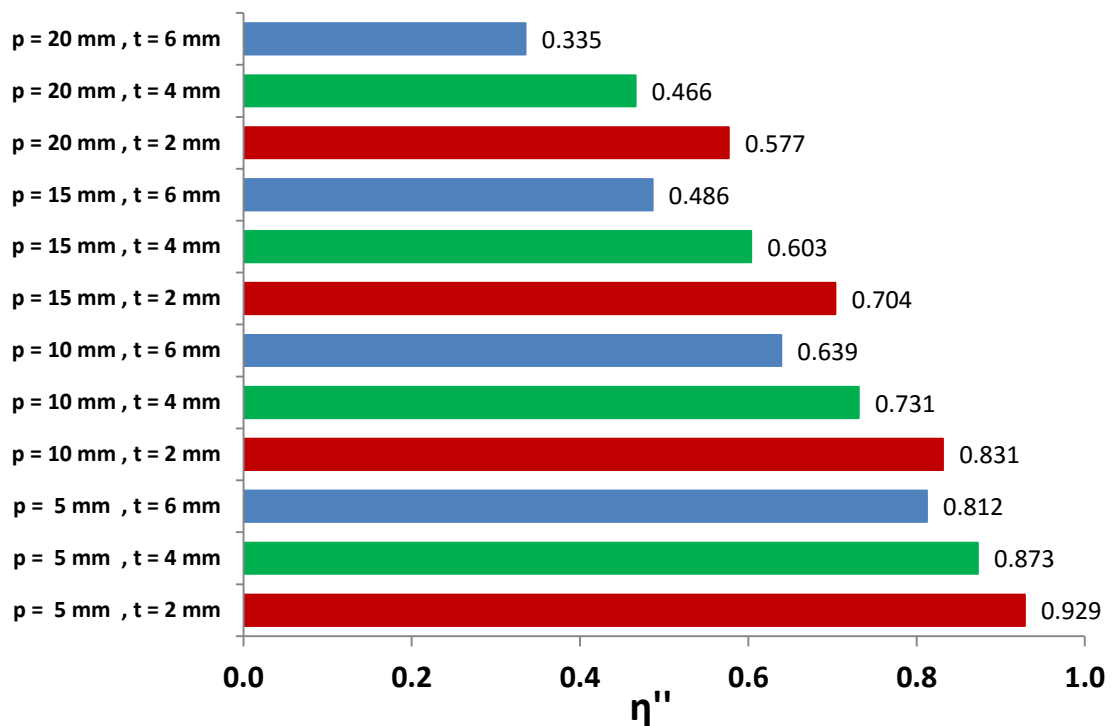
Εικόνα 5.34 Εξεργειακός βαθμός απόδοσης για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min για όλες τις περιπτώσεις



Εικόνα 5.35 Αριθμός (η) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min για όλες τις περιπτώσεις



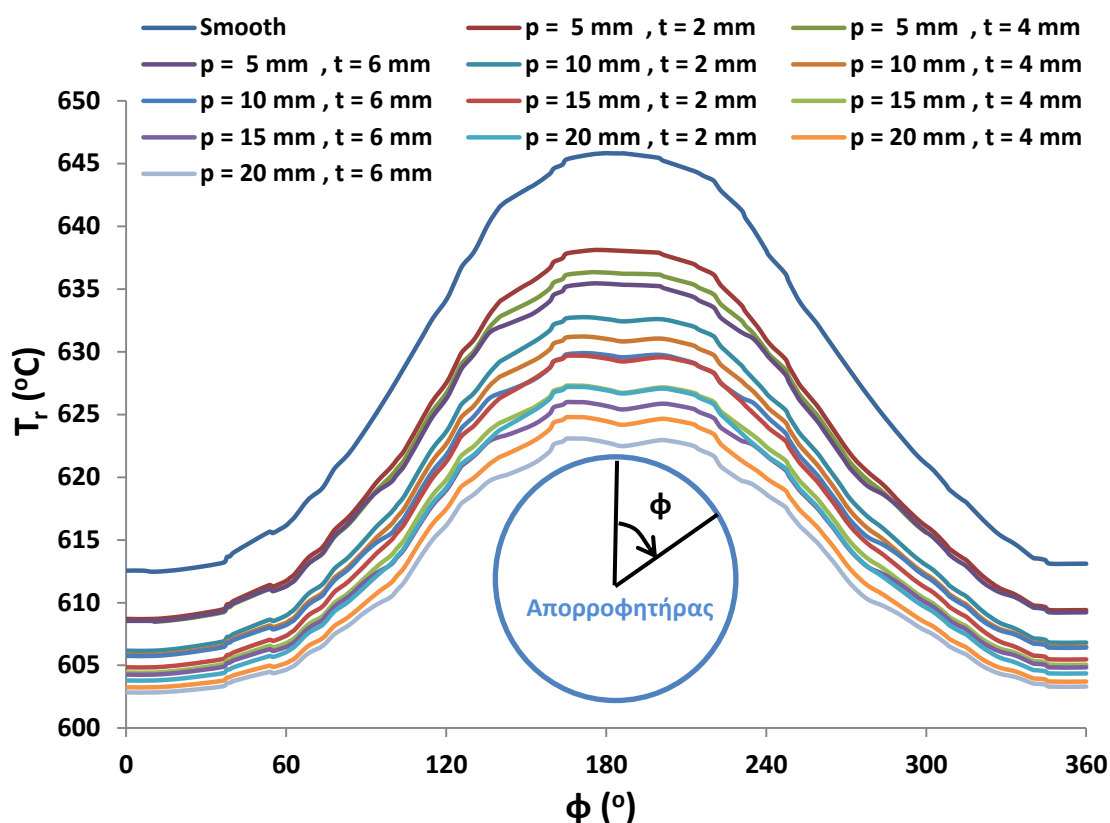
Εικόνα 5.36 Αριθμός (η') για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min για όλες τις περιπτώσεις



Εικόνα 5.37 Αριθμός (η'') για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min για όλες τις περιπτώσεις

Η Εικόνα 5.32 αποδεικνύει ότι ο μεγαλύτερος βαθμός θερμική απόδοσης επιτυγχάνεται στην περίπτωση πτερυγίου με $p=20$ mm και $t=6$ mm, και έχει την τιμή 69.18%. Η επόμενη περίπτωση είναι αυτή με $p=20$ mm και $t=4$ mm με τιμή 69.11%, ενώ ακολουθεί η περίπτωση με $p=15$ mm και $t=6$ mm με τιμή 69.05%. Για τις αντίστοιχες περιπτώσεις, η πτώση πίεσης όπως φαίνεται από την Εικόνα 5.33 είναι 2.982 kPa, 2.008 kPa και 1.696 kPa αντίστοιχα, ενώ ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι 37.46%, 37.46% και 37.42% αντίστοιχα, σύμφωνα με την Εικόνα 5.34. Είναι φανερό ότι υψηλότερη θερμική απόδοση συνδυάζεται με υψηλότερες πτώσεις πίεσης, καθώς και ότι ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης μεταβάλλεται ελάχιστα μεταξύ των διαφορετικών περιπτώσεων απορροφητήρων με πτερύγια. Σχετικά με την αξιολόγηση της απόδοσης του συλλέκτη, φαίνεται από την Εικόνα 5.35 ότι το (η) είναι βέλτιστο για την περίπτωση με $p=20$ mm και $t=4$ mm, έχοντας την τιμή 1.483, ενώ η περίπτωση με $p=20$ mm και $t=6$ mm παρουσιάζει την τιμή 1.389 και η περίπτωση με $p=15$ mm και $t=6$ mm παρουσιάζει την τιμή 1.383. Η Εικόνα 5.36 δείχνει ότι η καλύτερη περίπτωση με βάση τον αριθμό (η'), είναι αυτή με $p=10$ mm και $t=2$ mm, ενώ ακολουθεί η περίπτωση με $p=15$ mm και $t=2$ mm, με τιμές 1.174 και 1.173 αντίστοιχα. Η περίπτωση με $p=20$ mm και $t=4$ mm παρουσιάζει την τιμή 1.111, η οποία είναι μια ενδιάμεση τιμή σε σχέση με τις υπόλοιπες, ενώ το μεγαλύτερο πτερύγιο ($p=20$ mm, $t=6$ mm) δίνει την τιμή 0.973, η οποία είναι η μόνη περίπτωση που το (η') είναι μικρότερο της μονάδας για την συγκεκριμένη παροχή και θερμοκρασία. Τέλος, η Εικόνα 5.37 δείχνει για τον αριθμό (η'') ότι για όλες τις περιπτώσεις ο ίδιος είναι μικρότερος της μονάδας, με την μεγαλύτερη τιμή να παρουσιάζεται για $p=5$ mm και $t=2$ mm, δηλαδή για το μικρότερο πτερύγιο, και να είναι ίση με 0.9286. Τα πτερύγια με $p=20$ mm και $t=6$ mm, $p=20$ mm και $t=4$ mm καθώς και με $p=15$ mm και $t=6$ mm, είναι με τη σειρά που αναφέρθηκαν τα χειρότερα με βάση τον αριθμό (η''), και δίνουν αντίστοιχα τις τιμές 0.335, 0.466 και 0.486.

Με σκοπό να ερευνηθεί η επίδραση της γεωμετρίας των πτερυγίων στη θερμοκρασία του απορροφητήρα, βρέθηκε με τη βοήθεια του SolidWorks η θερμοκρασία σε κάθε σημείο της περιφέρειας στο μέσο του απορροφητήρα για κάθε εξεταζόμενη περίπτωση. Συγκεκριμένα, για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min, παίρνουμε για κάθε απορροφητήρα τα αποτελέσματα που παρουσιάζονται στην Εικόνα 5.38.



Εικόνα 5.38 Κατανομή περιφερειακής θερμοκρασίας στο κέντρο του απορροφητήρα για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min

Όπως είναι φανερό, η περίπτωση του λείου απορροφητήρα χαρακτηρίζεται από υψηλές θερμοκρασίες σε όλα τα σημεία περιφερειακά του απορροφητήρα. Συνεπώς, αποδεικνύεται ότι η χρήση πτερυγίων οδηγεί σε χαμηλότερες θερμοκρασίες του απορροφητήρα, επιβεβαιώνοντας ότι σε όλες τις περιπτώσεις με πτερύγια υπάρχει θερμική βελτίωση σε σχέση με τον λείο απορροφητήρα. Οι περιπτώσεις με τον υψηλότερο θερμικό βαθμό απόδοσης όπως απεικονίστηκαν και στην Εικόνα 5.32, παρουσιάζουν χαμηλότερες θερμοκρασίες στην περιφέρεια του απορροφητήρα. Επιπλέον, είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι η θερμοκρασία σε κάθε περίπτωση μεγιστοποιείται στο κάτω μέρος του συλλέκτη ($\phi=180^\circ$ όπως φαίνεται και στην Εικόνα 5.38), εφόσον σε αυτό το σημείο συγκεντρώνεται η ηλιακή ακτινοβολία.

Στον Πίνακα 5.2, συνοψίζονται τα βασικά αποτελέσματα της Εικόνας 5.38. Συγκεκριμένα, για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις δίνονται για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min, η ελάχιστη και μέγιστη θερμοκρασία στην περιφέρεια του μέσου του απορροφητήρα, όπως επίσης η μέση τιμή της περιφερειακής θερμοκρασίας και η διαφορά μεταξύ μέγιστης και ελάχιστης θερμοκρασίας. Η ελάχιστη θερμοκρασία κυμαίνεται από 602.84 K έως 612.47 K, η μέγιστη θερμοκρασία κυμαίνεται από 623.08 K έως 645.82 K, η μέση θερμοκρασία κυμαίνεται από 612.68 K έως 629.15 K, ενώ το θερμοκρασιακό εύρος παίρνει τιμές από 20.23 K έως 33.36 K. Η μείωση στη διακύμανση της περιφερειακής θερμοκρασίας με τη χρήση πτερυγίων, είναι φανερή. Ο λείος απορροφητήρας παρουσιάζει θερμοκρασιακό εύρος 33.36 K (μέγιστη πλην ελάχιστη θερμοκρασία),

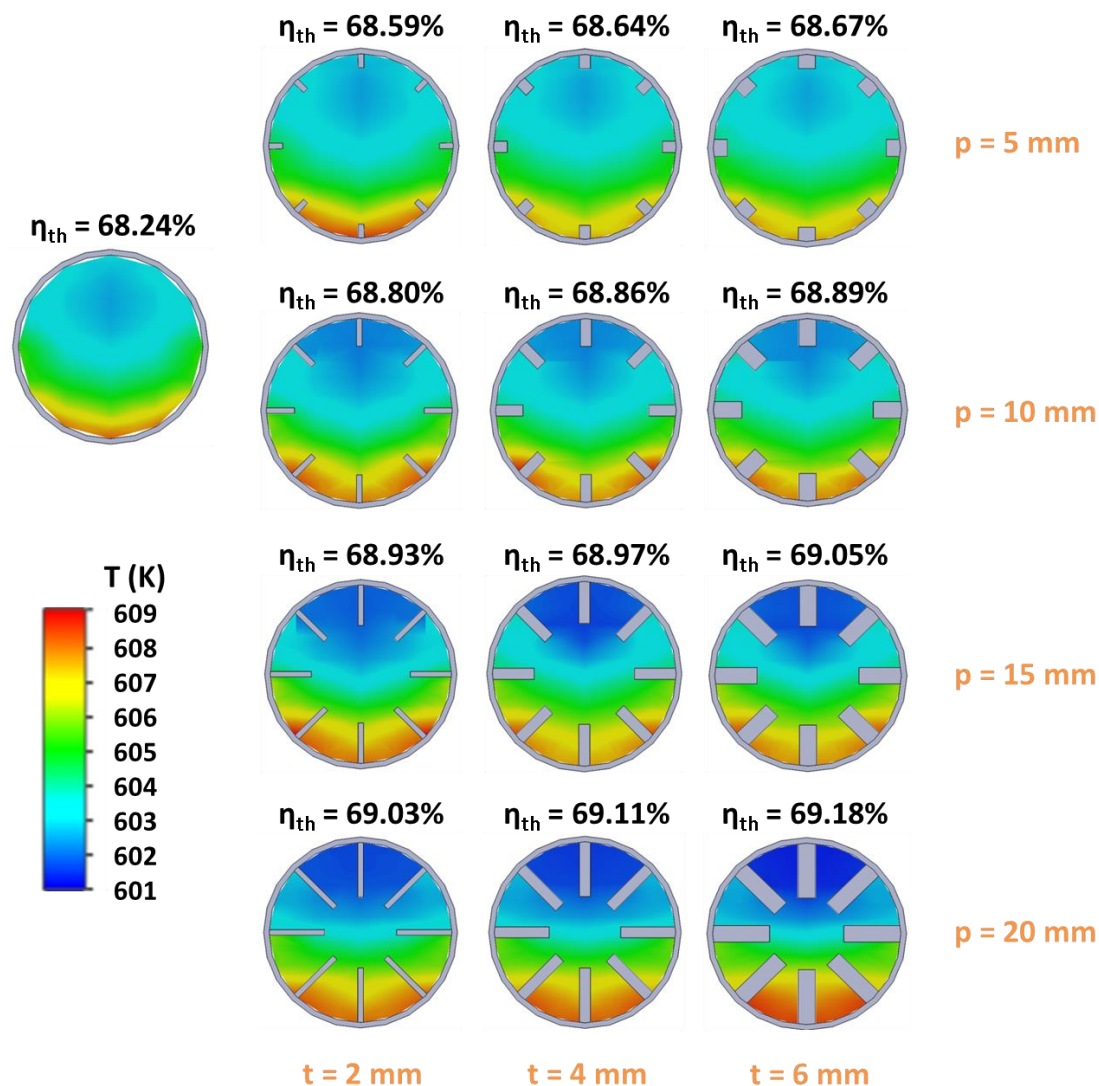
ενώ η περίπτωση με τα μεγαλύτερα πτερύγια ($p=20$ mm, $t=6$ mm) παρουσιάζει θερμοκρασιακό εύρος 20.23 K. Το ποσοστό της μείωσης είναι περίπου 40%, μια πολύ υψηλή τιμή που σημαίνει χαμηλότερες θερμικές καταπονήσεις του απορροφητήρα. Η χαμηλή διακύμανση της θερμοκρασίας στον απορροφητήρα είναι ένα επιπλέον πλεονέκτημα των απορροφητήρων με πτερύγια, ειδικότερα σε περιπτώσεις λειτουργίας σε υψηλές θερμοκρασίες, όταν οι θερμικές καταπονήσεις είναι μεγαλύτερες, άρα και ο κίνδυνος παρουσίασης βλάβης στον απορροφητήρα.

Πίνακας 5.2 Κατανομή θερμοκρασίας περιφερειακά του απορροφητήρα, για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου ίση με 150 L/min

Πτερύγια		Θερμοκρασία απορροφητήρα (K)			
p (mm)	t (mm)	Ελάχιστη τιμή	Μέγιστη τιμή	Μέση τιμή	Εύρος
0	0	612.47	645.82	629.15	33.36
5	2	608.71	638.11	622.98	29.40
5	4	608.47	636.34	622.29	27.86
5	6	608.51	635.44	621.78	26.93
10	2	606.17	632.75	618.75	26.57
10	4	605.85	631.20	617.98	25.35
10	6	605.76	629.89	617.32	24.13
15	2	604.85	629.69	616.76	24.83
15	4	604.43	627.30	615.59	22.86
15	6	604.27	625.99	615.14	21.72
20	2	603.80	627.19	614.90	23.39
20	4	603.26	624.79	613.66	21.53
20	6	602.84	623.08	612.68	20.23

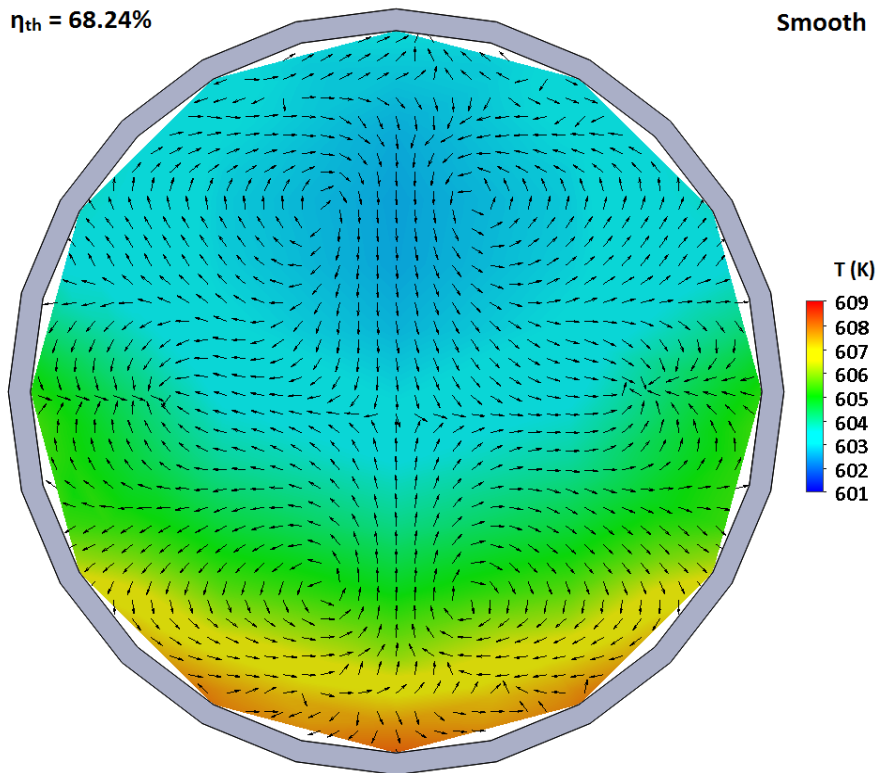
5.4 Γραφικές απεικονίσεις θερμοκρασίας και ροής

Για θερμοκρασία εισόδου του ρευστού ίση με 600 K και παροχή όγκου ίση με 150 L/min, βρέθηκε με τη χρήση του Flow Simulation η κατανομή της θερμοκρασίας του ρευστού στο μέσο του απορροφητήρα για όλες τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Παρουσιάζονται αρχικά συγκεντρωμένες οι εικόνες της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου στο μέσο του απορροφητήρα για όλες τις περιπτώσεις (λείος απορροφητήρας και 12 περιπτώσεις με πτερύγια εσωτερικά του απορροφητήρα).

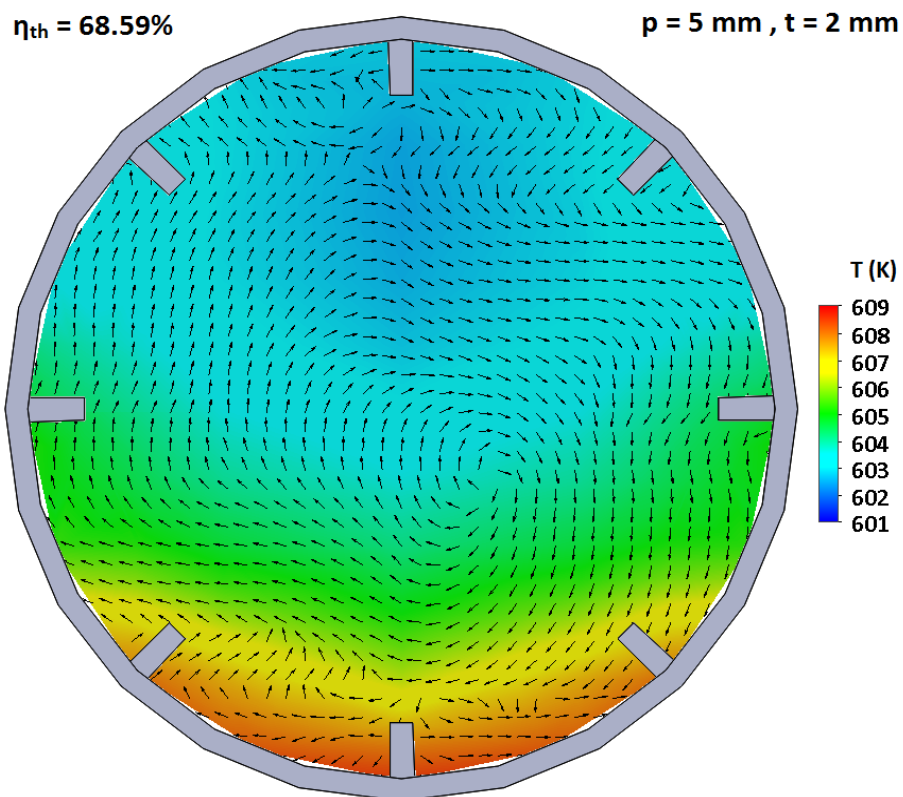


Εικόνα 5.39 Κατανομή θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου στο μέσο του απορροφητήρα όλων των εξεταζόμενων περιπτώσεων, για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min

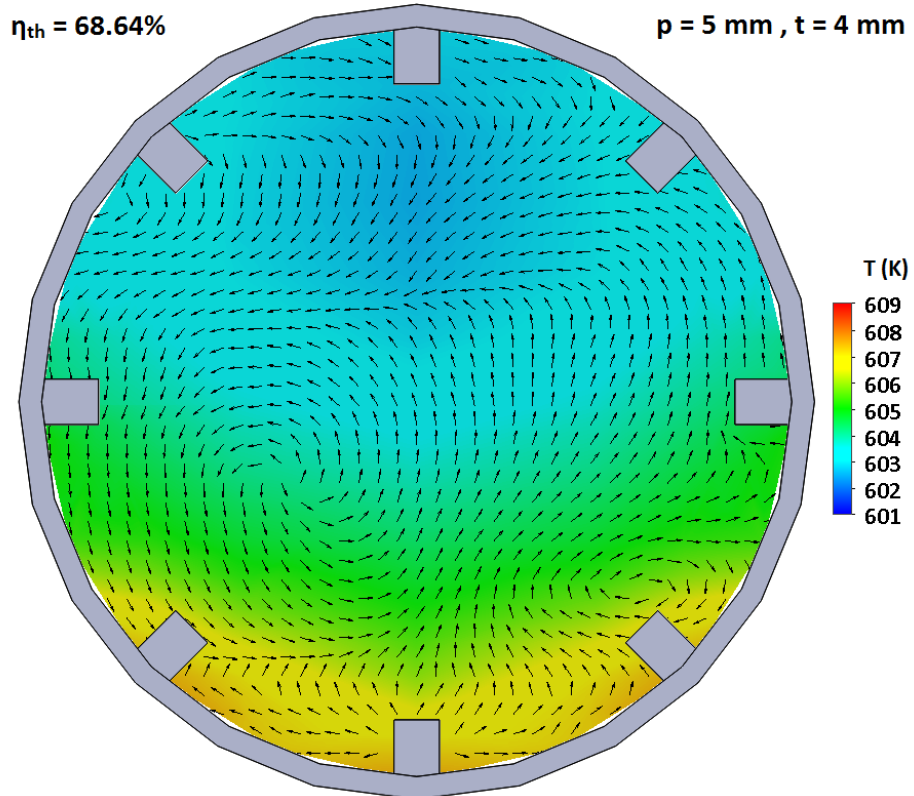
Όπως γίνεται φανερό από την Εικόνα 5.39, η κατανομή της θερμοκρασίας ποικίλλει ανάμεσα στις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Στον λείο απορροφητήρα, το κατώτερο μέρος του θερμικού ελαίου είναι το θερμότερο, ενώ ένα ψυχρό τμήμα παρατηρείται στο επάνω μέρος. Όταν χρησιμοποιούνται περύγια, η κατανομή θερμοκρασίας μεταβάλλεται ανάλογα με τις διαστάσεις των περυνγίων. Το μήκος των περυνγίων φαίνεται να επηρεάζει περισσότερο την κατανομή της θερμοκρασίας απ' ότι το πάχος τους. Μεγαλύτερα περύγια καθιστούν το ρευστό στο πάνω μέρος του απορροφητήρα σχετικά ψυχρότερο, και συνεπώς ο απορροφητήρας είναι συνολικά ψυχρότερος. Επομένως, με την προσθήκη περυνγίων ο απορροφητήρας έχει λιγότερες θερμικές απώλειες προς το περιβάλλον (ή το κάλυμμα), άρα και υψηλότερο θερμικό βαθμό απόδοσης. Παρακάτω παρουσιάζονται αναλυτικά για κάθε περίπτωση απορροφητήρα, εικόνες με τη θερμοκρασία του ρευστού στο μέσο του απορροφητήρα, καθώς και την κατεύθυνση της ροής του εργαζόμενου μέσου.



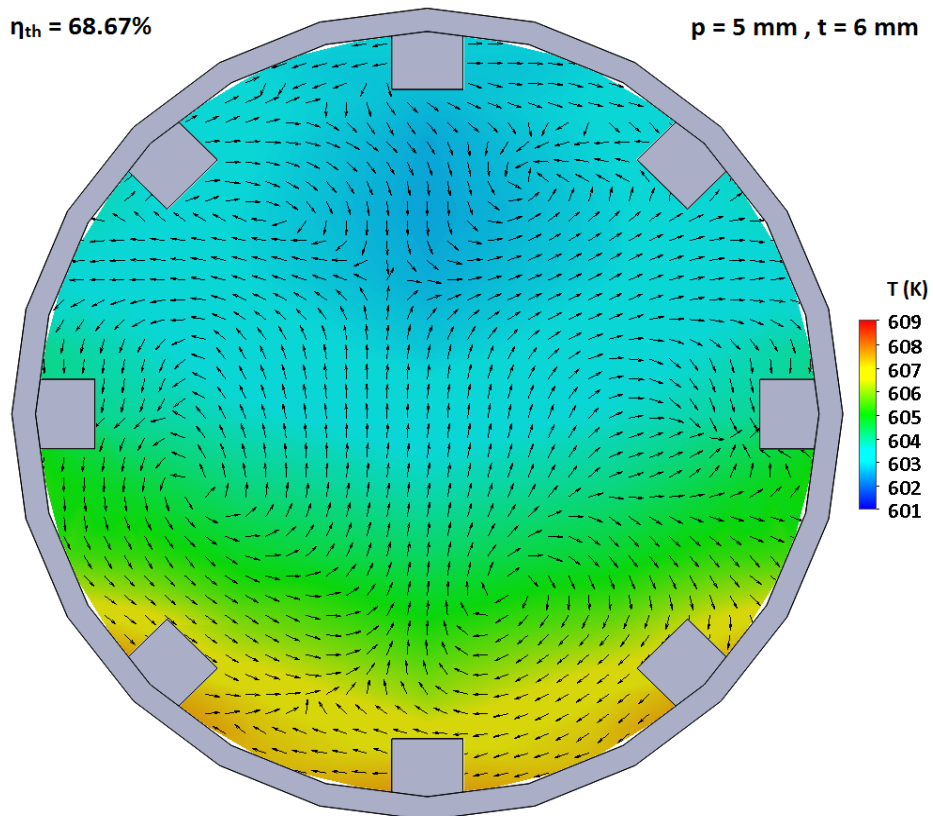
Εικόνα 5.40 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο του λείου (Smooth) απορροφητήρα για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min



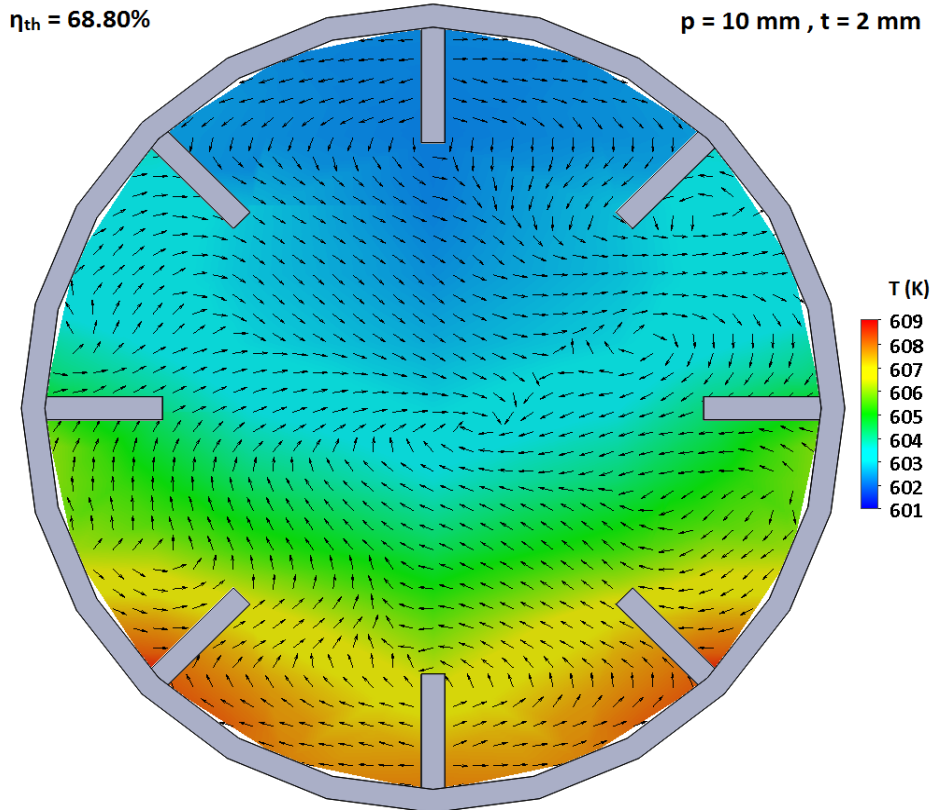
Εικόνα 5.41 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο απορροφητήρα με πτερύγια ($\rho=5 \text{ mm} , t=2 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min



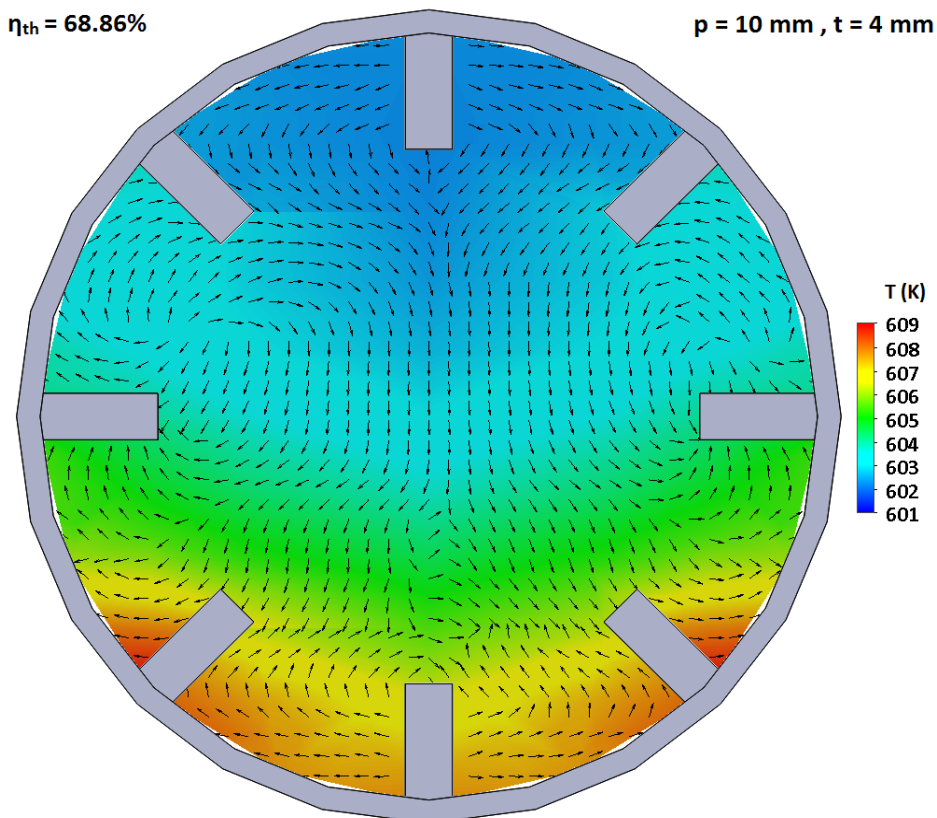
Εικόνα 5.42 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο απορροφητήρα με πτερύγια ($p=5 \text{ mm}$, $t=4 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min



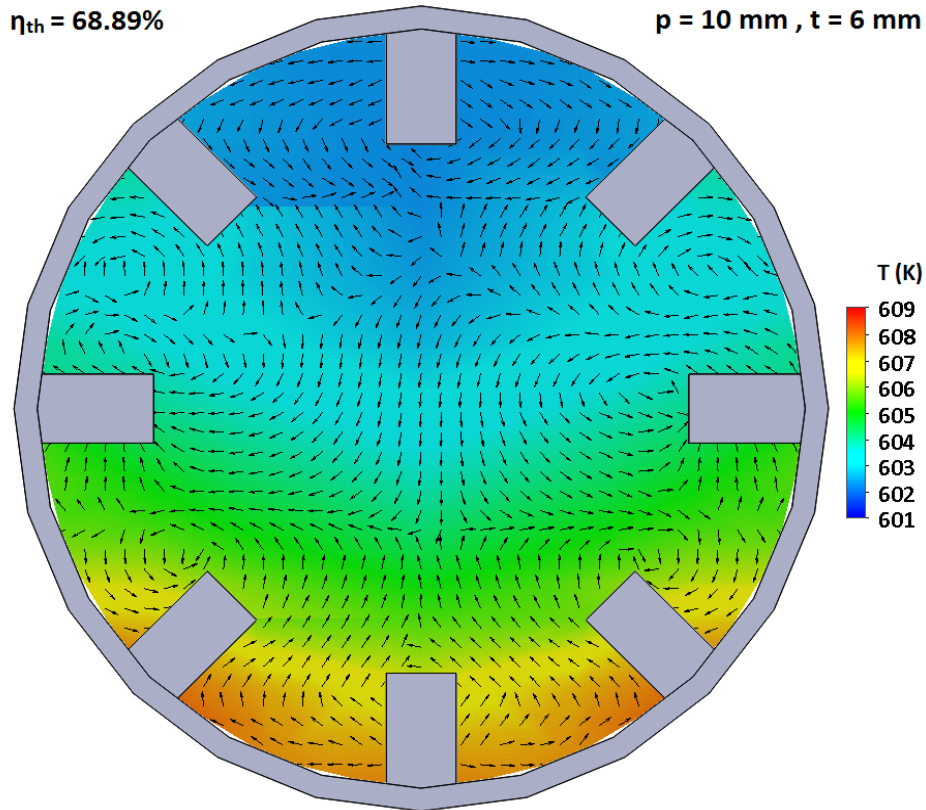
Εικόνα 5.43 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο απορροφητήρα με πτερύγια ($p=5 \text{ mm}$, $t=6 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min



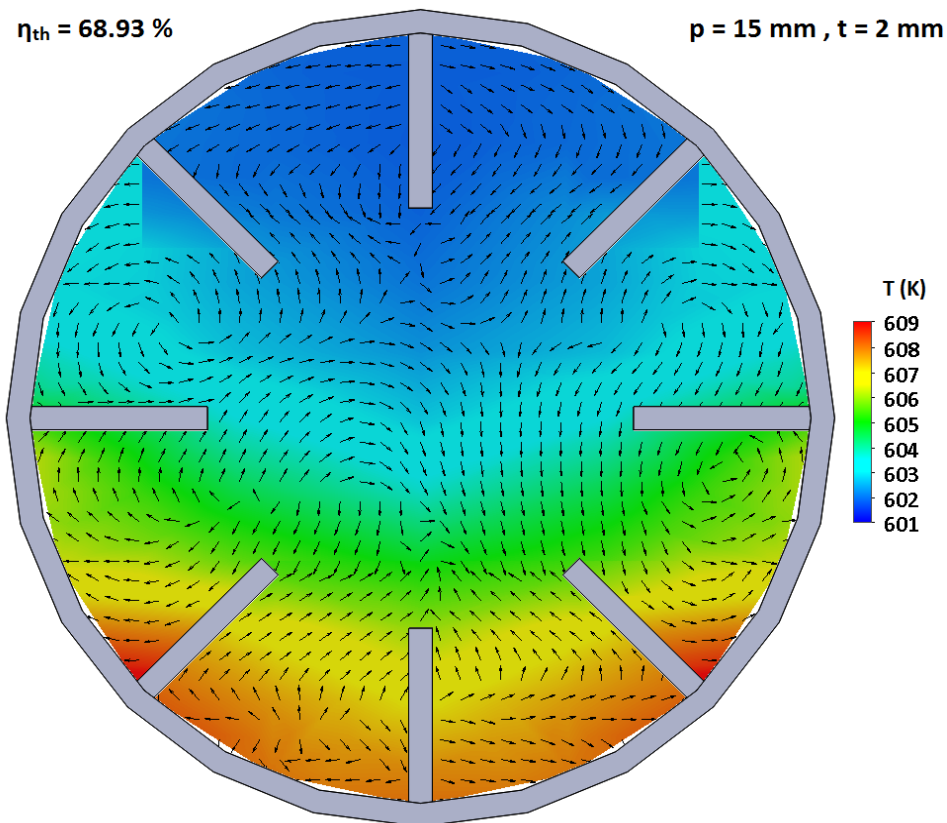
Εικόνα 5.44 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10 \text{ mm} , t=2 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min



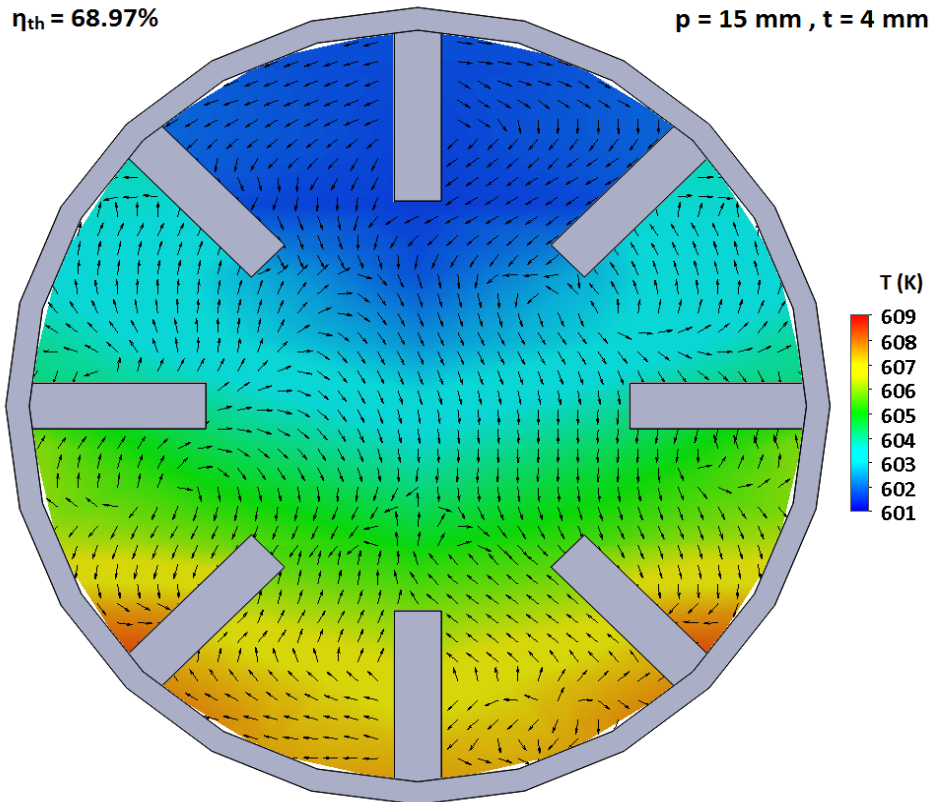
Εικόνα 5.45 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10 \text{ mm} , t=4 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min



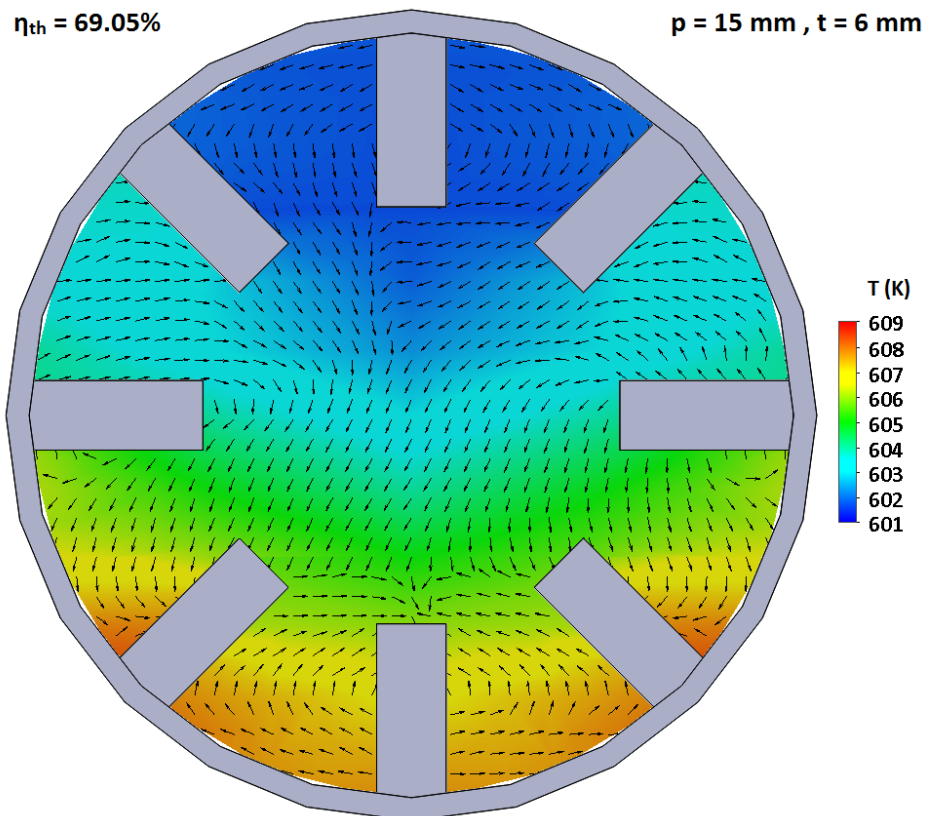
Εικόνα 5.46 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο απορροφητήρα με πτερύγια ($\rho=10 \text{ mm}$, $t=6 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min



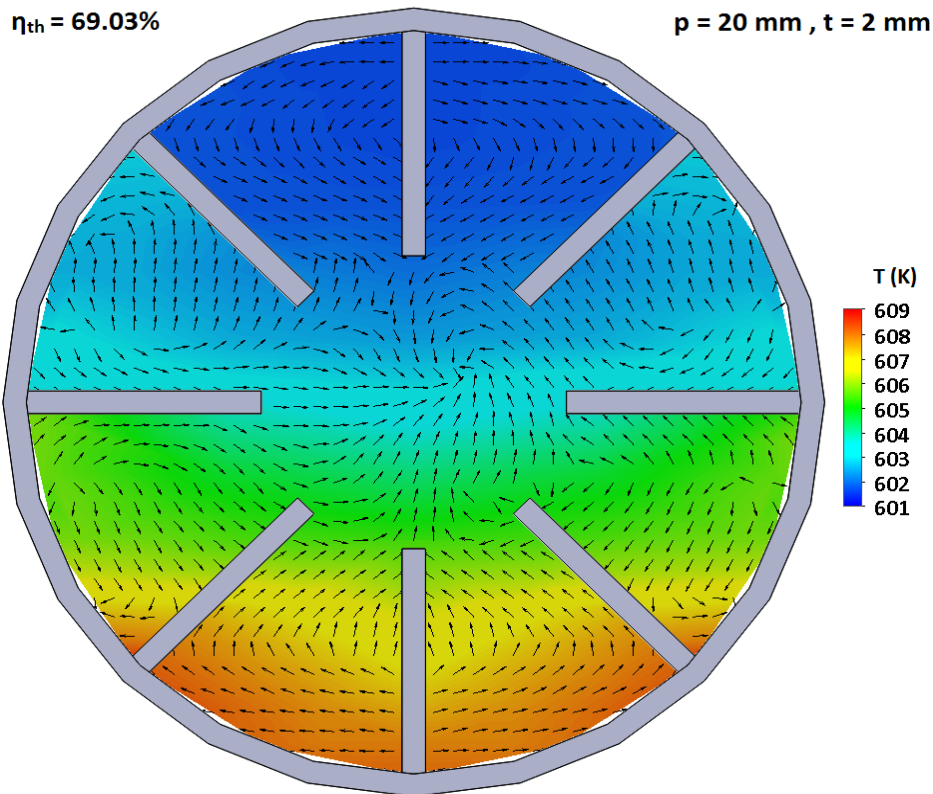
Εικόνα 5.47 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο απορροφητήρα με πτερύγια ($\rho=15 \text{ mm}$, $t=2 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min



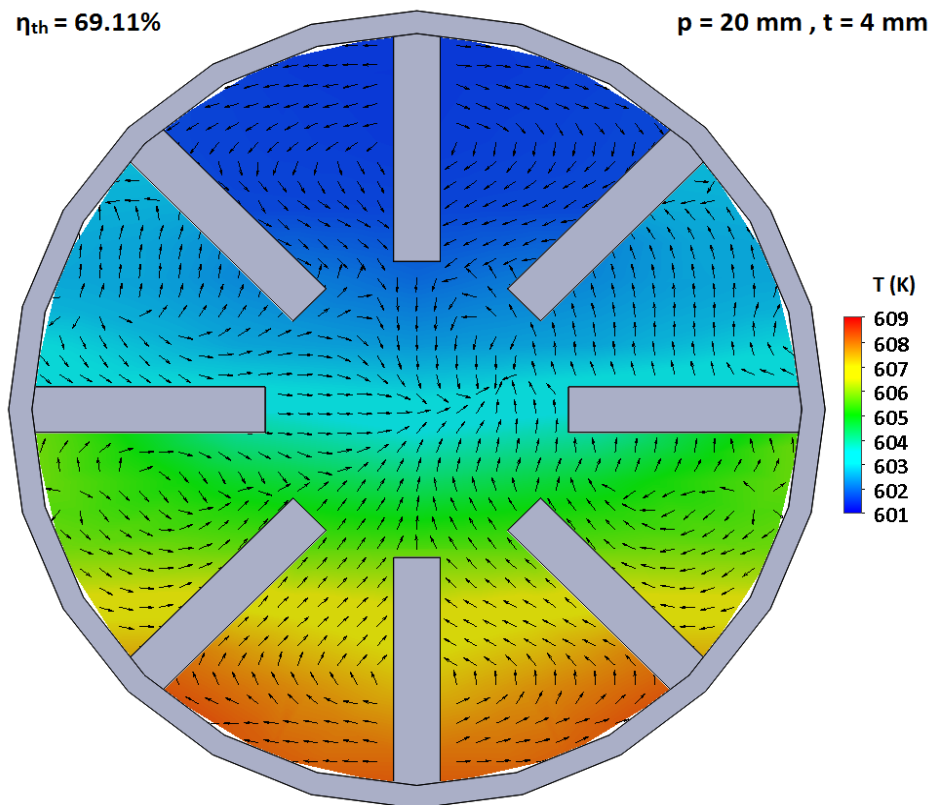
Εικόνα 5.48 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο απορροφητήρα με πτερύγια ($p=15 \text{ mm} , t=4 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min



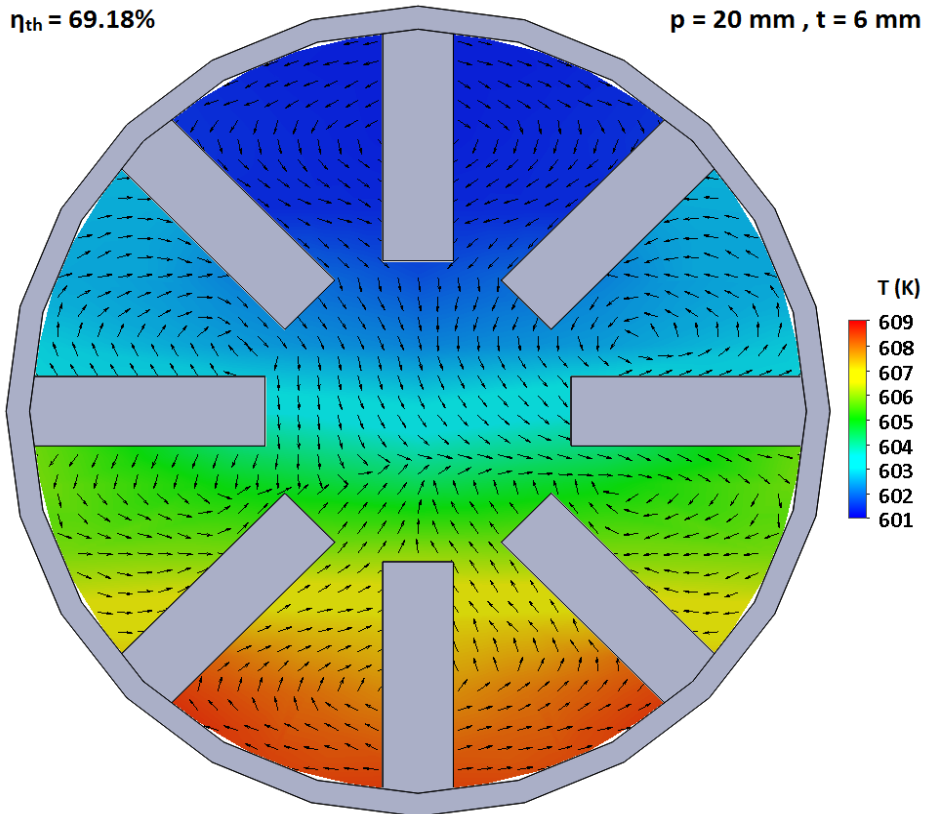
Εικόνα 5.49 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο απορροφητήρα με πτερύγια ($p=15 \text{ mm} , t=6 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min



Εικόνα 5.50 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο απορροφητήρα με πτερύγια ($p=20 \text{ mm} , t=2 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min

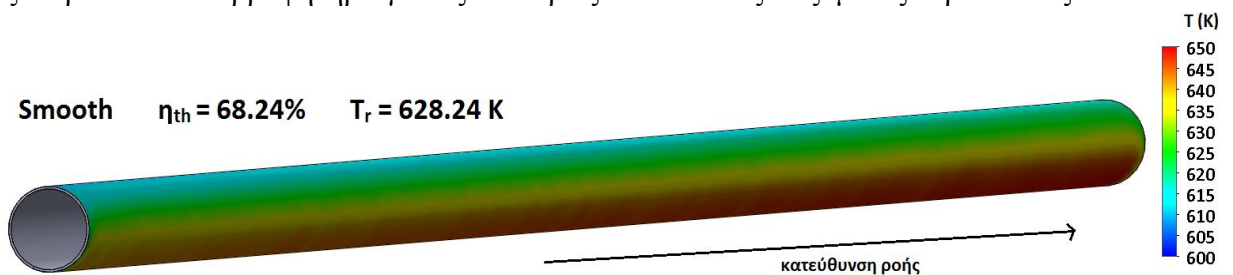


Εικόνα 5.51 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο απορροφητήρα με πτερύγια ($p=20 \text{ mm} , t=4 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min

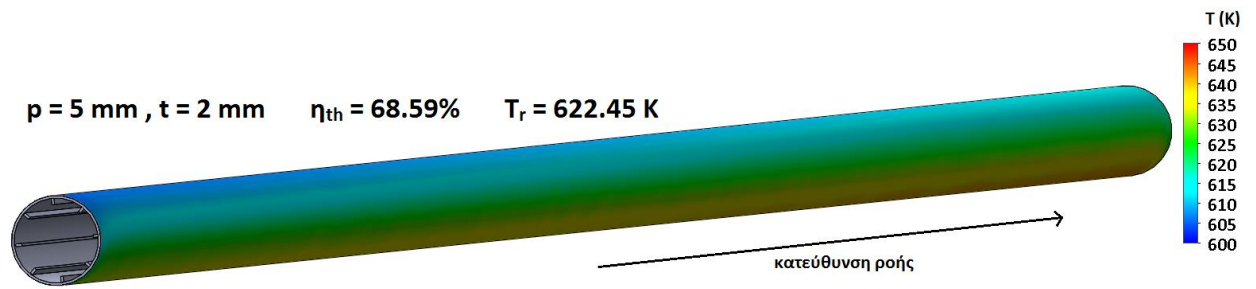


Εικόνα 5.52 Θερμοκρασία και ροή εργαζόμενου μέσου στο μέσο απορροφητήρα με πτερύγια ($p=20 \text{ mm}$, $t=6 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή 150 L/min

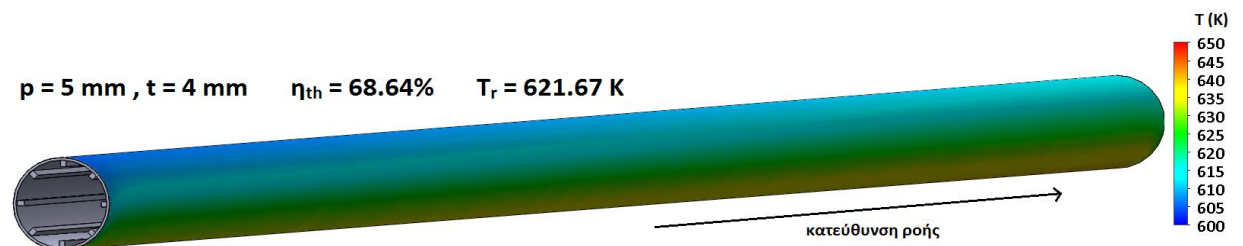
Παρατηρείται πως στην περίπτωση του λείου απορροφητήρα (Εικόνα 5.40) ο οποίος δίνει και τον μικρότερο θερμικό βαθμό απόδοσης, σχηματίζονται συνολικά έξι δίνες υψηλής έντασης. Με την προσθήκη των πτερυγίων (Εικόνα 5.41 έως Εικόνα 5.52), φαίνεται πως οι δίνες μειώνονται γενικά σε αριθμό και ένταση καθώς επίσης μετατοπίζονται σε άλλες θέσεις. Γενικότερα, οι δίνες εμποδίζουν την ανάμιξη του ρευστού, εφόσον «εγκλωβίζουν» τμήματα του σε συγκεκριμένες θέσεις, μην επιτρέποντας του την κυκλοφορία σε άλλα σημεία του απορροφητήρα και ειδικότερα προς το κέντρο. Συνεπώς, θεωρείται καλύτερο να υπάρχουν λιγότερες και πιο ασθενείς δίνες, ώστε το ρευστό να αναμιγνύεται καλύτερα και να γίνεται καλύτερη μετάδοση θερμότητας. Παρακάτω παρουσιάζονται εικόνες με τη θερμοκρασία στο εξωτερικό του απορροφητήρα για τις δεκατρείς συνολικά εξεταζόμενες περιπτώσεις.



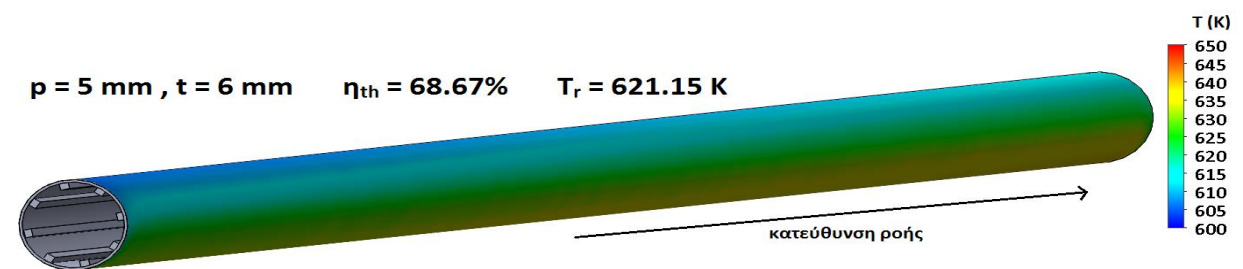
Εικόνα 5.53 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό του λείου (Smooth) απορροφητήρα για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



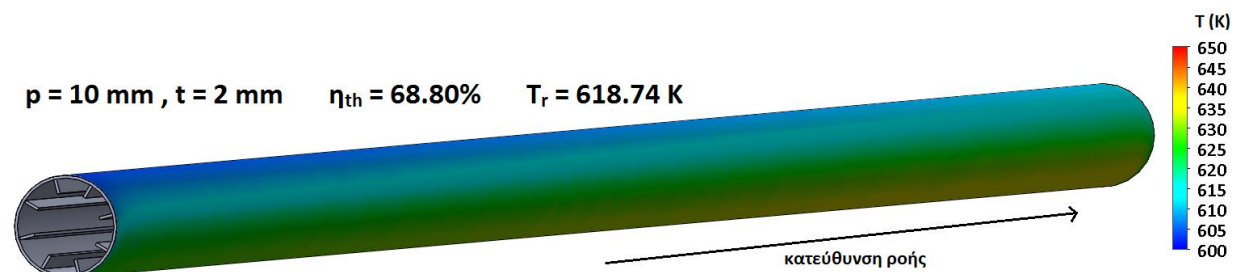
Εικόνα 5.54 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό απορροφητήρα με πτερύγια ($p=5 \text{ mm}$, $t=2 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



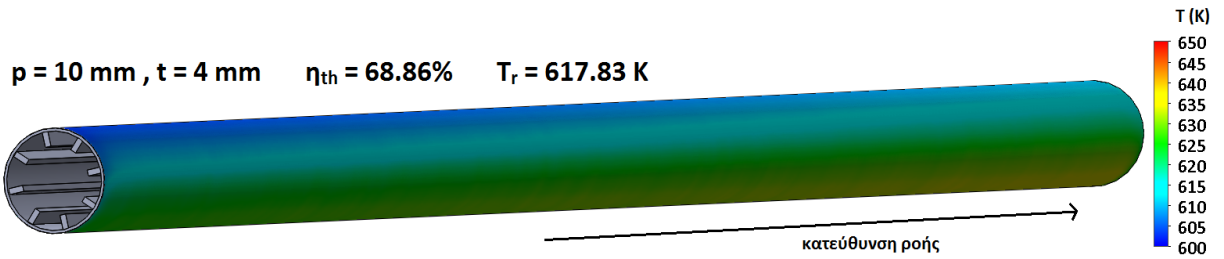
Εικόνα 5.55 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό απορροφητήρα με πτερύγια ($p=5 \text{ mm}$, $t=4 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



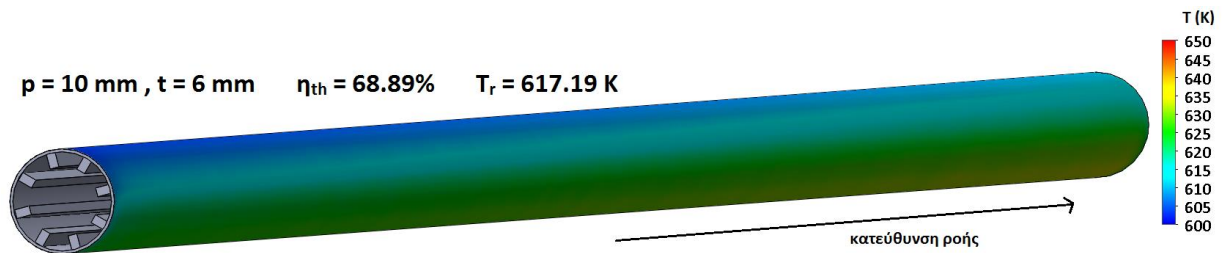
Εικόνα 5.56 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό απορροφητήρα με πτερύγια ($p=5 \text{ mm}$, $t=6 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



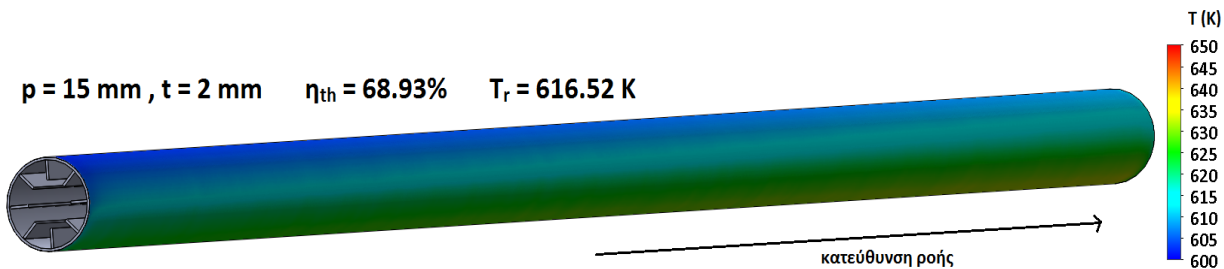
Εικόνα 5.57 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10 \text{ mm}$, $t=2 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



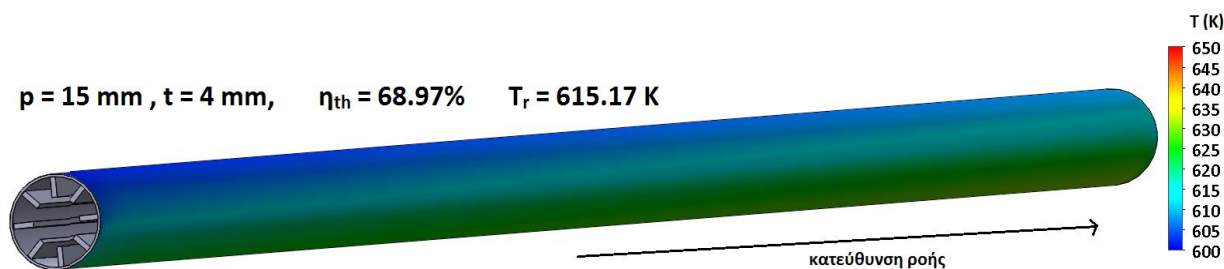
Εικόνα 5.58 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10 \text{ mm}$, $t=4 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



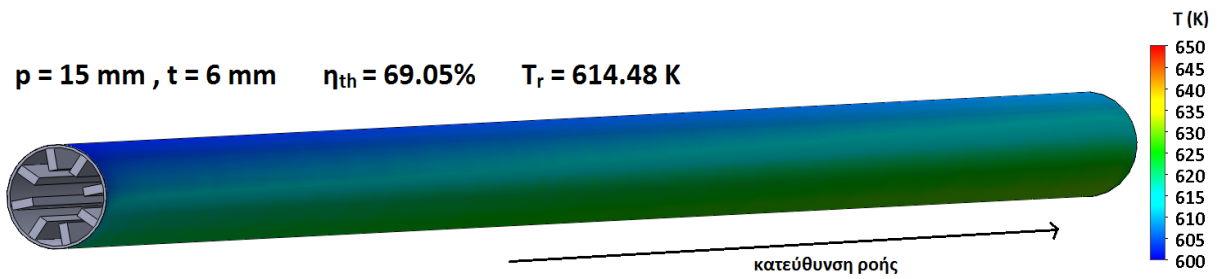
Εικόνα 5.59 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10 \text{ mm}$, $t=6 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



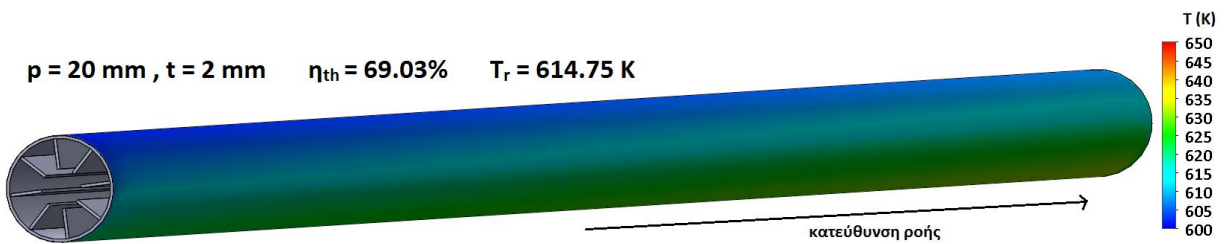
Εικόνα 5.60 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό απορροφητήρα με πτερύγια ($p=15 \text{ mm}$, $t=2 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



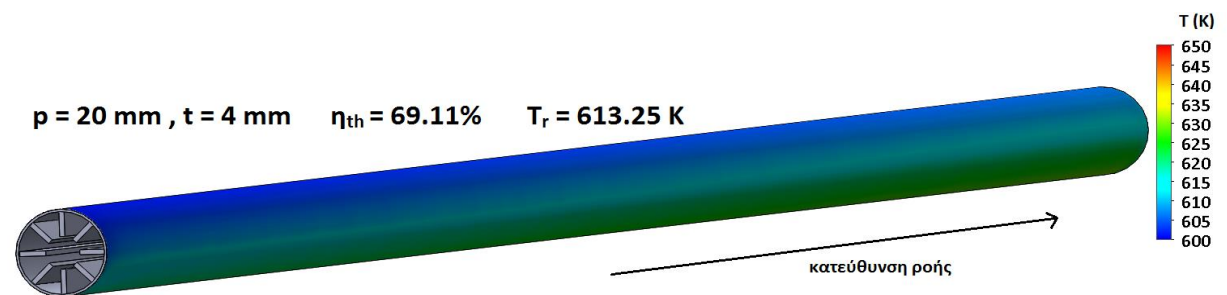
Εικόνα 5.61 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό απορροφητήρα με πτερύγια ($p=15 \text{ mm}$, $t=4 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



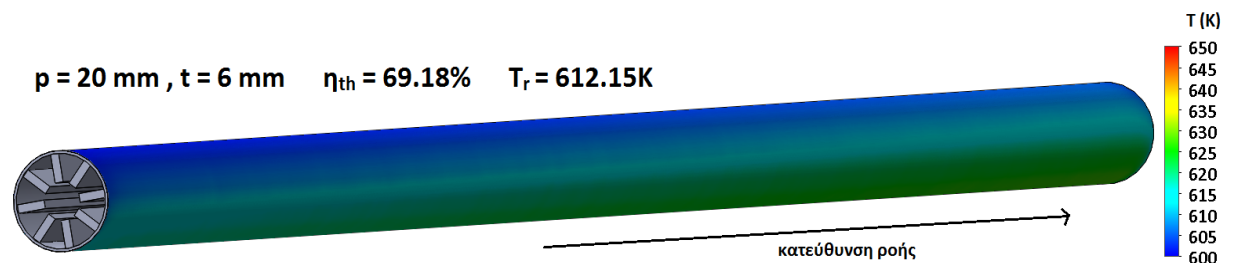
Εικόνα 5.62 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό απορροφητήρα με πτερύγια ($p=15 \text{ mm} , t=6 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



Εικόνα 5.63 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό απορροφητήρα με πτερύγια ($p=20 \text{ mm} , t=2 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



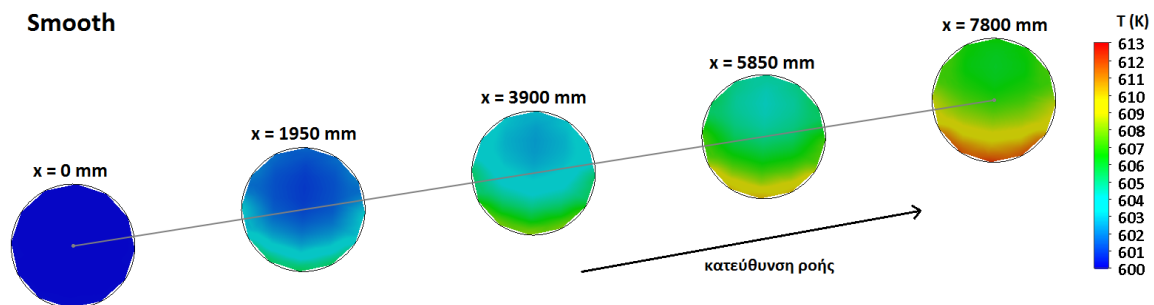
Εικόνα 5.64 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό απορροφητήρα με πτερύγια ($p=20 \text{ mm} , t=4 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



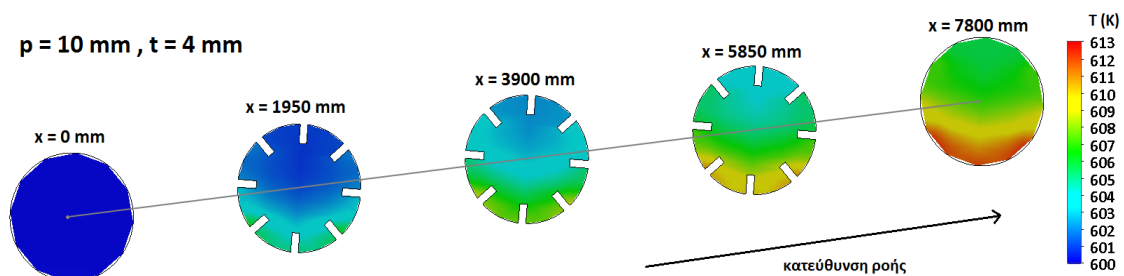
Εικόνα 5.65 Κατανομή θερμοκρασίας στο εξωτερικό απορροφητήρα με πτερύγια ($p=20 \text{ mm} , t=6 \text{ mm}$) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min

Είναι φανερό από τις Εικόνες 5.53 έως 5.65 , ότι η ύπαρξη πτερυγίων οδηγεί σε πολύ μικρότερες θερμοκρασίες στο εξωτερικό του απορροφητήρα, όπως αναφέρθηκε και στην προηγούμενη ενότητα. Ο λείος απορροφητήρας (Εικόνα 5.53), παρουσιάζει την υψηλότερη θερμοκρασία σε όλα τα σημεία του σε σχέση με τις άλλες περιπτώσεις (Εικόνα 5.54 έως Εικόνα 5.65). Όσο αυξάνεται το μήκος και το πάχος των πτερυγίων, παρατηρείται πως η θερμοκρασία του απορροφητήρα γίνεται όλο και μικρότερη τόσο στο πάνω όσο και στο κάτω μέρος του, πράγμα που σημαίνει μικρότερες θερμικές απώλειες άρα και μεγαλύτερο θερμικό βαθμό απόδοσης. Επίσης, αποδεικνύεται και πάλι πως σε κάθε περίπτωση, οι υψηλότερες θερμοκρασίες εμφανίζονται στο κάτω μέρος του απορροφητήρα όπου και συγκεντρώνεται η ηλιακή ακτινοβολία, ενώ οι χαμηλότερες στο πάνω μέρος του.

Για την περίπτωση του λείου απορροφητήρα, καθώς και για την περίπτωση του απορροφητήρα με πτερύγια μήκους $p=10$ mm και πάχους $t=4$ mm, παρουσιάζονται παρακάτω ενδεικτικά οι εικόνες που δείχνουν την κατανομή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου σε πέντε διαφορετικές τομές του απορροφητήρα.



Εικόνα 5.66 Κατανομή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου σε πέντε διακριτές θέσεις του λείου (Smooth) απορροφητήρα για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min



Εικόνα 5.67 Κατανομή της θερμοκρασίας του εργαζόμενου μέσου σε πέντε διακριτές θέσεις του απορροφητήρα με πτερύγια ($p=10$ mm, $t=4$ mm) για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min

Όπως φαίνεται στις Εικόνες 5.66 και 5.67, το ρευστό κατά μήκος του απορροφητήρα θερμαίνεται, με τις μεγαλύτερες θερμοκρασίες να παρατηρούνται όπως έχει ήδη αναφερθεί στο κάτω μέρος του απορροφητήρα. Κατά μήκος του απορροφητήρα η θερμοκρασία του ρευστού προφανώς αυξάνεται, ενώ σε μια διαδρομή από την αρχή έως το τέλος του απορροφητήρα, η μέγιστη αύξηση που παρατηρείται σε ένα τμήμα του ρευστού είναι περίπου 13 K.

Κεφάλαιο 6: Συμπεράσματα

6.1 Συμπεράσματα της παρούσας μελέτης

Στην εργασία αυτή, έγινε σχεδιασμός και προσομοίωση λειτουργίας στο λογισμικό SolidWorks ενός συλλέκτης τύπου LS-2, ο οποίος λειτουργεί με εργαζόμενο μέσο το θερμικό έλαιο Syltherm 800. Συγκεκριμένα, μελετήθηκε η λειτουργία ενός συλλέκτη με λείο απορροφητήρα, και στη συνέχεια η λειτουργία του συλλέκτη όταν προστεθούν επιμήκη πτερύγια στο εσωτερικό του απορροφητήρα. Δοκιμάστηκαν συνολικά δώδεκα διαφορετικές περιπτώσεις πτερυγίων εντός του απορροφητήρα, και στη συνέχεια έγινε σύγκριση και αξιολόγηση μεταξύ των τελικών αποτελεσμάτων. Το μήκος των πτερυγίων που σχεδιάστηκαν κυμαίνεται από 5 mm έως 20 mm, ενώ το πάχος από 2 mm έως 6 mm. Εξετάστηκαν για τις δεκατρείς συνολικά περιπτώσεις τα αποτελέσματα για θερμοκρασίες εισόδου από 300 K έως 600 K, και για παροχές όγκου από 50 L/min έως 250 L/min. Ιδιαίτερη έμφαση δόθηκε στη θερμοκρασία 600 K, εφόσον σε αυτή τη θερμοκρασία λειτουργούν συνήθως οι μονάδες συγκεντρωμένης ηλιακής ενέργειας με θερμικά έλαια, καθώς και στην παροχή 150 L/min, καθώς πέρα από αυτή την παροχή υπάρχει μηδαμινή βελτίωση της θερμικής απόδοσης του συλλέκτη.

Όπως έγινε κατανοητό από τα αποτελέσματα κάθε περίπτωσης, η τελική επιλογή της βέλτιστης γεωμετρίας πτερυγίου είναι ένα σύνθετο ζήτημα για το οποίο πρέπει να ληφθούν υπόψη αρκετοί παράγοντες. Ο θερμικός βαθμός απόδοσης, ο αριθμός Nusselt, η πτώση πίεσης και ο συντελεστής τριβής, είναι οι κύριες παράμετροι που πρέπει να μελετηθούν για την αξιολόγηση όλων των περιπτώσεων. Γίνεται επίσης χρήση των αριθμών (η), (η') και (η''), οι οποίοι αξιολογούν τη βελτίωση του αριθμού Nusselt σε σχέση με την αύξηση του συντελεστή τριβών για κάθε περίπτωση σε σχέση με τον λείο απορροφητήρα. Συγκεκριμένα, με τους δείκτες αυτούς συγκρίνεται η περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια με την περίπτωση λείου απορροφητήρα κάτω από ισοδύναμες συνθήκες λειτουργίας οι οποίες χαρακτηρίζονται από ίδιο έργο άντλησης (η), ίδια πτώση πίεσης (η') και ίδια παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου (η''). Σημειώνεται ότι το συνηθέστερο κριτήριο που χρησιμοποιείται στη βιβλιογραφία είναι ο αριθμός (η), ωστόσο για λόγους πληρότητας υπολογίσθηκαν και παρουσιάστηκαν και τα αποτελέσματα των (η') και (η''). Τα κυριότερα συμπεράσματα που προέκυψαν, αναφέρονται παρακάτω.

Για κάθε περίπτωση απορροφητήρα, για σταθερή παροχή όγκου όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του εργαζόμενου μέσου, παρατηρείται αύξηση των θερμικών απωλειών, άρα και μείωση του θερμικού βαθμού απόδοσης. Ακόμα, όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία εισόδου, αυξάνεται ο συντελεστής συναγωγής άρα και ο αριθμός Nusselt. Επίσης, σημειώνεται αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του συλλέκτη, ενώ παρατηρείται μείωση της πτώσης πίεσης κατά μήκος του σωλήνα καθώς και μείωση του συντελεστή τριβής.

Από την άλλη, για σταθερή θερμοκρασία εισόδου, όσο αυξάνεται η παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου, σημειώνεται μείωση των θερμικών απωλειών άρα και αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης. Ωστόσο, ύστερα περίπου από την παροχή 150 L/min, οι θερμικές απώλειες και ο θερμικός βαθμός απόδοσης παραμένουν περίπου σταθερά για σταθερή θερμοκρασία εισόδου. Σε ό,τι αφορά τον συντελεστή συναγωγής και τον αριθμό Nusselt, παρατηρείται αύξηση στην τιμή τους όσο μεγαλύτερη είναι η παροχή όγκου, όπως επίσης και για την πτώση πίεσης κατά μήκος του σωλήνα. Τέλος, για τον συντελεστή τριβής ισχύει ότι μειώνεται με την αύξηση του όγκου, ενώ για τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης ισχύει ότι παραμένει περίπου σταθερός για κάθε παροχή.

Σε ότι αφορά τις περιπτώσεις όπου στο εσωτερικό του απορροφητήρα υπάρχουν επιμήκη πτερύγια, διαπιστώθηκε ότι για αντίστοιχη θερμοκρασία εισόδου και παροχή όγκου με την περίπτωση του λείου απορροφητήρα, υπάρχουν λιγότερες θερμικές απώλειες άρα και μεγαλύτερος θερμικός βαθμός απόδοσης του συλλέκτη. Επίσης, παρατηρούνται υψηλότερος συντελεστής συναγωγής και αριθμός Nusselt, καθώς και ελαφρώς καλύτερος εξεργειακός βαθμός απόδοσης. Ωστόσο, η βελτίωση της θερμικής απόδοσης του συλλέκτη με την προσθήκη πτερυγίων, συνδέεται πάντα με αύξηση της πτώσης πίεσης και του συντελεστή τριβών, γεγονός που καθιστά αναγκαία την περαιτέρω ανάλυση των αποτελεσμάτων.

Με σκοπό να αξιολογηθούν σωστά τα αποτελέσματα που προέκυψαν, έγινε σύγκριση μεταξύ όλων των περιπτώσεων για θερμοκρασία εισόδου 600 K και παροχή όγκου 150 L/min, όπως εξηγήθηκε παραπάνω. Για τις παραπάνω συνθήκες εισόδου, διαπιστώθηκε πως για διαφορετικά κριτήρια επιλέγεται κάθε φορά διαφορετική βέλτιστη περίπτωση απορροφητήρα. Συγκεκριμένα, τον υψηλότερο βαθμό απόδοσης παρουσιάζει η περίπτωση απορροφητήρα με πτερύγια μήκους 20 mm και πάχους 6 mm, με την τιμή του να είναι ίση με 69.18%, τη στιγμή που η αντίστοιχη τιμή για λείο απορροφητήρα ισούται με 68.24%. Στην επόμενη θέση, βρίσκεται η περίπτωση με πτερύγια μήκους 20 mm και πάχους 4 mm, με το θερμικό βαθμό απόδοσης να είναι ίσος με 69.11% , ενώ στην τρίτη θέση βρίσκεται η περίπτωση με πτερύγια μήκους 15 mm και πάχους 6 mm, με τον θερμικό βαθμό απόδοσης να έχει την τιμή 69.05%. Ωστόσο, η πτώση πίεσης για την περίπτωση με τα πτερύγια που δίνουν το βέλτιστο θερμικό βαθμό απόδοσης ($p=20$ mm, $t=6$ mm) είναι η μεγαλύτερη δυνατή, με την τιμή της να είναι ίση με 2.982 kPa, τη στιγμή που η μικρότερη πτώση πίεσης παρατηρείται για την περίπτωση του λείου απορροφητήρα, όπου και έχει την τιμή 0.353 kPa. Τη δεύτερη μεγαλύτερη πτώση πίεσης δίνει η περίπτωση με πτερύγια μήκους 20 mm και πάχους 4 mm, με την τιμή της να είναι ίση με 2.008 kPa, ενώ η περίπτωση με πτερύγια μήκους 15 mm και πάχους 6 mm δίνει την τρίτη μεγαλύτερη πτώση πίεσης, με την ίδια να έχει την τιμή 1.696 kPa. Ο μέγιστος εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι 37.46%, και παρατηρείται στην περίπτωση με πτερύγια μήκους 20 mm και πάχους 4 mm, καθώς και στην περίπτωση πτερυγίων με μήκος 20 mm και πάχος 6 mm, αν και όλες οι περιπτώσεις παρουσιάζουν παραπλήσιες τιμές εξεργειακού βαθμού απόδοσης. Με σκοπό να αξιολογηθεί ταυτόχρονα η αύξηση του

αριθμού Nusselt και του συντελεστή τριβών, χρησιμοποιούνται όπως έχει αναφερθεί οι αριθμοί (η) , (η') και (η'') , με το επικρατέστερο κριτήριο να είναι ο αριθμός (η) . Σύμφωνα με τον αριθμό (η) , η περίπτωση πτερυγίων με μήκος 20 mm και πάχος 4 mm είναι η βέλτιστη, με τον ίδιο να παίρνει την τιμή 1.483, ενώ η περίπτωση αυτή παρουσιάζει θερμικό βαθμό απόδοσης 69.11% όπως αναφέρθηκε παραπάνω. Με βάση το κριτήριο αυτό, η επόμενη καλύτερη περίπτωση είναι αυτή των πτερυγίων μήκους 20 mm και πάχους 2 mm, με το (η) να έχει την τιμή 1.440 και τον θερμικό βαθμό απόδοσης να είναι ίσος με 69.03%, ενώ η αμέσως επόμενη περίπτωση είναι αυτή των πτερυγίων με μήκος 15 mm και πάχος 4 mm, με το (η) να είναι ίσο με 1.424 και το θερμικό βαθμό απόδοσης να ισούται με 68.97%. Για τον αριθμό (η') , διαπιστώνεται ότι η βέλτιστη τιμή που είναι ίση με 1.174, δίνεται στην περίπτωση με πτερύγια μήκους 10 mm και πάχους 2 mm, ενώ σχεδόν την ίδια τιμή (1.173) δίνει η δεύτερη καλύτερη περίπτωση, η οποία είναι αυτή με μήκος πτερυγίων 15 mm και πάχος 2 mm. Σχετικά με τον αριθμό (η'') , καμία περίπτωση πτερυγίου δε δίνει βελτίωση, με την υψηλότερη τιμή του να είναι ίση με 0.929 και να παρατηρείται για την περίπτωση πτερυγίων με μήκος 5 mm και πάχος 2 mm. Διαπιστώνεται για τον αριθμό (η) ότι μεγαλύτερη επίδραση έχει το μήκος των πτερυγίων, για τον αριθμό (η') ότι μεγαλύτερη επίδραση έχει το πάχος των πτερυγίων, ενώ για τον αριθμό (η'') και το μήκος και το πάχος των πτερυγίων έχουν μεγάλη επίδραση στα αποτελέσματα.

Γενικότερα, από όλα τα αποτελέσματα που προέκυψαν γίνεται φανερό πως μεγαλύτερα πτερύγια οδηγούν σε καλύτερη θερμική απόδοση του συλλέκτη, αλλά ταυτόχρονα και σε μεγαλύτερες πτώσεις πίεσης. Συνεπώς, η επιλογή του κατάλληλου μήκους και πάχους πτερυγίου, εξαρτάται από το κριτήριο που χρησιμοποιείται κάθε φορά για την αξιολόγηση. Το επικρατέστερο κριτήριο το οποίο είναι ο αριθμός (η) , δείχνει ότι η επιλογή μεγάλου μήκους και μεσαίου πάχους στα πτερύγια, συνδυάζει βέλτιστα την αύξηση της θερμικής απόδοσης με την αύξηση της πτώσης πίεσης κατά μήκος του απορροφητήρα.

6.2 Μελλοντική έρευνα

Σε ό,τι αφορά την έρευνα που μπορεί να πραγματοποιηθεί μελλοντικά σχετικά με τη βελτίωση της θερμικής απόδοσης συλλεκτών PTC, υπάρχει δυνατότητα να εξεταστούν τα παρακάτω πεδία:

- Χρήση πτερυγίων διαφόρων γεωμετριών στο εσωτερικό του απορροφητήρα (τριγωνικά, οβάλ και άλλα).
- Χρήση διαφόρων πρόσθετων αντικειμένων ενδιάμεσα της ροής.
- Προσθήκη νανοϋλικών στο εργαζόμενο μέσο του συλλέκτη.
- Πραγματοποίηση πειραματικών αναλύσεων σε πραγματικές συνθήκες, ώστε να αποδειχθεί αν η βελτίωση η οποία διαπιστώνεται με το λογισμικό ανταποκρίνεται στην πραγματικότητα.

Βιβλιογραφία

- [1] <https://yearbook.enerdata.net/>
- [2] C.G. Ozoegwu, C.A. Mgbemene, P.A. Ozor, The status of solar energy integration and policy in Nigeria, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2017;70:457-471
- [3] J. Noailly, R. Smeets, Directing technical change from fossil-fuel to renewable energy innovation: An application using firm-level patent data, *Journal of Environmental Economics and Management* 2015;72:15-37
- [4] BP: Statistical Review of World Energy, London 2016
- [5] Renewables 2016, Global Status Report, REN21
- [6] https://en.wikipedia.org/wiki/World_energy_consumption
- [7] Global Wind Energy Council. "GWEC Global Statistics"
- [8] "The Future of Geothermal Energy", MIT
- [9] "The International Geothermal Market At a Glance", GEA—Geothermal Energy Association, May 2015
- [10] L.J.R. Nunes, J.C.O. Matias, J.P.S. Catalão, Biomass in the generation of electricity in Portugal: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2017;71:373-378
- [11] <https://en.wikipedia.org/wiki/Biogas>
- [12] <https://en.wikipedia.org/wiki/Biofuel>
- [13] S.A. Kalogirou, Solar thermal collectors and applications, *Progress in Energy and Combustion Science* 2004;30(3):231-295
- [14] World Energy Council, World Energy Resources, 2013 Survey
- [15] «Solar Engineering of Thermal Processes, fourth edition», J. A. Duffie, W. A. Beckman, Wiley 2013
- [16] «Θερμικά – Ηλιακά Συστήματα (Μέρος Πρώτο)», Κ. Α. Αντωνόπουλος, Πανεπιστημιακές εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα 2015
- [17] «Αξιοποίηση και βελτιστοποίηση της χρήσης ηλιακών συστημάτων στα κτίρια», Διδακτορική Διατριβή Ε.Μ.Π., Ε.Α. Μπέλλος, Αθήνα 2016
- [18] «Κλιματισμός (Μέρος Πρώτο)», Κ. Α. Αντωνόπουλος, Πανεπιστημιακές εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα 2015

- [19] <https://www.renewableenergyhub.co.uk/solar-thermal-information/the-different-types-of-solar-thermal-panel-collectors.html>
- [20] S. Sobhansarbandi, P. M. Martinez, A. Papadimitratos, A. Zakhidov, F.Hassanipour, Evacuated tube solar collector with multifunctional absorber layers, *Solar Energy* 2017;146:342-350
- [21] <http://www.centrometal.hr/it/cvskc-10-vacuum-tube-solar-collector/>
- [22] <http://www.powerfromthesun.net/Book/chapter09/chapter09.html>
- [23] V.K. Jebasingh, G.M. Joselin Herbert, A review of solar parabolic trough collector, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2016;54:1085-1091
- [24] S.A. Kalogirou, A detailed thermal model of a parabolic trough collector receiver, *Energy* 2012;48(1):298-306
- [25]<http://www.sunwindenergy.com/news/new-parabolic-trough-collector-3m-and-gossamer>
- [26] R. Abbas, J.M. Martínez-Val, Analytic optical design of linear Fresnel collectors with variable widths and shifts of mirrors, *Renewable Energy* 2015;75:81-92
- [27]http://www.industrialsolar.de/CMS/aktuelles/?tx_news_pi1%5Bcontroller%5D=News&tx_news_pi1%5Baction%5D=detail&tx_news_pi1%5Bnews%5D=34&cHash=72d772d4ca5543d0d584408119832e29
- [28] «Advanced CSP Teaching Materials», Chapter 7: Solar Dish Technology, M. Günther, R. Shahbazfar
- [29] H. Hijazi, O. Mokhiamar, O. Elsamni, Mechanical design of a low cost parabolic solar dish concentrator, *Alexandria Engineering Journal* 2016;55(1):1-11
- [30] http://www.volker-quaschning.de/fotos/psa/index_e.php
- [31] C. Pabst, G. Feckler, S. Schmitz, O. Smirnova, R. Capuano, P. Hirth, T. Fend, Experimental performance of an advanced metal volumetric air receiver for Solar Towers, *Renewable Energy* 2017;106:91-98
- [32] <http://www.mistbreaker.com/sustainability/possible-power-solar-tower/>
- [33] A. Fernández-García, E. Zarza, L. Valenzuela, M. Pérez, Parabolic-trough solar collectors and their applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010;14(7):1695-1721
- [34] «Advanced CSP Teaching Materials», Chapter 5: Parabolic Trough Technology, M. Günther, M. Joemann, S. Csambor

- [35] S. Hassani, R. Saidur, S. Mekhilef, A. Hepbasli, A new correlation for predicting the thermal conductivity of nanofluids; using dimensional analysis, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2015;90:121-130
- [36] A. Mwesigye, J.P. Meyer, Optimal thermal and thermodynamic performance of a solar parabolic trough receiver with different nanofluids and at different concentration ratios, *Applied Energy* 2017;193:393-413
- [37] A. Mwesigye, Z. Huan, J.P. Meyer, Thermodynamic optimisation of the performance of a parabolic trough receiver using synthetic oil–Al₂O₃ nanofluid, *Applied Energy* 2015;156:398-412
- [38] S.E. Ghasemi, A.A. Ranjbar, Thermal performance analysis of solar parabolic trough collector using nanofluid as working fluid: A CFD modelling study, *Journal of Molecular Liquids* 2016;222:159-166
- [39] E. Bellos, C. Tzivanidis, K.A. Antonopoulos, G. Gkinis, Thermal enhancement of solar parabolic trough collectors by using nanofluids and converging-diverging absorber tube, *Renewable Energy* 2016;94:213-222
- [40] A. Hasanpour, M. Farhadi, K. Sedighi, A review study on twisted tape inserts on turbulent flow heat exchangers: The overall enhancement ratio criteria, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 2014;55:53-62
- [41] X. Wei Zhu, Y. Han Fu, J. Quan Zhao, A novel wavy-tape insert configuration for pipe heat transfer augmentation, *Energy Conversion and Management* 2016;127:140-148
- [42] X. Song, G. Dong, F. Gao, X. Diao, L. Zheng, F. Zhou, A numerical study of parabolic trough receiver with nonuniform heat flux and helical screw-tape inserts 2014;77:771-782
- [43] A. Mwesigye, T. Bello-Ochende, J.P. Meyer, Heat transfer and thermodynamic performance of a parabolic trough receiver with centrally placed perforated plate inserts, *Applied Energy* 2014;136:989-1003
- [44] K. Ravi Kumar, K.S. Reddy, Thermal analysis of solar parabolic trough with porous disc receiver, *Applied Energy* 2009;86(9):1804-1812
- [45] Sh. Ghadirijafarbeigloo, A.H. Zamzamin, M. Yaghoubi, 3-D Numerical Simulation of Heat Transfer and Turbulent Flow in a Receiver Tube of Solar Parabolic Trough Concentrator with Louvered Twisted-tape Inserts, *Energy Procedia* 2014;49:373-380
- [46] Z. Huang, Z.-Y. Li, G.-L. Yu, W.-Q. Tao, Numerical investigations on fully-developed mixed turbulent convection in dimpled parabolic trough receiver tubes, *Applied Thermal Engineering* 2017;114:1287-1299

- [47] A. Benabderrahmane, M. Aminallah, S. Laouedj, A. Benazza, J.P.Solano, Heat Transfer Enhancement in a Parabolic Trough Solar Receiver using Longitudinal Fins and Nanofluids, *Journal of Thermal Science* 2016;25:410-417
- [48] K.S. Reddy, G.V. Satyanarayana, Numerical Study of Porous Finned Receiver for Solar Parabolic Trough Concentrator 2008;2(2):172-184
- [49] X. Gong, F. Wang, H. Wang, J. Tan, Q. Lai, H. Han, Heat transfer enhancement analysis of tube receiver for parabolic trough solar collector with pin fin arrays inserting, *Solar Energy* 2017;144:185-202
- [50] E. Bellos, C. Tzivanidis, I. Daniil, K.A. Antonopoulos, The impact of internal longitudinal fins in parabolic trough collectors operating with gases, *Energy Conversion and Management* 2017;135:35-54
- [51] Z.D. Cheng, Y.L. He, F.Q. Cui, Numerical study of heat transfer enhancement by unilateral longitudinal vortex generators inside parabolic trough solar receivers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 2012;55(21):5631-5641
- [52] C. Tzivanidis, E. Bellos, D. Korres, K.A. Antonopoulos, G. Mitsopoulos, Thermal and optical efficiency investigation of a parabolic trough collector, *Case Studies in Thermal Engineering* 2015;6:226-237
- [53] E. Bellos, C. Tzivanidis, K.A. Antonopoulos, Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types, *Applied Thermal Engineering* 2016;102:749-759
- [54] O. Behar, A. Khellaf, K.Mohammedi, A novel parabolic trough solar collector model – Validation with experimental data and comparison to Engineering Equation Solver (EES), *Energy Conversion and Management* 2015;106:268-281
- [55] R. Forristall, Heat transfer analysis and modeling of a parabolic trough solar receiver implemented in engineering equation solver. Colorado: National Renewable Energy Laboratory (NREL); 2003
- [56]] V. Dudley, G. Kolb, M. Sloan, D. Kearney, SEGS LS2 Solar Collector Test Results, Report of Sandia National Laboratories, Report No. SANDIA94-1884, 1994.
- [57] M.K. Jensen, A. Vlakancic, Experimental investigation of turbulent heat transfer and fluid flow in internally finned tubes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1999;42:1343-1351