

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

**Πειραματική Διερεύνηση Εσωτερικά
Εξαναγκασμένης Συναγωγής Νανορευστών σε
Τυρβώδη Ροή**



ΔΑΓΛΑΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ

ΚΡΙΤΣΑΛΗΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ

ΕΠΟΠΤΕΥΟΥΣΑ ΚΑΘΗΓΗΤΡΙΑ ΘΕΟΔΩΡΟΠΟΥΛΟΥ ΜΑΡΙΑ – ΠΑΓΩΝΑ

ΠΑΤΡΑ - 2018

ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ.....	1
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ.....	1
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.....	1
ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ.....	1
Πειραματική Διερεύνηση Εσωτερικά Εξαναγκασμένης Συναγωγής Νανορευστών σε Τυρβώδη Ροή.....	1
ΔΑΓΛΑΣ ΝΙΚΟΛΑΟΣ.....	1
ΚΡΙΤΣΑΛΗΣ ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ.....	1
ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	5
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	6
Εισαγωγή.....	7
1 Εσωτερικά Εξαναγκασμένη Συναγωγή.....	8
1.1 Μέση ταχύτητα και θερμοκρασία.....	9
1.2 Στρωτή και Τυρβώδης Ροή.....	11
1.3 Περιοχή Εισόδου.....	11
1.4 Μήκη Εισόδου.....	15
1.5 Ενεργειακή Ανάλυση.....	16
1.5.1 Συνθήκη Σταθερής Επιφανειακής Ροής Θερμότητας (ϕ_s =σταθερό).....	17
1.5.2 Συνθήκη Σταθερής θερμοκρασίας επιφάνειας (T_s =σταθερό).....	19
1.6 Στρωτή ροή σε σωλήνες.....	21
1.7 Πτώση Πίεσης.....	22
1.8 Κατανομή θερμοκρασίας.....	23
1.8.1 Συνθήκη Σταθερής Επιφανειακής Ροής Θερμότητας (ϕ_s =σταθερό).....	24
1.8.2 Συνθήκη Σταθερής Επιφανειακής Θερμοκρασίας (T_s =σταθερό).....	25
1.9 Ανάπτυξη Στρωτής Ροής στην περιοχή εισόδου.....	27
1.10 Τυρβώδης Ροή σε Σωλήνες.....	27
1.10.1 Επίδραση της Τραχύτητας.....	28
1.10.2 Τυρβώδης ροή σε μη κυκλικούς σωλήνες.....	30
1.10.3 Ροή μέσα από δακτύλιο σωλήνων.....	31
1.10.4 Ενίσχυση μετάδοσης θερμότητας.....	32
1.11 Μεταβατική ροή σε σωλήνες.....	33
1.11.1 Πτώση Πίεσης στη Μεταβατική Περιοχή.....	33
1.12 Μεταφορά θερμότητας στην μεταβατική περιοχή.....	34
2 Βιβλιογραφική ανασκόπηση.....	36
2.1 Νανορευστά και θερμικές ιδιότητες.....	36
2.1.1 Αριθμητικές μελέτες.....	36
2.2 Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή.....	38
2.2.1 Αποτελέσματα στρωτής ροής.....	40
2.2.2 Αποτελέσματα τυρβώδους ροής.....	40
2.3 Πειραματικές εφαρμογές νανορευστών.....	40
2.4 Απόδοση θερμικών και ψυκτικών συστημάτων.....	50
2.4.1 Αποτελέσματα για τις μετρήσεις μεταφοράς θερμότητας.....	56
2.4.2 Μέτρηση πτώσης πίεσης.....	56
2.5 Πειραματική εγκατάσταση μεταφοράς θερμότητας.....	57
2.5.1 Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (HTC).....	59
2.5.2 Πειραματικά αποτελέσματα.....	60
2.6 Επισκόπηση Ερευνών.....	62
2.6.1 Μηχανισμοί νανορευστών.....	66
3 Πειραματική Εγκατάσταση.....	69
3.1 Εισαγωγή.....	69
3.2 Περιγραφή διάταξης.....	70
4 Πειραματικά αποτελέσματα.....	74
4.1 Εισαγωγή.....	74
4.2 Υπολογισμοί πειραματικών αποτελεσμάτων.....	74

4.3	Πειραματικά διαγράμματα	79
4.3.1	Διαγράμματα Νερού	79
4.3.2	Διαγράμματα Βάσης	94
4.3.3	Διαγράμματα ίδιας θερμοκρασίας και διαφορετικού Re βάσης.....	107
4.3.4	Διαγράμματα ίδιας θερμοκρασίας και διαφορετικού Re νερού	111
4.3.5	Διαγράμματα ιδίου Re και διαφορετικής θερμοκρασίας νερού	114
4.3.6	Διαγράμματα ιδίου Re και διαφορετικής θερμοκρασίας βάσης.....	118
4.4	Διαφορές πειραματικών και εμπειρικών συντελεστών θερμοπερατότητας.....	121
5	Συμπεράσματα.....	124
6	Αναφορές.....	126
4.	Arun S. Mujumdar, and Xiang-Qi W.,.....	126
10.	Devdatta P. Kulkarni, Praveen K. Namburu, H. Ed Bargar, and Debendra K. Das, (2008), ..	126
38.	Prabhat N.,Buongiorno J., and Lin-Wen Hu, (2012), “Convective Heat Transfer Enhancement in Nanofluids: Real Anomaly or Analysis?” Jourlan of Nanofluids 1,55-62.	128
39.	Putra N., Rpetzel W., Das S.K., (2003), “Natural convection of nano-fluids, Heat and Mass Transfer”, 39 (8-9): 775-784.	128

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας και αναφέρεται στην πειραματική διερεύνηση εσωτερικά εξαναγκασμένης συναγωγής νανορευστών σε τυρβώδη ροή.

Στα πλαίσια της πτυχιακής εργασίας μελετήθηκε ο μηχανισμός της εσωτερικά εξαναγκασμένης συναγωγής που βρίσκει εφαρμογή σε διατάξεις ψύξης – θέρμανσης. Η διασπορά μικρών συγκεντρώσεων στερεών σωματιδίων με τιμές θερμικής αγωγιμότητας αρκετά υψηλότερες από εκείνες των συμβατικών υγρών, οδηγεί στη βελτίωση της θερμικής αγωγιμότητας του ιδίου του ρευστού. Αυτή η καινοτόμος ιδέα έχει οδηγήσει τα τελευταία χρόνια στην χρήση των λεγόμενων νανορευστών σε ποικιλία εφαρμογών ψύξης – θέρμανσης.

Από τη θέση αυτή θα θέλαμε να εκφράσουμε τις θερμότερες ευχαριστίες μας στην επιβλέπουσα καθηγήτριακ.Θεοδωροπούλου Μαρία, υπεύθυνη καθήγητριάμας, για τις πολύτιμες συμβουλές της, καθώς και τον Π.Υ. κ. Βούρο Ανδρέαγια την αμέριστη συμπαράστασή του κατά την διεξαγωγή της παρούσας εργασίας. Τους ευχαριστούμε για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που προσέφεραν για την υλοποίηση της πτυχιακής εργασίας.

Επίσης, θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε τις οικογένειές μας για την υπομονή και στήριξη που μας παρείχαν κατά τη διάρκεια των σπουδών μας, αλλά και κατά τη διάρκεια εκπόνησης της πτυχιακής εργασίας.

Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστή: Ο κάτωθι υπογεγραμμένος σπουδαστής έχω επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνω υπεύθυνα ότι είμαι συγγραφέας αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, έχω δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μου όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποίησα και έλαβα ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνω επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχω ενσωματώσει στην εργασία μου προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχω πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχω αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Οι σπουδαστές

Δάγλας Νικόλαος

.....

(Υπογραφή)

Κριτσάλης Κωνσταντίνος

.....

(Υπογραφή)

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Αντικείμενο της πτυχιακής εργασίας, είναι η μελέτη του μηχανισμού της συναγωγής γνωστός στη βιβλιογραφία και ως Internal Forced Convection που βρίσκει εφαρμογή κατά τη θέρμανση αγωγού, εντός του οποίου κινείται ρευστό. Η αναζήτηση στερεών σωματιδίων με τιμές θερμικής αγωγιμότητας αρκετά υψηλότερες από εκείνες των συμβατικών υγρών, μπορεί να οδηγήσει στη βελτίωση της θερμικής αγωγιμότητας του ίδιου του ρευστού με τη διασπορά εντός αυτού, μικρής ποσότητας υπέρλεπτων στερεών σωματιδίων. Πρόκειται για τα λεγόμενα νανορευστά των οποίων η εφαρμογή τους αναμένεται να έχει θετικά αποτελέσματα στη βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας αλλά και σε συγκεκριμένους τομείς όπως της Ιατρικής, του περιβάλλοντος, της Μηχανολογίας, κ.ά.

Πιο αναλυτικά η δομή της εργασίας υποδιαιρείται σε κεφάλαια ως ακολούθως:

Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στη γενική περιγραφή της εσωτερικής ροής και των μεγεθών που σχετίζονται με αυτήν όπως της μέσης ταχύτητας και της θερμοκρασίας, του θερμοδυναμικού μήκους, του μήκους θερμικής εισόδου. Επίσης συζητούνται οι έννοιες της αναπτυσσόμενης ροής καθώς και της πλήρους ανεπτυγμένης ροής με τη βοήθεια και κατασκευή των προφίλ ταχύτητας και θερμοκρασίας, ενώ αναφέρονται σχέσεις για τον παράγοντα τριβής και τον αριθμό Nusselt. Επίσης κατασκευάζονται οι αναλυτικές εκφράσεις για το προφίλ των ταχυτήτων, της πτώσης πίεσης, του παράγοντα τριβής και του αριθμού Nusselt στην πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή. Βασική πηγή για την περιγραφή της υπό μελέτη ροής αποτέλεσε το σύγγραμμα «Μεταφορά Μάζας και Θερμότητας» των Cengel Y. και Ghajar A. που αποτελεί μέχρι σήμερα το πλέον αποδεκτό handbook στην ανάπτυξη προβλημάτων μετάδοσης θερμότητας σε παγκόσμια κλίμακα.

Στο δεύτερο κεφάλαιο αναφέρεται στην έννοια των νανορευστών αλλά και σε διάφορα άρθρα και ερευνητές που μελετούν την συναγωγή με πειραματικές και αριθμητικές μελέτες κάνοντας ανάλυση δεδομένων.

Στο τρίτο κεφάλαιο αναλύεται η πειραματική εγκατάσταση που κατασκευάστηκε και χρησιμοποιήθηκε για την μελέτη του μηχανισμού της συναγωγής με ρευστό και συγκεκριμένα με απιονισμένο νερό.

Στο τέταρτο κεφάλαιο βρίσκονται όλα τα πειραματικά αποτελέσματα που λάβαμε από συγκεκριμένο πρόγραμμα δεδομένων για έξι συγκεκριμένες περιπτώσεις θερμοκρασιών αλλά και τα πειραματικά διαγράμματα που εφαρμόσαμε για αυτές τις συγκεκριμένες περιπτώσεις.

Τέλος στο πέμπτο κεφάλαιο αναφέρονται τα συμπεράσματα για την πειραματική εγκατάσταση.

Εισαγωγή

Οι βελτιώσεις για να γίνει ο εξοπλισμός μετάδοσης θερμότητας πιο αποδοτικός ενεργειακά θα έπρεπε να εστιάσουν κυρίως στην τεράστια αύξηση στη ροή της θερμότητας. Τα ρευστά μετάδοσης θερμότητας, όπως το νερό, τα ορυκτέλαια και η αιθυλενογλυκόλη παίζουν ζωτικό ρόλο σε πολλές βιομηχανικές διεργασίες όπως η παραγωγή ρεύματος, χημικές μέθοδοι και διαδικασίες θέρμανσης ή ψύξης. Οι ανεπαρκείς ιδιότητες μετάδοσης της θερμότητας των συνηθισμένων υγρών σε σύγκριση με τα περισσότερα στερεά αποτελεί ένα βασικό εμπόδιο στην υψηλή αποτελεσματικότητα και στην αξιοπιστία των θερμικών εναλλακτών. Μια εναλλακτική πρωτοβουλία είναι η διαπίστωση πως τα στερεά σωματίδια έχουν μερικές εκατοντάδες μεγαλύτερη θερμική αγωγιμότητα από τα συμβατικά υγρά. Πολλά είδη σωματιδίων, όπως τα μεταλλικά, μη μεταλλικά και πολυμερή μπορούν να προστεθούν στα υγρά και να σχηματίσουν σύνθετα υλικά. Ωστόσο, τα σύνθετα αυτά υλικά που περιέχουν τμηματοποιημένα σωματίδια σε κλίμακα χιλιοστούμετρων ή ακόμα και μικρομέτρων μπορούν να προκαλέσουν σημαντικά προβλήματα. Η αποξεστική δράση των σωματιδίων προκαλεί βούλωμα αγωγών και διάβρωση σωλήνων και η ορμή τους μεταφράζεται σε αύξηση της πτώσης πίεσης σε πρακτικές εφαρμογές. Επιπλέον, συχνά υποφέρουν από αστάθεια και προβλήματα ροής. Πιο συγκεκριμένα, τα σωματίδια τείνουν να μείνουν στάσιμα πολύ γρήγορα. Έτσι, παρόλο που τα σύνθετα υλικά έχουν καλύτερες θερμικές ιδιότητες από τα συμβατικά υγρά, δεν είναι πρακτικά.

Το γεγονός αυτό, αποτέλεσε αφορμή για τη δημιουργία ενός νέου είδους μέσου μεταφοράς θερμότητας, που περιέχει νανοσωματίδια τα οποία είναι ομοιόμορφα και σταθερά κατανεμημένα σε ένα βασικό ρευστό και έχουν διαστάσεις 1-100 nm. Συγκεκριμένα, πρόκειται για ένα τμήμα πολύ λεπτών σωματιδίων ενός συμβατικού υγρού το οποίο ενισχύει σε πολύ μεγάλο βαθμό τις δυνατότητες μετάδοσης θερμότητάς του. Αποτελεί μία νέα κατηγορία των υγρών μηχανικής με τη διασπορά υλικών μεγέθους μερικών νανομέτρων (νανοσωματίδια, νανοΐνες, νανοσωλήνες, νανοςύρματα, νανοράβδοι) σε υγρή βάση. Περιλαμβάνει συστήματα δύο φάσεων, τη στερεά και την υγρή φάση. Έχει διαπιστωθεί πως τα νανορευστά κατέχουν βελτιωμένες θερμοφυσικές ιδιότητες όπως η θερμική αγωγιμότητα, η θερμική διαχυτότητα, το ιξώδες, και ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή, συγκριτικά με τα βασικά ρευστά, όπως το λάδι ή το νερό. Μπορούν να εφαρμοστούν σε πολλές συσκευές για καλύτερες επιδόσεις (για παράδειγμα στην ενέργεια, μεταφορά θερμότητας και άλλες παραστάσεις). Πρόσφατες έρευνες έχουν δείξει ότι η αντικατάσταση των συμβατικών ψυκτικών από νανορευστά φαίνεται πολλά υποσχόμενη. Ο τομέας αυτός χρήζει περαιτέρω έρευνας προκειμένου να καθοριστεί η ενεργή θερμική αγωγιμότητα των νανορευστών, καθώς και να αξιολογηθεί το ενεργό ιξώδες των.

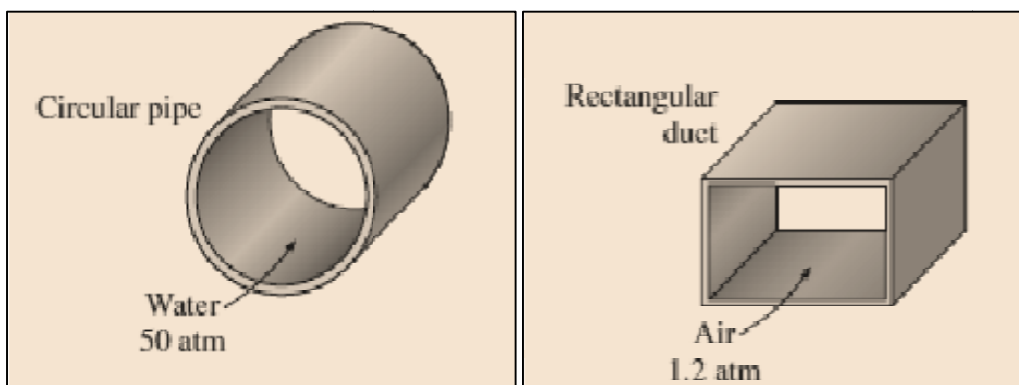
1 Εσωτερικά Εξαναγκασμένη Συναγωγή

Τα υγρά ή τα αέρια κινούμενα εντός αγωγών ή σωληνώσεων χρησιμοποιούνται συνήθως σε εφαρμογές θέρμανσης ή ψύξης. Το ρευστό, στις εφαρμογές αυτές, κινείται συνήθως με τη βοήθεια ενός ανεμιστήρα ή μιας αντλίας (εξαναγκασμένη ροή) μέσα σε σωλήνα επαρκούς μήκους ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή μετάδοση θερμότητας. Η μελέτη εστιάζεται στον προσδιορισμό του συντελεστή τριβής και του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας, αφού σχετίζονται άμεσα με την πτώση πίεσης και το ρυθμό μεταφοράς θερμότητας, αντίστοιχα. Τα μεγέθη αυτά χρησιμοποιούνται στη συνέχεια για τον προσδιορισμό της απαιτούμενης ισχύος άντλησης και του απαιτούμενου μήκους του σωλήνα.

Αναφορικά με τους όρους «εσωτερική» και «εξωτερική» ροή, υπάρχει μια θεμελιώδης διαφορά. Στην «εξωτερική» ροή, το ρευστό έχει ως συνοριακή συνθήκη μια ελεύθερη επιφάνεια και έτσι το οριακό στρώμα πάνω από αυτήν είναι ελεύθερο να αναπτύσσεται απεριόριστα. Αντίθετα, στην «εσωτερική» ροή, το ρευστό είναι εντελώς περιορισμένο από τις εσωτερικές επιφάνειες του σωλήνα και έτσι υπάρχει ένα όριο στην ανάπτυξη του οριακού στρώματος.

Τα περισσότερα ρευστά, και ειδικά τα υγρά, μεταφέρονται με τη βοήθεια κυκλικών σωλήνων. Αυτό συμβαίνει λόγω του ότι οι σωληνώσεις κυκλικής διατομής διαθέτουν μεγάλη αντοχή στις υψηλές διαφορές πίεσης ανάμεσα στο εσωτερικό και στο εξωτερικό τοίχωμα των αγωγών, χωρίς την εμφάνιση παραμορφώσεων. Σωλήνες μη κυκλικής διατομής χρησιμοποιούνται συνήθως σε εφαρμογές συστημάτων ψύξης - θέρμανσης κτιρίων, στις οποίες οι τιμές διαφοράς πίεσης δεν είναι αξιόλογες και το κόστος κατασκευής και εγκατάστασης είναι μικρότερο (Σχήμα 1.1). Για μια σταθερή επιφάνεια ο κυκλικός αγωγός προσφέρει την υψηλότερη μεταφορά θερμότητας για τη χαμηλότερη πτώση πίεσης, κάτι που εξηγεί τη συντριπτική επικράτηση των σωλήνων κυκλικής διατομής στα συστήματα μεταφοράς θερμότητας.

Εδώ θα πρέπει να σημειωθεί ότι αν και τα προβλήματα μετάδοσης θερμότητας είναι κατανοητά πλέον σε σημαντικό βαθμό, εντούτοις θεωρητικές λύσεις έχουν προκύψει για ορισμένες απλές περιπτώσεις όπως η πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή σε κυκλικό σωλήνα. Ως εκ τούτου η διερεύνηση των περισσότερων προβλημάτων βασίζεται σε πειραματικά δεδομένα και εμπειρικές σχέσεις παρά σε αναλυτικές εκφράσεις.



Σχήμα 1.1: Διαφοροποίηση της αντοχής στις διαφορές πιέσεων μεταξύ κυκλικών και ορθογώνιων αγωγών.

Ωστόσο, ακόμα και στην περίπτωση που τα πειραματικά αποτελέσματα λαμβάνονται κάτω από ελεγχόμενες εργαστηριακές συνθήκες, τα προς σύγκριση συστήματα μελέτης είναι δυνατόν να παρουσιάζουν διαφορές, δηλ. δεν είναι ακριβώς πανομοιότυπα. Σε αυτήν τη συνήθη περίπτωση τα λαμβανόμενα πειραματικά αποτελέσματα δεν μπορούν να θεωρηθούν ακριβή και επομένως σφάλματα της τάξης του 10% ή και υψηλότερα, στις υπολογιζόμενες τιμές του συντελεστή τριβής ή του συντελεστή μετάδοσης είναι αναμενόμενα.

Επίσης η τριβή μεταξύ των γειτονικών στρωμάτων του ρευστού κινούμενου σε σωλήνα είναι υπεύθυνη για μια μικρή αύξηση της θερμοκρασίας του ρευστού λόγω της μετατροπής της μηχανικής ενέργειας σε θερμότητα (αισθητή θερμική ενέργεια). Εντούτοις αυτή η ελαφρά αύξηση της θερμοκρασίας του ρευστού που οφείλεται στη θέρμανση λόγω τριβής θεωρείται αμελητέα και επομένως αγνοείται και δεν δικαιολογεί οποιαδήποτε θεώρηση κατά τους υπολογισμούς των υπολοίπων μεγεθών. Ένα απλό επιχείρημα που αιτιολογεί την παραπάνω θεώρηση είναι η μελέτη της κίνησης νερού εντός σωλήνα, σε ισόθερμη κατάσταση, όπου δεν ανιχνεύεται καμία αξιοσημείωτη διαφορά μεταξύ των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου. Ωστόσο σε περιπτώσεις κίνησης ρευστών που χαρακτηρίζονται από υψηλές τιμές ιξώδους και μεγάλες κλίσεις ταχυτήτων η θέρμανση λόγω τριβής θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη.

Επομένως απομένει ως η σημαντικότερη συνέπεια της τριβής κατά την κίνηση ρευστού, να είναι η πτώση πίεσης. Έτσι, είναι λογικό να υποθεθεί ότι οποιαδήποτε αλλαγή θερμοκρασίας στο ρευστό οφείλεται στη μεταφορά θερμότητας.

Στις περισσότερες πρακτικές εφαρμογές, η ροή του ρευστού μέσω αγωγού ή σωλήνα μπορεί να προσεγγιστεί ως μονοδιάστατη, και έτσι οι ιδιότητες υποτίθεται πως διαφέρουν μόνο κατά τη μία κατεύθυνση, αυτή της ροής. Αυτό συνεπάγεται πως όλες οι ιδιότητες είναι ομοιόμορφες σε οποιαδήποτε διατομή κάθετη στην κατεύθυνση της ροής, και οι ιδιότητες υποτίθεται πως και αυτές το ίδιο. Αλλά οι τιμές των ιδιοτήτων σε μια διατομή μπορεί να μεταβάλλονται με το χρόνο εάν η ροή δεν είναι σταθερή.

1.1 Μέση ταχύτητα και θερμοκρασία

Στην εξωτερική ροή, η ταχύτητα ελεύθερης ροής χρησιμοποιείται συνήθως ως ταχύτητα αναφοράς για την εύρεση του αριθμού Reynolds και του συντελεστή τριβής. Στην εσωτερική ροή αντίθετα όπου δεν υπάρχει ταχύτητα ελεύθερης ροής απαιτείται η εισαγωγή ενός εναλλακτικού μεγέθους.

Αναφορικά με την ταχύτητα του ρευστού σε σωλήνα, αυτή μεταβάλλεται από μηδενική τιμή στο τοίχωμα λόγω της συνθήκης μη ολίσθησης, μέχρι μια μέγιστη τιμή στον κεντρικό άξονα του σωλήνα. Συνήθως χρησιμοποιείται η λεγόμενη μέση ταχύτητα V_m οποία παραμένει σταθερή στην ασυμπίεστη ροή για σταθερή διατομή σωλήνα. Βέβαια η μέση ταχύτητα στις εφαρμογές ψύξης – θέρμανσης μπορεί να μεταβάλλεται, λόγω κυρίως των μεταβολών της πυκνότητας, η οποία με τη σειρά της μεταβάλλεται με τη θερμοκρασία. Πρακτικά στα προβλήματα Μετάδοσης Θερμότητας γενικότερα οι θερμοφυσικές ιδιότητες των ρευστών υπολογίζονται σε μια μέση θερμοκρασία και εν συνεχεία θεωρούνται σταθερές. Αυτός ο τρόπος εργασίας συνήθως δικαιολογεί τις πολύ μικρές απώλειες στην ακρίβεια.

Η τιμή της μέσης ταχύτητας V_m σε μια διατομή σωλήνα καθορίζεται υπό την προϋπόθεση ότι ικανοποιείται η αρχή διατήρησης της μάζας. Δηλαδή:

$$\dot{m} = \rho V_m A_c = \int_{A_c} \rho u(r) dA_c \quad (1.1)$$

όπου \dot{m} είναι η παροχή μάζας, ρ είναι η πυκνότητα, A_c είναι η επιφάνεια διατομής και $u(r)$ είναι η κατανομή της ταχύτητας. Η μέση ταχύτητα για ασυμπίεστη ροή σε κυλινδρικό σωλήνα με ακτίνα R θα εκφράζεται ως:

$$V_m = \frac{\int_{A_c} u(r) dA_c}{r A_c} = \frac{\int_0^R u(r) 2\pi r dr}{r \rho R^2} = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(r) r dr \quad (1.2)$$

Επομένως, στην περίπτωση που είναι γνωστή η κατανομή της παροχής ταχύτητας της, μπορεί να υπολογιστεί η μέση ταχύτητα.

Επίσης στις περιπτώσεις θέρμανσης ή ψύξης ενός ρευστού κατά την κίνηση εντός σωλήνα, η θερμοκρασία του ρευστού σε οποιαδήποτε διατομή θα μεταβάλλεται από T_s στην επιφάνεια του τοιχώματος έως μια μέγιστη (για την περίπτωση ψύξης), ή έως μια ελάχιστη (για την περίπτωση θέρμανσης), στον κεντρικό άξονα του σωλήνα. Αντίθετα με τη συμπεριφορά της μέσης ταχύτητας, η μέση θερμοκρασία T_m μεταβάλλεται κατά την κατεύθυνση της ροής κάθε φορά που το ρευστό θερμαίνεται ή ψύχεται.

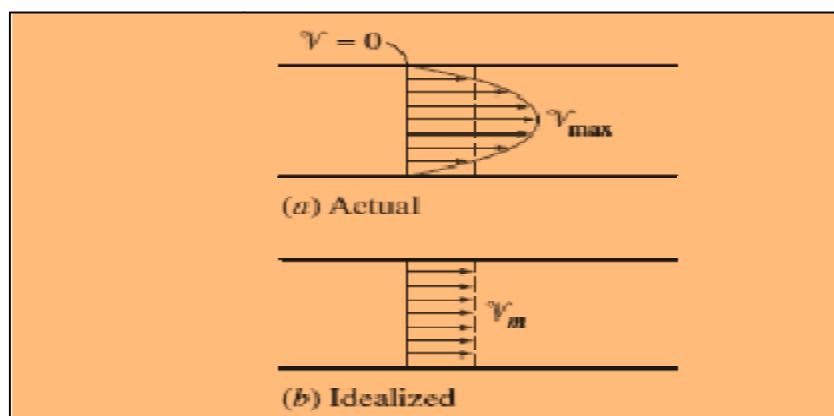
Η τιμή της μέσης θερμοκρασίας T_m καθορίζεται από την απαίτηση ικανοποίησης της αρχής διατήρησης της ενέργειας. Αυτό σημαίνει ότι η ενέργεια που μεταφέρεται από το ρευστό μέσω της διατομής πρέπει να είναι ίση με την ενέργεια που θα μεταφερόταν μέσω της ίδιας διατομής αν το ρευστό ήταν σε σταθερή θερμοκρασία T_m . Η παραπάνω απαίτηση μαθηματικά εκφράζεται ως:

$$\dot{E}_{fluid} = \dot{m} c_p T_m = \int_{A_c} \dot{m} c_p T(r) u(r) dA_c = \int_{A_c} \dot{m} c_p T(r) u(r) dA_c \quad (1.3)$$

Τότε, η μέση θερμοκρασία του ρευστού με σταθερή πυκνότητα και συγκεκριμένη ροή θερμότητας σε κυκλικό αγωγό με ακτίνα R εκφράζεται ως:

$$T_m = \frac{\int_{A_c} \dot{m} c_p T(r) u(r) dA_c}{\dot{m} c_p} = \frac{\int_0^R T(r) u(r) 2\pi r dr}{r V_m c_p (\rho R^2)} = \frac{2}{R^2 V_m} \int_0^R T(r) u(r) r dr \quad (1.4)$$

Υπενθυμίζεται ότι η μέση θερμοκρασία T_m του ρευστού μεταβάλλεται κατά τις διαδικασίες της θέρμανσης ή της ψύξης. Για το λόγο αυτό κατά τους υπολογισμούς οι ιδιότητες του ρευστού στην εσωτερική ροή συνήθως εκτιμώνται στη μέση θερμοκρασία του ρευστού, που ορίζεται ως η μέση τιμή των μέσων θερμοκρασιών σε είσοδο και έξοδο του σωλήνα, δηλ. $T_b = (T_i + T_e)/2$.



Σχήμα 1.2: Πραγματική και ιδανική κατανομή (προφίλ) ταχύτητας προφίλ ροής σε σωλήνα.[5]

1.2 Στρωτή και Τυρβώδης Ροή.

Η ροή σε σωλήνα μπορεί να είναι στρωτή ή τυρβώδης, ανάλογα με τις συνθήκες της ροής. Με αναφορά την ταχύτητα η ροή είναι στρωτή όταν πραγματοποιείται σε χαμηλές ταχύτητες ενώ μεταβαίνει σε τυρβώδη με την αύξηση της ταχύτητας πάνω από μια κρίσιμη τιμή. Η μετάβαση της ροής από στρωτή σε τυρβώδη γίνεται βαθμιαία. Πιο συγκεκριμένα η μετάβαση γίνεται σε μια περιοχή ταχυτήτων κατά την οποία εμφανίζονται εγκάρσιες διακυμάνσεις της ταχύτητας, αρχικά ασθενείς και μετέπειτα ισχυρές έως η ροή να καταστεί πλήρως τυρβώδης. Οι περισσότερες ροές αγωγών που συναντώνται πρακτικά είναι τυρβώδεις. Στρωτή ροή εμφανίζεται σε περιπτώσεις όπου για παράδειγμα ρευστά με υψηλό ιξώδες, όπως λάδια, κινούνται σε σωλήνες μικρής διαμέτρου ή στενά περάσματα.

Ο πιο χαρακτηριστικός αριθμός ομοιότητας που έχει κυριαρχήσει για το διαχωρισμό μιας ροής μεταξύ στρωτής και τυρβώδους είναι ο αριθμός Reynolds που εκφράζεται:

$$Re = \frac{V_m D}{\nu} = \frac{\rho V_m D}{\mu} = \frac{\rho D \omega}{\mu} = \frac{\rho D^2 \dot{\omega}}{4\mu D} = \frac{4\rho D^2 \dot{\omega}}{\mu} \quad (1.5)$$

όπου V_m είναι η μέση ταχύτητα του ρευστού, D είναι η διάμετρος του σωλήνα και ν είναι το κινηματικό ιξώδες του ρευστού. Για τη ροή σε μη κυκλικούς σωλήνες, ο αριθμός Reynolds όπως και ο αριθμός Nusselt καθώς και ο συντελεστής τριβής εμπεριέχουν τη λεγόμενη υδραυλική διάμετρο D_h που ορίζεται ως:

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (1.6)$$

όπου, όπως είναι προφανές, για κυκλικούς σωλήνες θα ισχύει $D_h = D$.

Θα πρέπει να σημειωθεί επίσης ότι η μετάβαση από στρωτή σε τυρβώδη ροή εξαρτάται από το βαθμό της διαταραχής, την ένταση δηλαδή των διακυμάνσεων της ροής και από την τραχύτητα των επιφανειών. Σε πρακτικές συνθήκες μια ροή χαρακτηρίζεται ως στρωτή για $Re < 2300$, πλήρως τυρβώδης για $Re > 10000$ και μεταβατική στις ενδιάμεσες τιμές. Ωστόσο, σε ορισμένες περιπτώσεις, όπως η άντληση σε δίκτυα σωληνώσεων, η ροή γίνεται πλήρως τυρβώδης για τιμές $Re > 4000$.

Στη μεταβατική ροή που αποτελεί και ένα δύσκολο πεδίο μελέτης, η ροή εναλλάσσεται άτακτα, ανάμεσα σε στρωτή και τυρβώδη. Πρέπει να σημειωθεί ότι η στρωτή ροή μπορεί να διατηρηθεί σε αρκετά υψηλότερους αριθμούς Reynolds σε πολύ ομαλούς σωλήνες, όταν είναι δυνατό να αποφευχθούν διαταραχές της ροής και δονήσεις του σωλήνα.

1.3 Περιοχή Εισόδου

Κατά τη θεώρηση ενός ρευστού που εισέρχεται σε κυκλικό σωλήνα με ομοιόμορφη ταχύτητα, λόγω της συνθήκης μη ολίσθησης που αναφέρθηκε και νωρίτερα, τα σωματίδια του ρευστού στο στρώμα που είναι σε επαφή με την επιφάνεια θα σταματήσουν εντελώς.

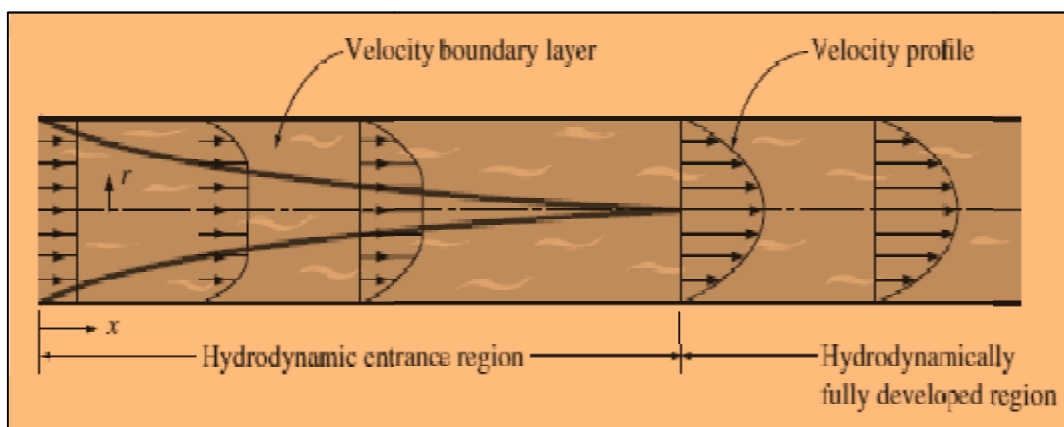
Αυτό το στρώμα ρευστού επίσης προκαλεί επίσης τη σταδιακή επιβράδυνση και στα σωματίδια του ρευστού των γειτονικών στρωμάτων ως αποτέλεσμα της τριβής. Για την αντιστάθμιση αυτής της μείωσης ταχύτητας, η ταχύτητα του ρευστού στο ενδιάμεσο τμήμα του αγωγού θα πρέπει να αυξηθεί ώστε να ικανοποιείται η διατήρηση της παροχής μάζας. Το αποτέλεσμα της παραπάνω συμπεριφοράς είναι η ανάπτυξη μιας βαθμίδας ταχύτητας κατά μήκος του σωλήνα.

Η περιοχή της ροής στην οποία γίνονται αισθητές οι επιδράσεις της ιξώδους διατμητικής τάσης (που θα προκαλούνται από το ιξώδες του ρευστού) λέγεται οριακό στρώμα ταχύτητας ή πιο απλά οριακό στρώμα. Αυτή η υποθετική οριακή επιφάνεια υποδιαιρεί τη ροή σε σωλήνα σε δύο περιοχές:

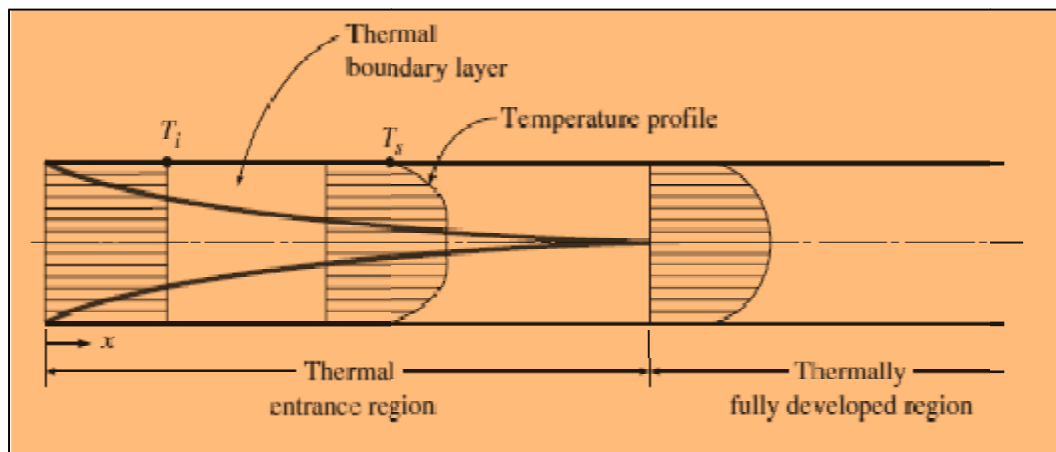
- ∅ την περιοχή του οριακού στρώματος στην οποία οι δυνάμεις εσωτερικής αντίστασης - τριβής επιβάλλονται στη ροή (ιξώδες) και οι μεταβολές της ταχύτητας είναι σημαντικές
- ∅ την αστρόβιλη περιοχή της ροής στην οποία οι επιδράσεις της τριβής είναι αμελητέες και η ταχύτητα παραμένει πρακτικά σταθερή κατά την εγκάρσια - ακτινική διεύθυνση.

Το πάχος του οριακού στρώματος τείνει να αυξάνει κατά τη διεύθυνση της ροής μέχρι να προσεγγίσει τον κεντρικό άξονα του σωλήνα να μεταφέρει και να γεμίσει με τον τρόπο αυτό ρευστό ολόκληρο το σωλήνα (Σχ.1.3). Παράλληλα η ταχύτητα αναπτύσσεται πλήρως λίγο παρακάτω.

Η περιοχή από την είσοδο του σωλήνα έως το σημείο όπου η κατανομή ταχύτητας έχει αναπτυχθεί πλήρως λέγεται περιοχή θερμοδυναμικής εισόδου ενώ το μήκος της περιοχής αυτής λέγεται μήκος θερμοδυναμικής εισόδου L_h και η ροή στην περιοχή εισόδου ονομάζεται υδροδυναμικά αναπτυσσόμενη.



Σχήμα 1.3: Η ανάπτυξη του οριακού στρώματος ταχυτήτων σε ένα σωλήνα.[5]



Σχήμα 1.4: Η ανάπτυξη του θερμικού οριακού στρώματος σε ένα σωλήνα (το ρευστό στο σωλήνα ψύχεται).[5]

Η περιοχή πέρα από την περιοχή εισόδου στην οποία η κατανομή ταχύτητας έχει αναπτυχθεί πλήρως και παραμένει αμετάβλητη λέγεται υδροδυναμικά πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή. Η κατανομή ταχύτητας σε αυτή την περιοχή είναι παραβολικό για την περίπτωση στρωτής ροής και πιο επίπεδο για την περίπτωση της τυρβώδους ροής λόγω της τάσης περιστροφής της κίνησης και της πιο έντονης μίξης κατά την εγκάρσια – ακτινική διεύθυνση της ροής.

Αντίστοιχα με τα παραπάνω θεωρείται ρευστό ομοιόμορφης θερμοκρασίας το οποίο εισέρχεται σε κυκλικό αγωγό με την επιφάνεια αυτού να διατηρείται σε διαφορετική θερμοκρασία. Στην περίπτωση αυτή τα σωματίδια του ρευστού που είναι σε επαφή με την επιφάνεια του σωλήνα θα λάβουν τη θερμοκρασία της επιφάνειας. Αυτή η κατάσταση θα προκύψει ως αποτέλεσμα μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή εντός του σωλήνα καθώς και της ανάπτυξης ενός θερμικού οριακού στρώματος κατά μήκος του σωλήνα. Το πάχος αυτού του οριακού στρώματος θα αυξάνεται επίσης στην διεύθυνση της ροής μέχρι να φτάσει στο κέντρο του σωλήνα (Σχ.1.4).

Η περιοχή της ροής στην οποία αναπτύσσεται το θερμικό οριακό στρώμα και προσεγγίζει το κέντρο του σωλήνα λέγεται θερμική περιοχή εισόδου και το μήκος αυτής λέγεται μήκος θερμικής εισόδου L_t . Η ροή εντός της θερμικής περιοχής εισόδου λέγεται θερμικά αναπτυσσόμενη ροή, λόγω του ότι σε αυτή την περιοχή μορφοποιείται η κατανομή της θερμοκρασίας. Η περιοχή που βρίσκεται επόμενα στη ροή λέγεται θερμικά πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή και σε αυτή η κατανομή της θερμοκρασίας παραμένει σταθερή. Συνηθίζεται η χρήση της αδιάστατης θερμοκρασίας η οποία εκφράζεται ως:

$$(T_s - T)/(T_s - T_m) \quad (1.7)$$

Συνοψίζοντας, τόσο για το πεδίο ταχύτητας όσο και για το πεδίο θερμοκρασίας στην υδροδυναμικά πλήρως ανεπτυγμένη ροή και αντίστοιχα στην θερμικά πλήρως ανεπτυγμένη ροή θα ισχύουν οι μαθηματικές εκφράσεις:

$$\emptyset \quad \text{Υδροδυναμικά πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή:} \quad \frac{\partial u(r, x)}{\partial x} = 0 \quad \text{u} = u(r) \quad (1.8)$$

$$\emptyset \quad \text{Θερμικά πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή:} \quad \frac{\partial T_s(x) - T(r, x)}{\partial x} = 0 \quad (1.9)$$

Αναφορικά με τη διατμητική τάση τ_w στο τοίχωμα του σωλήνα, αυτή σχετίζεται με την κατανομή της ταχύτητας στην επιφάνεια. Λόγω του ότι η κατανομή της ταχύτητας παραμένει αμετάβλητη στην υδροδυναμικά πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή, η διατμητική τάση του τοιχώματος θα παραμένει επίσης σταθερή στη συγκεκριμένη περιοχή.

Αντίστοιχα με παρόμοια λογική μπορεί να υποθεθεί ότι σε μια θερμικά πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή, η παράγωγος της παράστασης $(T_s - T)/(T_s - T_m)$ ως προς x θα ισούται με μηδέν και επομένως η παράσταση $(T_s - T)/(T_s - T_m)$ θα είναι ανεξάρτητη του x . Σε συνέπεια με τα παραπάνω η παράγωγος της $(T_s - T)/(T_s - T_m)$ ως προς r θα πρέπει να είναι και αυτή ανεξάρτητη του x . Θα μπορεί να γραφτεί έτσι:

$$\frac{\partial T_s - T}{\partial r} = - \frac{(\partial T / \partial r)_{r=R}}{T_s - T_m} f(x) \quad (1.10)$$

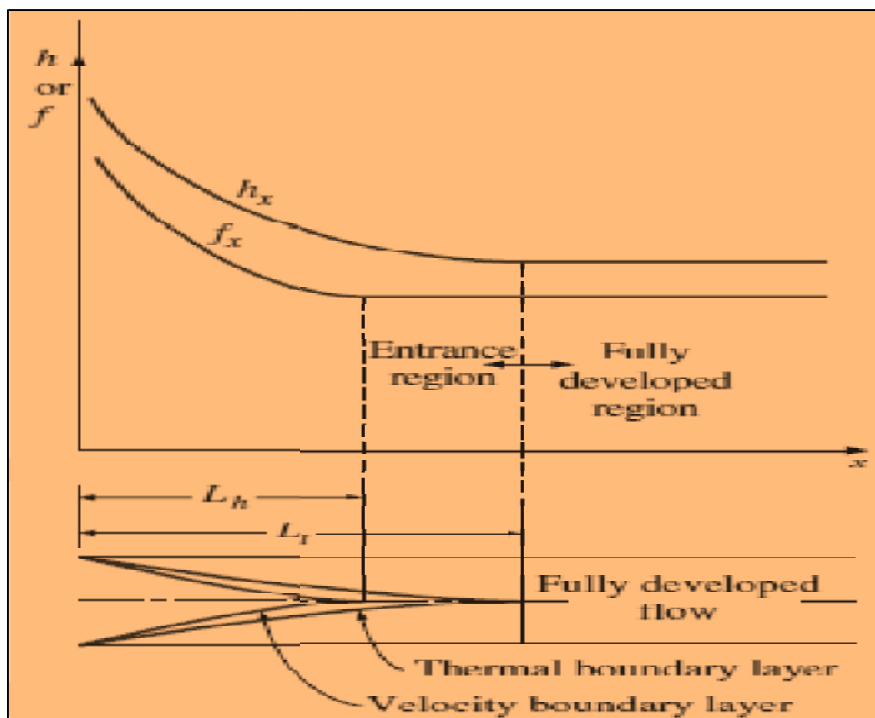
Η ροή θερμότητας στην επιφάνεια θα μπορεί να εκφράζεται:

$$\dot{Q}_s = h_x (T_s - T_m) = k \frac{\nabla T}{\nabla r} \Big|_{r=R} \quad \text{or} \quad h_x = - \frac{k (\nabla T / \nabla r)_{r=R}}{T_s - T_m} \quad (1.11)$$

Από τα παραπάνω συνάγεται ότι στη θερμικά πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή ροής σε σωλήνα, ο τοπικός συντελεστής συναγωγής παραμένει σταθερός (δηλ. δεν μεταβάλλεται κατά την αξονική διεύθυνση της ροής). Επομένως τόσο ο τοπικός παράγοντας τριβής f_x όσο και ο τοπικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας h_x παραμένουν σταθεροί στις υδροδυναμικά και θερμικά πλήρως ανεπτυγμένες περιοχές αντίστοιχα όπως φαίνεται και στο Σχ.1.5.

Θα πρέπει ακόμα να σημειωθεί ότι η κατανομή θερμοκρασίας στη θερμικά πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή, μπορεί να μεταβάλλεται κατά την αξονική διεύθυνση-κτης ροής. Δηλαδή εν αντιθέσει με την κατανομή της ταχύτητας, η κατανομή της θερμοκρασίας μπορεί να διαφέρει σε διαφορετικές διατομές στην ανεπτυγμένη περιοχή κάτι που είναι σύνηθες. Πάντως η κατανομή της αδιάστατης θερμοκρασίας όπως έχει οριστεί παραπάνω, θα παραμένει αμετάβλητο στη θερμικά ανεπτυγμένη περιοχή όπου η θερμοκρασία ή και η ροή θερμότητας στην επιφάνεια του σωλήνα παραμένει σταθερή.

Ένας άλλος χαρακτηριστικός αδιάστατος αριθμός της ροής είναι ο αριθμός Prandtl (Pr) ο οποίος αποτελεί το σχετικό μέτρο των δυνάμεων αντίστασης (ιξώδους) ως προς τη διάχυση. Πιο συγκεκριμένα στην περίπτωση στρωτής ροής το μέγεθος του αδιάστατου αριθμού Prandtl συνιστά ένα μέτρο της σχετικής αύξησης της ταχύτητας και του οριακού στρώματος. Για ρευστά με $Pr \approx 1$, όπως π.χ. αέρια, τα δύο οριακά στρώματα ουσιαστικά συμπίπτουν. Για ρευστά με $Pr \gg 1$, όπως τα λάδια, το οριακό στρώμα της ταχύτητας ξεπερνά το θερμικό οριακό στρώμα. Κατά συνέπεια το υδροδυναμικό μήκος εισόδου είναι μικρότερο από το θερμικό μήκος εισόδου. Το αντίθετο ισχύει για υγρά με $Pr < 1$, όπως τα υγρά μέταλλα.



Σχήμα 1.5: Μεταβολή του παράγοντα τριβής και του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή κατά την κατεύθυνση της ροής για ροή σε σωλήνα ($Pr > 1$).[5]

Για να κλείσει πλήρως η ανάλυση της συμπεριφοράς ενός ρευστού στις διάφορες περιοχές ανάπτυξης θεωρείται ότι το ρευστό μπορεί να θερμαίνεται (ή να ψύχεται) κατά την κίνησή του εντός του σωλήνα. Η διατμητική τάση του τοιχώματος καθώς και ο συντελεστής

μετάδοσης θερμότητας θα λαμβάνουν μέγιστες τιμές στην είσοδο του σωλήνα όπου το πάχος των οριακών στρωμάτων είναι ελάχιστο, και θα μειώνονται σταδιακά στις πλήρως ανεπτυγμένες τιμές, όπως φαίνεται στο σχήμα 1.5. Ως εκ τούτου, η πτώση πίεσης και η ροή θερμότητας θα είναι υψηλότερες στις περιοχές εισόδου ενώ η επίδραση της περιοχής εισόδου θα οδηγεί σε αύξηση του μέσου συντελεστές τριβής και του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας για ολόκληρο τον σωλήνα. Η αύξηση αυτή μπορεί να είναι σημαντική για μικρού μήκους σωλήνες, αλλά αμελητέα για μεγάλου μήκους.

1.4 Μήκη Εισόδου

Το θερμοδυναμικό (ή υδροδυναμικό) μήκος εισόδου ορίζεται ως η απόσταση από την είσοδο του σωλήνα, στην οποία η διατμητική τάση του τοιχώματος (επομένως και ο παράγοντας τριβής) φθάνει στο 2% της πλήρους ανεπτυγμένης τιμής. Από πειραματικές μελέτες έχουν προκύψει εμπειρικές σχέσεις για τον προσδιορισμό του υδροδυναμικού και του θερμικού μήκους εισόδου τόσο για τη στρωτή όσο και για την τυρβώδη ροή σε σωλήνα.

Στην στρωτή ροή, τα υδροδυναμικά και θερμικά μήκη εισόδου υπολογίζονται προσεγγιστικά ως:

$$L_{h,στρωτή} \gg 0.05 Re \times D \quad (1.12)$$

$$L_{t,στρωτή} \gg 0.05 Re Pr \times D = Pr \times L_{h,στρωτή} \quad (1.13)$$

Οι παραπάνω σχέσεις έχουν προταθεί από τους Kays & Crawford(1993) [21] και Shah & Bhatti (1987) [39] και έχουν τύχη της αποδοχής των ερευνητών μέχρι σήμερα.

Για $Re=20$ όπως είναι προφανές, το υδροδυναμικό μήκος εισόδου έχει περίπου το μέγεθος της διαμέτρου, αλλά αυξάνεται γραμμικά με την ταχύτητα. Στην οριακή κατάσταση για $Re = 2300$ το υδροδυναμικό μήκος εισόδου γίνεται ίσο με $115D$.

Στην τυρβώδη ροή, η έντονη ανάμειξη λόγω των έντονων διακυμάνσεων συνήθως επιβάλλεται του μηχανισμού της μοριακής διάχυσης και τότε το υδροδυναμικά και το θερμικό μήκος εισόδου έχουν περίπου το ίδιο μέγεθος ανεξάρτητα της τιμής του αριθμού Prandtl.

Θα πρέπει να σημειωθεί ότι το μήκος εισόδου είναι πολύ μικρότερο στην τυρβώδη ροή, ενώ εξαρτάται ασθενέστερα από τον αριθμό Reynolds. Επίσης συνήθως σε μια ροή σε σωλήνα οι επιδράσεις της εισόδου καθίστανται ασήμαντες πέρα από ένα μήκος $10D$, ενώ γενικότερα το υδροδυναμικό και το θερμικό μήκος εισόδου για την τυρβώδη ροή προσεγγίζονται από τη σχέση:

$$L_{h,τυρβώδης} \gg L_{t,τυρβώδης} \gg 10D \quad (1.14)$$

Επίσης, οι συντελεστές τριβής και μετάδοσης θερμότητας παραμένουν σταθεροί στην πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ή τυρβώδη ροή αφού η κατανομή της ταχύτητας και της θερμοκρασίας διατηρούνται κατά τη διεύθυνση της ροής. Για την τυρβώδη ροή το υδροδυναμικό μήκος εισόδου μπορεί επίσης να περιγραφεί από τη σχέση:

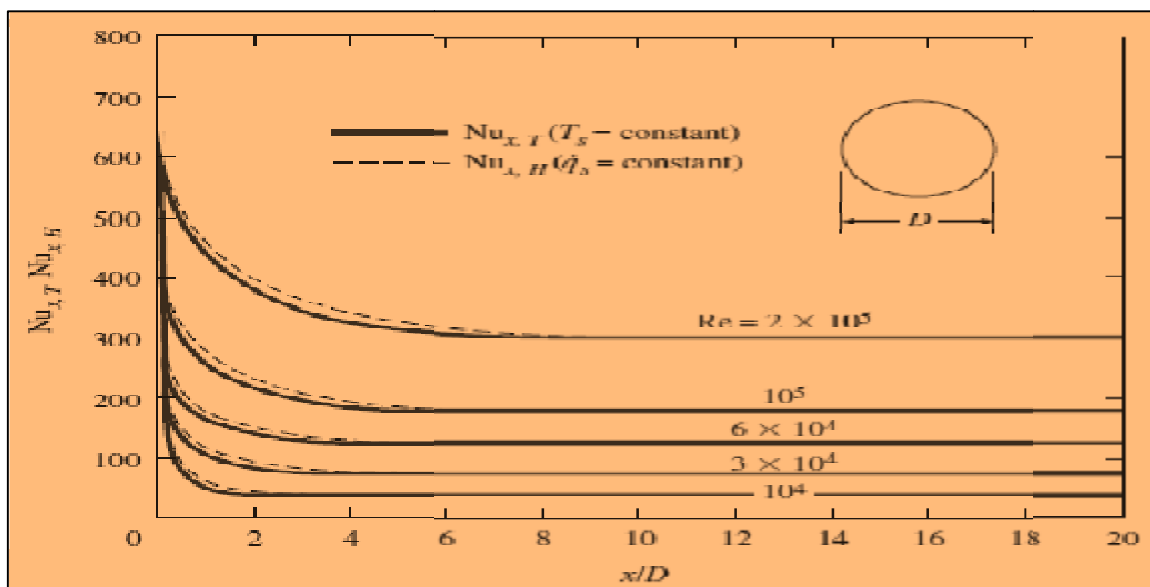
$$L_{h,τυρβώδης} = 1.359 Re^{1/4} \quad (1.15)$$

Ειδικότερα το υδροδυναμικό μήκος εισόδου στην τυρβώδη ροή, είναι $11D$ για $Re=10,000$ ενώ αυξάνεται σε $43D$ για $Re=10^5$.

Η μεταβολή του τοπικού αριθμού Nusselt κατά μήκος σωλήνα σε τυρβώδη ροή τόσο για σταθερή – ομοιόμορφη επιφανειακή θερμοκρασία όσο και για σταθερή - ομοιόμορφη ροή θερμότητας δίνεται στο Σχ. 1.6 για αριθμούς Reynoldστάξης μεγέθους $10^4 - 10^5$. Από το σχήμα προκύπτει:

- Οι τιμές του αριθμού Nusselt και κατ' επέκταση του συντελεστή συναγωγής είναι πολύ υψηλότερες στην περιοχή εισόδου,
- Ο αριθμός Nusselt φθάνει ασυμπτωτικά σε μια σταθερή τιμή σε απόσταση μικρότερη των 10 διαμέτρων, και έτσι η ροή μπορεί να θεωρηθεί πλήρως ανεπτυγμένη για $x > 10D$,
- Ο αριθμός Nusselt για σταθερή - ομοιόμορφη επιφανειακή θερμοκρασία και για σταθερή - ομοιόμορφη επιφανειακή ροή θερμότητας είναι σχεδόν ταυτόσημες στις περιοχές εισόδου. Μια ελαφρά διαφοροποίηση αναγνωρίζεται στην περιοχή βαθμίδας μείωσης του συντελεστή Nuόπου η συνθήκη σταθερής ροής θερμότητας οδηγεί σε ελαφρά μικρότερες κλίσεις των κατανομών του συντελεστήNu.
- Παρά την παραπάνω μικρή διαφορά θεωρείται ότι ο αριθμός Nusselt δεν επηρεάζεται από το είδος της θερμικής οριακής συνθήκης, ως εκ τούτου οι συσχετίσεις της τυρβώδους ροής μπορούν να χρησιμοποιηθούν και για τις δύο οριακές συνθήκες.

Ακριβείς συσχετίσεις για τους συντελεστές τριβής και μεταφοράς θερμότητας για τις περιοχές εισόδου είναι διαθέσιμες στη διεθνή βιβλιογραφία. Ωστόσο, οι σωλήνες που χρησιμοποιούνται πρακτικά σε εξαναγκασμένη συναγωγή είναι αρκετές φορές το μήκος της περιοχής εισόδου και έτσι η ροή διαμέσου των σωλήνων θεωρείται πλήρως ανεπτυγμένη για ολόκληρο το μήκος του σωλήνα. Αυτή η απλοϊκή προσέγγιση δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα για το ρυθμό μεταφοράς θερμότητας για μακρύς σωλήνες ενώ εμπεριέχει μεγαλύτερα σφάλματα για την περίπτωση των μικρότερου μήκους σωλήνων.



Σχήμα 1.6: Μεταβολή του τοπικού αριθμού Nusselt κατά μήκος ενός σωλήνα στην τυρβώδη ροή για τη σταθερή επιφανειακή θερμοκρασία και τη σταθερή επιφανειακή ροή θερμότητας [5].

1.5 Ενεργειακή Ανάλυση.

Απουσία αλληλεπιδράσεων έργου (π.χ. θέρμανση μέσω ηλεκτρικής αντίστασης), η εξίσωση διατήρησης της ενέργειας για τη μόνιμη ροή σε σωλήνα εκφράζεται ως:

$$\dot{Q} = mc_p (T_e - T_i) \quad (1.16)$$

όπου T_i και T_e είναι οι μέσες θερμοκρασίες του ρευστού στην είσοδο και την έξοδο του σωλήνα, αντίστοιχα, και \dot{Q} είναι ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας προς ή από το ρευστό. Υπενθυμίζεται ότι η θερμοκρασία του ρευστού σε σωλήνα παραμένει σταθερή όταν δεν υπάρχουν ενεργειακές αλληλεπιδράσεις μέσω του τοιχώματος.

Οι θερμικές συνθήκες στην επιφάνεια, συνήθως μπορούν να προσεγγιστούν με ικανοποιητική ακρίβεια με χρήση είτε συνθήκης σταθερής θερμοκρασίας επιφάνειας (T_s =σταθερό), είτε σταθερής επιφανειακής ροής θερμότητας (\dot{q}_s =σταθερό).

Για παράδειγμα, συνθήκη σταθερής επιφανειακής θερμοκρασίας (T_s =σταθερό), εφαρμόζεται όταν στην εξωτερική επιφάνεια του σωλήνα συμβαίνουν διεργασίες αλλαγής φάσης όπως είναι ο βρασμός ή η συμπύκνωση. Αντίθετα συνθήκη σταθερής επιφανειακής ροής θερμότητας εφαρμόζεται όταν ο σωλήνας ακτινοβολείται ή θερμαίνεται ομοιόμορφα π.χ από ηλεκτρική αντίσταση από όλες τις διευθύνσεις.

Η επιφανειακή ροή θερμότητας εκφράζεται ως:

$$\dot{q}_s = h_x(T_s - T_m) \quad (W / m^2) \quad (1.17)$$

όπου h_x είναι ο τοπικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και T_s και T_m είναι η επιφανειακή και η μέση θερμοκρασία του ρευστού στη θέση x .

Επισημαίνεται ότι η μέση θερμοκρασία T_m ρευστού σε σωλήνα θα μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια της θέρμανσης ή ψύξης. Ως εκ τούτου, όταν $h_x=h$ =σταθερό,

∅ η θερμοκρασία T_s της επιφάνειας θα πρέπει να μεταβάλλεται όταν έχει επιβληθεί συνθήκη σταθερής ροής θερμότητας (\dot{q}_s =σταθερό), ενώ

∅ η επιφανειακή ροή θερμότητας \dot{q}_s θα μεταβάλλεται όταν έχει επιβληθεί συνθήκη σταθερής επιφανειακής θερμοκρασίας (T_s =σταθερό).

Γίνεται από τα παραπάνω φανερό ότι στην επιφάνεια του σωλήνα μπορεί να εφαρμόζεται κάθε φορά μία εκ των δύο οριακών συνθηκών χωρίς όμως αυτές να μπορούν να ικανοποιηθούν ταυτόχρονα.

1.5.1 Συνθήκη Σταθερής Επιφανειακής Ροής Θερμότητας (\dot{q}_s =σταθερό).

Κατά την εφαρμογή της συνθήκης σταθερής επιφανειακής ροής θερμότητας (\dot{q}_s =σταθερό) ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας λαμβάνει την έκφραση:

$$\dot{Q} = \dot{q}_s A_s = mc_p (T_e - T_i) (W) \quad (1.18)$$

Οπότε επιλύοντας ως προς τη μέση θερμοκρασία εξόδου προκύπτει:

$$T_e = T_i + \frac{\dot{q}_s A_s}{mc_p} \quad (1.19)$$

Επισημαίνεται ότι στην περιγραφόμενη οριακή συνθήκη, η μέση θερμοκρασία του ρευστού αυξάνεται γραμμικά κατά τη διεύθυνση της ροής αφού και το εμβαδό της επιφάνειας θα αυξάνει γραμμικά (λόγω του μήκους του σωλήνα), όπως φαίνεται και στο Σχ.1.7. Επίσης η επιφανειακή θερμοκρασία προσδιορίζεται από τη σχέση:

$$\dot{q}_s = h(T_s - T_m) \quad \text{ή} \quad T_s = T_m + \frac{\dot{q}_s}{h} \quad (1.20)$$

Στην πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή η επιφανειακή θερμοκρασία T_s θα αυξάνεται γραμμικά στην κατεύθυνση της ροής αφού $h = \text{σταθερό}$ επομένως και $T_s - T_m = \text{σταθερό}$ (Σχ. 1.7). Ο συλλογισμός αυτός βέβαια θα ισχύει υπό την αίρεση ότι οι ιδιότητες του ρευστού παραμένουν σταθερές κατά τη διάρκεια της ροής.

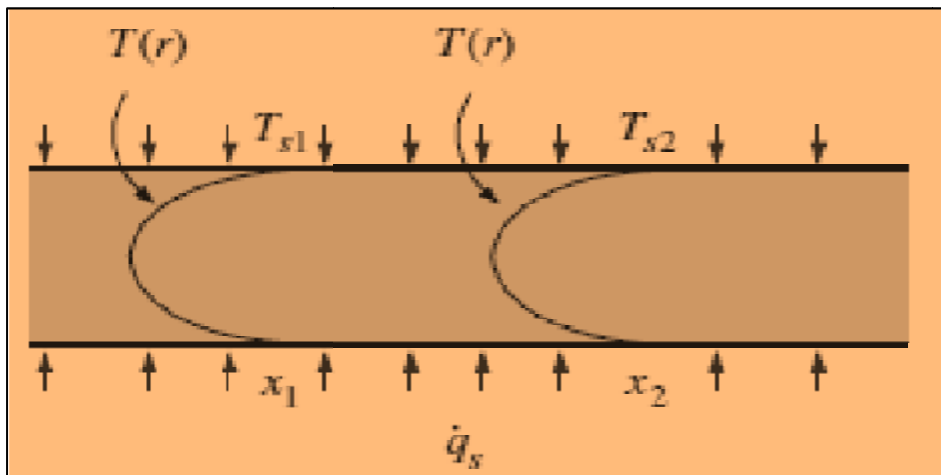
Η κλίση της μέσης θερμοκρασίας T_m του ρευστού σε διάγραμμα T_x προσδιορίζεται με εφαρμογή ενεργειακού ισοζυγίου για συνθήκη μόνιμης ροής σε μια διατομή σωλήνα πάχους δx και περιμέτρου ρ όπως φαίνεται στο Σχήμα 1.7. Η μαθηματική έκφραση είναι:

$$\rho c_p dT_m = h_s (\rho \delta x) \Delta T_s \Rightarrow \frac{dT_m}{dx} = \frac{h_s \rho}{\rho c_p} = \text{σταθερό} \quad (1.21)$$

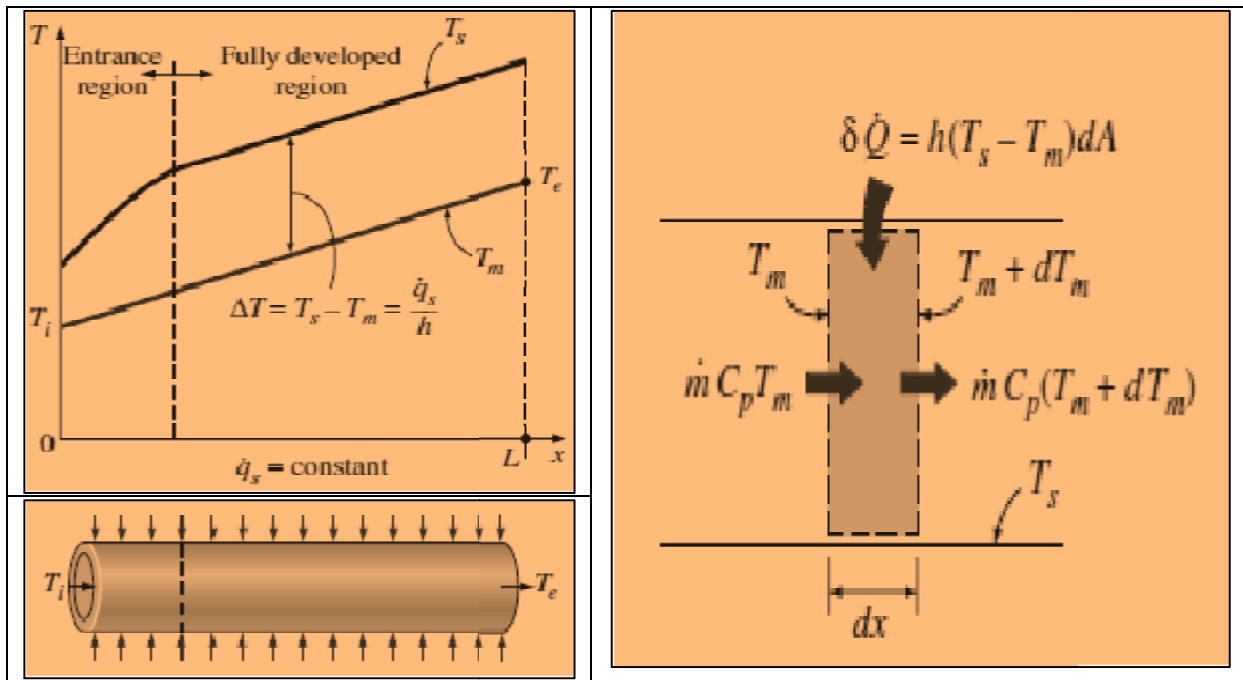
Στην τελευταία εξίσωση τόσο η ποσότητα h_s όσο και το ρ είναι σταθερές, επομένως η

$$\text{διαφορίση της (1.20) θα δώσει: } \frac{dT_m}{dx} = \frac{dT_s}{dx} \quad (1.22)$$

Από την τελευταία σχέση προκύπτει ότι στην πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή ροής σε σωλήνα που εφαρμόζεται συνθήκη σταθερής επιφανειακής ροής θερμότητας, η κλίση της θερμοκρασίας είναι ανεξάρτητη της διαμήκους απόστασης x . Κατά συνέπεια η μορφή της κατανομής (του προφίλ) της θερμοκρασίας δεν μεταβάλλεται επίσης κατά μήκος του σωλήνα.



Σχήμα 1.7: Το σχήμα του προφίλ θερμοκρασιών παραμένει αμετάβλητο σε μια πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή είναι σωλήνα ο οποίος υπόκειται σε σταθερή επιφανειακή ροή θερμότητας.[5]



Σχήμα 1.8: α) Μεταβολή της επιφάνειας του σωλήνα και των μέσων θερμοκρασιών του ρευστού κατά μήκος του σωλήνα, για την περίπτωση της σταθερής επιφανειακής ροής, και β) Ενεργειακές αλληλεπιδράσεις για ένα διαφορικό στοιχείο όγκου του σωλήνα[5]

Επομένως συνοψίζοντας θα είναι:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{dT_s}{dx} = \frac{dT_m}{dx} = \frac{\dot{q}_s p}{\dot{m} c_p} = \text{σταθερό.} \quad (1.23)$$

Με ολοκλήρωση της (1.23) από $x=0$ (δηλ. το σημείο εισόδου του σωλήνα όπου $T_m = T_i$) η μέση θερμοκρασία κατά μήκος του σωλήνα θα μεταβάλλεται σύμφωνα με τη σχέση:

$$T_m = T_i + \frac{\dot{q}_s p}{\dot{m} c_p} x \quad (1.24)$$

Η σχέση (1.24) υπολογίζεται στη θέση $x=L$, περιγράφει δηλ. το σημείο εξόδου του σωλήνα στο οποίο $T_m = T_e$. Από την (1.19) επίσης και θεωρώντας ότι $A_s = pL$, προκύπτει πάλι ότι η μέση θερμοκρασία μεταβάλλεται γραμμικά κατά μήκος του σωλήνα, για την περίπτωση σταθερής ροής θερμότητας.

Ειδικότερα για κυκλικό αγωγό αντικαθιστώντας όπου $p = 2\pi R$ και $\dot{m} = \rho V_m A_c = \rho V_m (\pi R^2)$

$$\text{προκύπτει η μορφή: } \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{dT_s}{dx} = \frac{dT_m}{dx} = \frac{2\dot{q}_s}{\rho V_m c_p R} = \text{σταθερό.} \quad (1.25)$$

1.5.2 Συνθήκη Σταθερής θερμοκρασίας επιφάνειας ($T_s = \text{σταθερό}$).

Σύμφωνα με το νόμο ψύξης του Newton, ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας προς ή από ένα ρευστό που ρέει σε έναν σωλήνα μπορεί να εκφραστεί ως:

$$\dot{Q} = h \times A_s \times \Delta T_{ave} = h \times A_s (T_s - T_m)_{ave} \quad (\text{W}) \quad (1.26)$$

όπου h είναι ο μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, A_s είναι η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας (που για κυκλικό σωλήνα μήκους L ισούται με το γινόμενο πDL) και ΔT_{ave} είναι μια κατάλληλη μέση διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του ρευστού και της επιφάνειας.

Στη συνέχεια συζητούνται δύο κατάλληλοι τρόποι υπολογισμού αυτής της διαφοράς ΔT_{ave} . Υπό συνθήκη σταθερής θερμοκρασίας επιφάνειας ($T_s = \text{σταθερό}$), η διαφορά ΔT_{ave} προσεγγίζεται από τη μέση αριθμητική διαφορά θερμοκρασίας ΔT_{am} ως:

$$\Delta T_{ave} \approx \Delta T_{am} = \frac{\Delta T_i + \Delta T_e}{2} = \frac{(T_s - T_i) + (T_s - T_e)}{2} = T_s - \frac{T_i + T_e}{2} = T_s - T_b \quad (1.27)$$

όπου $T_b = (T_i + T_e)/2$ είναι η μέση θερμοκρασία σε όλο τον όγκο του ρευστού, που ορίζεται ως ο αριθμητικός μέσος των μέσων θερμοκρασιών ρευστού σε είσοδο και έξοδο του σωλήνα.

Επισημαίνεται ότι η μέση αριθμητική διαφορά θερμοκρασίας ΔT_{am} , είναι ο μέσος όρος των διαφορών θερμοκρασίας μεταξύ της επιφάνειας και του ρευστού κατά την είσοδο και την έξοδο του σωλήνα. Αυτή η απλή προσέγγιση δίνει αποδεκτά αποτελέσματα, αλλά όχι πάντα. Ως εκ τούτου, απαιτείται ένας πιο εύσχημος τρόπος για τον υπολογισμό της ΔT_{ave} .

Προς αυτή την κατεύθυνση γίνεται η θεώρηση ρευστού που θερμαίνεται εντός σωλήνα σταθερής διατομής του οποίου η εσωτερική επιφάνεια διατηρείται σε σταθερή θερμοκρασία T_s . Είναι επίσης γνωστό ότι η μέση θερμοκρασία του ρευστού T_m θα αυξάνεται κατά την κατεύθυνση της ροής, ως αποτέλεσμα της μεταφοράς θερμότητας. Έτσι το ενεργειακό ισοζύγιο σε ένα στοιχειώδη όγκο ελέγχου θα δίνεται από το Σχήμα (1.8 β):

$$\rho c_p dT_m = h(T_s - T_m) dA_s \quad (1.28)$$

Η (1.28) υποδεικνύει ότι η αύξηση της ενέργειας του ρευστού θα είναι ίση με τη θερμότητα που μεταφέρεται με συναγωγή στο ρευστό διαμέσου της επιφάνειας του σωλήνα. Η διαφορική επιφάνεια είναι $dA_s = p dx$, όπου p είναι η περίμετρος του σωλήνα, και $dT_m = -d(T_s - T_m)$, όπου T_s είναι σταθερή. Κατά αυτό τον τρόπο η (1.28) γίνεται:

$$\frac{d(T_s - T_m)}{T_s - T_m} = - \frac{hp}{\rho c_p} dx \quad (1.29)$$

Με ολοκλήρωση από $x=0$ έως $x=L$ θα προκύψει:

$$\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_i} = - \frac{hA_s}{\rho c_p} \quad (1.30)$$

όπου $A_s = pL$ είναι το εμβαδόν της επιφάνειας του σωλήνα και h είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας. Λαμβάνοντας την εκθετική των δύο μερών της (1.30) και επιλύοντας ως προς T_e προκύπτει η σχέση που δίνει τη μέση θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του σωλήνα:

$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp(-hA_s / \rho c_p) \quad (1.31)$$

Η σχέση (1.31) μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί για τον προσδιορισμό της μέσης θερμοκρασίας του ρευστού T_m σε κάθε x με την αντικατάσταση $A_s = pL$ με το $A_s = px$. Επίσης επιλύοντας την (1.30) ως προς ρc_p προκύπτει:

$$\rho c_p = - \frac{hA_s}{\ln \left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i} \right)} \quad (1.32)$$

Τέλος αντικαθιστώντας στην εξίσωση (1.18) την παραπάνω έκφραση προκύπτει:

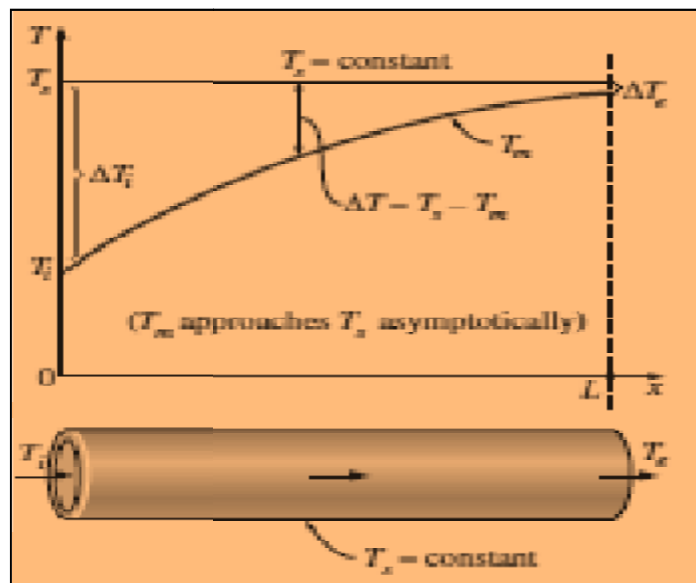
$$\dot{Q} = \rho c_p (T_e - T_i) \quad \dot{Q} = - \frac{hA_s}{\ln \left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i} \right)} (T_e - T_i) \quad \dot{Q} = \frac{hA_s}{\ln \left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i} \right)} (T_i - T_e)$$

η οποία είναι της μορφής: $\dot{Q} = hA_s \Delta T_{lm}$ με τον όρο ΔT_{lm} να παίρνει την τιμή:

$$\Delta T_{lm} = \frac{T_i - T_e}{\ln \left(\frac{T_s - T_e}{T_s - T_i} \right)} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_i)} \quad (1.33)$$

Ο όρος ΔT_{lm} είναι η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας. Στην (1.33) οι όροι $\Delta T_i = T_s - T_i$ και $\Delta T_e = T_s - T_e$ είναι οι διαφορές θερμοκρασίας μεταξύ της επιφάνειας και του ρευστού στην είσοδο και στην έξοδο του σωλήνα.

Η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας ΔT_{lm} υπολογίζεται με βάση την κατανομή (προφίλ) της θερμοκρασίας κατά μήκος του αγωγού και αποτελεί μια ακριβή αναπαράσταση της μέσης διαφοράς θερμοκρασίας μεταξύ του ρευστού και της επιφάνειας, αντιπροσωπεύει δε τον τρόπο μείωσης της θερμοκρασίας δηλ. την εκθετική τάση. Πρακτικά όταν η ΔT_e διαφέρει της ΔT_i σε ποσοστό μικρότερο από 40% το σφάλμα υπολογισμού μεταξύ της αριθμητικής μέσης και της μέσης λογαριθμικής είναι μικρότερο του 1%. Το σφάλμα αυτό αυξάνει σημαντικά όταν οι διαφορές θερμοκρασίας σε είσοδο και έξοδο ($\Delta T_i, \Delta T_e$) διαφέρουν κατά μεγαλύτερα ποσοστά, επομένως για ασφάλεια κατά τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας h , συνιστάται η χρήση της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας.



Σχήμα 1.9: Η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας του ρευστού κατά μήκος του σωλήνα για την περίπτωση της σταθερής θερμοκρασίας.[5]

1.6 Στρωτή ροή σε σωλήνες

Όπως είναι γνωστό η ροή σε σωλήνες θεωρείται στρωτή για $Re < 2300$ και ότι η ροή έχει αναπτυχθεί πλήρως, αν ο σωλήνας είναι αρκετά μεγάλος (σε σχέση με το αρχικό μήκος), έτσι ώστε τα αποτελέσματα της εισόδου να είναι αμελητέα.

Στην περίπτωση στρωτής ροής ενός ασυμπιέστου υγρού με σταθερές ιδιότητες στην πλήρως αναπτυγμένη περιοχή σε κυκλικό σωλήνα, λαμβάνονται οι εξισώσεις ορμής και ενέργειας σε ένα διαφορικό στοιχείο όγκου, και τα προφίλ ταχύτητας και θερμοκρασίας από την επίλυσή τους. Μια άλλη θεώρηση είναι ότι στην πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή, κάθε ρευστό σωματίδιο κινείται με μια σταθερή αξονική ταχύτητα κατά μήκος μίας ρευματικής γραμμής και η κατανομή της ταχύτητας $u(r)$ παραμένει αμετάβλητη στην διεύθυνση της ροής. Θεωρείται επίσης ότι δεν υπάρχει κίνηση κατά την ακτινική διεύθυνση, άρα και η ακτινική (εγκάρσια) συνιστώσα της ταχύτητας u_θ είναι παντού μηδέν. Τέλος δεν υπάρχει επιτάχυνση αφού η ροή είναι μόνιμη και πλήρως ανεπτυγμένη.

1.7 Πτώση Πίεσης.

Η πτώση της πίεσης ΔP σχετίζεται άμεσα με τις απαιτήσεις ισχύος του ανεμιστήρα ή της αντλίας που είναι αναγκαίες για τη διατήρηση κίνησης του ρευστού. Για τη βαθμίδα πίεσης dP/dx με εφαρμογή ισορροπίας δυνάμεων προκύπτει ότι $dP/dx = \text{σταθερό}$ και στη συνέχεια με ολοκλήρωση από $x=0$, όπου η πίεση είναι P_1 , έως $x=L$, όπου η πίεση είναι P_2 , προκύπτει η έκφραση:

$$\frac{dP}{dx} = \frac{P_2 - P_1}{L} = - \frac{\Delta P}{L} \quad (1.34)$$

Για τη στρωτή ροή προκύπτει τελικά:

$$\Delta P = P_1 - P_2 = \frac{8mLV_m}{R^2} = \frac{32mLV_m}{D^2} \quad (1.35)$$

Όπως φαίνεται από την (1.35) η πτώση πίεσης είναι ανάλογη του δυναμικού ιξώδους μ , οπότε και η ΔP θα μπορούσε να γίνει μηδενική απουσία τριβών. Πρακτικά είναι επιθυμητή η έκφραση του όρου των απωλειών πίεσης για όλους τους τύπους της πλήρως ανεπτυγμένης ροής στρωτής ή τυρβώδους, σε κυκλικούς και μη κυκλικούς αγωγούς, κατασκευασμένους από ομαλές ή τραχείες επιφάνειες σε οριζόντιους ή κεκλιμένους σωλήνες.

Από τη Ρευστομηχανική είναι γνωστή η έκφραση για τον όρο των απωλειών πίεσης:

$$\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_m^2}{2} \quad (1.36)$$

όπου περιλαμβάνεται ο όρος της δυναμικής πίεσης και η αδιάστατη ποσότητα f που είναι ο συντελεστής τριβής – παράγοντας πίεσης Darcy. Επίσης η (1.36) δίνει την πτώση πίεσης για ένα τμήμα της ροής μήκους L υπό την προϋπόθεση ότι το τμήμα της ροής είναι οριζόντιο, έτσι ώστε να μην υπάρχουν υδροστατικές ή επιδράσεις της βαρύτητας, ότι το τμήμα της ροής δεν περιλαμβάνει συσκευές εργασίας, όπως μια αντλία ή έναν στρόβιλο, δεδομένου ότι τέτοιου είδους διατάξεις μεταβάλλουν την πίεση του ρευστού. Επίσης θεωρείται ότι η εγκάρσια διατομή της έκτασης του τμήματος ροής είναι σταθερή και επομένως η ταχύτητα ροής είναι συνεχής. Τέλος η (1.36) είναι έγκυρη τόσο για τη στρωτή όσο και για την τυρβώδη ροή για κυκλικούς και μη κυκλικούς σωλήνες.

Η έκφραση του παράγοντα πίεσης με όρους ρευστομηχανικής προκύπτει ως:

$$f = \frac{8\tau_w}{\rho V_m^2} \quad (1.37)$$

Εξισώνοντας τις σχέσεις (1.35), (1.36) προκύπτει για τον παράγοντα τριβής:

$$f = \frac{64m}{\rho D V_m} = \frac{64}{\text{Re}} \quad (1.38)$$

Η έκφραση (1.38), δίνει τον συντελεστή τριβής, για την πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή σε κυκλικό αγωγό. Θα πρέπει να επισημανθεί εδώ η διαφορά του συντελεστή ή παράγοντα τριβής που περιγράφηκε παραπάνω με τον συντελεστή τριβής C_f ο οποίος είναι γνωστός ως

$$\text{παράγοντας τριβής Fanning και ορίζεται ως } C_f = \frac{2\tau_w}{\rho V_m^2} = \frac{f}{4} \quad (1.39)$$

Εναλλακτικά οι απώλειες πίεσης εκφράζονται στη μορφή ισοδύναμου ύψους στήλης ρευστού, γνωστό και ως ύψος απωλειών που δίνεται από τη σχέση:

$$h_L = \frac{DP_L}{\rho g} = f \frac{L}{D} \frac{V_m^2}{2g} \quad (1.40)$$

Εφόσον το ύψος απωλειών είναι γνωστό, η απαιτούμενη ισχύς άντλησης ορίζεται ως εξής:

$$W_{\text{antl.},L} = V \frac{DP_L}{L} = \rho V g h_L = \rho g h_L V \quad (1.41)$$

όπου V είναι ο ρυθμός ροής όγκου του ρευστού.,

Η μέση ταχύτητα για στρωτή ροή διαμέσου οριζώντιου σωλήνα διαμέτρου D , μήκους L θα υπολογίζεται από την έκφραση:

$$V_m = \frac{(P_1 - P_2) R^2}{8\mu L} = \frac{(P_1 - P_2) D^2}{32\mu L} = \frac{DP D^2}{32\mu L} \quad (1.42)$$

Κατά αυτή την έννοια και η ογκομετρική παροχή για τη στρωτή ροή διαμέσου οριζώντιου σωλήνα διαμέτρου D , μήκους L θα δίνεται:

$$V = V_m A_c = \frac{(P_1 - P_2) R^2}{8\mu L} \rho R^2 = \frac{(P_1 - P_2) \rho D^4}{128\mu L} = \frac{DP \rho D^4}{128\mu L} \quad (1.43)$$

Η σχέση (1.42) είναι γνωστή ως νόμος του Poiseuille, και η ροή ονομάζεται Ροή Hagen-Poiseuille. Η σχέση (1.42) υποδεικνύει ότι για μια συγκεκριμένη ογκομετρική παροχή, η πτώση πίεσης άρα και η απαιτούμενη ισχύς άντλησης είναι ανάλογη του μήκους του σωλήνα και του ιξώδους του ρευστού, ενώ είναι αντιστρόφως ανάλογη της τέταρτης δύναμης της διαμέτρου του σωλήνα.

1.8 Κατανομή θερμοκρασίας.

Στο σημείο αυτό κατασκευάζεται η ενεργειακή εξίσωση με εφαρμογή του ισοζυγίου ενέργειας σε ένα στοιχειώδη όγκο και στη συνέχεια επιλύεται με στόχο την εξαγωγή της μαθηματικής έκφρασης της κατανομής θερμοκρασίας. Η γενική εξίσωση στη συνέχεια θα εξειδικευθεί για τις δύο οριακές καταστάσεις θέρμανσης ενός αγωγού, δηλ. την περίπτωση σταθερής επιφανειακής θερμοκρασίας και για την περίπτωση σταθερής επιφανειακής ροής θερμότητας.

Κατά τη θεώρηση στρωτής ροής ενός ρευστού σε ένα κυκλικό σωλήνα ακτίνας R , οι θερμοφυσικές ιδιότητες του ρευστού ρ , k , και C_p θεωρούνται και αυτές σταθερές ποσότητες ενώ το έργο των ιξωδών δυνάμεων αμελητέο. Το ρευστό θεωρείται ότι κινείται στη διαμήκη διεύθυνση του αγωγού x , με ταχύτητα u . Η ροή έχει αναπτυχθεί πλήρως, και επομένως η ταχύτητα u είναι ανεξάρτητη του x με $u = u(x)$.

Η ενέργεια μεταφέρεται στη διαμήκη διεύθυνση x , και με συναγωγή στην ακτινική – διεύθυνση r , εγκάρσια στον αγωγό. Γίνεται επιπλέον η θεώρηση ότι ο μηχανισμός αγωγής θερμότητας διαμήκως επιφέρει αμελητέα αποτελέσματα. Υπό αυτές τις συνθήκες το ενεργειακό ισοζύγιο για τη μόνιμη ροή για ένα στοιχείο κυλινδρικού κελύφους πάχους dr και μήκος dx μπορεί να εκφραστεί ως εξής:

$$\rho c_p T_x - \rho c_p T_{x+dx} + \dot{Q}_r - \dot{Q}_{r+dr} = 0 \quad (1.44)$$

$$\rho c_p u \frac{T_{x+dx} - T_x}{dx} = - \frac{1}{2\pi r dx} \frac{\dot{Q}_{r+dr} - \dot{Q}_r}{dr} \quad (1.45)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = - \frac{1}{2r} \frac{\partial \dot{\Phi}}{\partial r} \quad (1.46)$$

Από v.Fourier για την αγωγή θερμότητας κατά την ακτινική διεύθυνση θα είναι:

$$\frac{\partial \dot{\Phi}}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{a}{r} k 2\pi r dx \frac{\partial T}{\partial r} \right) = - 2\pi k dx \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{a}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (1.47)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{a}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{a}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (1.48)$$

Η τελευταία σχέση (1.48) που προέκυψε υποδηλώνει ότι ο ρυθμός της καθαρής μεταφοράς ενέργειας στο στοιχείο όγκου από τη ροή της μάζας ισούται με τον καθαρό ρυθμό αγωγής θερμότητας κατά την ακτινική διεύθυνση.

1.8.1 Συνθήκη Σταθερής Επιφανειακής Ροής Θερμότητας ($\dot{\Phi}_s = \text{σταθερό}$).

Για την πλήρως ανεπτυγμένη ροή σε ένα κυκλικό σωλήνα που υποβάλλεται σε επιφανειακή ροή θερμότητας, προκύπτει:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{dT_s}{dx} = \frac{dT_m}{dx} = \frac{2\dot{\Phi}_s}{r V_m c_p R} = \text{σταθερό} \quad (1.49)$$

Αν κατά την εξαγωγή της (1.48) ληφθεί υπόψη και ο μηχανισμός αγωγής θερμότητας κατά τη διαμήκη διεύθυνση x -του αγωγού, αυτός θα συνεισφέρει κατά έναν επιπλέον όρο $a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$, ο οποίος θα είναι ίσος με το μηδέν αφού $\frac{\partial T}{\partial x} = \text{σταθερό}$ και έτσι $T = T(r)$. Ως εκ τούτου, η υπόθεση ότι δεν υπάρχει αξονική θερμική αγωγιμότητα ικανοποιείται σε αυτή την περίπτωση.

Εφαρμόζοντας το προφίλ ταχύτητας που προκύπτει για κυκλικό σωλήνα στη γενική λύση (1.48) θα είναι:

$$u(r) = 2V_m \frac{a}{r} \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{a}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (1.50)$$

$$\frac{4\dot{\Phi}_s}{kR} \frac{a}{r} \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{a}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(\frac{a}{r} \frac{dT}{dr} \right) \quad (1.51)$$

η οποία είναι διαφορική εξίσωση δεύτερης τάξης. Η γενική λύση της είναι:

$$T = \frac{\dot{\Phi}_s}{kR} \frac{a}{r} r^2 - \frac{r^4}{4R^2} + C_1 \ln r + C_2 \quad (1.52)$$

Η λύση της τελευταίας θα προκύψει με εφαρμογή των οριακών συνθηκών $\frac{\partial T}{\partial r} = 0$ (λόγω συμμετρίας) και $T = T_s$ στη θέση $r = R$. Έτσι θα προκύψει:

$$T = T_s - \frac{\dot{\Phi}_s R}{k} \frac{a}{r} - \frac{r^2}{R^2} + \frac{r^4}{4R^4} \quad (1.53)$$

Επίσης μετά από αρκετά πολύπλοκους υπολογισμούς προκύπτει για τη μέση θερμοκρασία του ρευστού που κινείται εντός του σωλήνα η έκφραση:

$$T_m = T_s - \frac{11}{24} \frac{\dot{\Phi}_s R}{k} \quad (1.54)$$

Τέλος συνδυάζοντας την έκφραση (1.54) με τη σχέση που διέπει τη συναγωγή προκύπτει:

$$q_s = h(T_s - T_m) \quad \dot{q}_s = \frac{24}{11} \frac{k}{R} = \frac{48}{11} \frac{k}{D} = 4.36 \frac{k}{D} \quad (1.55)$$

$$T_m = T_s - \frac{11}{24} \frac{q_s R}{k} = T_s - \frac{11}{24} \frac{24}{11} \frac{k}{R} h = T_s - \frac{11}{24} \frac{48}{11} \frac{k}{D} h = T_s - \frac{2}{D} h$$

Επομένως για στρωτή ροή σε κυκλικό σωλήνα ($T_s = \text{σταθερό}$) προκύπτει έκφραση για τον αριθμό Nusselt:

$$Nu = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad (1.56)$$

Προκύπτει δηλαδή ότι για πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή σε ένα κυκλικό σωλήνα που υποβάλλεται σε σταθερή επιφανειακή ροή θερμότητας ο αριθμός Nusselt είναι μια σταθερά και δεν υπάρχει καμία εξάρτηση από τους αριθμούς Reynolds και Prandtl.

1.8.2 Συνθήκη Σταθερής Επιφανειακής Θερμοκρασίας ($T_s = \text{σταθερό}$).

Παρόμοια ανάλυση μπορεί να πραγματοποιηθεί για πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή σε ένα κυκλικό σωλήνα για επιβαλλόμενη συνθήκη σταθερής επιφανειακής θερμοκρασίας T_s . Η διαδικασία επίλυσης είναι αρκετά πιο περίπλοκη καθώς αλλά η έκφραση για τον αριθμό Nusselt είναι εξίσου απλή :


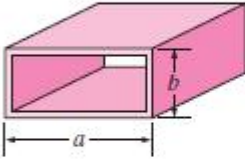
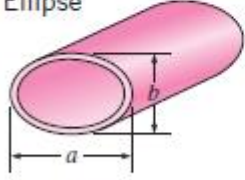

$$Nu = \frac{hD}{k} = 3.66 \quad (1.57)$$

Συγκρίνοντας τις σχέσεις (1.56), (1.57) προκύπτει ότι ο αριθμός Nusselt για την οριακή συνθήκη σταθερής ροής θερμότητας είναι περίπου 15% μεγαλύτερος σε σχέση με αυτόν που υπολογίζεται για την οριακή συνθήκη σταθερής θερμοκρασίας. Οι παραπάνω εκφράσεις ισχύουν πάντα για την περίπτωση πλήρως ανεπτυγμένης στρωτής ροής σε κυκλικό σωλήνα. Το αποτέλεσμα αυτό δείχνει εμφατικά ότι η στρωτή ροή είναι ευαίσθητη στην εφαρμοζόμενη οριακή συνθήκη κάθε φορά και υποδεικνύει ότι στις εφαρμογές που απαιτούνται υψηλότεροι ρυθμοί μεταφοράς θερμότητας θα πρέπει να επιδιώκεται η συνθήκη σταθερής ροής θερμότητας, που όπως φάνηκε έχει πλεονέκτημα.

Η θερμική αγωγιμότητα k που υπεισέρχεται στις σχέσεις του αριθμού Nusselt υπολογίζεται στη μέση θερμοκρασία για όλο τον όγκο του ρευστού, δηλ. στον αριθμητικό μέσο των θερμοκρασιών του ρευστού στην είσοδο και έξοδο του σωλήνα. Για στρωτή ροή επίσης, η επίδραση της επιφανειακής τραχύτητας στο παράγοντα τριβής και το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας είναι αμελητέα.

Για την πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή σε σωλήνες διαφόρων διατομών, ο συντελεστής τριβής f και ο αριθμός Nusselt δίνονται στο Πίνακα 1.1. Για τον υπολογισμό των αριθμών Re και Nu για ροή σε αυτούς τους σωλήνες, γίνεται χρήση της υδραυλικής διαμέτρου $D_h = 4A_c / p$, όπου A_c είναι το εμβαδόν διατομής του σωλήνα και p είναι η περίμετρός του. Όταν είναι γνωστός ο αριθμός Nusselt, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζεται με τη βοήθεια της σχέσης $h = kNu / D_h$.

Πίνακας 1.1 Τιμές του αριθμού Nusselt και του συντελεστή τριβής για πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή σε αγωγούς διαφόρων διατομών.

Tube Geometry	a/b or θ°	Nusselt Number		Friction Factor f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
Circle 	—	3.66	4.36	64.00/Re
Rectangle 	a/b 1 2 3 4 6 8 ∞	2.98 3.39 3.96 4.44 5.14 5.60 7.54	3.61 4.12 4.79 5.33 6.05 6.49 8.24	56.92/Re 62.20/Re 68.36/Re 72.92/Re 78.80/Re 82.32/Re 96.00/Re
Ellipse 	a/b 1 2 4 8 16	3.66 3.74 3.79 3.72 3.65	4.36 4.56 4.88 5.09 5.18	64.00/Re 67.28/Re 72.96/Re 76.60/Re 78.16/Re
Triangle 	θ 10° 30° 60° 90° 120°	1.61 2.26 2.47 2.34 2.00	2.45 2.91 3.11 2.98 2.68	50.80/Re 52.28/Re 53.32/Re 52.60/Re 50.96/Re

1.9 Ανάπτυξη Στρωτής Ροής στην περιοχή εισόδου.

Στην περιοχή εισόδου υπάρχει κίνηση κατά την ακτινική διεύθυνση και η κατανομή (προφίλ) ταχυτήτων $u(r)$ μεταβάλλεται κατά την κατεύθυνση της ροής. Σε αυτή την περιοχή η λύση της εξίσωσης ενέργειας είναι πιο πολύπλοκη σε σχέση με εκείνη για την πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή και προκύπτει αριθμητικά. Επιπλέον οι τοπικές τιμές του Νυπαρουσιάζονται συνήθως σε μορφή διαγραμμάτων ως προς τον αντίστροφο αριθμό Graetz ή ως εμπειρικές σχέσεις – συναρτήσεις στις οποίες υπεισέρχονται και άλλοι χαρακτηριστικοί αριθμοί της ροής όπως οι αριθμοί Pr , Re .

Ειδικότερα για την περίπτωση κυκλικού σωλήνα μήκους L που χαρακτηρίζεται από σταθερή επιφανειακή θερμοκρασία ($T_s = \text{σταθερό}$), ο μέσος αριθμός Nusselt για την περιοχή θερμικής εισόδου υπολογίζεται από τη σχέση:

$$Nu = 3.66 + \frac{0.065(D/L)RePr}{1 - 0.04[D/L]RePr} \quad (1.58)$$

Σημειώνεται ότι ο μέσος αριθμός Nusselt είναι μεγαλύτερος στην περιοχή εισόδου και πλησιάζει ασύμπτωτα προς την πλήρως ανεπτυγμένη τιμή του 3,66 καθώς το $L \gg \delta$. Αυτή η σχέση υποθέτει πως η ροή έχει αναπτυχθεί υδροδυναμικά, όταν το ρευστό εισέρχεται στη θερμαινόμενη περιοχή.

Όταν η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της επιφάνειας και του ρευστού είναι μεγάλη, θα πρέπει να λαμβάνεται υπόψη και η μεταβολή του ιξώδους ως προς τη θερμοκρασία. Ο μέσος αριθμός Nusselt για την υδροδυναμικά και θερμικά αναπτυσσόμενη στρωτή ροή σε κυκλικό αγωγό υπολογίζεται από την εμπειρική σχέση των Sieder - Tate (1936) [38], ως εξής:

$$Nu = 1.86 \frac{\mu_b \text{Re Pr } D^{-1/3}}{\mu_s} \frac{\mu_b}{\mu_s} \quad (1.59)$$

Η παραπάνω σχέση χρησιμοποιείται για την περιοχή τιμών $0.60 \leq Pr \leq 5$ και $0.0044 \leq (\mu_b / \mu_s) \leq 9.75$. Όλες οι θερμοφυσικές ιδιότητες που εμπεριέχονται στις (1.58), (1.59) υπολογίζονται στη μέση θερμοκρασία του ρευστού $T_b = (T_i + T_e) / 2$ πέραν του μ_s που θα υπολογίζεται στην τιμή της θερμοκρασίας επιφάνειας.

Ο μέσος Nusselt για τη θερμική περιοχή εισόδου της ροής μεταξύ ισοθερμικών παράλληλων πλακών μήκους L , σύμφωνα με τον Edwards (1979)[13], εκφράζεται ως εξής:

$$Nu = 7.54 + \frac{0.03(D_h/L)RePr}{1 + 0.0016[D_h/L]RePr} \quad (1.60)$$

η χρήση της οποίας συνίσταται για την περιοχή τιμών $Re \leq 2800$.

1.10 Τυρβώδης Ροή σε Σωλήνες.

Η τυρβώδης ροή χρησιμοποιείται συνήθως λόγω του ότι συσχετίζεται με υψηλούς ρυθμούς μεταφοράς θερμότητας. Οι περισσότερες συσχετίσεις για τους συντελεστές τριβής και μεταφοράς θερμότητας σε τυρβώδη ροή βασίζονται σε πειραματικές μελέτες, λόγω της δυσκολίας στην ανάπτυξη αναλυτικών λύσεων για την τυρβώδη ροή.

Για τυρβώδη ροή σε ομαλούς σωλήνες, ο συντελεστής τριβής μπορεί να προσδιοριστεί από την εξίσωση Petukhov (1970) και δίνεται ως:

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^2, \quad \text{με } 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (1.61)$$

Ο αριθμός Nusselt στην τυρβώδη ροή σχετίζεται με το συντελεστή τριβής μέσω της αναλογίας Chilton-Colburn και εκφράζεται ως:

$$Nu = 0.125 f \times Re \times Pr^{1/3} \quad (1.62)$$

Όταν ο συντελεστής τριβής είναι γνωστός, η (1.62) μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό του αριθμού Nusselt τόσο για ομαλούς όσο και για τραχείς σωλήνες. Για πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδη ροή σε ομαλούς σωλήνες, μια απλή σχέση για τον αριθμό Nusselt μπορεί να προκύψει αντικαθιστώντας στην (1.62) όπου $f = 0.814 \times Re^{0.2}$ οπότε

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (0.7 \leq Pr \leq 160), \quad (Re > 10,000) \quad (1.63)$$

η οποία είναι γνωστή ως εξίσωση Colburn. Η ακρίβεια αυτής της εξίσωσης μπορεί να βελτιωθεί τροποποιώντας τη ως εξής:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (1.64)$$

όπου $n=0.4$ για θέρμανση και $n=0.3$ για ψύξη του ρευστού εντός του σωλήνα. Η εξίσωση αυτή είναι γνωστή ως εξίσωση Dittus-Boelter (1930)[12] και είναι προτιμητέα ως προς την εξίσωση Colburn. Όταν η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ του ρευστού και του τοιχώματος είναι πολύ μεγάλη, συχνά χρησιμοποιείται η εμπειρική σχέση των Sieber και Tate:

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \frac{\mu_b}{\mu_s}^{0.14} \quad 0.7 \leq Pr \leq 16700 \quad Re^3 > 10000 \quad (1.65)$$

Οι σχέσεις για τον αριθμό Nusselt είναι σχετικά απλές, αλλά μπορούν να οδηγήσουν σε σφάλματα έως και της τάξης του 25%. Τα σφάλματα αυτά είναι εφικτό να μειωθούν μέχρι και λιγότερο από 10% με τη χρήση πιο πολύπλοκων αλλά μεγαλύτερης ακρίβειας σχέσεων όπως η δεύτερη εξίσωση του Petukhov, που εκφράζεται ως:

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1.07 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad 0.5 \leq Pr \leq 2000 \quad 10^4 < Re < 10^6 \quad (1.66)$$

Η ακρίβεια της (1.66) μπορεί να βελτιωθεί ακόμα περισσότερο για την περιοχή των μικρότερων αριθμών Re αν τροποποιηθεί στη σχέση Gnielinski (1976):

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad 0.5 \leq Pr \leq 2000 \quad 3 \cdot 10^3 < Re < 10^6 \quad (1.67)$$

όπου ο συντελεστής τριβής f μπορεί να προσδιοριστεί από μια κατάλληλη σχέση τέτοια όπως η πρώτη εξίσωση Petukhov. Η Εξίσωση Gnielinski θα πρέπει να προτιμάται στους υπολογισμούς.

Οι σχέσεις που αναφέρθηκαν δεν είναι πολύ ευαίσθητες στις θερμικές συνθήκες στις επιφάνειες του σωλήνα και μπορούν να χρησιμοποιηθούν τόσο για περιπτώσεις $T_s = \text{σταθερό}$ όσο και για $q_s = \text{σταθερό}$. Μπορούν, επίσης, να χρησιμοποιηθούν για να ληφθούν πρόχειρες εκτιμήσεις του παράγοντα τριβής και του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας σε μεταβατική περιοχή (2300 $\leq Re \leq$ 10,000).

Οι σχέσεις που έχουν αναφερθεί μέχρι τώρα δεν ισχύουν για τα ρευστά μέταλλα λόγω των πολύ χαμηλών αριθμών Prandtl. Για τα υγρά μέταλλα ($0.004 < Pr < 0.01$), συνίσταται η χρήση των ακόλουθων σχέσεων των Sleicher και Rouse (1975) για $10^4 < Re < 10^6$:

$$\text{Ρευστά μέταλλα και } T_s = \text{σταθερό} : Nu = 4.8 + 0.0156 Re^{0.85} Pr_s^{0.93} \quad (1.68)$$

$$\text{Ρευστά μέταλλα και } q_s = \text{σταθερό} : Nu = 6.3 + 0.0167 Re^{0.85} Pr_s^{0.93} \quad (1.69)$$

1.10.1 Επίδραση της Τραχύτητας.

Σε αντίθεση με την στρωτή ροή, ο συντελεστής τριβής και ο συντελεστής συναγωγής στην τυρβώδη ροή εξαρτώνται ισχυρά από την τραχύτητα της επιφάνειας του αγωγού. Κάθε

ανωμαλία της επιφάνειας ή τραχύτητα μπορεί να διαταράσσει το στρωτό υπόστρωμα και επηρεάζει τη ροή.

Ο συντελεστής τριβής σε μια πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδη ροή σε σωλήνα εξαρτάται από τον αριθμό Reynolds και την σχετική τραχύτητα ε/D . Ο Colebrook (1939) [7] συνδύασε όλα τα δεδομένα για τη μεταβατική και την τυρβώδη περιοχή ροής σε σωλήνες με ομαλή και τραχεία επιφάνεια στην ακόλουθη σχέση που είναι γνωστή ως η εξίσωση Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2.0 \log \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \quad (1.70)$$

Ο Moody (1944) [28] τροποποίησε το διάγραμμα του Rouse, το γνωστό διάγραμμα Moody, το οποίο αναπαριστά τον παράγοντα τριβής Darcy για τη ροή ενός σωλήνα ως συνάρτηση του αριθμού Reynolds και του λόγου ε/D για μία μεγάλη περιοχή. Αν και το διάγραμμα Moody έχει αναπτυχθεί για κυκλικούς σωλήνες, μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί και για μη κυκλικούς σωλήνες αντικαθιστώντας τη διάμετρο από την υδραυλική διάμετρο. Σε πολύ μεγάλους αριθμούς Reynolds, η καμπύλη του συντελεστή τριβής που αντιστοιχεί στην καμπύλη καθορισμένης σχετικής τραχύτητας είναι σχεδόν οριζόντια, και έτσι οι παράγοντες τριβής είναι ανεξάρτητοι από τον αριθμό Reynolds. Στους υπολογισμούς θα πρέπει να χρησιμοποιείται η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα, η οποία μπορεί να είναι διαφορετική από την ονομαστική διάμετρο..

Οι σωλήνες του εμπορίου διαφέρουν από εκείνους που χρησιμοποιούνται στα πειράματα στο ότι η τραχύτητα των σωλήνων στην αγορά δεν είναι ομοιόμορφη, και είναι δύσκολο να δοθεί μια ακριβή περιγραφή τους. Θα πρέπει να σημειωθεί πως η σχετική τραχύτητα των σωλήνων μπορεί να αυξηθεί με τη χρήση ως αποτέλεσμα της διάβρωσης, της ανάπτυξης κρούστας και της δημιουργίας ιζημάτων. Ως αποτέλεσμα, ο συντελεστής τριβής μπορεί να αυξηθεί κατά έναν παράγοντα από 5 έως 10. Εξαιτίας αυτού, θα πρέπει κατά τη σχεδίαση των συστημάτων σωληνώσεων να ληφθούν υπόψη οι πραγματικές συνθήκες λειτουργίας. Επίσης, το διάγραμμα Moody και η ισοδύναμη εξίσωση της Colebrook περιλαμβάνουν πολλές αβεβαιότητες (π.χ. το μέγεθος της τραχύτητας, το πειραματικό σφάλμα, κλπ), και ως εκ τούτου τα αποτελέσματα δεν θα πρέπει να αντιμετωπίζονται ως "ακριβή". Συνήθως θεωρούνται ακριβή για ένα ποσοστό 15% για ολόκληρη την περιοχή.

Η εξίσωση Colebrook είναι πεπλεγμένη ως προς f , έτσι ο προσδιορισμός του συντελεστή τριβής γίνεται με επαναληπτική μέθοδο.. Μια προσεγγιστική σχέση για τον συντελεστή f δόθηκε από τον S. E Haaland (1983). Τα αποτελέσματα που λήφθηκαν, αποκλίνουν μέχρι 2% από εκείνα που προκύπτουν από την εξίσωση Colebrook.:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} \approx -1.8 \log \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \quad (1.71)$$

Στην τυρβώδη ροή, η τραχύτητα του τοιχώματος αυξάνει τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας h κατά έναν παράγοντα με τιμή ίση ή μεγαλύτερη του 2, σύμφωνα με τους Dipprey και Sabersky (1963) [11]. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή για τους τραχείς σωλήνες μπορεί να υπολογιστεί κατά προσέγγιση από τις σχέσεις του αριθμού Nusselt (εξ. Gnielinski) με τη χρήση του συντελεστή τριβής που προσδιορίζεται από το διάγραμμα Moody ή την εξίσωση Colebrook. Ωστόσο, αυτή η προσέγγιση δεν είναι ιδιαίτερα ακριβής, δεδομένου ότι δεν υπάρχει περαιτέρω αύξηση του h με το f για τιμές $f > 4f_{smooth}$, σύμφωνα με τον Norris (1970), και για μεγαλύτερη ακρίβεια σε τραχείς σωλήνες θα πρέπει να χρησιμοποιηθούν συσχετίσεις οι οποίες έχουν αναπτυχθεί εμπειρικά.

Πίνακας 1.2: Ο αριθμός Nusselt και ο παράγοντας τριβής για την πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή σε σωλήνες με διάφορες διατομές ($D_h = 4A_c/p$), $Re = V_{\text{μεση}} D_h / \nu$ και $Nu = h D_h / k$ - Τυποποιημένα μεγέθη για σωλήνες από χάλυβα.[5]

Relative Roughness, ϵ/L	Friction Factor, f
0.0*	0.0119
0.00001	0.0119
0.0001	0.0134
0.0005	0.0172
0.001	0.0199
0.005	0.0305
0.01	0.0380
0.05	0.0716

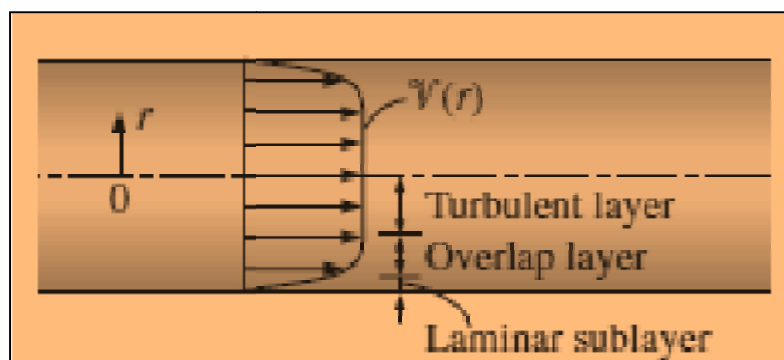
*Smooth surface. All values are for $Re = 10^6$, and are calculated from Eq. 8-73.

Standard sizes for Schedule 40 steel pipes	
Nominal Size, in.	Actual Inside Diameter, in.
1/8	0.269
1/4	0.364
3/8	0.493
1/2	0.622
3/4	0.824
1	1.049
1 1/2	1.610
2	2.067
2 1/2	2.469
3	3.068
5	5.047
10	10.02

Τα μήκη εισόδου για τυρβώδη ροή είναι συνήθως μικρά, συχνά 10 φορές μεγαλύτερα της διαμέτρου του σωλήνα, και έτσι ο αριθμός Nusselt προσδιορίζεται για πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδη ροή και μπορεί να χρησιμοποιηθεί περίπου στο σύνολο του σωλήνα. Αυτή η απλή προσέγγιση δίνει λογικά αποτελέσματα για την πτώση της πίεσης και μεταφορά θερμότητας για μεγάλους σωλήνες.

1.10.2 Τυρβώδης ροή σε μη κυκλικούς σωλήνες.

Τα προφίλ της ταχύτητας και της θερμοκρασίας σε τυρβώδη ροή είναι σχεδόν ευθείες γραμμές στην βασική περιοχή και, οποιαδήποτε, σημαντική βαθμίδα ταχύτητας και θερμοκρασίας εμφανίζεται στο ιξώδες υπόστρωμα (Σχήμα 1.12). Παρά το μικρό πάχος του ιξώδους υποστρώματος (συνήθως πολύ λιγότερο από το 1% της διαμέτρου του σωλήνα), τα χαρακτηριστικά της ροής σε αυτό το στρώμα είναι πολύ σημαντικά, δεδομένου ότι καθορίζονται χαρακτηριστικά της ροής για την μετέπειτα εξέλιξη της στον υπόλοιπο σωλήνα. Ως εκ τούτου, η πτώση πίεσης, η μεταφορά θερμότητας αλλά και τα χαρακτηριστικά της τυρβώδους ροής σε σωλήνες επηρεάζονται από το πολύ λεπτό υπόστρωμα αμέσως μετά την επιφάνεια του τοιχώματος, ενώ το σχήμα της βασικής περιοχής δεν έχει τόση σημασία. Επομένως, οι σχέσεις της τυρβώδους ροής που δόθηκαν παραπάνω για κυκλικούς σωλήνες μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν και για μη κυκλικούς με σχετική ακρίβεια, με την αντικατάσταση της διαμέτρου D στον υπολογισμό του αριθμού Reynolds από την υδραυλική διάμετρο $D_h = 4A_c / p$.



Σχήμα 1.10: Στην τυρβώδη ροή, το προφίλ ταχυτήτων είναι σχεδόν ευθεία γραμμή στη βασική περιοχή και οι οποιεσδήποτε σημαντικές βαθμίδες συμβαίνουν στο ιξώδες υπόστρωμα.[5]

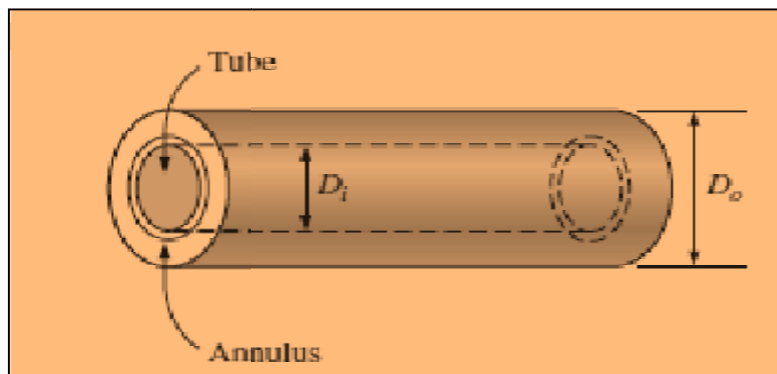
1.10.3 Ροή μέσα από δακτύλιο σωλήνων.

Μερικές απλές συσκευές μεταφοράς θερμότητας αποτελούνται από δύο ομόκεντρους σωλήνες και ονομάζονται εναλλάκτες θερμότητας διπλού σωλήνα (Σχήμα 1.11). Σε τέτοιες συσκευές, ένα ρευστό ρέει μέσω του σωλήνα, ενώ το άλλο ρέει μέσω του δακτυλιοειδούς χώρου. Οι διαφορικές εξισώσεις και για τις δύο ροές είναι ταυτόσημες. Επομένως, η μόνιμη στρωτή ροή διαμέσου ενός δακτυλίου μπορεί να μελετηθεί αναλυτικά χρησιμοποιώντας κατάλληλες οριακές συνθήκες. Προς αυτή την κατεύθυνση θεωρείται ένας ομόκεντρος δακτύλιος εσωτερικής διαμέτρου D_i και εξωτερικής διαμέτρου D_o . Η υδραυλική διάμετρος του δακτυλίου θα είναι:

$$D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4p(D_o^2 - D_i^2)/4}{p(D_o + D_i)} = D_o - D_i \quad (1.72)$$

Η δακτυλιοειδής ροή συνδέεται με δύο αριθμούς Nusselt θεωρώντας Nu_i στην εσωτερική επιφάνεια του σωλήνα και Nu_o στην εξωτερική επιφάνεια του σωλήνα, δεδομένου ότι μπορεί να υπεισέρχεται μεταφορά θερμότητας και από τις δύο επιφάνειες. Με τους αριθμούς Nusselt είναι δυνατός ο προσδιορισμός των συντελεστών συναγωγής τόσο για την εσωτερική όσο και για την εξωτερική επιφάνεια του αγωγού και υπολογίζονται ως:

$$Nu_i = \frac{h_i D_h}{k} \quad \text{και} \quad Nu_o = \frac{h_o D_h}{k} \quad (1.73)$$



Σχήμα 1.11: Ένας εναλλάκτης θερμότητας διπλού σωλήνα που αποτελείται από 2 ομόκεντρους σωλήνες.[5]

Πίνακας 1.4: Αριθμός Nusselt για την πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή σε ένα δακτύλιο με την μία επιφάνεια ισοθερμική και την άλλη αδιαβατική [26].

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0	—	3.66
0.05	17.46	4.06
0.10	11.56	4.11
0.25	7.37	4.23
0.50	5.74	4.43
1.00	4.86	4.86

Για πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδη ροή οι τιμές των εσωτερικών και εξωτερικών συντελεστών συναγωγής είναι περίπου ίσοι μεταξύ τους και ο δακτύλιος ανάμεσα τους μπορεί να θεωρηθεί ως ένας μη κυκλικός αγωγός με υδραυλική διάμετρο $D_h = D_o - D_i$. Ο αριθμός Nusselt σε αυτή την περίπτωση μπορεί να προσδιοριστεί από μια κατάλληλη σχέση τυρβώδους ροής, όπως η εξίσωση Gnielinski. Προς τη βελτίωση των υπολογισμών των αριθμών Nusselt που λαμβάνονται από αυτές τις σχέσεις για δακτυλιοειδή ροή, οι Petukhov και Roizen (1964) εισάγουν διορθωτικούς παράγοντες (πολλαπλασιαστές) στην ειδική περίπτωση που ο ένας από τους σωλήνες είναι αδιαβατικός και η μεταφορά θερμότητας πραγματοποιείται μόνο διαμέσου του άλλου σωλήνα:

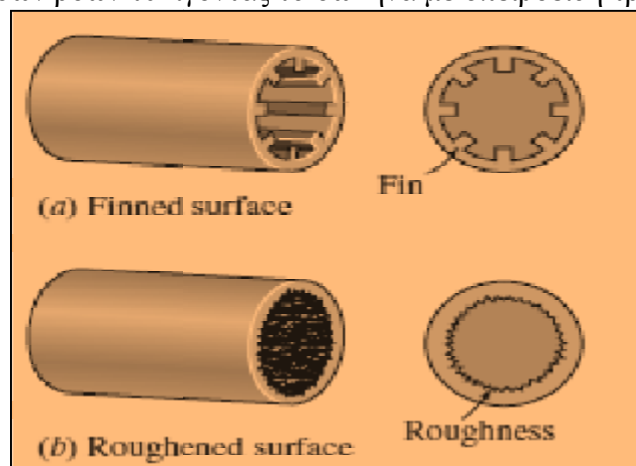
$$F_i = 0.86 \frac{\text{Pr}_i}{\text{Pr}_o} \frac{\text{Pr}_o}{\text{Pr}_i}^{-0.16} \quad (\text{το εξωτερικό τοίχωμα αδιαβατικό}) \quad (1.74)$$

$$F_o = 0.86 \frac{\text{Pr}_o}{\text{Pr}_i} \frac{\text{Pr}_i}{\text{Pr}_o}^{-0.16} \quad (\text{το εσωτερικό τοίχωμα αδιαβατικό}) \quad (1.75)$$

1.10.4 Ενίσχυση μετάδοσης θερμότητας.

Οι σωλήνες με τραχιές επιφάνειες έχουν πολύ υψηλότερους συντελεστές μεταφοράς θερμότητας ως προς τους σωλήνες με ομαλές επιφάνειες. Πρακτικά πολλές φορές επιδιώκεται σκόπιμα η δημιουργία τραχύτητας των επιφανειών του σωλήνα, με αυλακώσεις ή με την εισαγωγή πτερυγίων ώστε να ενισχυθεί ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και επομένως και ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή (Σχήμα 1.14). Η μεταφορά θερμότητας στην τυρβώδη ροή σε ένα σωλήνα έχει αυξηθεί ακόμη και κατά 400% εκτραχύνοντας την επιφάνεια. Η εκτραχύνηση της επιφάνειας αυξάνει, επίσης, τον παράγοντα τριβής, οπότε αυξάνονται οι απαιτήσεις ισχύος για την αντλία ή τον ανεμιστήρα που θα συντηρεί την κίνηση του ρευστού.

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας αυξάνεται επίσης με τη δημιουργία παλλόμενης ροής (π.χ από μια γεννήτρια παλμών), ή αλλιώς με την εισαγωγή στροβιλιστών ή τέλος με την επαγωγή δευτερευουσών ροών τυλίγοντας το σωλήνα με σπειροειδή τρόπο.



Σχήμα 1.12: Οι επιφάνειες των σωλήνων συχνά εκτραχύνονται, αυλακώνονται, ή εφοδιάζονται με πτερύγια προκειμένου να αυξηθεί η μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή.[5]

1.11 Μεταβατική ροή σε σωλήνες.

Σημαντικό πρόβλημα εμφανίζεται στη σχεδίαση βιομηχανικών εναλλακτών θερμότητας όταν η ροή μέσα στους σωλήνες βρίσκεται στη μεταβατική περιοχή. Αν και πρακτικά επιδιώκεται η αποφυγή της σχεδίασης και λειτουργίας σε αυτή την περιοχή αυτό δεν είναι πάντα εφικτό, λόγω συνήθως περιορισμών κατά τη σχεδίαση.

Η περιοχή τιμών του αριθμού Reynolds που αναφέρεται συνήθως και που εκτείνεται κατά προσέγγιση από τα 2300 (σημείο τύρβης) έως και 10000 (σημείο πλήρους ανεπτυγμένης τύρβης), εφαρμόζεται σε εντελώς μόνιμη και ομοιόμορφη ροή εντός σωλήνα με στρογγυλοποιημένη είσοδο. Εάν η ροή χαρακτηρίζεται από διαταραχές στην είσοδο, (συχνό φαινόμενο στους εναλλάκτες θερμότητας), στην οποία υπάρχει ξαφνική συστολή και ίσως μια επανεισερχόμενη είσοδος, η παροχή των μεταβατικών αριθμών Reynolds θα είναι πολύ διαφορετική (αρκετά μεγαλύτερη).

1.11.1 Πτώση Πίεσης στη Μεταβατική Περιοχή.

Οι γνωστές εκφράσεις για τον παράγοντα τριβής f (παράγοντας τριβής Darcy) ή το συντελεστή τριβής C_f (παράγοντας τριβής Fanning) για την στρωτή και τυρβώδη ροή με θέρμανση, είναι οι:

$$f_{strwt} = 4C_{f,lam} = 4 \frac{96}{Re} \frac{\mu_b}{\rho} \frac{\Delta T_b}{\Delta T_s} \frac{\rho_b}{\rho} \quad (1.76)$$

$$f_{turb} = 4C_{f,turb} = 4 \frac{0.0791}{Re^{0.25}} \frac{\mu_b}{\rho} \frac{\Delta T_b}{\Delta T_s} \frac{\rho_b}{\rho} \quad (1.77)$$

Με τους παράγοντες στο τέλος των εξισώσεων να ερμηνεύουν την επίδραση της θερμοκρασίας του τοιχώματος στο ιξώδες. Ο εκθέτης m για τις στρωτές ροές, εξαρτάται από ένα πλήθος παραγόντων, ενώ για τις τυρβώδεις ροές η τιμή που αναφέρεται στις πιο συνηθισμένες περιπτώσεις είναι η (-0.25). Ο μεταβατικός παράγοντας τριβής δίνεται ως:

$$f_{trans} = 4C_{f,trans} = 4 \left[\frac{96}{Re} + \frac{0.0791}{Re^{0.25}} \right] \frac{\mu_b}{\rho} \frac{\Delta T_b}{\Delta T_s} \frac{\rho_b}{\rho} \quad (1.78)$$

$$\text{όπου } m = m_1 - m_2 Gr^{m_3} Pr^{m_4} \quad (1.79)$$

ενώ ο αριθμός Grashof (Gr), που ορίζεται ως ο λόγος της άνωσης προς την δύναμη του ιξώδους, ορίζεται από την σχέση:

$$Gr = gbD^3 (T_s - T_b) / \nu^2 \quad (1.80)$$

Όλες οι ιδιότητες που εμφανίζονται στους αδιάστατους αριθμούς C_f , f , Re , Pr και Gr , υπολογίζονται στην θερμοκρασία του ρευστού T_b . Οι εμπειρικές τιμές των σταθερών δίνονται στον πίνακα 1.5., ενώ η περιοχή εφαρμογής της (1.78) για το μεταβατικό παράγοντα τριβής, είναι:

Ερανεϊς όδου : 2700 $\leq Re \leq$ 5500, 16 $\leq Pr \leq$ 35, 7410 $\leq Gr \leq$ 158300, 1.13 $\leq \mu_b / \mu_s \leq$ 2.13

Τετραγωνικό άκρο 3500 $\leq Re \leq$ 6900, 12 $\leq Pr \leq$ 29, 6800 $\leq Gr \leq$ 104500, 1.11 $\leq \mu_b / \mu_s \leq$ 1.89

Κυκλικό άκρο 5900 $\leq Re \leq$ 9600, 8 $\leq Pr \leq$ 15, 11900 $\leq Gr \leq$ 353000, 1.05 $\leq \mu_b / \mu_s \leq$ 1.47

Πίνακας 1.5: Τιμές με βάση τη γεωμετρία εισόδου.

Γεωμετρία εισόδου	A	B	C	m ₁	m ₂	m ₃	m ₄
Επανείσοδος	5840	-0,0145	-6,23	-1,10	0,460	-0,133	4,10
Τετράγωνο άκρο	4230	-0,1600	-6,57	-1,13	0,396	-0,160	5,10
Κωδωνοειδές στόμιο	5340	-0,0990	-6,32	-2,58	0,420	-0,410	2,46

Αυτές οι συσχετίσεις κατάφεραν να περιγράψουν το 82% των καταγεγραμμένων δεδομένων σε μια ζώνη σφάλματος ±10% και το 98% των καταγεγραμμένων δεδομένων με σφάλμα ±20%. Για στρωτή ροή με θέρμανση, οι Tam και Ghajar δίνουν τις παρακάτω σταθερές

$$m_1 = 1.65, m_2 = 0.013, m_3 = 0.170 \text{ και } m_4 = 0.840$$

οι οποίες εφαρμόζονται στις ακόλουθες περιοχές παραμέτρων:

$$1100 \leq \text{Re} \leq 7400, \quad 6 \leq \text{Pr} \leq 36, \quad 17100 \leq \text{Gr} \leq 96500, \quad 1.25 \leq \eta / \mu \leq 2.40$$

Τα αποτελέσματα για τον πλήρως ανεπτυγμένο συντελεστή τριβής για αυτές τις τρεις διαφορετικές περιπτώσεις εισόδου που παρουσιάζονται στο σχήμα 8.35, μας δείχνει ξεκάθαρα ότι υπάρχει επίδραση του ρυθμού θέρμανσης στην αρχή και στο τέλος των μεταβατικών περιοχών, για την κάθε είσοδο. Στην στρωτή και τυρβώδη περιοχή, η θέρμανση φαίνεται να επηρεάζει την τιμή του συντελεστή τριβής, ενώ στην τυρβώδη περιοχή η θέρμανση δεν επηρεάζει το μέτρο του συντελεστή τριβής. Οι σημαντικές επιδράσεις της θερμοκρασίας στις τιμές του συντελεστή τριβής στη στρωτή και μεταβατική περιοχή οφείλονται άμεσα στην επίδραση της δευτερεύουσας ροής.

Οι ισοθερμικοί συντελεστές τριβής για τους τρεις τύπους εισόδου έδειξαν πως η περιοχή τιμών του αριθμού Reynolds στις οποίες υπάρχει μεταβατική ροή, εξαρτάται πολύ από την γεωμετρία του σημείου εισόδου. Επίσης, η θέρμανση προκαλεί μια αύξηση στο κάτω και στο άνω όριο των συνόρων της μεταβατικής περιοχής.

1.12 Μεταφορά θερμότητας στην μεταβατική περιοχή.

Ο Ghajar διερεύνησε πειραματικά τις επιδράσεις της διαμόρφωσης του σημείου εισόδου στην μεταφορά θερμότητας στην μεταβατική περιοχή ανάμεσα στη στρωτή και την τυρβώδη ροή σε σωλήνες, για τις τρεις διαφορετικές εισόδους, όπως έχει αναφερθεί παραπάνω, και πρότεινε μεθόδους πρόβλεψης για τη γεφύρωση της στρωτής με την τυρβώδη περιοχή. Ο τοπικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας στη μεταβατική ροή προκύπτει από το μεταβατικό αριθμό Nusselt, Nu_{metab} , ο οποίος υπολογίζεται σε απόσταση x από την είσοδο σύμφωνα με την σχέση:

$$Nu_{\text{metab}} = Nu_{\text{str wt}} + \exp\left\{\frac{a - \text{Re}}{b}\right\} + Nu_{\text{turb}}^c \quad (1.81)$$

όπου $Nu_{\text{str wt}}$ είναι ο αριθμός Nusselt για τις στρωτές ροές στην περιοχή εισόδου με επιδράσεις φυσικής συναγωγής

$$Nu_{\text{str wt}} = 1.24 \frac{\text{Re Pr} D}{x} \frac{\mu}{\mu_s} + 0.025 (\text{Gr Pr})^{0.75} \frac{\mu}{\mu_s} \frac{\mu_s}{\mu} \frac{\mu_s}{\mu} \frac{\mu_s}{\mu} \frac{\mu_s}{\mu} \quad (1.82)$$

Και Nu_{turb} είναι ο αριθμός Nusselt για την τυρβώδη περιοχή με τις επιδράσεις αναπτυσσόμενης ροής:

$$Nu_{\text{turb}} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.385} \left(\frac{\mu_s}{\mu} \right)^{-0.0054} \left(\frac{\mu_b}{\mu} \right)^{0.14} \quad (1.83)$$

Οι φυσικές ιδιότητες που εμφανίζονται στους αδιάστατους αριθμούς Nu, Re, Pr και Gr υπολογίζονται στην θερμοκρασία του ρευστού T_b . Οι τιμές των εμπειρικών σταθερών a, b, c εξαρτώνται από την διαμόρφωση του σημείου εισόδου.

2 Βιβλιογραφική ανασκόπηση

2.1 *Νανορευστά και θερμικές ιδιότητες*

Προκειμένου ο εξοπλισμός μετάδοσης θερμότητας να γίνει πιο αποδοτικός ενεργειακά, οι έρευνες θα πρέπει να εστιάσουν στην τεράστια αύξηση στη ροή της θερμότητας. Τα ρευστά μετάδοσης θερμότητας, όπως το νερό, τα ορυκτέλαια και η αιθυλενογλυκόλη παίζουν ζωτικό ρόλο σε πολλές βιομηχανικές διεργασίες, όπως στην παραγωγή ρεύματος, τις χημικές μεθόδους, διαδικασίες θέρμανσης ή ψύξης και τη μικροηλεκτρονική. Οι ανεπαρκείς ιδιότητες μετάδοσης θερμότητας των συνηθισμένων υγρών, σε σύγκριση με τα περισσότερα στερεά, αποτελεί βασικό εμπόδιο στην υψηλή αποτελεσματικότητα και αξιοπιστία των θερμικών εναλλακτών. Ενδιαφέρον αποτελεί η διαπίστωση πως τα στερεά σωματίδια έχουν μερικές εκατοντάδες φορές μεγαλύτερη θερμική αγωγιμότητα από τα συμβατικά υγρά.

Πολλά είδη σωματιδίων, όπως τα μεταλλικά, τα μη μεταλλικά και τα πολυμερή μπορούν να προστεθούν στα υγρά και να σχηματίσουν σύνθετα υλικά. Ωστόσο, τα σύνθετα αυτά υλικά που περιέχουν τμηματοποιημένα σωματίδια σε κλίμακα χιλιοστομέτρων ή ακόμα και μικρομέτρων, ενδέχεται να προκαλέσουν σημαντικά προβλήματα. Η αποξেসτική δράση των σωματιδίων προκαλεί βούλωμα αγωγών, διάβρωση σωλήνων και η ορμή τους μεταφράζεται σε αύξηση της πτώσης πίεσης σε πρακτικές εφαρμογές. Επιπλέον, υποφέρουν συχνά από αστάθεια και προβλήματα ροής. Πιο συγκεκριμένα, τα σωματίδια τείνουν να μείνουν στάσιμα πολύ γρήγορα. Έτσι, παρόλο που τα σύνθετα υλικά έχουν καλύτερες θερμικές ιδιότητες από τα συμβατικά υγρά, δεν είναι πρακτικά.

Πριν δύο δεκαετίες, μία ερευνητική ομάδα στο Εθνικό εργαστήριο της Αργκόν μελέτησε τη χρήση σωματιδίων σε διαστάσεις νανόμετρων. Ο Choi(1995) [6] ήταν ο πρώτος που αποκάλεσε τα ρευστά που περιείχαν σωματίδια διαστάσεων νανόμετρου, “νανορευστά”. Συγκρινόμενα με τα τμηματοποιημένα σωματίδια διαστάσεων μερικών χιλιοστομέτρων ή και μικρόμετρων, τα νανορευστά επιδεικνύουν καλύτερη σταθερότητα και ρεολογικές ιδιότητες, εξαιρετικά καλύτερες θερμικές ιδιότητες και μηδαμινές επιπτώσεις στην πτώση πίεσης.

Διάφορα βιβλία που έχουν εκδοθεί επικεντρώνονται κυρίως στις τεχνικές μέτρησης και πρόβλεψης με σκοπό την αξιολόγηση της θερμικής αγωγιμότητας των νανορευστών. Οι Trisaksri και Wongwises (2005) [45] εξέτασαν τη βιβλιογραφία που ασχολείται με τα γενικά χαρακτηριστικά μετάδοσης θερμότητας των νανορευστών. Διαπίστωσαν πως μόνο λίγες εφημερίδες είχαν αναφερθεί στη θερμική συναγωγή των νανορευστών. Οι πιο πρόσφατες έρευνες αποκάλυψαν πως οι περισσότερες μελέτες των ιδιοτήτων μεταφοράς των νανορευστών εστίασαν στη θερμική αγωγιμότητα. Η μεταφορά θερμότητας μέσω συναγωγής των νανορευστών έχει προσελκύσει λιγότερο την προσοχή στη βιβλιογραφία.

2.1.1 Αριθμητικές μελέτες

Πολλοί ερευνητές αφοσιώθηκαν στη διατύπωση των κατάλληλων σχέσεων για την πρόβλεψη της θερμικής αγωγιμότητας του νανορευστού. Είναι δύσκολο να καθιερωθεί κάποια διατυπωμένη θεωρία για την πρόβλεψη της ακριβούς θερμικής συμπεριφοράς του νανορευστού επειδή τα διάφορα περίπλοκα φαινόμενα πιθανόν να συνυπάρχουν στην κύρια ροή, π.χ. καθίζηση, δύναμη Brown, διασπορά, και δύναμη τριβής μεταξύ του ρευστού και των στερεών σωματιδίων. Κάποιοι ερευνητές μεταχειρίζονται τα ρευστά περισσότερο σαν απλά ρευστά παρά σαν μίγματα υγρών-στερεών.

Υπάρχουν κάποια άρθρα που λαμβάνουν υπ' όψιν το νανορευστό ως πολυφασικό χαρακτηριστικό. Κάποιες αναλυτικές κριτικές που αναφέρονται παραπάνω παρουσιάζονται ως εξής:

Οι Xuan και Li (2003) [51] παρουσίασαν μια μέθοδο για την προετοιμασία κάποιων δειγμάτων νανορευστών και συνέστησαν μια θεωρητική μελέτη θερμικής αγωγιμότητας. Χρησιμοποίησαν την προσωρινή μέθοδο του θερμοζεύγους για μετρήσεις. Ύστερα, πρότειναν ένα μοντέλο διασποράς ή μιας φάσης για να περιγράψουν τη θερμική απόδοση ενός νανορευστού που ρέει σε σωλήνα. Τα νανοσωματίδια που χρησιμοποιήθηκαν ήταν χαλκού με διάμετρο 100nm, διαλυμένα σε νερό και ορυκτέλαιο. Χρησιμοποίησαν ελαϊκό οξύ και λαυρικό άλας ως διαλύτες, με σκοπό τη σταθεροποίηση των σωματιδίων εντός του ορυκτέλαιου και του νερού, αντίστοιχα. Για το ορυκτέλαιο χαλκού, τα αποτελέσματα έδειξαν ότι το διάλυμα έφτασε σε σταθερή κατάσταση μέσα σε μια εβδομάδα και δεν υπήρξε καθίζηση, με πλήρωση 22%, ενώ για το ρευστό χαλκού-νερού με διάλυμα 9% λαυριακού άλατος, δονούμενο από δονητή υπερήχων τα αποτελέσματα έδειξαν πως τα νανοσωματίδια μπορούν να ανασταλούν περισσότερο από 30 ώρες από ότι σε στατική κατάσταση.

Η συμπεριφορά αυτή σήμαινε πως το ιξώδες του ρευστού θα μπορούσε να είναι ένας σημαντικός παράγοντας που επηρεάζει τη διασπορά και τη σταθερότητα των σωματιδίων. Η έρευνα αυτή έδειξε επιπλέον ότι το μοντέλο των Hamilton και Crosser(1962) [17], αλλά και το μοντέλο του Wasp(1977) [45] για την πρόβλεψη της θερμικής συναγωγής μπορούν να εφαρμοστούν για να ληφθεί μια λύση κατά προσέγγιση, αφού δεν υπάρχει εγγυημένη φόρμουλα. Χρησιμοποιώντας τη μέθοδο θερμοζεύγους για τη μέτρηση της θερμικής αγωγιμότητας, τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η θερμική αγωγιμότητα διέφερε σημαντικά ανάλογα με τη συγκέντρωση όγκου των σωματιδίων. Υπάρχουν δύο διαφορετικές προσεγγίσεις για την ανάλυση της βελτίωσης της μετάδοσης θερμότητας. Το μοντέλο δύο φάσεων και το μοντέλο μιας φάσης. Παρόλο που το πρώτο μοντέλο περιγράφει την αντίληψη της λειτουργίας και της υγρής φάσης και της στερεάς φάσης στη διαδικασία μετάδοσης θερμότητας, χρειάζεται πολύ χρόνο για τους υπολογισμούς υψηλών επιδόσεων. Το δεύτερο μοντέλο, θεωρώντας πως και η υγρή και η σωματιδιακή φάση είναι σε θερμική ισορροπία και ρέουν με την ίδια ταχύτητα, είναι πιο απλό και χρειάζεται λιγότερο χρόνο υπολογισμών. Ο σκοπός της δουλειάς τους ήταν η ανάπτυξη ενός τροποποιημένου μοντέλου μιας φάσης για να περιγράψουν τη διαδικασία μετάδοσης θερμότητας των νανορευστών όταν ρέουν σε σωλήνα. Οι κυρίαρχες εξισώσεις εκφράστηκαν ως εξής:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{b_x}{(r C_p)_{nf}} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{b_r}{(r C_p)_{nf}} r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{b_r}{(r C_p)_{nf}} r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (2.2)$$

Οι Xuan και Roetzel (2000) [52] παρουσίασαν δύο διαφορετικές προσεγγίσεις για τον υπολογισμό του συντελεστή συναγωγής των νανορευστών υποθέτοντας πως αυτά συμπεριφέρονται σαν απλά ρευστά. Συμπεριέλαβαν τις επιδράσεις τόσο των ιδιοτήτων μεταφοράς όσο και της θερμικής διασποράς των νανορευστών.

Στο πρώτο μοντέλο, το νανορευστό λογίζεται ως ρευστό μιας φάσης ενώ στο δεύτερο λογίζεται ως πολυφασικό και διεσπαρμένο ρευστό. Σε μια συμβατική προσέγγιση, υπέθεσαν ότι δεν υπάρχει ταχύτητα ολίσθησης μεταξύ των σωματιδίων στην υγρή μορφή και ότι υπάρχει θερμική ισορροπία μεταξύ τους. Το νανορευστό συμπεριφέρθηκε σαν ένα κοινό

ρευστό. Αυτό σημαίνει πως η εξίσωση της συνέχειας, η κίνηση και η ενέργεια για ένα ρευστό μιας φάσης μπορούν να εφαρμοστούν κατ' ευθείαν σε ένα νανορευστό. Για μια τροποποιημένη συμβατική προσέγγιση, που ονομάζεται μοντέλο διασποράς, η ταχύτητα ολίσθησης του μίγματος υγρού-στερεού μπορεί να μην είναι μηδενική και αυτό μπορεί να προκαλέσει πολλές συνιστώσες, όπως τη δύναμη Brown, τη βαρύτητα, τη δύναμη τριβής, τη διάχυση Brown, την καθίζηση και τη διασπορά να συμβούν ταυτόχρονα στην κύρια ροή. Οι λεπτομέρειες των δυο προσεγγίσεων εκφράζονται ως εξής:

Για τη συμβατική προσέγγιση, η γενική μορφή της εξίσωσης ενέργειας για το ασυμπιεστο καθαρό ρευστό με αμελητέα παχύρρευστη απαγωγή είναι:

$$\frac{\rho T}{\rho t} + \tilde{N} \rho u T = \tilde{N} (\tilde{a}_f \tilde{N} T) \quad (2.3)$$

Η εξίσωση αυτή είναι κατάλληλη για να εξηγήσει τη διαδικασία μεταφοράς θερμότητας του νανορευτού. Αυτό σημαίνει ότι η εξίσωση μεταφοράς θερμότητας για τα ρευστά μονής φάσης μπορεί να επεκταθεί στο νανορευστό άμεσα. Θα πρέπει να σημειωθεί ότι οι θερμικές ιδιότητες που χρησιμοποιούνται σε αυτή την εξίσωση είναι εκείνες των νανορευτών. Για το λόγο αυτό, οι αδιάστατες σχέσεις μεταφοράς θερμότητας του ρευστού μονής φάσης μπορεί να εφαρμόζονται για το νανορευστό, ως εξής:

$Nu = 3.66$ (Για πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή σε σωλήνα, $T_w = \text{σταθερό}$)

$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$ (Για τυρβώδη ροή).

2.2 Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή

Η βιβλιογραφία των νανορευτών περιέχει πολλές αξιώσεις ανώμαλης ενίσχυσης μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή, τόσο σε τυρβώδη, όσο και σε στρωτή ροή. Για να τεθούν τέτοιοι ισχυρισμοί στη δοκιμή, έχουν πραγματοποιήσει μια εξαιρετικά λεπτομερή ανάλυση της βάσης δεδομένων που αναφέρεται σε 12 νανορευτά (8 για στρωτή ροή και 4 τυρβώδης ροή). Η μεθοδολογία χρησιμοποιείται τόσο για την μοντελοποίηση, όσο και για τις πειραματικές αβεβαιότητες με τον ακόλουθο τρόπο:

1. Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας για κάθε σύνολο δεδομένων υπολογίστηκε με βάση τους ισχύοντες συσχετισμούς (του Dittus-Boelter για τυρβώδη ροή και του Shah για στρωτή ροή).
2. Η αβεβαιότητα στις παραμέτρους εισόδου της σχέσης (δηλαδή τις θερμό-φυσικές ιδιότητες και την ταχύτητα ροής του νανορευτού) διαδόθηκε για να πάρει την αβεβαιότητα σχετικά με τον προβλεπόμενο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.
3. Στη συνέχεια έγινε σύγκριση ανάμεσα στις προβλεπόμενες και μετρηθείσες τιμές του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Εάν διέφεραν περισσότερο από τις αντίστοιχες αβεβαιότητες τους, κρίθηκε ως ανώμαλη η απόκλιση.

Σύμφωνα με τη μεθοδολογία αυτή, διαπιστώθηκε ότι σε στρωτή ροή νανορευτού φαίνεται να υπάρχει ανώμαλη ενίσχυση μεταφοράς θερμότητας στην περιοχή της εισόδου, ενώ τα δεδομένα ταιριάζουν (εντός αβεβαιότητας), με τη συσχέτιση του Shah στην πλήρως ανεπτυγμένη περιοχή.

Από την άλλη πλευρά, τα δεδομένα τυρβώδους ροής θα μπορούσαν να ταιριάζουν (εντός αβεβαιότητας) με τη σχέση του Dittus-Boelter, αφού η εξάρτηση του α από τη

θερμοκρασία συμπεριλαμβάνεται στην πρόβλεψη του αριθμού Reynolds. Ενώ το εύρημα αυτό είναι εύλογο, δεν θα μπορούσε να επιβεβαιωθεί οριστικά, επειδή τα περισσότερα έγγραφα δεν αναφέρουν πληροφορίες σχετικά με την εξάρτηση του ιξώδους από τη θερμοκρασία για τα νανορευστά τους.

Στην προσπάθεια αυτή, η βιβλιογραφική έρευνα διεξήχθη για δημοσιεύσεις σχετικά με τη μεταφορά θερμότητας με συναγωγή των νανορευστών. Τα περισσότερα από αυτά τα έγγραφα αναφέρουν ότι η προσθήκη νανοσωματιδίων στα βασικά υγρά "ενισχύει τις δυνατότητες μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή". Ωστόσο, ότι συνιστά ενίσχυση υπόκειται σε ερμηνεία. Σύμφωνα με τις καθιερωμένες σχέσεις για τυρβώδη και στρωτή μεταφορά θερμότητας με συναγωγή, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (HTC) εξαρτάται από τις θερμοφυσικές ιδιότητες και τις παραμέτρους ροής ως εξής:

Σχέση Dittus-Boelter's, για πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδης ροή

$$Nu_m = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad \text{b}$$

$$h_m = 0.023 Re^{0.8} \frac{c^{0.4} k^{0.6} m^{0.4}}{D} = 0.023 \frac{c^{0.4} k^{0.6} r^{0.8} V^{0.8}}{m^{0.4} D^{0.2}} \quad (2.4), (2.5)$$

Η Εξίσωση (2.20) για τιμή $0.7 < Pr < 120$, $Re > 10000$, $L/D > 10$.

Σχέση Shah για ανεπτυγμένη στρωτή ροή (ροή θερμότητας σε σταθερό τοίχωμα):

$$Nu_m = \begin{cases} 1.953x^{*-1/3} - 1 \\ 4.364 + 0.722x^{*-1} \end{cases}, \text{ όπου } x^* = \frac{x/D}{r cVD/k} \quad (2.6)$$

Εξετάζοντας τη σχέση (2.4), (σχέση Dittus-Boelter) είναι προφανές ότι, για ένα δεδομένο αριθμό Reynolds, τα νανορευστά τείνουν να έχουν περισσότερο τυρβώδη συντελεστή HTC από τη βάση των ρευστών τους, λόγω του υψηλότερου ιξώδους και θερμικής αγωγιμότητας, παρά την κάπως χαμηλότερη ειδική θερμότητα. Από την άλλη πλευρά, για σταθερή ταχύτητα, ο τυρβώδης HTC μπορεί να ενισχυθεί ή να μειωθεί, ανάλογα με το σχετικό μέγεθος του ιξώδους, τη θερμική αγωγιμότητα και την αύξηση της πυκνότητας.

Εξετάζοντας τη σχέση (2.5), για πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή ($x^* \gg 1$), ο HTC είναι ευθέως ανάλογος με τη θερμική αγωγιμότητα, ενώ καμία άλλη θερμοφυσική ιδιότητα δεν παίζει ρόλο. Έτσι, σε πλήρως ανεπτυγμένη στρωτή ροή, τα νανορευστά αναμένεται να έχουν υψηλότερο HTC από ότι την υγρή βάση τους. Στην περιοχή εισόδου ($x^* \ll 1$), ο HTC εξαρτάται από τη θερμική αγωγιμότητα και επίσης την ειδική θερμότητα και την πυκνότητα (αλλά όχι από το ιξώδες), έτσι τα νανορευστά μπορούν είτε να έχουν υψηλότερες ή χαμηλότερες τιμές HTC, ανάλογα με το σχετικό μέγεθος των μεταβολών σε αυτές τις συνθήκες.

Από τα 46 έγγραφα που εξετάστηκαν, μόνο τα 12 έδειξαν σημαντικές αποκλίσεις από τις παραπάνω συσχετίσεις. Ωστόσο, σε αυτές τις μελέτες, οι ιδιότητες των νανορευστών δεν μετρήθηκαν, αλλά υπολογίστηκαν από διατάξεις (σε ορισμένες περιπτώσεις αμφισβητήσιμες). Επιπλέον, οι αβεβαιότητες στις τιμές που υπολογίστηκαν δεν είχαν προσδιοριστεί ποσοτικά. Οι ελλείψεις αυτές καθιστούν δύσκολο να εκτιμηθεί αν στην πραγματικότητα μια σημαντική απόκλιση από τις εξισώσεις (2.4) και (2.5) υφίσταται ή όχι.

Ως εκ τούτου, απαιτείται μια καθοριστική ανάλυση των απαιτήσεων της ανώμαλης ενίσχυσης μεταφοράς θερμότητας σε αυτά τα έγγραφα. Το ζήτημα της ανώμαλης ενίσχυσης είναι σημαντικό, γιατί μια σημαντική απόκλιση των δεδομένων από τις Εξισώσεις (2.4) και

(2.5) θα σηματοδοτούσε την παρουσία κάποιων συγκεκριμένων νανοσωματιδιακών μηχανισμών μεταφοράς θερμότητας που κάνουν τα νανορευστά να συμπεριφέρονται με έναν ριζικά διαφορετικό τρόπο από ομογενή ρευστά.

2.2.1 Αποτελέσματα στρωτής ροής

Η ανάλυση των δεδομένων της στρωτής ροής παρήγαγε τα εξής αποτελέσματα:

1. Η ανώμαλη αύξηση του HTC παρατηρήθηκε στα δεδομένα του Anoop, των Wen και Ding [49], Heris [18], Kurowska κ.ά. Αντιπροσωπευτικά στοιχεία από αυτές τις δύο ομάδες δίνονται στα σχήματα 2.1 έως 2.7.
2. Οι παρεκκλίσεις από τη σχέση του Shah ήταν γενικά πιο έντονες σε μεγαλύτερες τιμές του αριθμού Reynolds (εντός του εύρους της στρωτής ροής) και μεγαλύτερες συγκεντρώσεις νανοσωματιδίων. Η διερεύνηση των φυσικών μηχανισμών που ευθύνονται για αυτές τις τάσεις είναι μια ενδιαφέρουσα περιοχή για μελλοντικές εισφορές.

2.2.2 Αποτελέσματα τυρβώδους ροής

Ανώμαλη βελτίωση παρατηρήθηκε και για τα 4 σετ δεδομένων τυρβώδους ροής. Αντιπροσωπευτικά δείγματα HTC φαίνονται στο Σχήμα 2.8 (συμπαγείς γραμμές). Ωστόσο, σημειώνεται ότι και στις 4 μελέτες, ο αριθμός Reynolds ορίστηκε από το ιξώδες του νανορευστού σε θερμοκρασία δωματίου. Είναι ενδιαφέρον ότι, εάν η εξάρτηση του ιξώδους του νανορευστού από την θερμοκρασία υποτίθεται ότι είναι τόσο ισχυρή όσο αυτή του νερού και λαμβάνεται υπόψη στον καθορισμό του αριθμού Re, οι πειραματικές καμπύλες HTC - Re στρέφονται προς τα δεξιά και επικαλύπτονται με τις προβλεπόμενες καμπύλες, όπως φαίνεται στο Σχ 2.8 (διακεκομμένες γραμμές). Η ανώμαλη αύξηση, δηλαδή, στην τυρβώδη ροή μπορεί να είναι απλά μια περίπτωση «λάθος ιξώδους», αν και αυτή η υποψία δεν μπορεί να επιβεβαιωθεί οριστικά, δεδομένου ότι καμία από τις 4 μελέτες τυρβώδους ροής δεν ανέφερε το ιξώδες του νανορευστού ως συνάρτηση της θερμοκρασίας.

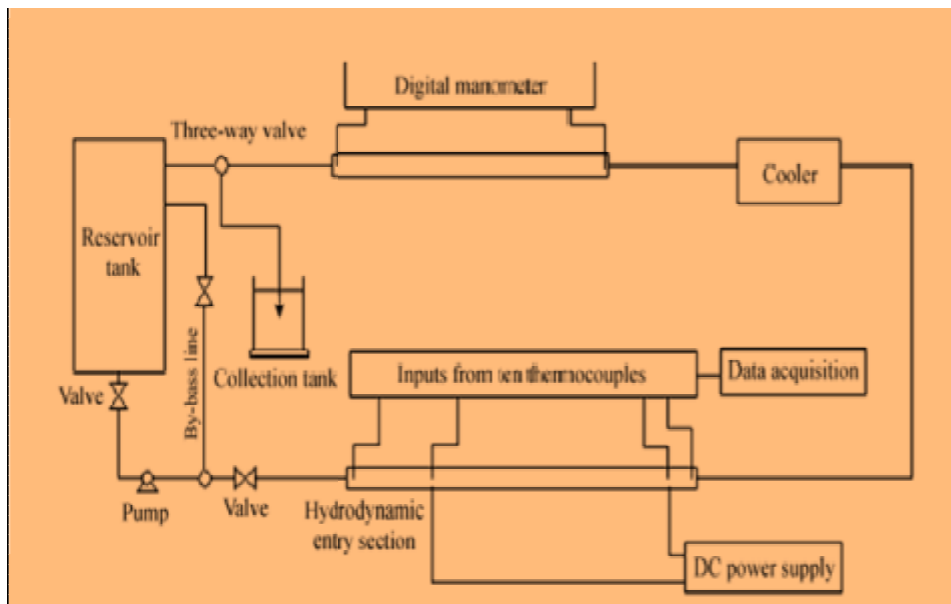
2.3 Πειραματικές εφαρμογές νανορευστών

Οι Li και Xuan (2002) [26] προχώρησαν σε παραμετρική πειραματική έρευνα του συντελεστή θερμικής συναγωγής και του συντελεστή τριβής του νανορευστού, για στρωτή και τυρβώδη ροή σε σωλήνα. Το νανορευστό που χρησιμοποιήθηκε στη μελέτη ήταν απιονισμένο νερό με διασπορά σωματιδίων χαλκού με διάμετρο μικρότερη των 100 nm. Πρέπει να αναφερθεί πως το αποτέλεσμα της συγκέντρωσης νανοσωματιδίων αποκαλύφθηκε τροποποιώντας το ποσοστό της συγκέντρωσης κατ' όγκο στο αρχικό υγρό. Οι συγκεντρώσεις σωματιδίων που δοκιμάστηκαν ήταν 0.3, 0.5, 0.8, 1, 1.5 και 2%. Μία άλλη παράμετρος που δοκιμάστηκε ήταν ο αριθμός Reynolds που κυμάνθηκε από 800 έως 25,000.

Όπως φαίνεται στο Σχ. 2.1, το πειραματικό σύστημα περιλαμβάνει κυρίως ένα ρεζερβουάρ, μια αντλία, μια γραμμή μπάσου, ένα τμήμα δοκιμών μεταφοράς θερμότητας, ένα ψυγείο, ένα τμήμα δοκιμής πτώσης της πίεσης, μια δεξαμενή συλλογής υγρού και ούτω καθεξής. Το ρεζερβουάρ όγκου 5 λίτρων, περιέχει πολυμεθυλμεθακρυλικό, για να παρακολουθείται η συμπεριφορά διασποράς και η σταθερότητα του νανορευστού. Ο ψύκτης με ισχύ ψύξης 5,2 kW χρησιμοποιείται για να κρατήσει σταθερή τη θερμοκρασία στην είσοδο του τμήματος δοκιμής. Ο ρυθμός ροής ελέγχεται με δύο βαλβίδες προσαρμογής, μία στο κύριο βρόχο ροής και το άλλο στη γραμμή μπάσου. Μία βαλβίδα τριών δρόμων είναι εγκατεστημένη στο τέλος του κύριου βρόγχου ροής, η οποία επιτρέπει τη ροή να εκτραπεί από το ρεζερβουάρ μέσα

στην δεξαμενή συλλογής υγρού, προκειμένου να μετρηθεί ο ρυθμός ροής της μάζας του νανορευστού. Δύο εύκαμπτοι σωλήνες βινυλίου συνδέονται με το ρεζερβουάρ και το δοχείο συλλογής αντίστοιχα με τέτοιο τρόπο που η διαδικασία μέτρησης ροής δεν θα αλλάξει το ρυθμό ροής. Δύο βρύσες πίεσης είναι τοποθετημένες στο άκρο του τμήματος δοκιμής πτώσης πίεσης με εσωτερική διάμετρο 12mm και μήκος 1m για τη μέτρηση της πτώσης πίεσης των νανορευστών. Το τμήμα δοκιμής μεταφοράς θερμότητας είναι ένας ευθύς σωλήνας από ορείχαλκο με εσωτερική διάμετρο 10mm και μήκος 800mm. Δέκα θερμοζεύγη έχουν τοποθετηθεί σε διαφορετικά σημεία του τμήματος δοκιμής μεταφοράς θερμότητας για τη μέτρηση των θερμοκρασιών τοιχώματος και όγκου του υγρού. Για να ληφθεί μία οριακή συνθήκη σταθερής θερμικής ροής, το τμήμα δοκιμής μεταφοράς θερμότητας θερμαίνεται ηλεκτρικά με ένα τροφοδοτικό DC ικανό να παρέχει μέγιστη ισχύ 3,5 kW. Το τμήμα δοκιμής απομονώνεται θερμικά από τα πάνω και κάτω τμήματα με πλαστικά χιτώνια για να ελαχιστοποιηθεί η απώλεια θερμότητας.

Προκειμένου να ελαχιστοποιηθεί η απώλεια θερμότητας από το τμήμα δοκιμής στο περιβάλλον, το σύνολο του τμήματος δοκιμής είναι θερμικά μονωμένο εξωτερικά με ένα στρώμα διογκωμένης σκόνης και ένα σωλήνα περιβλήματος κενού. Το υδροδυναμικό τμήμα εισόδου είναι αρκετά μεγάλο για να επιτευχθεί πλήρως ανεπτυγμένη ροή στην είσοδο του



Σχήμα 2.1: Το πειραματικό σύστημα της συναγωγής μεταφοράς θερμότητας και τα χαρακτηριστικά ροής.[26]

τμήματος δοκιμής μεταφοράς θερμότητας. Κατά τη διάρκεια των πειραματικών δοκιμών μετρώνται οι θερμοκρασίες του τοιχώματος του σωλήνα, της εισόδου και εξόδου του δείγματος νανορευστού, οι ρυθμοί ροής μάζας και οι εισροές ηλεκτρικής ενέργειας. Από αυτά τα δεδομένα, οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή μπορούν να προσδιοριστούν ως εξής:

$$h_{nf} = \frac{q}{T_w - T_f} \quad (2.7)$$

όπου q είναι η ροή θερμότητας του τμήματος δοκιμής μεταφοράς θερμότητας, T_w είναι η μέση θερμοκρασία του τοιχώματος του σωλήνα. T_f είναι η μέση θερμοκρασία του ρευστού, που ανέρχεται στο μισό του αθροίσματος των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου, επειδή η διαφορά μεταξύ των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου είναι μικρή.

Πριν τη μέτρηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας των νανορευστών, το πειραματικό σύστημα βαθμονομήθηκε με σύγκριση των μετρούμενων αριθμών Nusselt του νερού στην πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδη ροή με τις υπολογιζόμενες τιμές χρησιμοποιώντας την εξίσωση Dittus-Boelter:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2.8)$$

Η καλή σύμπτωση μεταξύ των πειραματικών αποτελεσμάτων και των υπολογιζόμενων τιμών, δείχνει ότι η ακρίβεια του πειραματικού συστήματος είναι σχετικά υψηλή. Η ακρίβεια του πειραματικού συστήματος είναι μικρότερη από 4%.

Η πειραματική συσκευή της εργασίας απεικονίζεται στο σχήμα 2.1. Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας των νανορευστών υπολογίζεται από τις εξισώσεις που ακολουθούν:

$$Nu_{nf} = \frac{h_{nf} D}{k_{nf}} \quad \text{και} \quad h_{nf} = \frac{q}{T_w - T_f}$$

Τα πειραματικά αποτελέσματα έδειξαν πως ο συντελεστής συναγωγής των νανορευστών έλαβε αυξημένες τιμές σε σχέση με αυτές του νερού που χρησιμοποιήθηκε σαν βάση κρατώντας σταθερές τις συνθήκες. Επιπλέον, σε σύγκριση με το νερό, ο αριθμός Nusselt του νανορευστού με 2% περιεκτικότητα σωματιδίων χαλκού, ήταν υψηλότερος κατά 60%. Τα αποτελέσματα αποκάλυψαν, επίσης, νέες σχέσεις μετάδοσης θερμότητας οι οποίες προβλέπουν το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας ενός νανορευστού σε σωλήνα. Για την ακρίβεια, εισηγήθηκαν νέες μαθηματικές σχέσεις :

Για στρωτή ροή ισχύει η σχέση:

$$Nu_{nf} = 0.4328 \left(1.0 + 11.285 j^{0.754} Pe_d^{0.218} \right) Re_{nf}^{0.333} Pr_{nf}^{0.4} \quad (2.9)$$

Ενώ, για τυρβώδη ισχύει:

$$Nu_{nf} = 0.0059 \left(1.0 + 7.6286 j^{0.6886} Pe_d^{0.001} \right) Re_{nf}^{0.9238} Pr_{nf}^{0.4} \quad (2.10)$$

όπου Nu είναι ο αριθμός Nusselt, Pe ο αριθμός Peclet, Pr ο αριθμός Prandtl και Re ο αριθμός Reynolds. Οι χαρακτηριστικοί αριθμοί του πειράματος ορίστηκαν ως:

$$Pe_d = \frac{u_m d_p}{a_{nf}}, \quad Re_{nf} = \frac{u_m D}{u_{nf}}, \quad Pr_{nf} = \frac{u_{nf}}{a_{nf}} \quad (2.11)$$

Για να υπολογιστούν οι παραπάνω παράμετροι, η θερμική διαχυτότητα του νανορευστού ορίστηκε ως

$$a_{nf} = \frac{k_{nf}}{(r C_p)_{nf}} = \frac{k_{nf}}{(1-j)(r C_p)_{nf} + j (r C_p)_d} \quad (2.12)$$

Οι μετρήσεις πίεσης έδειξαν ότι τα επίπεδα τριβής του νανορευστού ήταν σχεδόν ίσα με αυτά του νερού κάτω από τις ίδιες συνθήκες ροής και δεν μεταβάλλονται ανάλογα με την περιεκτικότητα σε όγκο. Αυτό συνεπάγεται πως τα νανορευστά δεν προκαλούν πτώση στη δύναμη της αντλίας και πως η σχέση του συντελεστή τριβής μιας φάσης μπορεί να χρησιμοποιηθεί με πιο ακριβείς προβλέψεις. Ο συντελεστής τριβής των νανορευστών καθορίστηκε από την ακόλουθη εξίσωση:

$$I_{nf} = \frac{DR_{nf} D}{L} \frac{2g}{u_m^2} \quad (2.13)$$

Οι συνθήκες ροής του πειράματος απαιτούσαν στρωτή ροή σε οριζόντια διάταξη εναλλάκτη θερμότητας. Νανοσωματίδια από διαφορετικές πηγές χρησιμοποιήθηκαν σε αυτή τη μελέτη, σε μια αναλογία περίπου 0.02, επειδή η πρόσθεση μεγάλης αναλογίας σωματιδίων σε ένα υγρό μπορεί να αυξήσει δραματικά το ιξώδες σε σχέση με το αρχικό υγρό.

Διεξήχθησαν δύο σειρές πειραμάτων με διαφορετικά υγρά να χρησιμοποιούνται ως βάση και τιμές ογκομετρικής παροχής που κυμαίνονταν από 62 έως 507 cm³/min, αριθμό Reynolds 5 έως 110 και η θερμοκρασία του θερμαινόμενου υγρού διατηρούνταν στους 50 με 70 °C. Η πειραματική διάταξη που χρησιμοποιήθηκε στη μελέτη φαίνεται στο σχήμα 2.2. Η ακόλουθη διαδικασία υπολογισμών χρησιμοποιήθηκε για την εκτίμηση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας των νανορευστών. Η τιμή της θερμότητας των νανορευστών υπολογίστηκε ως εξής:

$$Q_{nf} = m C_p (T_{out} - T_{in})$$

Η μετάδοση θερμότητας των θερμαινόμενων ρευστών μετρήθηκε ως εξής

$$Q_{nf} = m_{hf} C_{p_{hf}} (T_{out} - T_{in})_{hf} \quad (2.14)$$

Ο ρυθμός μετάδοσης θερμότητας του θερμαινόμενου ρευστού είναι:

$$q_{hf} = m_{hf} C_{p_{hf}} (T_{out} - T_{in})_{hf} \quad (2.15)$$

Ο ρυθμός μαζικής παροχής του θερμαινόμενου ρευστού είναι πολύ υψηλότερος σε σχέση με του δοκιμαστικού ρευστού οπότε η τιμή της θερμοκρασιακής διαφοράς, (T_{out} - T_{in})_{hf}, είναι πολύ μικρή (λιγότερο από 1°C) και συνεισφέρει στις ανακρίβειες του ενεργειακού ισοζυγίου. Η ημιτελής απομόνωση θα μπορούσε επίσης να επιφέρει ενεργειακές απώλειες στο σύστημα. Η θερμότητα που ανακτήθηκε από τη διαδικασία χρησιμοποιήθηκε σαν μεταφερόμενη ενέργεια αφού ήταν η πιο ακριβής τιμή.

Η σχέση της συνολικής αντίστασης μετάδοσης θερμότητας χρησιμοποιείται για να προσδιορισθεί ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας των νανορευστών:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{nf} \frac{A_i}{A_o}} + \frac{D_o}{2k} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.16)$$

Ο συνολικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας μπορεί να βρεθεί από τη σχέση:

$$U = \frac{Q}{A_o \Delta T_{lm}} \quad (2.17)$$

όπου A_o = π D_oL, και ΔT είναι η λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά. Ο εξωτερικός συντελεστής θερμότητας h_o, υπολογίζεται από την εξίσωση των Monrad και Pelton για τυρβώδη ροή σε δακτύλιο:

$$\boxed{Nu = 0.020 Re^{0.8} Pr^{1/3} (D_2/D_1)^{0.53}}$$

όπου D₁ και D₂ είναι η εσωτερική και εξωτερική διάμετρος του δακτυλίου, αντίστοιχα.

Το θερμαινόμενο ρευστό είναι νερό σε τυρβώδη ροή, επομένως οι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας είναι πολύ υψηλότεροι από του ρευστού που εξετάζουμε. Ισοδύναμη διάμετρος χρησιμοποιείται για τους υπολογισμούς μετάδοσης θερμότητας.

Η εξίσωση των Monrad και Pelton για τυρβώδη ροή σε δακτύλιο χρησιμοποιήθηκε για να υπολογιστεί ο εξωτερικός συντελεστής μετάδοσης θερμότητας, h_o ,

$$Nu = 0.020 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} (D_2 / D_1)^{0.53} \quad (2.18)$$

όπου D_1 και D_2 είναι η εσωτερική και εξωτερική διάμετρος του δακτυλίου, αντίστοιχα. Η ισοδύναμη διάμετρος, D_e , χρησιμοποιήθηκε αντί της τυπικής διαμέτρου D .

$$D_e = \frac{D_{i,a}^2 - D_0^2}{D_0} \quad (2.19)$$

Δύο πηγές νανοσωματιδίων γραφίτη σε ίδια επίπεδα φόρτισης δίνουν διαφορετικό συντελεστή μετάδοσης θερμότητας, όπως στην περίπτωση διαφορετικών αρχικών υγρών. Αυτό μπορεί να οφείλεται από τη μορφή των σωματιδίων, την επεξεργασία της μορφολογίας ή της επιφάνειας. Αυτό σημαίνει ότι ένα είδος νανοσωματιδίων μπορεί να είναι πιο αποτελεσματικό από ένα άλλο στην αύξηση του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας.

Επιπλέον, η σχέση που δημιουργήθηκε από τους Li και Xuan για στρωτή ροή νανορευστών έδωσε υψηλότερο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας από αυτόν που είχε υπολογιστεί από τα πειραματικά στοιχεία, ενδεχομένως, επειδή η επίδραση της αναλογίας των σωματιδίων δεν λήφθηκε υπ' όψιν. Παρομοίως, η σχέση μίας φάσης για τη στρωτή ροή σε σωλήνες απέτυχε να προβλέψει τον συντελεστή συναγωγής των νανορευστών.

Οι Li και Xuan μελέτησαν, επίσης, τη μετάδοση θερμότητας με συναγωγή και τα ροϊκά χαρακτηριστικά των νανορευστών χαλκού-νερού. Οι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας των νανοσωματιδίων είναι πολύ υψηλότεροι από του αρχικού ρευστού και όταν η συγκέντρωση όγκου των νανοσωματιδίων είναι χαμηλή, ο συντελεστής τριβής των ρευστών δεν έχει αλλάξει. Έδωσαν τη νέα σχέση για το συντελεστή συναγωγής των νανορευστών σε οριζόντιο σωλήνα:

$$Nu = 0.4328(1.0 + 11.285j^{0.754} Pe^{0.218}) Re^{0.333} Pr^{0.4} \quad (2.20)$$

όπου Pe είναι ο αριθμός σωματιδίου Pe_{det} .

Η σχέση που αναπτύχθηκε από τους Li και Xuan βασίζεται στη στρωτή ροή των νανορευστών. Ωστόσο, η σχέση αυτή προβλέπει τους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας που είναι πολύ υψηλότεροι από τις πειραματικές τιμές. Η σχέση αυτή, δεν περιλαμβάνει την αναλογία των σωματιδίων. Στην εργασία τους, χρησιμοποιήθηκαν σφαιρικά νανοσωματίδια χαλκού ενώ στο σύστημα που προαναφέρθηκε, είναι δισκοειδή νανοσωματίδια γραφίτη. Υπάρχει τουλάχιστον μια σειρά από διαφορές μεγέθους στην αναλογία των σωματιδίων μεταξύ των δύο περιπτώσεων.

Όλα τα πειραματικά στοιχεία χρησιμοποιήθηκαν για να αναπτυχθεί μια νέα σχέση μετάδοσης θερμότητας για την πρόβλεψη του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας της στρωτής ροής των νανορευστών σε μια πιο βολική μορφή τροποποιώντας την εξίσωση Seider-Tate[40] ως εξής:

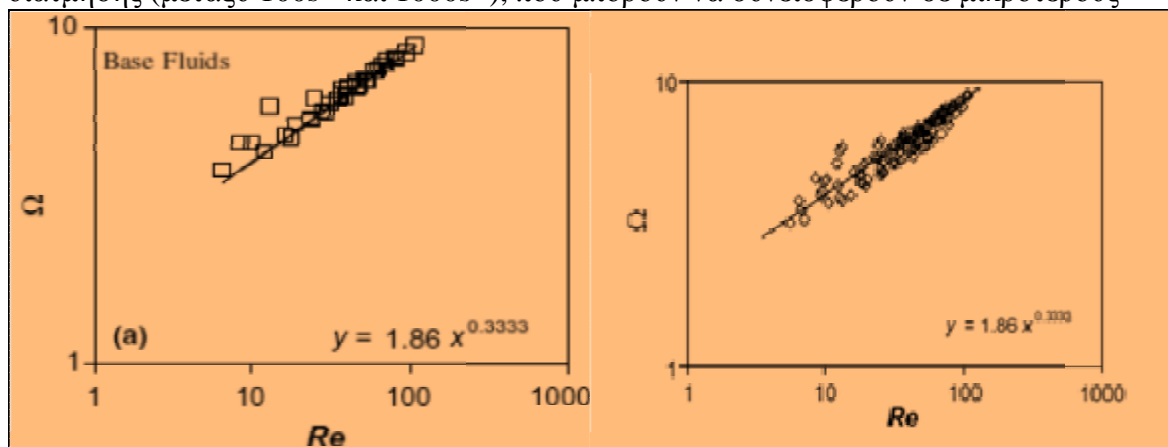
$$W = Nu_{nf} Pr_{nf}^{-1/3} \frac{\rho L \dot{Q}}{c_p D \dot{Q}} \frac{\rho_f \dot{Q}}{c_{p,w} \dot{Q}}^{-0.14} = a Re_{nf}^b \quad (2.21)$$

$$W = Nu \Pr^{-1/3} \frac{\alpha \dot{\theta}}{\xi D \dot{\theta}}^{1/3} \frac{\alpha \eta_b \dot{\theta}}{\xi m_w \dot{\theta}}^{-0.14} = 1.86 Re^{1/3} \quad (2.22)$$

όπου a και b είναι οι διάφορες σταθερές που εξαρτώνται από τις συνθήκες του πειράματος. Οι σχέσεις για τη θερμική συναγωγή του ρευστού μιας φάσης μπορούν να εφαρμοστούν για να προβλέψουν το h ενός συστήματος ναορευστού, αν η συγκέντρωση όγκου σωματιδίων είναι πολύ χαμηλή.

Τα ναοσωματίδια μπορούν να αυξήσουν το συντελεστή μετάδοσης θερμότητας με δύο μηχανισμούς: με αύξηση της θερμικής αγωγιμότητας όλου του συστήματος, και με μετακίνηση των ναοσωματιδίων σε σχέση με τα στρώματα ροής. Υψηλότερες διαφορικές θερμοκρασίες μεταξύ του ρευστού διεργασίας και της πηγής θερμότητας επιφέρουν χαμηλότερους συντελεστές μετάδοσης θερμότητας απ' ό,τι αναμενόταν. Ενώ το ρευστό διεργασίας ξεκινά να θερμαίνεται στην είσοδο του εναλλάκτη, το ιξώδες του ρευστού μειώνεται, το προφίλ της ταχύτητας παύει να είναι παραβολικό και αρχίζει να αλλάζει. Ενώ τα ποσοστά διάτμησης αλλάζουν, τα ναοσωματίδια μπορεί να ευθυγραμμιστούν με την ταχύτητα, γεγονός που μπορεί να μειώσει τη θερμική αγωγιμότητα των ρευστών, εάν οι αλληλοεπιδράσεις των ναοσωματιδίων που ευθύνονται για την αύξηση της μετάδοσης θερμότητας, διαταραχθούν.

Η διατμητική τάση στο ρευστό ή στο τοίχωμα του σωλήνα θα κάνει τα σωματίδια να αλλάξουν διαστάσεις και να χαλάσουν τη δομή τους. Υψηλότερες τιμές διάτμησης μπορούν να διασκορπίσουν τα ναοσωματίδια που έχουν συσσωματωθεί, ειδικά σε τυρβώδη ροή. Ωστόσο, σε σύστημα στρωτής ροής, η διασκορπίση αυτή θα μπορούσε να είναι σχετικά μικρή. Αυτά τα πειράματα έχουν στρωτή ροή ($5 < Re < 110$), με σχετικά υψηλές τιμές διάτμησης (μεταξύ $100s^{-1}$ και $1000s^{-1}$), που μπορούν να συνεισφέρουν σε μικρότερους



Σχήμα 2.2: Δοκιμή Nu έναντι του αριθμού Reynolds για όλες τις δοκιμές των ναορευστών (□) και των πειραματικών δεδομένων, (---) σύμφωνα με την εξίσωση [42].

συντελεστές μετάδοσης θερμότητας. Κοντά στα τοιχώματα, η εξάντληση των σωματιδίων είναι άλλη μια πιθανή αιτία για το παραπάνω φαινόμενο.

Επιπλέον, η πρόσθεση σωματιδίων σε ένα ρευστό αυξάνει το ιξώδες του τελικού μίγματος, το οποίο μπορεί να καταστείλει τη φυσική συναγωγή του συστήματος.

Η πειραματική διάταξη αποτελείται κυρίως από έναν ευθύ χάλκινο σωλήνα μήκους 970mm, εσωτερικής διαμέτρου (4.57 ± 0.02)mm και εξωτερικής διαμέτρου (6.40 ± 0.05)mm σαν δοκιμαστική διατομή, τροφοδοτούμενη από μια θερμάστρα 300W που διατηρεί την οριακή κατάσταση θερμικής ροής. Μια περισταλτική αντλία χρησιμοποιήθηκε για να δίνει μέγιστη τιμή παροχής 10 l/min. Ο έλεγχος των τιμών της παροχής γίνεται με ρύθμιση της περιστροφικής ταχύτητας της αντλίας. Για να σταθεροποιηθούν τα ναοσωματίδια,

χρησιμοποιήθηκε δωδεκυλβένζολο σουλφονικό νάτριο σαν διαλύτης. Ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας και ο αριθμός Nusselt των νανορευστών υπολογίστηκαν από τις παρακάτω εξισώσεις:

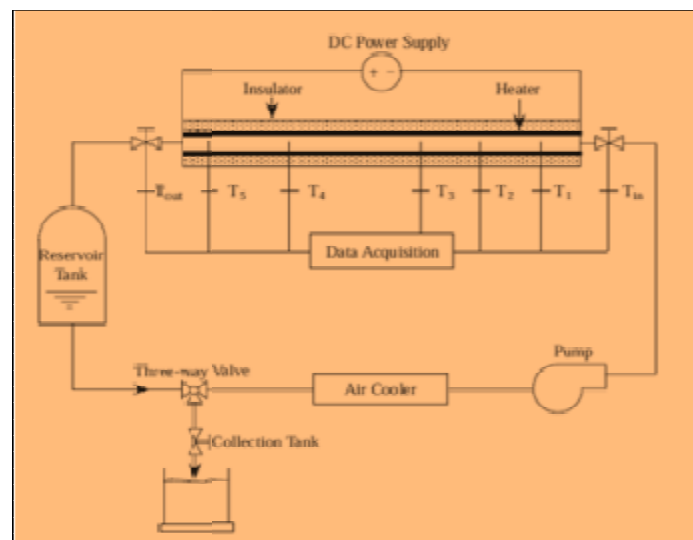
$$Nu_{nf,x} = \frac{h_{nf,x} D}{k_{nf}} \quad h_{nf,x} = \frac{q}{T_{w,x} - T_{f,x}} \quad (2.23)$$

Το ενεργειακό ισοζύγιο χρησιμοποιήθηκε για να καθορίσει το προφίλ της θερμοκρασίας του ρευστού κατά μήκος του δοκιμαστικού σωλήνα ως εξής:

$$T_{f,x} = T_{in} + \frac{q \Delta x}{r C_p \mu A} \quad (2.24)$$

Τα αποτελέσματα που λήφθηκαν, έδειξαν πως ο συντελεστής μετάδοσης θερμότητας διέφερε από τον αριθμό Reynolds και τη συγκέντρωση όγκου. Συγκεκριμένα, η περιοχή εισόδου έδειξε πως η χρήση νανορευστών επέφερε σαφή αύξηση στο συντελεστή μετάδοσης θερμότητας προκαλώντας μείωση στο πάχος του οριακού στρώματος κατά μήκος του σωλήνα.

Το γεγονός αυτό σήμαινε πως ενδεχομένως δημιουργείται μία περιοχή έξυπνης εισόδου, όπου θα προκύπτουν υψηλότερες δυνατές επιδόσεις των νανορευστών. Επιπλέον η σχέση Shah για στρωτή ροή και η εξίσωση Dittus-Boelter για τυρβώδη ροή δεν συμπίπτουν με τον αριθμό Nusselt μεταξύ των πειραματικών και θεωρητικών τιμών.



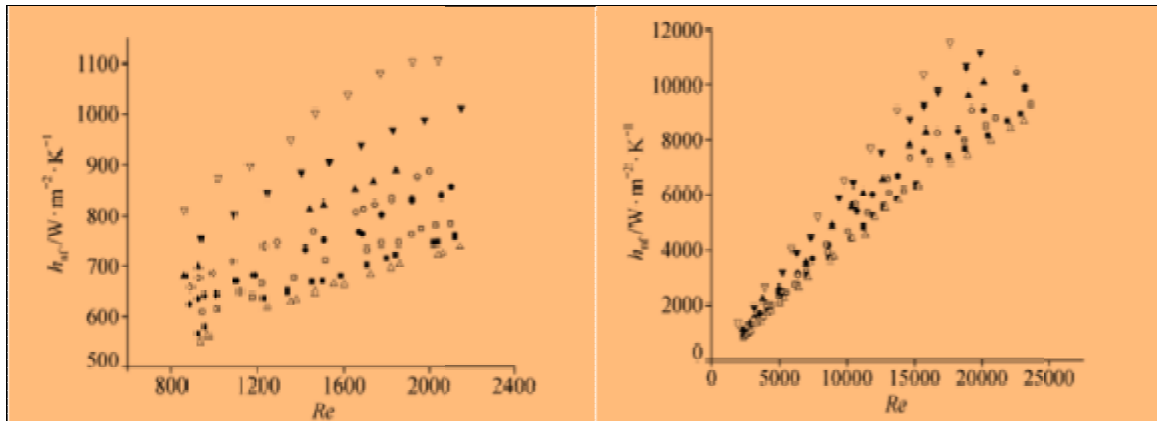
Σχήμα 2.3: Σχηματικό διάγραμμα της πειραματικής συσκευής των Wen και Ding.[49]

Το δείγμα νανορευστών παρασκευάστηκε με άμεση ανάμιξη των σωματιδίων με νανοδομή Cu με διάμετρο κάτω από 100nm και απιονισμένο νερό. Για να αποφευχθεί η συσσωμάτωση μεταξύ των νανοσωματιδίων, επιλέγεται μια μικρή ποσότητα άλατος λιπαρού οξέος ως το μέσο διασποράς για την κάλυψη των νανοσωματιδίων. Τα νανορευστά Cu-H₂O με διαφορετικά κλάσματα όγκου των σωματιδίων χρησιμοποιήθηκαν στο πείραμα για να διερευνηθεί η επίδραση της συγκέντρωσης των νανοσωματιδίων στις βελτιωμένες επιδόσεις μεταφοράς θερμότητας των νανορευστών, ήταν 0.3%, 0.5%, 0.8%, 1%, 1.2%, 1.5% και 2%.

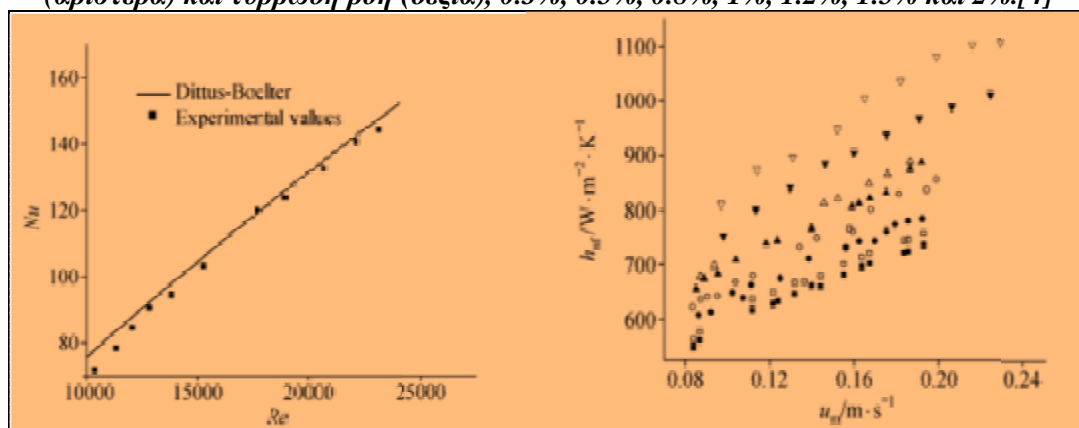
Τα νανορευστά με υψηλότερα κλάσματα όγκου των νανοσωματιδίων μπορεί να περιορίζονται σε πρακτική εφαρμογή και καταναλώνουν πολύ περισσότερο στερεά σωματίδια. Ο αριθμός Reynolds κυμαίνεται στην περιοχή 800 – 25,000. Στην παρούσα

μελέτη, το κλάσμα όγκου των νανοσωματιδίων προσδιορίστηκε με τη μάζα κλάσματος των νανοσωματιδίων.

Το Σχ. 2.4 δίνει τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του νανορευστού Cu-H₂O με τους διαφορετικούς αριθμούς Reynolds κάτω από την στρωτή και τυρβώδη ροή, αντίστοιχα. Τα πειράματα δείχνουν ότι τα αιωρούμενα νανοσωματίδια αυξάνουν θεαματικά την απόδοση μεταφοράς θερμότητας του ρευστού βάσης και το νανορευστό Cu-H₂O έχει



Σχήμα 2.4: Συντελεστής συναγωγικής μεταφοράς θερμότητας νανορευστών, για στρωτή (αριστερά) και τυρβώδη ροή (δεξιά), 0.3%, 0.5%, 0.8%, 1%, 1.2%, 1.5% και 2%. [4]



Σχήμα 2.5: Σύγκριση μεταξύ μετρούμενων αποτελεσμάτων και υπολογισμένων τιμών νερού (αριστερά). Διαφορά του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με το ιζώδες στη στρωτή ροή, (δεξιά) (πειραματικά τιμές), 0.3%, 0.5%, 0.8%, 1%, 1.2%, 1.5% και 2% (δεξιά). [4]

μεγαλύτερο συντελεστή μεταφοράς θερμότητας από το καθαρό νερό κάτω από τον ίδιο αριθμό Reynolds. Σε σύγκριση με το νερό, για παράδειγμα, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του νανορευστού αυξάνεται περίπου 60% για το νανορευστό με 2% νανοσωματιδίων Cu και ίδιο αριθμό Reynolds.

Τα πειραματικά αποτελέσματα έδειξαν ότι το χαρακτηριστικό μεταφοράς θερμότητας ενός νανορευστού αυξάνει εντυπωσιακά το κλάσμα όγκου των νανοσωματιδίων. Το κλάσμα όγκου των σωματιδίων είναι ένας από τους παράγοντες που επηρεάζουν τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του νανορευστού. Για παράδειγμα, ο λόγος του αριθμού Nusselt του νανορευστού προς εκείνη του νερού στον ίδιο αριθμό Reynolds κυμαίνεται από 1.06 έως 1.6, αν το κλάσμα όγκου των νανοσωματιδίων αυξάνει από 0.5% έως 2%. Όπως φαίνεται στο Σχ. 2.6, ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή του νανορευστού αυξάνει με την ταχύτητα ροής, καθώς και το κλάσμα όγκου των νανοσωματιδίων και είναι μεγαλύτερη από εκείνη του ρευστού βάσης (νερό) με την ίδια ταχύτητα ροής.

Είναι σημαντικό να διευκρινιστεί ότι η ορθή επιλογή του κλάσματος όγκου των σωματιδίων και του ζευγαριού των στερεών σωματιδίων και των ρευστών βάσης είναι σημαντική για την εφαρμογή των νανοσωματιδίων για να θερμάνει την ενίσχυση της μεταφοράς. Σε ορισμένες περιπτώσεις, το ιξώδες του διασπειρομένου ρευστού αυξάνεται απότομα με την αύξηση του κλάσματος όγκου των σωματιδίων και γίνεται πολύ υψηλότερο από εκείνη της υγρής βάσης, έτσι ώστε το υψηλότερο κλάσμα όγκου των στερεών σωματιδίων μπορεί να καταστείλει την ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας του εναιωρήματος, κατά την προετοιμασία του νανορρευστού, ως εκ τούτου, μπορεί να έχει σημασία για την επιλογή του κλάσματος όγκου, οι διαστάσεις και οι ιδιότητες των υλικών των νανοσωματιδίων που αιωρούνται στο υγρό βάσης. Η επιλογή νανοσωματιδίων με υψηλότερη θερμική αγωγιμότητα και μεγαλύτερο μέγεθος είναι ένα κρίσιμο σημείο.

Οι σταγόνες πίεσης των αιωρημάτων που αποτελούνται από νερό και νανοσωματίδια χαλκού σε ένα σωλήνα, μετρούνται πειραματικά τόσο για την στρωτή όσο και για την τυρβώδη ροή. Τέσσερα δείγματα νανορρευστών με συγκέντρωση νανοσωματιδίων κατ'όγκο 1%, 1,2%, 1,5% και 2% χρησιμοποιούνται σε δοκιμές πτώσης πίεσης. Το σχήμα 2.7 απεικονίζει τους συντελεστές τριβής ως συνάρτηση του αριθμού Reynolds για την στρωτή και τυρβώδη ροή, αντίστοιχα. Ο συντελεστής τριβής του καθαρού νερού φαίνεται επίσης στα σχήματα ως μια συμπαγής γραμμή. Ο συντελεστής τριβής προσδιορίζεται ως εξής:

$$f_{nf} = \frac{R_{nf} D}{L} \frac{2g}{u_m^2} \quad (2.25)$$

όπου P_{nf} είναι η πτώση πίεσης του τμήματος δοκιμής πτώσης πίεσης, L είναι το μήκος του τμήματος δοκιμής πτώσης πίεσης, και g είναι η επιτάχυνση της βαρύτητας.

Το σχήμα 2.7 δείχνει ότι οι συντελεστές τριβής των αραιών νανορρευστών είναι σχεδόν ίσοι με εκείνους του νερού με τον ίδιο αριθμό Reynolds και δεν αυξάνουν με το κλάσμα όγκου των νανοσωματιδίων. Σε σύγκριση με το νερό, δεν υπάρχει σημαντική αύξηση στην πτώση πίεσης για τα νανορρευστά σε όλες τις εκδοχές του πειράματος, που να φανερώνει ότι τα αραιά νανορρευστά δεν θα προκαλέσουν επιπλέον ποινή σε ισχύ της αντλίας.

Ο αριθμός Nusselt Nu ενός νανορρευστού μπορεί να εκφραστεί ως εξής:

$$Nu_{nf} = f \left(\frac{\rho_f}{\rho_d} \right)^{\frac{1}{4}} Re_{nf}^m Pr_{nf}^n \left(\frac{k_d}{k_f} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\rho_f c_{p,f}}{\rho_d c_{p,d}} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{\mu_f}{\mu_d} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.26)$$

όπου Re_{nf} είναι ο αριθμός Reynolds του νανορρευστού, Pr_{nf} είναι ο αριθμός Prandtl του νανορρευστού, k_d είναι η θερμική αγωγιμότητα του νανοσωματιδίου, k_f είναι η θερμική αγωγιμότητα του ρευστού βάσης, $(\rho c_p)_d$ είναι η θερμοχωρητικότητα του νανοσωματιδίου, $(\rho c_p)_f$ είναι η θερμοχωρητικότητα του υγρού βάσης και μ είναι το κλάσμα όγκου του νανοσωματιδίου.

Κατόπιν μελέτης από τους Xuan και Li [51], ο ακόλουθος τύπος προτείνεται να συσχετίσει τα πειραματικά δεδομένα για το νανορρευστό:

$$Nu_{nf} = c_1 \left(1.0 + c_2 f^{m_1} Pe_d^{m_2} \right) Re_{nf}^{m_3} Pr_{nf}^{0.4} \quad (2.27)$$

όπου το σωματίδιο του αριθμού Peclet Pe_d καθορίζεται ως:

$$Pe_d = \frac{u_m d_p}{\alpha_{nf}} \quad (2.28)$$

Ο αριθμός Reynolds και ο αριθμός Prandtl του νανορρευστού καθορίζεται αντίστοιχα ως:

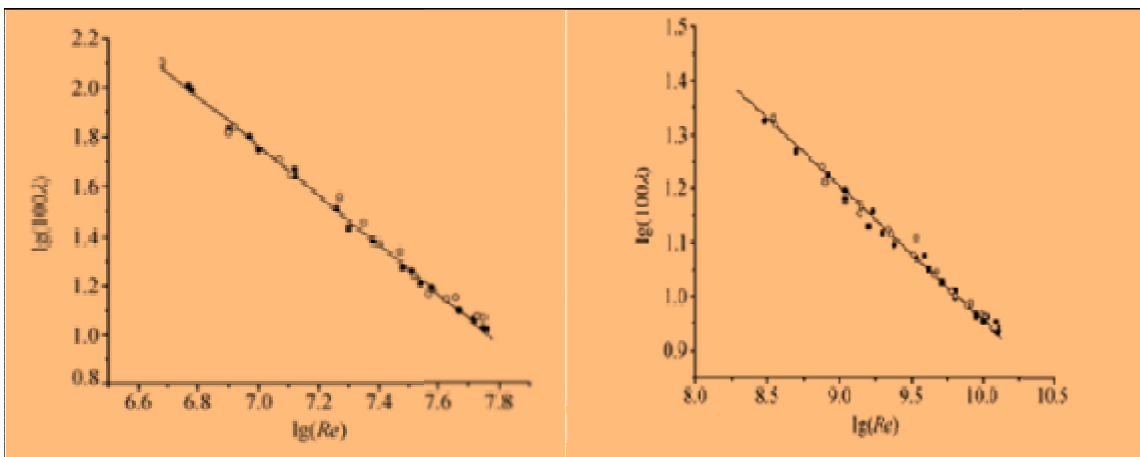
$$Re_{nf} = \frac{u_m D}{u_{nf}} \quad (2.29)$$

$$Pr_{nf} = \frac{u_{nf}}{a_{nf}} \quad (2.30)$$

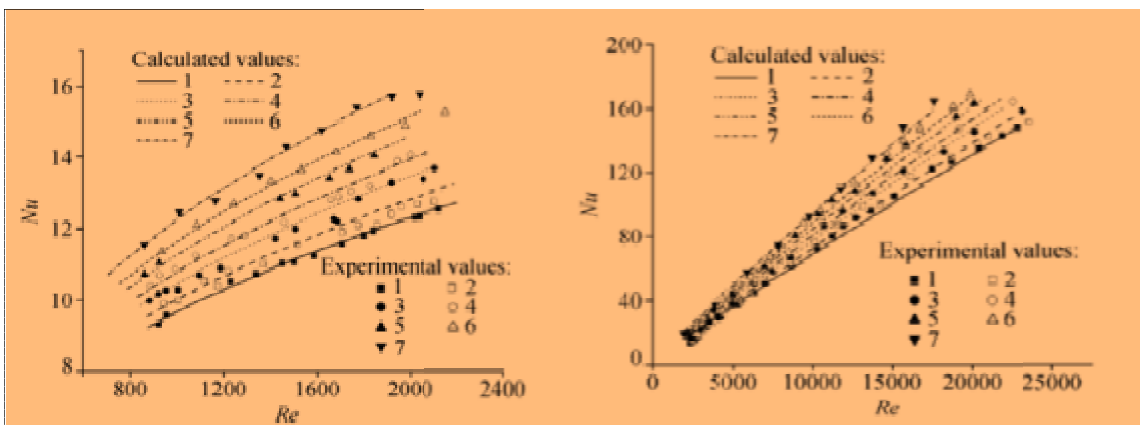
Η θερμική διαχυτικότητα του νανορευστού a_{nf} στις εξισώσεις (2.28) και (2.30) καθορίζεται ως:

$$a_{nf} = \frac{k_{nf}}{(r c_p)_{nf}} = \frac{k_{nf}}{(1-f)(r c_p)_f + f(r c_p)_d} \quad (2.31)$$

όπου u_m είναι η κύρια ταχύτητα, D η διάμετρος του σωλήνα, u_{nf} η ταχύτητα του νανορευστού, d_p η κύρια διάμετρος του νανοσωματιδίου και k_{nf} θερμική αγωγιμότητα του νανορευστού.



Σχήμα 2.6: Συντελεστής τριβής νανορευστού για στρωτή ροή (αριστερά) και τυρβώδη ροή (δεξιά) [26].



Σχήμα 2.7: Σύγκριση μεταξύ των μετρούμενων δεδομένων και των υπολογισμένων τιμών για στρωτή (αριστερή) και τυρβώδη ροή (δεξιά). Υπολογισμένες τιμές: 1, 0.3% 2, 0.5% 3, 0.8% 4, 1.0% 5, 1.2% 6, 1.5% 7, 2.0%. Πειραματικές τιμές: 1, 0.3% 2, 0.5% 3, 0.8% 4, 1.0% 5, 1.2% 6, 1.5% 7, 2.0% [26].

Σε σύγκριση με τη συσχέτιση μεταφοράς θερμότητας για τη συμβατική μονοφασική ροή, το κλάσμα όγκου ϕ των αιωρούμενων νανοσωματιδίων και ο αριθμός Peclet εμπλέκονται στην παραπάνω έκφραση.

Ο αριθμός Peclet περιγράφει την επίδραση της θερμικής διασποράς που προκαλείται από μικροσυναγωγή και μικροδιάχυση των αιωρούμενων νανοσωματιδίων. Η περίπτωση $c_2=0$ αναφέρεται στο μηδενική θερμική διασπορά, η οποία αντιστοιχεί στην περίπτωση της καθαρής βάσης ρευστού.

Με ένα σύνολο πειραματικών δεδομένων της Nu_{nf} και ϕ , Pe_d , Re_{nf} και Pr_{nf} , τους συντελεστές C_1 και C_2 , καθώς και οι εκθέτες m_1 , m_2 και m_3 στον παραπάνω τύπο, βρίσκονται

είτε για την στρωτή ή τυρβώδη ροή από τη μείωση των δεδομένων, όπως φαίνεται στη σχέση (2-12) αλλά και από την παρακάτω σχέση:

$$Nu_{nf} = 0.0059(1.0 + 7.6286\phi^{0.6886} Pe_d^{0.001}) Re_{nf}^{0.9238} Pr_{nf}^{0.4} \quad (\text{για τυρβώδη ροή}). \quad (2.32)$$

Τα σχήματα 2.10 και 2.11 δίνουν τα υπολογιζόμενα αποτελέσματα των νανορευστών δείγματος με τις εξισώσεις (2.12) και (2.32), αντίστοιχα. Σύγκριση δείχνει ότι τα υπολογιζόμενα αποτελέσματα είναι σε καλή σύμπτωση με τα πειραματικά αποτελέσματα με μόνο το 8% διαφοράς αποκαλύπτοντας ότι η εξίσωση (2.26) ορθώς λαμβάνει υπόψη τους κύριους παράγοντες που επηρεάζουν τη μεταφορά θερμότητας του νανορευστού και μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να προβλέψει το συντελεστή μεταφοράς θερμότητάς του.

2.4 Απόδοση θερμικών και ψυκτικών συστημάτων

Οι Kulkarni D.P., Praveen K., κ.α., (2008) [10] ερεύνησαν νανορευστά αποτελούμενα από νανοσωματίδια διοξειδίου του πυριτίου (SiO_2) εναιωρημένα σε αιθυλενογλυκόλη και νερό με αναλογία 60:40 κατά βάρος, για την μεταφορά θερμότητας και τη δυναμική επίδοση υγρών. Αρχικά, διερευνήθηκαν σε διάφορες θερμοκρασίες οι ρεολογικές ιδιότητες των διαφόρων ποσοστών όγκου SiO_2 νανορευστών. Ερευνήθηκε η επίδραση της διαμέτρου του σωματιδίου (20nm, 50nm, 100nm) στο ιξώδες του υγρού. Ύστερα, έλαβαν χώρα πειράματα που διεξήχθησαν για να διερευνηθεί η ενίσχυση μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή των νανορευστών στην τυρβώδη ροή, χρησιμοποιώντας τις τιμές ιξώδους που έχουν μετρηθεί.

Το πειραματικό σύστημα δοκιμάστηκε για πρώτη φορά με μείγμα αιθυλενογλυκόλης / νερού για να επιτευχθεί συμφωνία με την εξίσωση Dittus-Boelter για τον αριθμό Nusselt και την εξίσωση Blasius του συντελεστή τριβής. Παρατηρήθηκε αύξηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας λόγω νανορευστών για διάφορες συγκεντρώσεις του όγκου, ενώ η απώλεια πίεσης παρατηρήθηκε να αυξάνεται με κατ'όγκο συγκέντρωση νανοσωματιδίων. Τέλος, παρατηρήθηκαν τυπικές ποσοστιαίες αυξήσεις του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας, απώλεια πίεσης για σταθερό αριθμό Reynolds και ότι η αύξηση στη διάμετρο σωματιδίου αυξάνει τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.

Αρχικά, διερευνήθηκε το ιξώδες της αιθυλενογλυκόλης και του νερού με διαφορετικά ογκομετρικά ποσοστά νανοσωματιδίων SiO_2 σε μία περιοχή θερμοκρασιών από $-35^\circ C$ έως $50^\circ C$. Στο δεύτερο μέρος, διερευνήθηκαν τα χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας. Από παλαιότερες πειραματικές έρευνες, έχει αποδειχθεί η ενίσχυση των συντελεστών μεταφοράς θερμότητας των νανορευστών πάνω από την βάση των καθαρών υγρών.

Η αποτελεσματική θερμική αγωγιμότητα για νανορευστά παρουσιάστηκε από την εξίσωση Hamilton και Crosser [19] και έχει τη μορφή:

$$k_{nf} = k_f \frac{\hat{e} \dot{k}_s + (n-1)k_f - (n-1)f(k_f - k_s)}{\hat{e} k_s + (n-1)k_f + f(k_f - k_s)} \frac{\dot{u}}{\hat{u}} \quad (2.33)$$

Σύμφωνα με τους Pak και Cho [34] ακολούθησαν οι παρακάτω συσχετισμοί για διάφορες ιδιότητες των νανορευστών:

1. Η αποτελεσματική πυκνότητα του νανορευστών δίνεται ως εξής:

$$r_{nf} = (1-f)r_f + fr_s \quad (2.34)$$

όπου η ογκομετρική συγκέντρωση δίνεται από:

$$f = \frac{1}{(100/f_m)(r_s/r_f) + 1} (100\%) \quad (2.35)$$

2. Το σχετικό ιξώδες των νανορευστών δίνεται από τον Batchelor

$$\eta_r = \frac{\eta_{nf}}{\eta_f} = 1 + 2.5f + 6.25f^2 \quad (2.36)$$

3. Η αποτελεσματική ειδική θερμότητα των νανορευστών δίνεται από τον Buongiorno:

$$C_{pnf} = \frac{fr_s C_{ps} + (1-f)r_f C_{pf}}{r_{nf}} \quad (2.37)$$

Το ιξώδες αυξάνεται κατά 100 φορές για έναν όγκο σωματιδίων 10% για νανοσωματίδια $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$ διαλυμένα σε νερό, όπως φαίνεται από τους Pak και Cho [34]. Τα πειράματα που έγιναν στις ρεολογικές ιδιότητες των νανορευστών οξειδίου του χαλκού από τους Kulkarni κ.ά. (2008) [10], δείχνουν ότι το ιξώδες του νανορευστού είναι περίπου 100cP για μια συγκέντρωση όγκου σωματιδίων 15%, ενώ για το καθαρό νερό, οι τιμές είναι περίπου 1-2cP σε 298 Kelvin. Σε μελέτες μεταφοράς θερμότητας, οι Li και Xuan [26] παρουσιάζουν 2 εξισώσεις για τον αριθμό των Nusselt των νανορευστών.

Ο αριθμός των σωματιδίων Peclet Pe_d περιγράφει την επίδραση της θερμικής διασποράς που προκαλείται από μικροδιάχυση των αιωρούμενων νανοσωματιδίων.

$$Nu_{nf} = 0.4328(1.0 + 11.285f^{0.754} Pe^{0.001}) Re_{nf}^{0.333} Pr_{nf}^{0.4} \quad (\text{Για στρωτή ροή}) \quad (2.38)$$

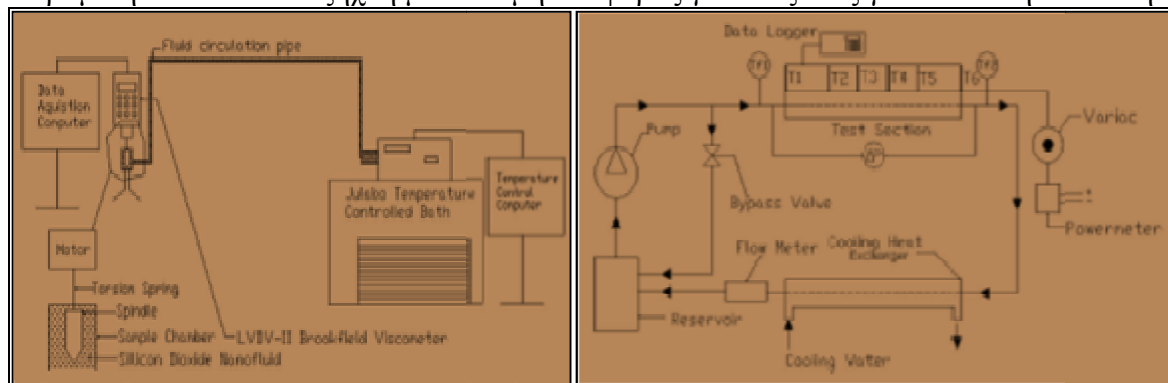
$$Nu_{nf} = 0.0059(1.0 + 7.628f^{0.6886} Pe^{0.001}) Re_{nf}^{0.9238} Pr_{nf}^{0.4} \quad (\text{Για τυρβώδης ροή}) \quad (2.39)$$

$$\text{όπου } Pe_d = \frac{u_m d_p}{a_{nf}}; Re_{nf} = \frac{u_m d}{n_{nf}}; Pr_{nf} = \frac{n_{nf}}{a_{nf}}; a_{nf} = k_{nf} / (r_{nf} \times C_{pnf})$$

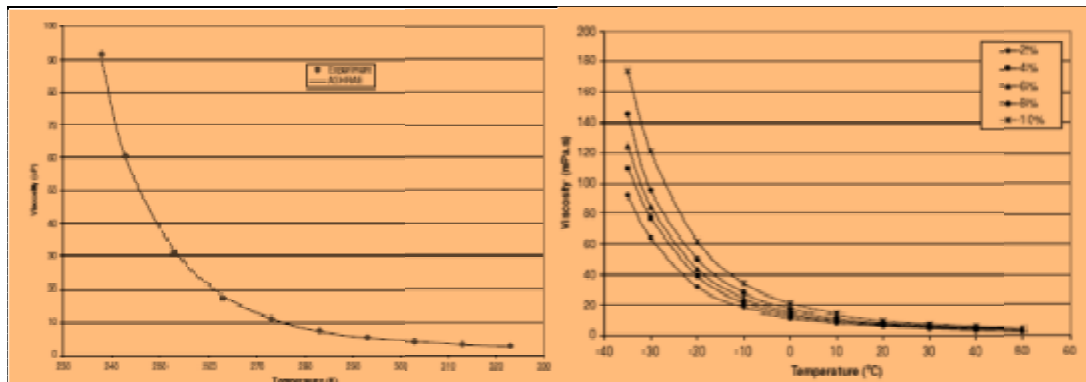
και ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή είναι:

$$h_{nf} = (Nu_{nf} \times k_{nf}) / d \quad (2.40)$$

Η πειραματική διάταξη για τη μέτρηση του ιξώδους νανοσωματιδίων SiO₂ σε μίγμα αιθυλενογλυκόλης / νερού διεξήχθη με τη χρήση ενός ιξωδόμετρου LVDV-II +Brookfield, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.9. Αυτή η εγκατάσταση περιλαμβάνει το λουτρό ελέγχου θερμοκρασίας που επιτρέπει μεταβολή της θερμοκρασίας του δείγματος από -35°C σε 50°C για αυτό το πείραμα. Το εύρος μέτρησης του ιξώδους του μοντέλου LVDV-II είναι 1 mPa.s έως 2 × 10⁶ mPa.s, το οποίο περιλαμβάνει τις αναμενόμενες τιμές στο θερμοκρασιακό εύρος αυτού του πειράματος. Η ακρίβεια του ελέγχου της θερμοκρασίας για το μέσο αυτό είναι ± 0.1°C. Η θερμοκρασία κατάψυξης του αιθυλενογλυκόλης και νερού (60:40) είναι περίπου -45°C. Ως εκ τούτου, ως προφύλαξη, η χαμηλότερη θερμοκρασία που χρησιμοποιείται στο πείραμα ήταν -35°C. Διεξήχθη μια δοκιμή αναφοράς για το ιξώδες για να επαληθεύσει την



Σχήμα 2.8: Πειραματική εγκατάσταση μέτρησης ιξώδους νανορευστού (αριστερά). Παραστατικό διάγραμμα πειραματικής συσκευής νανορευστού, T = θερμοζεύγη, ΔP =μετατροπέας διαφορικής πίεσης (δεξιά) [5].



Σχήμα 2.9: Σύγκριση τιμής ιξώδους ASHRAE με μείγμα 60:40 αιθυλενογλυκόλης και νερού και πειραματικά δεδομένα (αριστερά). Πειραματικές τιμές ιξώδους σε διάφορα επίπεδα συγκεντρώσεων από 50 nm νανορευστό διοξείδιο του πυριτίου με εκτιμώμενη θερμοκρασία (δεξιά).[6]

ακρίβεια των πειραμάτων. Τα αποτελέσματα φαίνονται στο Σχήμα 2.11, επιβεβαιώνοντας ότι τα πειραματικά δεδομένα για μίγμα νερού αιθυλενογλυκόλης ταιριάζουν καλά με την ASHRAE. Περίπου 8 στις 14 μετρήσεις του ιξώδους καταγράφηκαν σε διάφορους ρυθμούς διάτμησης σε συγκεκριμένες θερμοκρασίες για κάθε συγκέντρωση όγκου νανορευστού. Από τα αποτελέσματα, παρήχθη η πλοκή του ιξώδους, το οποίο παρουσιάζεται στο Σχ 2.12. Για 5 διαφορετικές συγκεντρώσεις που κυμαίνονται από 2 έως 10% και 10 θερμοκρασίες που κυμαίνονται από 35°C έως 50°C (σημεία δεδομένων), αναπτύχθηκε μια εκθετική συσχέτιση για το ιξώδες του νανορευστού SiO₂:

$$\log(\eta_f) = Ae^{-BT} \quad (2.41)$$

όπου A, B είναι συναρτήσεις του όγκου επί τοις εκατό φ και κυμαίνονται από 2 έως 10% και T είναι η θερμοκρασία σε Kelvin που κυμαίνονται από 238 – 323K. Πιο αναλυτικά οι παράγοντες A, B υπολογίζονται από τους τύπους:

$$A = 0.2339f^3 - 3.8943f^2 + 7.1232f + 155.06$$

με $R^2 = 0.9904$ (2.42)

και

$$B = -7 \times 10^{-6}f^2 - 0.0004f + 0.0192$$

με $R^2 = 0.9925$ (2.43)

Αυτή η συσχέτιση ακολουθεί μια λογαριθμική έκφραση παρουσιάζοντας για το ιξώδες πολλών υγρών από τον Yaws. Χρησιμοποιήθηκε σε μετέπειτα υπολογισμούς για τον αριθμό Reynolds και τον αριθμό Prandtl.

Για τη μελέτη μεταφοράς θερμότητας και τα χαρακτηριστικά των διαφόρων νανορευστών μέσω ενός σωλήνα ροής κατασκευάστηκε μια πειραματική συσκευή που παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.10. Αποτελείται από μια αντλία στροβίλου, το τμήμα δοκιμής μεταφοράς θερμότητας, ένα σύστημα αντιρροής ψύξης του εναλλάκτη θερμότητας, ροόμετρο, μορφοτροπέα διαφορικής πίεσεως, την βαλβίδα παράκαμψης, δεξαμενή και το καταγραφικό. Το σύστημα δοκιμής έχει σχεδιαστεί με τέτοιο τρόπο ώστε ένας μικρός όγκος του νανορευστού να είναι επαρκής για τη διερεύνηση της απόδοσης μεταφοράς θερμότητας του νανορευστού. Το τμήμα δοκιμής μεταφοράς θερμότητας είναι ένας ευθύς σωλήνας χαλκού με εξωτερική διάμετρο 4.76 mm, εσωτερική διάμετρο 3.14 mm και μήκος 1m.

Έξι θερμοστοιχεία τύπου-T (χαλκού) είναι τοποθετημένα στην επιφάνεια του σωλήνα κατά μήκος τη μέτρησης της θερμοκρασίας τοιχώματος. Δύο θερμομετρικοί στην είσοδο και την έξοδο του τμήματος δοκιμής μέτρησης της θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου του νανορευστού. Δύο πλαστικά εξαρτήματα στο τμήμα εισόδου και εξόδου του σωλήνα χαλκού παρέχουν ένα θερμικό εμπόδιο για αξονική θερμική αγωγιμότητα. Για τυρβώδη ροή, το υδροδυναμικό και θερμικό μήκος εισόδου σε ένα σωλήνα είναι $X / d = 10$. Σε αυτή την πειραματική διάταξη, το μήκος αυτό είναι 3.14cm, πέραν της οποίας λαμβάνονται όλες οι μετρήσεις για να εξασφαλιστεί ότι οι μετρήσεις είναι σε πλήρως ανεπτυγμένες περιοχές.

Για την επίτευξη οριακής συνθήκης συνεχούς ροής θερμότητας, το τμήμα δοκιμής θερμαίνεται ηλεκτρικά με τέσσερις αντιστάσεις ταινίας ικανά να μεταφέρουν 1 KW η κάθε μία. Για να μετρηθεί με ακρίβεια η ισχύς, τέσσερις μετρητές ενέργειας χρησιμοποιούνται και είναι συνδεδεμένοι με τέσσερις μπαταρίες. Για να ελαχιστοποιηθεί η απώλεια θερμότητας από το τμήμα δοκιμής μεταφοράς θερμότητας στον αέρα του περιβάλλοντος, το σύστημα δοκιμής είναι μονωμένο από 10cm ίνες γυαλιού. Ένας εναλλάκτης θερμότητας τεσσάρων περασμάτων και ένας σωλήνας αντιρροής ψύχουν τα νανορευστά ώστε να διατηρηθεί η θερμοκρασία εισόδου ρευστού σταθερή, χρησιμοποιώντας νερό. Μία βαλβίδα παράκαμψης ελέγχει το ρυθμό και την κυκλοφορία του νανορευστού.

Κατά τη διάρκεια των πειραμάτων μετρήθηκαν οι θερμοκρασίες του τοιχώματος του σωλήνα, της εισόδου ρευστού και οι θερμοκρασίες εξόδου, ο ογκομετρικός ρυθμός ροής του ρευστού, και η ισχύς που παρέχεται. Χρησιμοποιώντας αυτά τα δεδομένα, η συναγωγή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του νανορευστού (HNF) καθορίζεται ως εξής:

$$h_{nf} = \frac{q}{T_w - T_f} \quad (2.44)$$

όπου T_w είναι η μέση θερμοκρασία του τοιχώματος, T_f είναι ο μέσος όρος θερμοκρασιών της εισόδου και εξόδου του ρευστού, και το q είναι η ροή θερμότητας που παρέχεται στο τμήμα της δοκιμής. Η ροή θερμότητας που παρέχεται μπορεί να εξομοιωθεί με θερμότητα που αποκτήθηκε από το ρευστό και ρέει μέσω του τμήματος δοκιμής. Δίνεται ως:

$$q = m C_p \Delta T_f \quad (2.45)$$

όπου m είναι ο ρυθμός ροής μάζας, C_p είναι ειδική θερμότητα του νανορευστού και ΔT_f είναι η διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της εισόδου και εξόδου του νανορευστού.

Έλεγχοι μεταξύ των εξισώσεων (2.45) και (2.46) έδειξαν πως υπάρχει συμφωνία εντός του 5%. Μέρος αυτής της διαφοράς αποδόθηκε στην απώλεια θερμότητας προς το περιβάλλον. Μια ανάλυση πεπερασμένων στοιχείων από τον Das κ.ά. εκτιμά ότι η απώλεια θερμότητας μέσω της μόνωσης είναι περίπου 2%. Πριν τον προσδιορισμό του συντελεστή συναγωγής μεταφοράς θερμότητας από ένα νανορευστό, η συσκευή βαθμονομήθηκε χρησιμοποιώντας μίγμα αιθυλενογλυκόλης / νερού. Τα πειραματικά αποτελέσματα συγκρίθηκαν με την εξίσωση Dittus- Boelter [12] και δίνονται παρακάτω για πλήρως ανεπτυγμένη τυρβώδη ροή:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2.46)$$

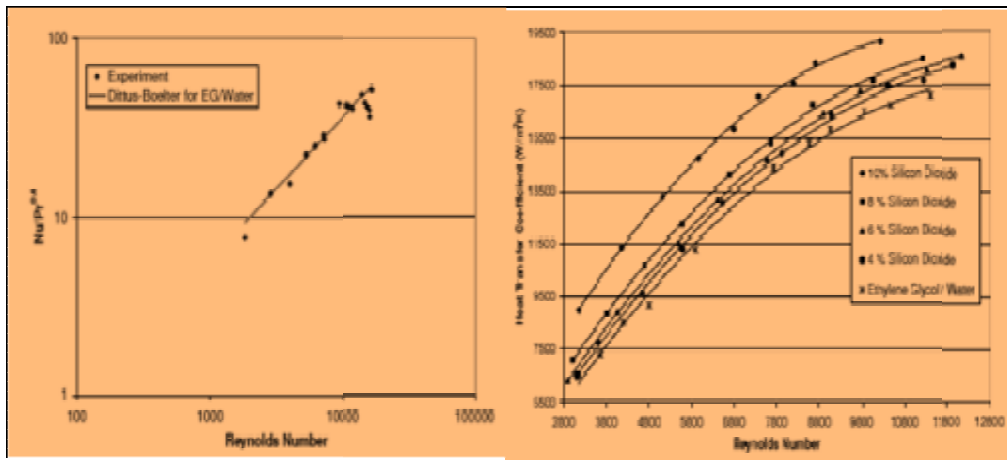
Η εξίσωση (2.47) αναπτύχθηκε για $0.7 \leq Pr \leq 120$, $2500 \leq Re \leq 1.24 \times 10^5$ και $L / d > 60$ για το υγρό που θερμαίνεται. Όλες αυτές οι προϋποθέσεις πληρούνται στα πειράματα. Το Σχήμα 2.18 δείχνει ότι τα πειραματικά αποτελέσματα και οι αξίες που ελήφθησαν από την εξίσωση Dittus-Boelter(1930) [12] είναι συγκρίσιμα. Η μέση απόκλιση μεταξύ Dittus-Boelter και των πειραματικών τιμών είναι περίπου 8.9%, με μέγιστη απόκλιση 20% για αριθμό Reynolds 15.400. Για να διασφαλιστεί η συνοχή, οι δοκιμαστικές διαδρομές επαναλήφθηκαν, και τα αποτελέσματα ήταν παρόμοια ώστε να αναπαράγονται με ακρίβεια. Τα δείγματα νανορευστού παρασκευάστηκαν με ανάμιξη μίγματος αιθυλενογλυκόλης / νερού και πυκνά διαλύματα νανοσωματιδίων SiO_2 και εναιωρήθηκαν σε αιθυλενογλυκόλη. Οι συγκεντρώσεις του διαφορετικού όγκου νανοσωματιδίων (10%, 8%, 6%, 4%, και 2%) παρασκευάστηκαν με την προσθήκη μιας υπολογισμένης μάζας νανορευστού με ισοζύγιο μάζας ακριβείας. Διάμετροι σωματιδίου 20 nm, 50nm, και 100nm χρησιμοποιήθηκαν για να προσδιοριστεί η επίδραση του μεγέθους των σωματιδίων για τα χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας και πτώση πίεσης. Στην παρούσα μελέτη, ο αριθμός Reynolds κυμαινόταν από 3.000 έως 12.000.

Σε αυτό το πείραμα, η αβεβαιότητα των πειραματικών αποτελεσμάτων δεδομένων από τα σφάλματα μέτρησης των παραμέτρων, όπως ο ρυθμός ροής όγκου, το ιξώδες, και της θερμοκρασίας, (βλ. Xuan και Li ([51])). Για το πείραμα μεταφοράς θερμότητας, το h υπολογίστηκε από μελέτες του μετρητή ροής όγκου και θερμοστοιχείων:

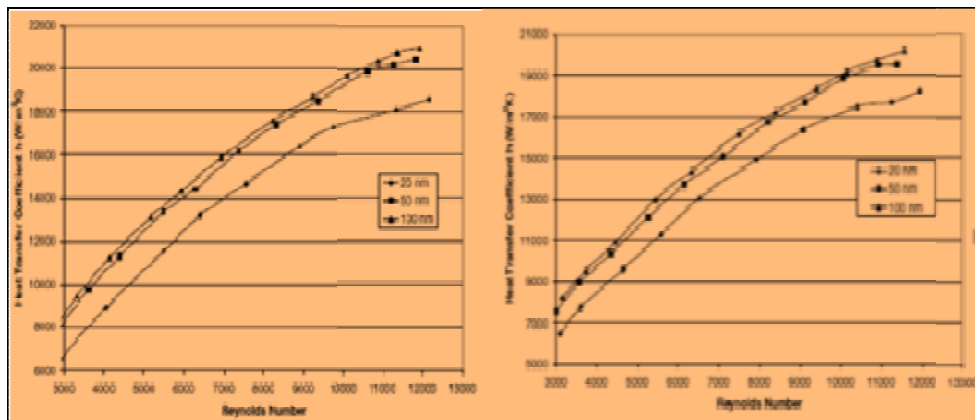
$$\frac{dh}{h} = \sqrt{\frac{\partial T}{\partial T} \frac{\partial \dot{V}}{\partial \dot{V}} + \frac{\partial V}{\partial V} \frac{\partial \dot{V}}{\partial \dot{V}}} \quad (2.47)$$

Η ακρίβεια των θερμοστοιχείων ήταν ± 0.5 °C. Η ακρίβεια του μετρητή όγκου ροής ήταν ± 2.0 °C. Η αβεβαιότητα του πειράματος μεταφοράς θερμότητας είναι μικρότερη από 3%. Οι αριθμοί Reynolds υπολογίστηκαν από τις μετρήσεις της ογκομετρικής μετρητή ροής και από το ιξώδες. Για την μέτρηση του ιξώδους, το όργανο βαθμονομήθηκε με τη χρήση τυποποιημένων ρευστών σιλικόνης Brook-field γνωστών ιξώδους, και λήφθηκε σφάλματος 2%.

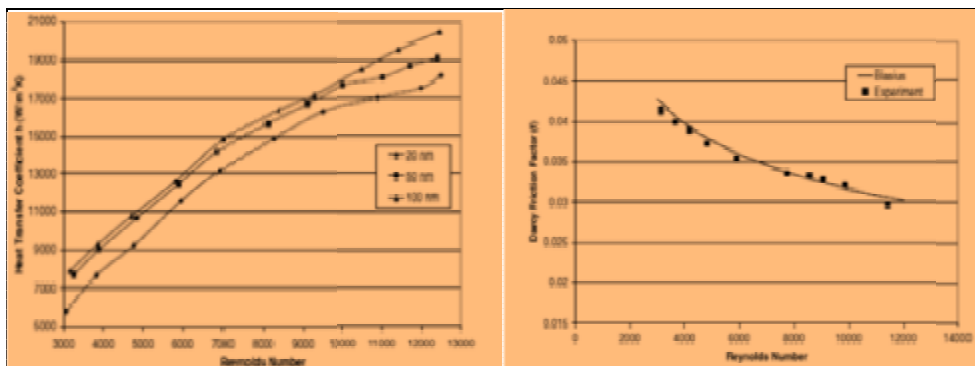
$$\frac{d(Re)}{Re} = \sqrt{\frac{\alpha D m \dot{\omega}^2}{\epsilon m \dot{\omega}} + \frac{\alpha D V \dot{\omega}^2}{\epsilon V \dot{\omega}} + \frac{\alpha D T \dot{\omega}^2}{\epsilon T \dot{\omega}}} \quad (2.48)$$



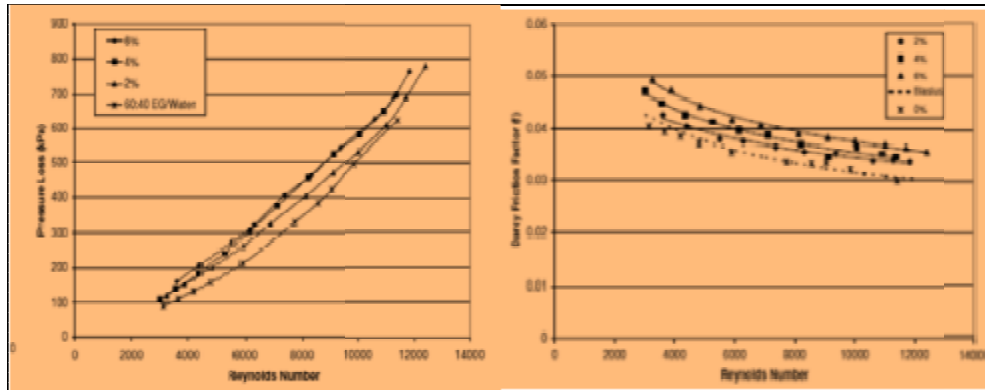
Σχήμα 2.10: Σύγκριση των πειραματικών αποτελεσμάτων με την εξίσωση Dittus – Boettler για μείγμα αιθυλενογλυκόλης/νερού (αριστερά). Συντελεστής συναγωγής μεταφοράς θερμότητας νανορρευτού διοξειδίου του πυριτίου (20nm) στο μείγμα αιθυλενογλυκόλης και νερού (δεξιά).[10]



Σχήμα 2.11: Επίδραση της διαμέτρου του νανοσωματιδίου στα χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας με 6% νανοσωματίδια διοξειδίου του πυριτίου σμείγμα αιθυλενογλυκόλης/νερού (αριστερά). Επίδραση της διαμέτρου με 4% νανοσωματίδια στο ίδιο μείγμα (δεξιά) [10].



Σχήμα 2.12: Επίδραση της διαμέτρου του νανοσωματιδίου στα χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας με 2% νανοσωματίδια διοξειδίου του πυριτίου στο μείγμα αιθυλενογλυκόλης/νερού (αριστερά). Σύγκριση του συντελεστή τριβής Darcy της εξίσωσης Blasius και των πειραματικών δεδομένων για μείγμα αιθυλενογλυκόλης/νερού σε τυρβώδες καθεστώς (δεξιά) [10].



Σχήμα 2.13: Πτώση πίεσης του νανορευστού με διαφορετικές συγκεντρώσεις με 50 nm νανοσωματιδίων SiO₂ (αριστερά). Σύγκριση του συντελεστή τριβής Darcy για διαφορετική συγκέντρωση 50% διοξειδίου του πυριτίου (δεξιά) [10].

Επομένως, η αβεβαιότητα σε αριθμό Re είναι μικρότερη από 3%. Η απώλεια πίεσης μετράται απευθείας με διαφορικό μετατροπέα πίεσης Omega. Η ακρίβεια αυτού του μετατροπέα είναι ± 0.25%.

2.4.1 Αποτελέσματα για τις μετρήσεις μεταφοράς θερμότητας

Το Σχήμα 2.14 δείχνει τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή νανοσωματιδίων SiO₂ διαστάσεων 20nm που διασπείρονται σε ένα μίγμα αιθυλενογλυκόλης / νερού για διάφορους αριθμούς Reynolds στο στροβιλώδη σύστημα. Τα πειραματικά αποτελέσματα δείχνουν ότι υπάρχει μια αύξηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του ρευστού με βάση την προσθήκη των νανοσωματιδίων. Για παράδειγμα, οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή αυξάνονται κατά 16% με την προσθήκη νανοσωματιδίων σε συγκέντρωση 10% SiO₂ για Re = 10200. Τα σχήματα 2.15-2.17 δείχνουν ότι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας αυξάνεται με το μέγεθος των σωματιδίων. Παρόμοια παρατήρηση παρουσιάστηκε από τους Li και Xuan [27].

Για τα σωματίδια μεγαλύτερης διαμέτρου, το ιξώδες μειώνεται, προκαλώντας αύξηση του αριθμού Reynolds. Ταυτόχρονα, για μεγαλύτερα σωματίδια, ο αριθμός των σωματιδίων αυξάνεται κατά Peclet. Τα συνδυασμένα αποτελέσματα αυτών των αυξήσεων προκαλούν στον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας μια υψηλότερη τιμή για τα μεγαλύτερα σωματίδια. Η ενίσχυση που προκαλείται από τους αριθμούς Reynolds και Peclet στη μεταφορά θερμότητας έχει πολύ μεγαλύτερο μέγεθος από την αυξημένη επιφάνεια και επίδραση των μικρότερων σωματιδίων. Από το Σχήμα 2.17, έχει καθοριστεί ότι για μία συγκέντρωση 6% νανορευστού με διάμετρο σωματιδίων 100nm, είναι ικανό να αυξήσει το h κατά 12% σε αριθμό Reynolds από 10.000.

2.4.2 Μέτρηση πτώσης πίεσης

Μια δοκιμή αναφοράς πραγματοποιήθηκε με μίγμα αιθυλενογλυκόλης / νερού π.χ. για μετρήσεις απώλειας πίεσης. Το Σχήμα 2.18 δείχνει τη σύγκριση των πειραματικών δεδομένων με τον συντελεστή τριβής Darcy και εκφράζεται μέσω της εξίσωσης Blasius.

$$f = 4C_f = 4(0.0791Re^{-1/4}) \tag{2.49}$$

Αυτός ο μέσος όρος της απόκλισης μεταξύ των τιμών που λαμβάνονται από την εξίσωση Blasius και από τις πειραματικές τιμές είναι περίπου 3%, με μέγιστη απόκλιση 6.3% για αριθμό Reynolds 11.400. Από ρεολογικές μετρήσεις, παρατηρήθηκε ότι το ιξώδες μειώνεται με την αύξηση του μεγέθους των σωματιδίων

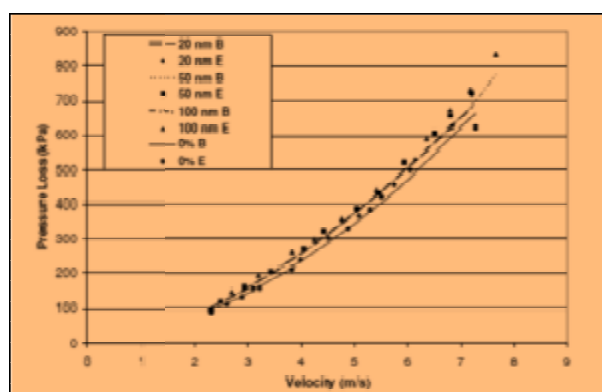
Το σχήμα 2.19 απεικονίζει την μέτρηση της απώλειας πίεσης κατά μήκος του τμήματος δοκιμής. Οι μετρήσεις δείχνουν ότι καθώς η συγκέντρωση των αυξήσεων του νανορευστού, η απώλεια πίεσης είναι αυξημένη. Αυτό είναι συνεπές με την αύξηση του ιξώδους που φαίνεται στο Σχήμα 2.12. Σε έναν αριθμό Reynolds τουλάχιστον 10.000, η απώλεια πίεσης είναι υψηλότερη για νανορευστό με συγκέντρωση 6% από τη βάση του ρευστού.

Το Σχήμα 2.20 απεικονίζει τη μεταβολή του αδιάστατου συντελεστή τριβής f Darcy με αριθμό Reynolds. Η μεταβολή του f με συγκέντρωση πρέπει να προβληθεί μέσω της Εξίσωσης (2.49). Ο συντελεστής τριβής συσχετίζεται από τον White και είναι:

$$f = \frac{DP(2d)}{\rho LV^2} \quad (2.50)$$

Από το σχήμα 2.12, φαίνεται ότι αυξάνεται η συγκέντρωση μ . Όταν η συγκέντρωση είναι υψηλότερη, η απώλεια πίεσης είναι υψηλότερη. Ως εκ τούτου από την εξίσωση (2.49), το f είναι υψηλότερο για υψηλότερη συγκέντρωση, όπως παρατηρείται στο Σχήμα 2.20.

Το Σχήμα 2.21 δείχνει την επίδραση της απώλειας πίεσης έναντι της ταχύτητας για διαφορετικές διαμέτρους σωματιδίων. Οι γραμμές αυτές είναι θεωρητικές τιμές που προκύπτουν από την εξίσωση Blasius (B), και τα σύμβολα σύμφωνα με το μύθο E αντιπροσωπεύουν τις πειραματικές τιμές. Παρατηρήθηκε ότι καμία αισθητή αλλαγή στην απώλεια πίεσης επήλθε για διαφορετικές νανοσωματίδια διαμέτρου. Αυτό οφείλεται στην μικρή μεταβολή του ιξώδους σε σχέση με διαμέτρους σωματιδίων. Το ιξώδες επηρεάζεται πολύ περισσότερο από την συγκέντρωση των σωματιδίων, παρά από τις διαμέτρους των σωματιδίων. Επιπλέον, αυτή η παρατήρηση αφορά ένα τμήμα του μήκους δοκιμής(1m) και σε υψηλότερη περιοχή θερμοκρασιών. Η μεταβολή του ιξώδους από 20 nm έως 100 nm είναι μικρή, και η επίδρασή του στην εξίσωση Blasius στην Εξίσωση (2.48) είναι επίσης μικρή, δείχνοντας ότι οι τρεις καμπύλες για 20, 50, και 100 nm πρακτικά συμπίπτουν μεταξύ τους. Ωστόσο, επειδή η συγκέντρωση νανορευστού είναι 6% έχει υψηλότερο ιξώδες από το καθαρό μίγμα αιθυλενογλυκόλης / νερού, αυτή η καμπύλη και τα πειραματικά σημεία δεδομένων έχουν πέσει πάνω από την καθαρή γραμμή βάσης του ρευστού.



Σχήμα 2.14: Αποτέλεσμα του μεγέθους σωματιδίου στην απώλεια πίεσης από 6% νανορευστό διοξείδιο πυριτίου [10].

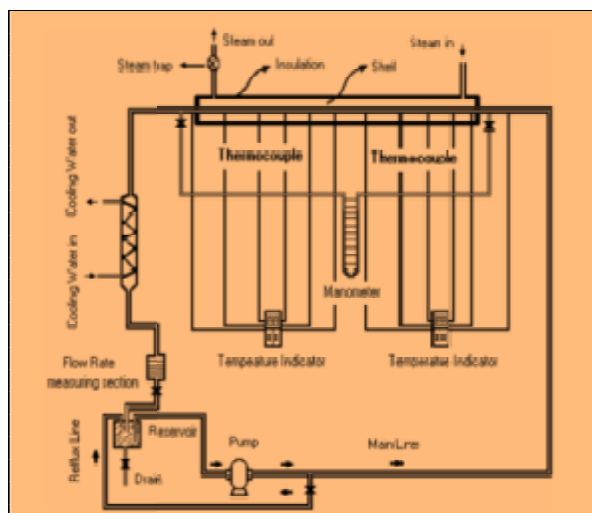
2.5 Πειραματική εγκατάσταση μεταφοράς θερμότητας

Οι Heris, Esfahany και Etemad (2007) [18] εξέτασαν πειραματικά στρωτή ροή εξαναγκασμένης μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή νανορευστού Al_2O_3 / H_2O , εντός κυκλικού σωλήνα με σταθερή θερμοκρασία τοιχώματος.

Προκειμένου να μελετηθεί η μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή υπό σταθερή οριακή συνθήκη θερμοκρασίας τοιχώματος, σχεδιάστηκε μια πειραματική διάταξη (Εικ. 2.27). Η πειραματική διάταξη αποτελείται από ένα βρόχο ροής που περιέχει πολλά τμήματα, όπως η θερμοκρασία, η πίεση και η ταχύτητα ροής μέτρησης μονάδων θέρμανσης και ψύξης, και τμήματα για τη ροή και τον έλεγχο του συστήματος. Ένα γυάλινο δοχείο δυο λίτρων εξοπλισμένο με βαλβίδα αποστράγγισης χρησιμοποιείται ως δοχείο υγρού. Για τον έλεγχο του ρυθμού ροής του υγρού χρησιμοποιείται μια γραμμή με κάθετο ψυκτήρα με μία βαλβίδα.

Τα τμήματα δοκιμής αποτελούνται από δακτυλιοειδή σωλήνα 1m, ο οποίος κατασκευάστηκε από χάλκινο σωλήνα στο εσωτερικό διαμέτρου 6mm με πάχος 0.5mm και ανοξειδωτο χάλυβα στο εξωτερικό διάμετρο 32mm σωλήνα. Το ναορευστό που ρέει μέσα στον εσωτερικό σωλήνα τίθεται σε δακτυλιοειδές τμήμα, το οποίο δημιουργεί σταθερή οριακή συνθήκη θερμοκρασίας τοιχώματος. Μια παγίδα ατμού έχει εγκατασταθεί στη γραμμή εξόδου του ατμού. Ο εξωτερικός σωλήνας είναι μονωμένος με ίνες γυαλιού. Για εξασφάλιση ισοθερμικής κατάστασης στο όριο και στη μέτρηση της θερμοκρασίας τοιχώματος, 10 θερμοστοιχεία τύπου-k συγκολλήθηκαν επί του εσωτερικού τοιχώματος του σωλήνα σε ισαπέχουσες 10cm μεταξύ τους αποστάσεις. Δύο θερμοστοιχεία τύπου-κ εισάγονται εντός της ροής στην είσοδο και την έξοδο του τμήματος δοκιμής για τη μέτρηση της θερμοκρασίας των ναορευστών.

Για τη μέτρηση της πτώση πίεσης κατά μήκος του τμήματος δοκιμής χρησιμοποιείται ένα μανόμετρο. Το ρευστό εγκαταλείπει το τμήμα δοκιμών, περνώντας μέσα από τον εναλλάκτη θερμότητας στον οποίο το νερό χρησιμοποιείται ως ψυκτικό υγρό και στη συνέχεια εισέρχεται στο τμήμα ροής μέτρησης. Το τμήμα ροής μέτρησης αποτελείται από γυάλινα δοχεία 300 cm³ με μια βαλβίδα στο κάτω μέρος. Ο ρυθμός ροής μετρήθηκε απ' ευθείας από το χρόνο που απαιτείται για να γεμίσει το γυάλινο δοχείο. Μετά την ένεση του ναορευστού με καθορισμένη συγκέντρωση σε ρεζερβουάρ, ξεκινούν η αντλία και το σύστημα ψύξης. Στη συνέχεια, η γραμμή ατμού ανοίγει για να αυξηθεί η θερμοκρασία του τοιχώματος του σωλήνα. Μετά από 30 λεπτά, το σύστημα έφθασε σε σταθερή κατάσταση.



Σχήμα 2.15: Απεικόνιση της πειραματικής διάταξης.[18]

Ο ρυθμός ροής ρυθμίστηκε με τη χρήση βαλβίδας στη γραμμή παλινδρόμησης και οι δοκιμές επαναλήφθηκαν για 14 συγκεντρώσεις του ρυθμούς ροής. Κατά τη διάρκεια των δοκιμών, μετρήθηκε ο ρυθμός ροής εισόδου και εξόδου της θερμοκρασίας του ναορευστού. Τα θερμοζεύγη έχουν μέγιστη ακρίβεια 0.1 °C και έχουν βαθμονομηθεί. Η αβεβαιότητα της μέτρησης της θερμοκρασίας και του ρυθμού ροής είναι 1% και 2%, αντίστοιχα.

2.5.1 Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας (HTC)

Η απόδοση μεταφοράς θερμότητας του νανορευστού μέσω σωλήνα ορίστηκε σε σχέση με τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (CHT) και υπολογίζεται ως εξής:

$$\overline{h_{nf}}(\text{exp}) = \frac{C_{pmf} \times r_{nf} \times \overline{U} \times A(T_{b2} - T_{b1})}{\rho \times D \times L \times (T_w - T_b)_{LM}} \quad (2.51)$$

$$Nu_{nf}(\text{exp}) = \frac{\overline{h_{nf}}(\text{exp}) \times D}{k_{nf}} \quad (2.52)$$

όπου $(T_w - T_b)_{LM}$ είναι η μέση λογαριθμική διαφορά θερμοκρασίας.

Τα πειραματικά αποτελέσματα που λαμβάνονται από αυτή την έρευνα που συγκρίθηκαν με την πρόβλεψη της υφιστάμενης συσχέτισης για στρωτή ροή του ρευστού μέσα σε μονοφασικό σωλήνα υπό σταθερή θερμοκρασία τοιχώματος της οριακής συνθήκης (Seider -Tate) [40]. Σε αυτή την εξίσωση του νανορευστού το εξάρτημα συναγωγής μεταφοράς θερμότητας αυξάνεται λόγω της θερμικής αγωγιμότητας ως εξής:

$$\overline{Nu_{nf}}(th) = 1.86(\text{Re}_{nf} \times \text{Pr}_{nf} \times \frac{D}{L})^{1/3} \frac{\mu_{nf}^{0.14}}{\mu_w^{0.14}} \quad (2.53)$$

Στην Εξ.(2.54) Re_{nf} και Pr_{nf} είναι ο αριθμός Reynolds και Prandtl αντίστοιχα, τα οποία ορίζονται ως

$$\text{Re}_{nf} = \frac{r_{nf} \times \overline{U} \times D}{\mu_{nf}} \quad (2.54), (2.55)$$

$$\text{Pr}_{nf} = \frac{C_{pmf} \times \mu_{nf}}{k_{nf}}$$

Οι φυσικές ιδιότητες που χρησιμοποιούνται για το νανορευστό υπολογίστηκαν από τις ιδιότητες του νερού και των νανοσωματιδίων σε μέση θερμοκρασία μάζας χρησιμοποιώντας τις ακόλουθες συσχετίσεις για την πυκνότητα, το ιξώδες, την ειδική θερμότητα και θερμική αγωγιμότητα[11]. Ισχύει για σφαιρικό σωματίδιο σε κλάσματα όγκου λιγότερο από 5,0% .

$$r_{nf} = n \times r_s + (1 - \nu) \times r_w \quad (2.56), (2.57)$$

$$\mu_{nf} = \mu_w \times (1 + 2.5n)$$

$$C_{pmf} = \frac{n \times (r_s \times C_{ps}) + (1 - \nu) \times (r_w \times C_{pw})}{r_{nf}} \quad (2.58)$$

Οι Yu και Choi (2004) [55], Trisakskri και Wongwises (2005) [45] χρησιμοποιήθηκαν για τον προσδιορισμό των νανορευστών στην αποτελεσματική θερμική αγωγιμότητα ως εξής

$$k_{nf} = \frac{\dot{\epsilon}k_s + 2k_w + 2(k_s - k_w)(1+b)^3 v \dot{u}}{\dot{\epsilon}k_s + 2k_w - (k_s - k_w)(1+b)^3 v \dot{u}} k_w \quad (2.59)$$

Στην εξίσωση (2.60), το β είναι η αναλογία του πάχους νανοστρώματος στην αρχική ακτίνα σωματιδίου και για τον υπολογισμό του νανορευστού για αποτελεσματική θερμική αγωγιμότητα τέθηκε $\beta = 0.1$ [55]. Οι ρεολογικές και φυσικές ιδιότητες του νανορευστού υπολογίστηκαν στη μέση θερμοκρασία. Στη συνέχεια, υπολογίστηκαν ο αριθμός Nusselt και ο συντελεστής CHT σε διαφορετικές συγκεντρώσεις. Για την αβεβαιότητα του υπολογιζόμενου COEF μεταφοράς θερμότητας, η πτώση πίεσης, αριθμός Peclet, ο αριθμό Nusselt και ο αριθμός Reynolds υπολογίζεται 3%, 3%, 4% και 2.5%, αντίστοιχα.

2.5.2 Πειραματικά αποτελέσματα

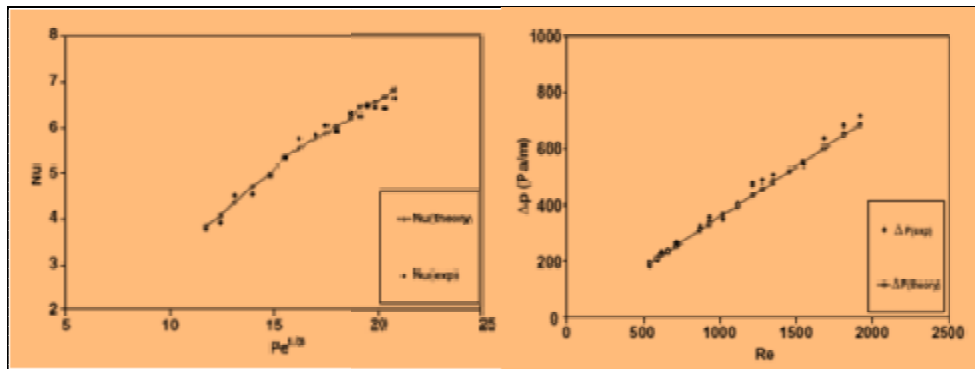
Προκειμένου να καθοριστεί η αξιοπιστία και η ακρίβεια των πειραματικών μετρήσεων, μερικά πειράματα πραγματοποιήθηκαν με καθαρό αποσταγμένο νερό. Το Σχήμα 2.34 δείχνει τη σύγκριση μεταξύ των αποτελεσμάτων αυτής της έρευνας με την εξίσωση Sieder-Tate για το αποσταγμένο νερό[13]. Παρουσίασαν συμφωνία μεταξύ των πειραματικών δεδομένων και Sieder-Tate και των αποτελεσμάτων της εξίσωσης, τα οποία δίνουν έμφαση στην ακρίβεια και την αξιοπιστία των πειραμάτων. Προκειμένου να αξιολογηθεί η ακρίβεια των μετρήσεων της ροής του υγρού μέσα στο σωλήνα της μετρούμενης πτώσης πίεσης, συγκρίθηκε με τον νόμο του Hagen-Poiseuille. Η σχέση (2.54) απεικονίζει την πτώση πίεσης του αποσταγμένου νερού ως συνάρτηση του αριθμού Reynolds. Υπάρχει καλή συμφωνία μεταξύ των πειραματικών και θεωρητικών αποτελεσμάτων.

$$DP(th) = \frac{32m\overline{LU}}{D^2} \quad (2.60)$$

Στην παρούσα μελέτη των νανορευστών με νανοσωματίδια Al_2O_3 , σε συγκεντρώσεις 0.2%, 0.5%, 1%, 1.5%, 2% και 2.5% σε νερό, η μετρήσεις έγιναν με αριθμό Reynolds που κυμαινόταν μεταξύ 700 και 2050. Το Σχ. 2.25 δείχνει τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του νανορευστού έναντι του αριθμού Peclet σε διαφορετικές συγκεντρώσεις. Τα αποτελέσματα είναι συγκρίσιμα με την πρόβλεψη του Seider-Tate στη σχέση (2.53). Είναι σαφές ότι για ένα σταθερό αριθμό Peclet ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας αυξάνεται με τη συγκέντρωση νανοσωματιδίων. Όπως φαίνεται στο Σχ. 2.25, οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας του νανορευστού είναι πολύ υψηλότεροι από την πρόβλεψη της σχέσης (2.53). Με βάση την ίδια εξίσωση, η ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας του νανορευστού προέκυψε από την αύξηση της θερμικής αγωγιμότητας που υπολογίζεται από την σχέση (2.59).

Δεδομένου ότι η μεταφορά θερμότητας μεταξύ των σωματιδίων και του υγρού πραγματοποιείται στο περιβάλλον των σωματιδίων, η σχέση (2.59) θεωρεί την διεπαφή μεταξύ νανοσωματιδίων και του υγρού ως παράμετρο για τον υπολογισμό της θερμικής αγωγιμότητας του νανορευστού κάτω από τις στατικές συνθήκες, αλλά δεν γίνεται διόρθωση για δυναμικές συνθήκες. Εκτός αυτού, η αυξημένη θερμική αγωγιμότητα δεν είναι πιθανώς ο μόνος υπεύθυνος μηχανισμός για την ενίσχυση μεταφοράς θερμότητας, ιδιαίτερα σε υψηλή συγκέντρωση νανοσωματιδίων και υψηλό αριθμό Peclet. Φαίνεται ότι η παρουσία νανοσωματιδίων μπορεί να αυξήσει την κλίση θερμοκρασίας στο τοίχωμα και, συνεπώς, να αυξηθεί η μεταφορά θερμότητας του νανορευστού. Τα σωματίδια μετανάστευσης, η διαδικασία ομαδοποίησης λόγω μη ενιαίου συντελεστή διάτμησης σε όλη τη διατομή του σωλήνα μαζί με τις αλληλεπιδράσεις των σωματιδίων, οι κινήσεις και οι επιπτώσεις της

διασποράς είναι επίσης πιθανές αιτίες για την αύξηση της μεταφοράς θερμότητας των νανορευστών.



Σχήμα 2.16: Αριθμός Nusselt εναντίον $Pe^{1/3}$ για αποσταγμένο νερό (αριστερά). Πτώση πίεσης κατά μήκος διατομής δοκιμών του αριθμού Reynolds για αποσταγμένο νερό (δεξιά)[18].

Το Σχήμα. 2.23 παρουσιάζει τις διακυμάνσεις του αριθμού Nusselt έναντι του αριθμού Peclet για διάφορα κλάσματα όγκου των νανοσωματιδίων. Με βάση αυτό το σχήμα, ο αριθμός Nusselt για νανορευστά είναι μεγαλύτερος από τον αριθμό Nusselt για το νερό και την ενίσχυση μεταφοράς θερμότητας είναι υψηλότερο για υψηλότερες συγκεντρώσεις σωματιδίων. Το σχήμα 2.29 δείχνει την αναλογία των μετρημένων συντελεστών μεταφοράς θερμότητας προς τα αποτελέσματα που λαμβάνονται από Seider-Tate εξίσωση. Αυτή η αναλογία αυξάνεται με τον αριθμό Peclet καθώς συγκεντρώνονται τα νανοσωματίδια. Για παράδειγμα, στο κλάσμα όγκου 2.5%, ενώ ο αριθμός Peclet κυμαίνεται από 2560 έως 6000 αναλογικά αυξάνεται από 1.08 σε 1.22. Επίσης, σε αριθμούς Peclet από 2500 έως 6000 και αλλαγές στη συγκέντρωση από 0.2% έως 2.5% οι αναλογία αυξάνεται από 1.01 έως 1.09 και 1.07 έως 1.22, αντίστοιχα. Μπορεί να εξαχθεί το συμπέρασμα από αυτό το σχήμα πως, αύξηση σε άλλους μηχανισμούς εκτός από τη θερμική αγωγιμότητα μπορεί να είναι υπεύθυνη για την ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας. Στα σχήματα 2.39 και 2.40 φαίνεται η αναλογία του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του νανορευστού προς εκείνη του νερού σε διαφορετικές συγκεντρώσεις νανοσωματιδίων.

Τα στοιχεία δείχνουν ότι η αναλογία αυξάνεται σημαντικά με τον αριθμό Peclet, σε σχέση με την συγκέντρωση νανοσωματιδίων. Με βάση τα αποτελέσματα αυτά η ενίσχυση είναι περισσότερο σημαντική σε υψηλό αριθμό Peclet. Για παράδειγμα, για συγκέντρωση 0.2% η αναλογία αυξάνεται από 1.08 να 1.16, αλλάζοντας τον αριθμό Peclet από 2500 σε 6000, ενώ η μεγαλύτερη αύξηση παρατηρείται για συγκέντρωση 2.5%, όταν η αναλογία του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας κυμαίνεται από 1.22 έως 1.41 και ο αριθμός Peclet αυξάνεται από 2600 σε 6000. Επίσης, για $Pe_{nf} = 6000$ η αναλογία αυξάνεται από 1.16 σε 1.41 με την αλλαγή κλάσματος όγκου από 0.2% σε 2.5%.

Η ενίσχυση μεταφοράς θερμότητας του νανορευστού εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τον τύπο των σωματιδίων, το μέγεθος των σωματιδίων, το βασικό ρευστό, το καθεστώς και την οριακή κατάσταση ροής. Στις περισσότερες από τις προηγούμενες μελέτες οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας ήταν υψηλότεροι από ό, τι λαμβάνεται από τις συμβατικές συσχετίσεις Li και Xuan, (2000) [26], Xuan και Li, (2003) [51], Wen και Ding, (2004)[49]. Για παράδειγμα, στην τυρβώδη ροή οι Xuan και Li (2003) ανέφεραν ότι η διαφορά μεταξύ των πειραματικών τιμών και των συμβατικών αυτών των συσχετίσεων είναι πάνω από 30% για $Re = 17.600$ σε κλάσμα όγκου 2% νανοσωματιδίων Cu. Κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι η ενίσχυση συναγωγής μεταφοράς θερμότητας του νανορευστού μπορεί να οφείλεται σε θερμική αγωγιμότητα αύξησης ή τυχαίας μετακίνησης και διασποράς των νανοσωματιδίων σε νανορευστό.

Επίσης, οι Wen και Ding (2004) θεώρησαν ότι για το νανορευστό που περιέχει νανοσωματίδια 1.6% κατ' όγκο του τοπικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας σε $L/D = 63$ είναι 47% σε $Re = 1600$. Σε σύγκριση με την περίπτωση του νερού, στους Yang και Zhang (2005) [54] απεικονίζεται ότι οι παράγοντες ενίσχυσης για νανορευστά γραφίτη / ATF και γραφίτη / βάσης ελαίου, σε καθεστώς στρωτής ροής ($5 < Re < 110$) υπό θέρμανση και για διαφορετικά σχήματα νανοσωματιδίων είναι λιγότερο από τις τιμές πρόβλεψης που λαμβάνονται από τις συμβατικές συσχετίσεις λόγω του πιθανού μηχανισμού κινήσεων νανοσωματιδίων. Στο ρευστό αλλάζει η δομή της ροής, έτσι ώστε, εκτός από τη θερμική αύξηση της αγωγιμότητας, την χαοτική κίνηση, τη διασπορά και την διακύμανση των νανοσωματιδίων, κυρίως κοντά στο τοίχωμα του σωλήνα, οδηγεί σε αύξηση των τιμών ενέργειας και αυξάνει την ταχύτητα μεταφοράς θερμότητας μεταξύ του ρευστού και του τοιχώματος του σωλήνα.

Σε υψηλούς ρυθμούς ροής, οι επιδράσεις διασποράς και η χαοτική κίνηση των νανοσωματιδίων εντείνει την ανάμειξη διακυμάνσεων και τις αλλαγές της θερμοκρασίας του προφίλ με ένα άλλο προφίλ παρόμοιο με επίπεδη στροβιλώδη ροή και προκαλεί αύξηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Σε χαμηλούς ρυθμούς ροής η ομαδοποίηση και η συσσωμάτωση των νανοσωματιδίων μπορεί να υπάρχουν σε νανορευστό ροής. Επομένως, σε χαμηλό αριθμό Peclet μπορεί να παρατηρηθεί μικρότερη ενίσχυση μεταφοράς θερμότητας. Η αύξηση του κλάσματος όγκου των νανοσωματιδίων εντείνει την αλληλεπίδραση και την σύγκρουση των νανοσωματιδίων. Επίσης, η διάχυση και η σχετική κίνηση αυτών των σωματιδίων κοντά στο τοίχωμα του σωλήνα οδηγεί σε ταχεία μεταφορά θερμότητας από τοίχο σε νανορευστό. Η αύξηση, δηλαδή, της συγκέντρωσης νανοσωματιδίων εντείνει τους μηχανισμούς που είναι υπεύθυνοι για την αύξηση της μεταφοράς θερμότητας.

2.6 Επισκόπηση Ερευνών

Ο Choi (1995)[6] στο Εθνικό Εργαστήριο Argonne ήταν ο πρώτος που τον απασχόλησαν τα σωματίδια νανομετρικών διαστάσεων, αιωρούμενα σε διάλυμα ως νανορευστά, που έδειξαν σημαντική αύξηση στην θερμική αγωγιμότητα. Ο Lee κ.ά. (1999) ανέφεραν ότι η ανάμειξη 4% κατ' όγκο σωματιδίων CuO 35nm σε αιθυλενογλυκόλη επέφερε 20% αύξηση στην θερμική αγωγιμότητα. Ο Choi κ.ά. (2001) παρατήρησαν 160% βελτίωση στην θερμική αγωγιμότητα του λαδιού του κινητήρα με 1% κατ' όγκο νανοσωλήνων άνθρακα.

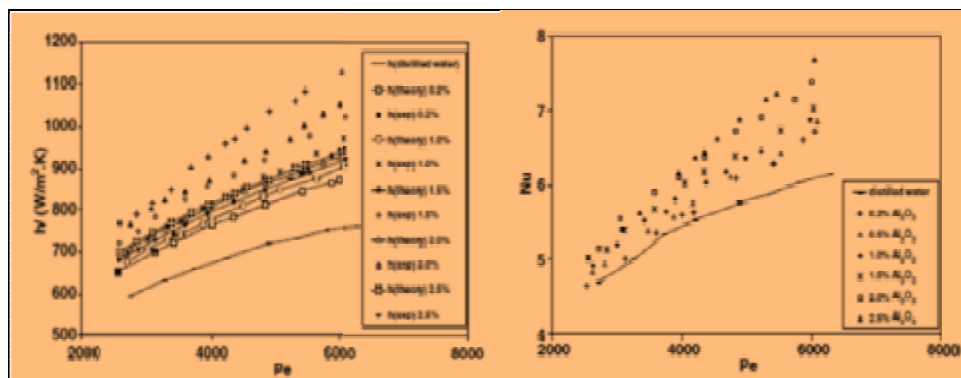
Οι Lee και Choi (1996) [24] δοκίμασαν το νανορευστό ως ψυκτικό σε έναν εναλλάκτη θερμότητας μικροδιαύλου για ψύξη κρυσταλλικών κατόπτρων πυριτίου που χρησιμοποιούνται σε υψηλής έντασης πηγές ακτινών X και επισήμαναν ότι τα νανορευστά αύξησαν δραματικά τους ρυθμούς ψύξης σε σύγκριση με τους συμβατικούς υδρόψυκτους εναλλάκτες θερμότητας μικροδιαύλου. Επιτεύχθηκε ικανότητα ψύξης των $30 MW \cdot m^{-2}$.

Οι Pak και Cho (1998) [34] πραγματοποίησαν πειράματα σε ταραγμένη τριβή και μελέτησαν τη συμπεριφορά μεταφοράς θερμότητας δύο ειδών νανορευστών. Στη μελέτη τους, το οξειδίο του αργιλίου με μέση διάμετρο 13nm και διοξειδίο του τιτανίου με μέση διάμετρο 27nm διασκορπίστηκαν σε νερό και τα πειραματικά αποτελέσματα έδειξαν ότι τα αιωρούμενα νανοσωματίδια επέφεραν αύξηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του ρευστού. Ο αριθμός Nusselt των νανορευστών αυξήθηκε με την αύξηση του κλάσματος όγκου και του αριθμό Reynolds. Διαπίστωσαν ότι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή των αιωρημάτων σε μια συγκέντρωση όγκου 3% ήταν μικρότερη κατά 12% από εκείνη του καθαρού νερού υπό την προϋπόθεση της σταθερής μέσης ταχύτητας. Ο λόγος μπορεί να είναι ότι όσο οι αναστολές έχουν πολύ υψηλότερα ιξώδη από αυτή του νερού, τόσο καταστέλλει τον στροβιλισμό της ροής.

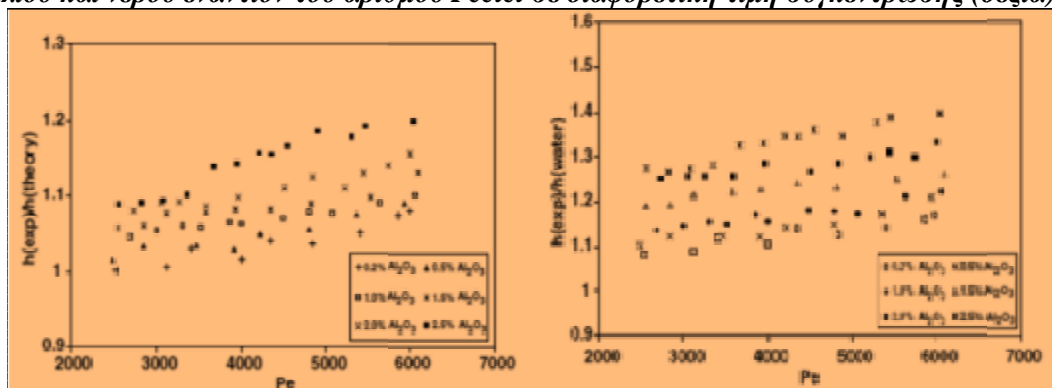
Οι Li και Xuan (2000) [27] διερεύνησαν πειραματικά για 35nm Cu / απιονισμένου νερού που ρέει σε ένα σωλήνα με σταθερή ροή θερμότητας τοίχου και έδειξαν ότι η αναλογία του αριθμού Nusselt για το νανορευστό προς εκείνη του καθαρού νερού υπό την ίδια ταχύτητα ροής κυμαίνεται από 1.05 για 1.14 με την αύξηση του κλάσματος όγκου νανοσωματιδίων από 0.5% έως 1.2%, αντίστοιχα.

Οι Xuan και Li (2000)[50] και Xuan και Roetzel (2000) [52] εξέτασαν δύο προσεγγίσεις για να απεικονίσουν την ενίσχυση μεταφοράς θερμότητας από νανορευστά. Η πρώτη προσέγγιση ήταν το μοντέλο της ενιαίας φάσης στην οποία η φάση υγρού και τα σωματίδια είναι σε θερμική ισορροπία και ρέουν με την ίδια ταχύτητα. Στη δεύτερη ανάλυση υιοθετήθηκε το μοντέλο διασποράς ώστε να ερμηνεύσουν τα νανορευστά για την ενίσχυση μεταφοράς θερμότητας που προκύπτει από την χαοτική κίνηση των νανοσωματιδίων στην κύρια ροή.

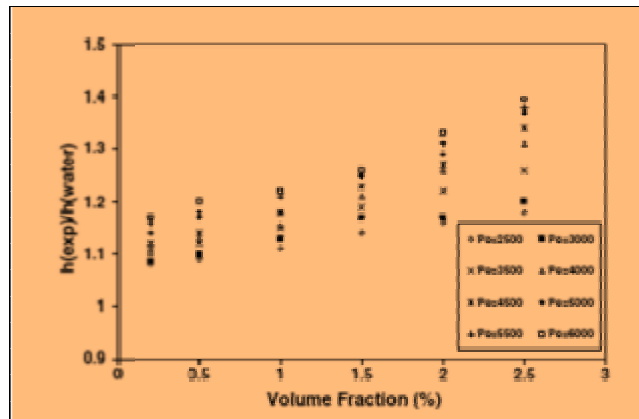
Ο Das κ.ά. (2003) ερεύνησαν πειραματικά την εξάρτηση από τη θερμοκρασία της θερμικής αγωγιμότητας σε ενίσχυση νανορευστών. Παρατηρήθηκε ότι 2-4 φορές αύξηση στη θερμική αγωγιμότητα του νανορευστού λαμβάνει χώρα σε μία περιοχή θερμοκρασίας από 21 έως 51 °C.



Σχήμα 2.17: Υπολογισμοί για την εξίσωση Seider – Tate και για το συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για νανορευστό οξειδίου του αργιλίου/νερού και τον αριθμό Peclet σε διαφορετική τιμή συγκέντρωσης (αριστερά). Υπολογισμοί του αριθμού Nusselt για νανορευστά οξειδίου του αργιλίου και νερού εναντίον του αριθμού Peclet σε διαφορετική τιμή συγκέντρωσης (δεξιά) [18].



Σχήμα 2.18: Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας νανορευστών οξειδίου του αργιλίου και νερού αναλογικά με την εξίσωση Seider – Tate και αποτελέσματα του αριθμού Nusselt σε διαφορετική τιμή συγκέντρωσης (αριστερά). Πειραματική αναλογία του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας νανορευστών οξειδίου του αργιλίου και νερού από πτώσης πίεσης του αριθμού Nusselt σε διαφορετική τιμή συγκέντρωσης (δεξιά) [18].



Σχήμα 2.19: Αναλογία του πειραματικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας για νανορευστό Al_2O_3 / νερού με αυτό έναντι του νερού με όγκο σωματιδίου κλάσματος σε διαφορετικό αριθμό *Peclet*[18].

Οι Xuan και Li (2003) [51] διερεύνησαν τη μεταφορά θερμότητας από νανορευστό Cu/H_2O υπό συνεχή ροή θερμότητας σε τοίχο σε τυρβώδη ροή και κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι η ενίσχυση συναγωγής μεταφοράς θερμότητας του νανορευστού μπορεί να σχετίζεται με τη θερμική αγωγιμότητα ή την αύξηση τυχαίας κίνησης και τη διασποράς των νανοσωματιδίων στο νανορευστό.

Ο Putra κ.ά. (2003) [39] έχουν αναφέρει την καταστολή της φυσικής μεταφοράς θερμότητας από νανορευστό του Al_2O_3 / H_2O και CuO / H_2O και κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι αυτό θα μπορούσε να οφείλεται σε διάφορους παράγοντες, όπως νανοσωματίδια καθίζησης και διαφορά ταχύτητας μεταξύ νανοσωματιδίων και του κύριου ρευστού.

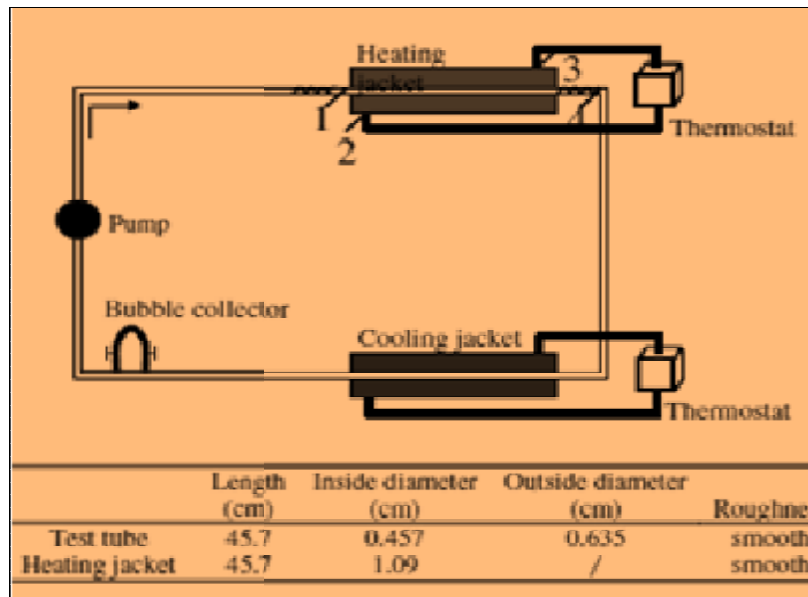
Ο Dask.ά. (2003) διερεύνησαν την αλλαγή φάσης του νανορευστού. Παρατήρησαν την βραστή επιδείνωση των επιδόσεων για νανορευστά. Ο Tsai κ.ά (2004) μελέτησαν την επίδραση του διαρθρωτικού χαρακτήρα των νανοσωματιδίων στο σωλήνα θερμότητας θερμικής απόδοσης και κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι η θερμική αντίσταση των σωλήνων θερμότητας με νανορευστά ήταν χαμηλότερη από εκείνη του αποσταγμένου νερού.

Οι Wen και Ding (2004) [49] μελέτησαν το μίγμα νανορευστού $Al_2O_3 / νερού$ για μεταφορά θερμότητας σε στρωτή ροή υπό συνεχή ροή θερμότητας τοίχου και ανέφεραν αύξηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας με αριθμό Reynolds και νανοσωματίδια συγκεντρωμένα ιδιαίτερα στην περιοχή της εισόδου. Εξέφρασαν ότι το θερμικό μήκος ανάπτυξης για νανορευστό ήταν μεγαλύτερο από το καθαρό νερό. Ο λόγος για την ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας των νανορευστών είναι το μειωμένο θερμικό πάχος του οριακού στρώματος λόγω της μη ομοιόμορφης κατανομής της θερμικής αγωγιμότητας και του ιξώδους που προκύπτει από την κίνηση Brown των νανοσωματιδίων.

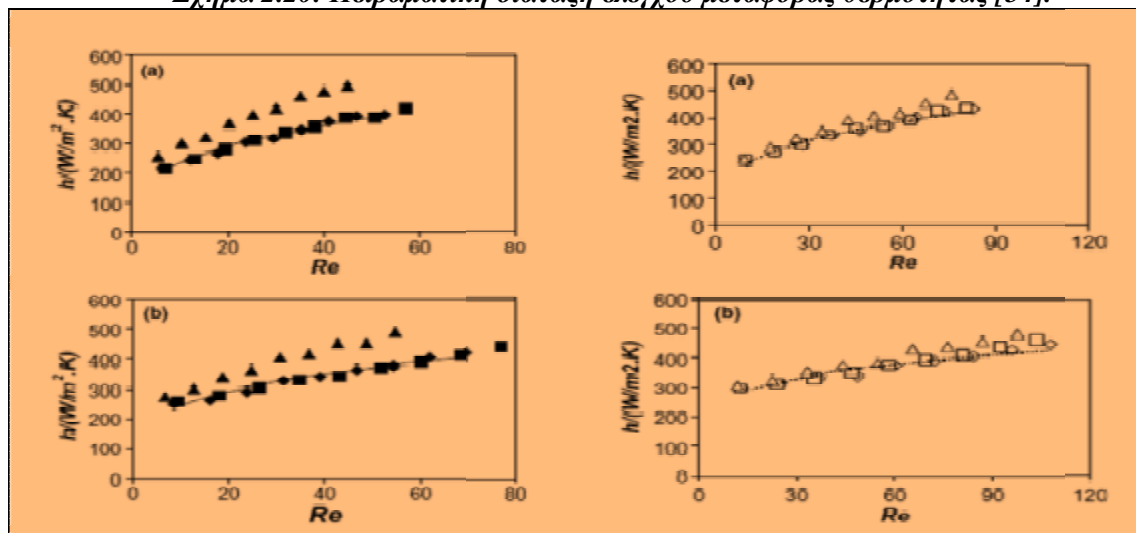
Ο Palm κ.ά. (2004) και ο Roy κ.ά. (2004) διερεύνησαν μέσω αριθμητικής σε στρωτή ροή τη μεταφορά θερμότητας νανορευστών $Al_2O_3 / αιθυλενογλυκόλης$ και Al_2O_3 / H_2O σε ένα σύστημα ακτινικής ροής αναφέροντας την σημαντική βελτίωση στον ρυθμό μεταφοράς θερμότητας. Επίσης, έδειξαν τον αριθμό Reynolds και την αύξηση της διατμητικής τάσης του τοιχώματος με την αυξημένη συγκέντρωση νανοσωματιδίων.

Ο Yang κ.ά. (2005) [54] ανέφεραν ότι ο συντελεστής συναγωγής μεταφοράς θερμότητας ενισχύθηκε για νανορευστά γραφίτη / ATF και γραφίτη / βάσης πετρελαίου σε στρωτή ροή, αλλά διευκρινίζεται ότι οι παράγοντες ενίσχυσης είναι λιγότεροι από τις τιμές πρόβλεψης που προέρχονται από συμβατικές εξισώσεις. Εξέθεσαν, επίσης, πειραματικά αποτελέσματα για τον συντελεστή συναγωγής νανοσωματιδίων γραφίτη διασκορπισμένα σε υγρό. Ο κυριότερος σκοπός του τεύχους ήταν η μελέτη παραμέτρων όπως ο αριθμός Reynolds, η περιεκτικότητα κατ' όγκο, η θερμοκρασία, η προέλευση των νανοσωματιδίων και το είδος του απλού ρευστού στον συντελεστή συναγωγής.

Οι Heris, Esfahany και Etemad (2007) [18] διερεύνησαν πειραματικά στρωτή ροή εξαναγκασμένης συναγωγής μεταφοράς θερμότητας νανορευστού $\text{Al}_2\text{O}_3 / \text{H}_2\text{O}$ μέσα σε ένα κυκλικό σωλήνα με σταθερή θερμοκρασία τοιχώματος. Οι αριθμοί Nusselt του νανορευστού λήφθηκαν για διαφορετικές συγκεντρώσεις νανοσωματιδίων καθώς και για διάφορους αριθμούς Peclet και Reynolds. Πειραματικά αποτελέσματα υπογραμμίζουν την ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας, εξαιτίας της παρουσίας νανοσωματιδίων στο υγρό. Η μεταφορά του συντελεστή θερμότητας αυξάνεται με την αύξηση της συγκέντρωσης των νανοσωματιδίων σε νανορευστό. Η αύξηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας λόγω της παρουσίας των νανοσωματιδίων είναι πολύ υψηλότερη από την πρόβλεψη του συσχετισμού μεταφοράς θερμότητας ενιαίας φάσης που χρησιμοποιείται με ιδιότητες νανορευστών.



Σχήμα 2.20: Πειραματική διάταξη ελέγχου μεταφοράς θερμότητας [54].



Σχήμα 2.21: Δείγμα του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας του αριθμού Reynolds για σειρά 1 και σειρά 2 υγρών (α) 50°C , (β) 70°C . (○) βάση υγρού 1, (□) EF#1-1, (△) EF#1-2, (---) εφαρμογή για BF#1 σύμφωνα με τον νόμο δύναμης συσχέτισης από τον Yang κ.ά.[54].

Οι Wang και Mujumdar (2007) [4] κατέγραψαν όλες τις πρόσφατες έρευνες που σχετίζονται με τη ροή υγρών και τα χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας των

νανορευστών σε ροές εξαναγκασμένης και ελεύθερης μεταφοράς και προσδιόρισαν ευκαιρίες για μελλοντική έρευνα.

Η μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή μπορεί να ενισχυθεί παθητικά, είτε με την αλλαγή γεωμετρίας ροής και τις οριακές συνθήκες, είτε με την ενίσχυση της θερμικής αγωγιμότητας του υγρού. Διάφορες τεχνικές έχουν προταθεί για την ενίσχυση της απόδοσης μεταφοράς θερμότητας των ρευστών. Οι ερευνητές έχουν επίσης προσπαθήσει να αυξήσουν τη θερμική αγωγιμότητα των υγρών βάσης με εναιώρηση μικρότερου ή μεγαλύτερου μεγέθους στερεών σωματιδίων σε υγρά, δεδομένου ότι η θερμική αγωγιμότητα των στερεών είναι τυπικά υψηλότερη από εκείνη των υγρών, όπως φαίνεται από τον Πίνακα 2.1.

Πίνακας 2.1: Θερμικές αγωγιμότητες για διάφορα στερεά και υγρά.[7]

Table 1 Thermal conductivities of various solids and liquids		
	Material	Thermal conductivity (W/m K)
Metallic solids	copper	401
	aluminum	237
Nonmetallic solids	silicon	148
	alumina (Al ₂ O ₃)	40
Metallic liquids	sodium (644 K)	72.3
Nonmetallic liquids	water	0.613
	ethylene glycol (EG)	0.253
	engine oil (EO)	0.145

2.6.1 Μηχανισμοί νανορευστών

Η κατανόηση της πραγματικής θερμικής αγωγιμότητας των μειγμάτων προέρχεται από συνεχείς συνθέσεις που αφορούν το μέγεθος, το σχήμα των σωματιδίων και το κλάσμα όγκου. Η μέθοδος αυτή δίνει μια καλή πρόβλεψη για μικρόμετρο ή μεγαλύτερο μέγεθος στερεών/υγρών συστημάτων, αλλά αδυνατεί να εξηγήσει τα ασυνήθιστα χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας των νανορευστών.

Για να ερμηνευτούν οι λόγοι για την ανώμαλη αύξηση της θερμικής αγωγιμότητας σε νανορευστά, ο Keblinski, ο Eastman κ.ά., πρότειναν τέσσερις πιθανούς μηχανισμούς, π.χ.

1. Η κίνηση Brown των νανοσωματιδίων,
2. Το μοριακό επίπεδο διαστρωμάτωσης του υγρού στη διεπιφάνεια υγρού/σωματιδίων
3. Η φύση της μεταφοράς θερμότητας των νανοσωματιδίων και
4. Τα αποτελέσματα της ομαδοποίησης νανοσωματιδίων, τα οποία παρουσιάζονται σχηματικά στο Σχ. 2.35.

Υπέθεσαν ότι η επίδραση της κίνησης Brown μπορεί να αγνοηθεί δεδομένου ότι η επίδραση της θερμικής διάχυσης είναι πολύ μεγαλύτερη από ό, τι η διάχυση Brown. Ωστόσο, εξέτασαν μόνο τις περιπτώσεις σταθερών νανορευστών.

Ο Wang κ.ά (1999) [46] υποστήριξαν ότι η θερμική αγωγιμότητα των νανορευστών πρέπει να εξαρτάται από την μικροσκοπική κίνηση (κίνηση Brown και μεταξύ των σωματιδίων και δυνάμεων) αλλά και από τη δομή των σωματιδίων.

Οι Xuan και Li (2000) [50] παρουσίασαν τέσσερις πιθανούς λόγους για την βελτιωμένη και αποτελεσματική θερμική αγωγιμότητα των νανορευστών: το αυξημένο εμβαδόν επιφάνειας, λόγω αναστολής νανοσωματιδίων, την αυξημένη θερμική αγωγιμότητα του

ρευστού, την αλληλεπίδραση και σύγκρουση μεταξύ των σωματιδίων, τη διακύμανση ανάμιξης και στροβιλισμού του ρευστού και την διασπορά των νανοσωματιδίων. Πολλοί ερευνητές χρησιμοποίησαν την έννοια του υγρού/στερεού ως μεσοεπιφανειακή στρώση για να εξηγήσουν την ανώμαλη βελτίωση της θερμικής αγωγιμότητας των νανορευστών.

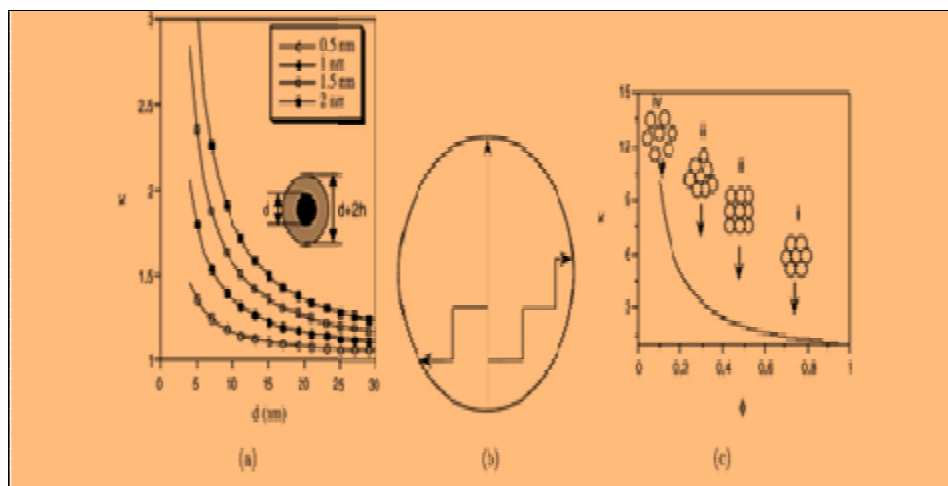
Οι Yu και Choi (2004) [55] πρότειναν μοντέλα που βασίζονται σε μια συμβατική θεωρία που εξετάζει ένα υγρό μοριακό στρώμα γύρω από τα νανοσωματίδια. Ωστόσο, μελέτες που χρησιμοποίησαν προσομοίωση της μοριακής δυναμικής, έδειξαν ότι τα απλά μονοατομικά υγρά δεν έχουν καμία επίδραση επί των χαρακτηριστικών μεταφοράς θερμότητας τόσο κανονικά όσο και παράλληλα προς την επιφάνεια. Αυτό σημαίνει ότι η θερμική μεταφορά σε στρώσεις υγρού μπορεί να μην είναι επαρκής για να εξηγήσει την αύξηση της θερμικής αγωγιμότητας των αναστολών των νανοσωματιδίων.

Οι Khaled και Vafai (2004) [1] διερεύνησαν την επίδραση της θερμικής διασποράς για την ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας των νανορευστών. Αυτά τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η παρουσία των στοιχείων διασποράς στην περιοχή του πυρήνα δεν επηρέασαν το ρυθμό μεταφοράς θερμότητας. Ωστόσο, τα αντίστοιχα στοιχεία διασποράς οδήγησαν σε βελτίωση κατά 21% του αριθμού Nusselt για ένα ομοιόμορφο σωλήνα που παρέχεται από μια σταθερή ροή θερμότητας σε σύγκριση με την ομοιόμορφη κατανομή των στοιχείων διασποράς. Αυτά τα αποτελέσματα παρέχουν μια πιθανή εξήγηση για την αυξημένη θερμική αγωγιμότητα που μπορεί να προσδιορίζεται εν μέρει από τις ιδιότητες διασποράς.

Ο Evans κ.ά., έδειξαν ότι η συνεισφορά της κίνησης Brown για την θερμική αγωγιμότητα του νανορευστού είναι πολύ μικρή και δεν μπορεί να είναι υπεύθυνη για τις εξαιρετικές ιδιότητες θερμικής μεταφοράς των νανορευστών. Επίσης, υποστήριξαν την επιχειρηματολογία τους, χρησιμοποιώντας τις προσομοιώσεις μοριακής δυναμικής και της πραγματικής μέσης θεωρίας.

Ο Lee κ.ά., διερεύνησαν πειραματικά την επίδραση της κατάστασης φόρτισης της επιφάνειας του νανοσωματιδίου σε διάλυμα στην θερμική αγωγιμότητα. Έδειξαν ότι η τιμή του pH του νανορευστού επηρεάζει έντονα την θερμική απόδοση του υγρού. Αυτό ενδεχομένως εξηγήσει τις διαφορές μεταξύ των διαφορετικών πειραματικών δεδομένων, αν και πολλοί ερευνητές χρησιμοποίησαν τασιενεργά σε νανορευστά, αλλά με ανεπαρκείς περιγραφές.

Επομένως, μέχρι στιγμής, δεν υπάρχουν γενικοί μηχανισμοί για να αποκλείσουν την παράξενη συμπεριφορά του νανορευστού, συμπεριλαμβανομένου ότι βελτιώθηκε σε μεγάλο βαθμό η αποτελεσματική θερμική αγωγιμότητα, αν και πολλοί πιθανοί παράγοντες έχουν θεωρηθεί, όπως για παράδειγμα η κίνηση Brown, το υγρό-στερεό στρώμα διεπαφής, η βαλλιστική μεταφοράς φωτονίου και η κατάσταση φόρτισης της επιφάνειας.

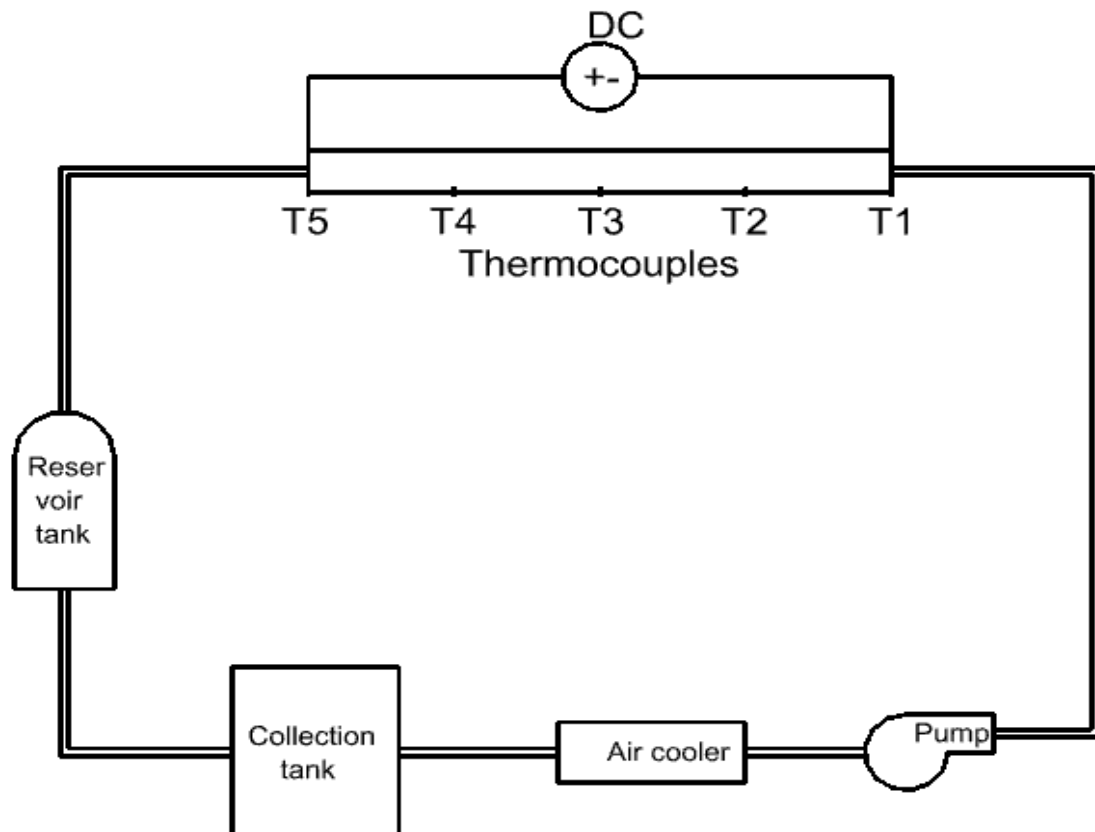


Σχήμα 2.22: Διάγραμμα από πιθανούς μηχανισμούς: (α) Απορρόφηση εξαιτίας σχηματισμού από υψηλά αγώγιμου στρώματος υγρού σε υγρό επιφάνειας, (β) Βαλλιστική και εκτενής μεταφορά σε στερεό σωματίδιο, (γ) Απορρόφηση εξαιτίας αύξησης του φ από υψηλή διεξαγωγή πλέγματος.[4]

3 Πειραματική Εγκατάσταση

3.1 Εισαγωγή

Η πειραματική εγκατάσταση κατασκευάστηκε για την μελέτη της μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή και τα χαρακτηριστικά ροής του ρευστού που ρέει σε ένα σωλήνα. Το ρευστό που χρησιμοποιήθηκε ήταν απιονισμένο νερό. Όπως φαίνεται σχηματικά στο Σχ. 3.1, το πειραματικό σύστημα αποτελείται συνοπτικά από ένα ρεζερβουάρ, μία αντλία, έναν εναλλάκτη θερμότητας με ανεμιστήρα, τη διατομή που χρησιμοποιείται για τις δοκιμές μας, ένα μανόμετρο και από μία σωληνογραμμή. Η πειραματική διατομή που χρησιμοποιήθηκε ήταν ένας ευθύς σωλήνας από χαλκό με 8 χιλιοστά εσωτερική διάμετρο και 1 μέτρο μήκος. Για τις ανάγκες μεταφοράς θερμότητας στο εισερχόμενο ρευστό η διατομή έχει περιελιχθεί με θερμικές αντιστάσεις σε όλο το μήκος της ενώ οι σωλήνες είναι τυλιγμένοι με μονωτικό υλικό και προσαρμοσμένα πλαστικά που έχουν τοποθετηθεί στα δύο άκρα της δοκιμαστικής περιοχής για να μονωθεί θερμικά η σύνδεση. Κατά μήκος της διατομής έχουν τοποθετηθεί επίσης αισθητήρες μέτρησης θερμοκρασίας που μας δίνουν τιμές για διάφορα σημεία της επιφάνειας της διατομής. Το παρακάτω σχήμα δείχνει συνοπτικά την κυκλοφορία του ρευστού μέσω συναγωγής μεταφοράς θερμότητας στην πειραματική διάταξη.



Σχήμα 3.1: Το πειραματικό σύστημα της συναγωγής μεταφοράς θερμότητας και τα χαρακτηριστικά ροής.

3.2 Περιγραφή διάταξης

Για το ρεζερβουάρ όγκου περίπου 2 λίτρων χρησιμοποιήθηκε πολυμεθυλμεθακρυλικό για την παρακολούθηση της συμπεριφοράς διασποράς και της σταθερότητας του ρευστού. Το πολυμεθυλμεθακρυλικό (PMMA) είναι ένα έντονα διαφανές θερμοπλαστικό πολυμερές που παρασκευάζεται με πολυμερισμό του μονομερούς μεθακρυλικού μεθυλίου. Λόγω της διαφάνειας, της αισθητικής και της αντοχής του στις γρατζουνιές, το PMMA μπορεί να θεωρηθεί ως η πιο ελαφριά εναλλακτική του γυαλιού. Κάποιες φορές ονομάζεται και ακρυλικό γυαλί. Το PMMA μπορεί να χρησιμοποιηθεί αντί για το πολυανθρακικό (PC), εφόσον απαιτείται υψηλότερη διαφάνεια, αντοχή στην υπεριώδη ακτινοβολία και/ή αντοχή στις γρατζουνιές και εφόσον δεν απαιτείται για εφαρμογές με υψηλή αντοχή σε κρούση.

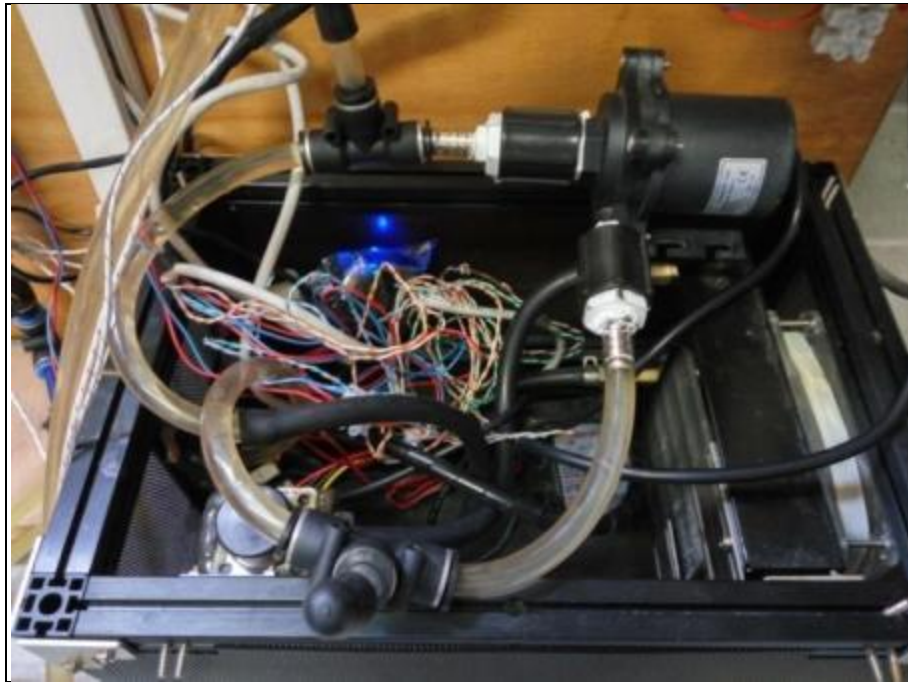
Ο εναλλάκτης θερμότητας με ανεμιστήρα (5,2 kW) ισχύος ψύξης χρησιμοποιείται για να κρατήσει σταθερή τη θερμοκρασία στην είσοδο του τμήματος δοκιμής. Ο ρυθμός ροής ελέγχεται με δύο βαλβίδες προσαρμογής, μία στο κύριο βρόχο ροής και την άλλη στη γραμμή μπάσου. Μία βαλβίδα τριών δρόμων είναι εγκατεστημένη στο τέλος του κύριου βρόγχου ροής.



Εικόνα 3.1: Απεικόνιση της πειραματικής διάταξης.

Κατά το μήκος του σωλήνα έχουν τοποθετηθεί θερμοζεύγη για την μεταφορά θερμότητας στο εισερχόμενο ρευστό. Το θερμοζεύγος σχηματίζεται από την ένωση δύο ανόμοιων μετάλλων όπως είναι ο σίδηρος και ο χαλκός ή ο σίδηρος και η κωνσταντάνη. Η ένωση όταν θερμανθεί θα παράγει μία μικρή τάση και ένα σχετικό προς αυτή ρεύμα. Η αναπτυσσόμενη τάση είναι ευθέως ανάλογη προς τη θερμοκρασία της ένωσης. Η έξοδος του

θερμοζεύγους που λαμβάνεται από τις ελεύθερές του άκρες εφαρμόζεται σε μία ένδειξη όπως ένα μιλιβολτόμετρο ή ένας συνδυασμός ενισχυτή γέφυρας και μετρητικού οργάνου.



Εικόνα 3.2: Σύνδεση σωληνώσεων με το ρεζερβουάρ, και καλωδιώσεις για τις προγραμματιστικές μελέτες.

Το τμήμα δοκιμής μεταφοράς θερμότητας ήταν ένας ευθύς σωλήνας από χαλκό με εσωτερική διάμετρο 8 mm και μήκος 1m. Ο αγωγός ήταν περιτυλιγμένος με σύρμα Kanthal (ηλεκτρική αντίσταση). Πάνω σε αυτόν έχουν τοποθετηθεί θερμοζεύγη κατά μήκος του σε 5 σημεία ανά 25 εκατοστά (0, 25, 50, 75, 100). Τέλος, είναι μονωμένος θερμικά με ειδικό υλικό υαλοβάμβακα για την μείωση των απωλειών.



Εικόνα 3.3: Σωλήνας μήκους 1m τυλιγμένος με μονωτικό υλικό.

Για να ληφθεί μία οριακή συνθήκη σταθερής θερμικής ροής, το τμήμα δοκιμής μεταφοράς θερμότητας θερμάνθηκε ηλεκτρικά με ένα τροφοδοτικό DC ικανό να παρέχει μέγιστη ισχύ 3,5 kW. Το τμήμα δοκιμής απομονώθηκε θερμικά από τα πάνω και κάτω τμήματα με πλαστικό χιτώνια για να ελαχιστοποιηθεί η απώλεια θερμότητας που προκύπτει από την αξονική θερμική αγωγιμότητα. Προκειμένου να ελαχιστοποιηθεί η απώλεια θερμότητας από το τμήμα δοκιμής στο περιβάλλον, το σύνολο του τμήματος δοκιμής είναι θερμικά μονωμένο στο εξωτερικό με ένα στρώμα διογκωμένης σκόνης και ένα σωλήνα περιβλήματος κενού. Το υδροδυναμικό τμήμα εισόδου είναι αρκετά μεγάλη για να επιτευχθεί πλήρως ανεπτυγμένη ροή στην είσοδο του τμήματος δοκιμής μεταφοράς θερμότητας. Κατά

τη διάρκεια των πειραματικών δοκιμών μετράμε τις θερμοκρασίες του τοιχώματος του σωλήνα, τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του δείγματος νανορευτού τους ρυθμούς ροής μάζας και τις εισροές ηλεκτρικής ενέργειας.

Επίσης, η πειραματική εγκατάσταση περιλαμβάνει και ένα κύκλωμα με ορισμένα κανάλια ελέγχου. Τα κανάλια αυτά χρησιμοποιούνται για την διασύνδεση των θερμοζεύγων με μια κεντρική μονάδα υπολογιστή. Όπως φαίνεται και στην εικόνα πιο κάτω, υπάρχει και μια θύρα υποδοχής όπου συνδέεται το καλώδιο Ethernet έτσι ώστε να γίνει ο προγραμματισμός (έλεγχος) της διάταξης. Το ethernet είναι το συνηθέστερα χρησιμοποιούμενο πρότυπο δίκτυο υπολογιστών ενσύρματης τοπικής δικτύωσης υπολογιστών. Τέλος, πάνω στην διάταξη υπάρχει και ο ηλεκτρολογικός πίνακας με όλες τις ασφάλειες και τα ρελέ που ήταν απαραίτητα για να λειτουργήσει η διάταξη αυτή.



Εικόνα 3.4: Κανάλια ελέγχου των επιμέρους στοιχείων της διάταξης.



Εικόνα 3.5: Πίνακας που περιέχει τα τροφοδοτικά της πειραματικής εγκατάστασης.

Η πειραματική διάταξη λοιπόν λειτουργεί ως εξής: σαν πρώτο βήμα η αντλία τραβάει το ρευστό (απιονισμένο νερό) που χρησιμοποιήθηκε κάθε φορά από τη δεξαμενή με σωληνάκι και με τον ίδιο τρόπο τροφοδοτεί το υπόλοιπο κύκλωμα. Συγκεκριμένα, το ρευστό περνά από το σύστημα ψύξης, το οποίο βοηθά να κρατήσει τη θερμοκρασία του στα επιθυμητά επίπεδα (σταθερή) και κατευθύνεται προς την κυλινδρική διατομή όπου λαμβάνει ποσά θερμότητας (συναγωγή) αφού και εκεί υπάρχει ελεγχόμενη θέρμανση μέσω θερμικών αντιστάσεων που διατηρούν την επιφάνεια των τοιχωμάτων σε σταθερή θερμική κατάσταση. Δηλαδή το ρευστό μπαίνει σε θερμοκρασία περιβάλλοντος και μόλις φτάσει στο πάνω μέρος έχει ζεσταθεί.

Το σύστημα προθερμαίνεται ξεκινώντας την αντλία και τη θερμάστρα. Παίρνει 5 με 10 λεπτά για να αυξηθεί η θερμοκρασία στα επιθυμητά επίπεδα και να αφαιρεθούν οι εσωτερικές φυσαλίδες. Καθορίζεται η τιμή της ροής θερμότητας και ύστερα ανοίγει το σύστημα ψύξης για τον έλεγχο της θερμοκρασίας. Συνήθως το σύστημα φτάνει σε μία σταθερή θερμική κατάσταση εντός 30 λεπτών. Κάθε μέτρηση επαναλήφθηκε τουλάχιστον μια φορά και υπολογίστηκαν οι μέσοι συντελεστές μετάδοσης θερμότητας. Η απόκλιση των δεδομένων είναι λιγότερο από 2% τις περισσότερες φορές και λιγότερο από 5% σε κάποιες περιπτώσεις υψηλών τιμών ροής.

4 Πειραματικά αποτελέσματα

4.1 Εισαγωγή

Εκτελώντας το πείραμα της διάταξης όπως αναφέρθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, με ένα ειδικό λογισμικό το Labview εξήχθησαν διάφορες μετρήσεις. Το Labview πρόκειται για ένα πρόγραμμα υπολογιστή ροής δεδομένων προγραμματισμού. Συγκεκριμένα για μια σειρά πειραμάτων και σε διάφορους χρόνους λήφθηκαν μετρήσεις σε διάφορα σημεία του σωλήνα για συγκεκριμένες περιπτώσεις θερμοκρασιών. Οι περιπτώσεις ήταν για 30°C, 35°C, 40°C και 45°C. Διάφοροι μέθοδοι μπορούν να οδηγήσουν σε μικρές βελτιώσεις του συντελεστή μετάδοσης θερμότητας μεταξύ των νανορευστών και των απλών ρευστών σε υψηλότερη θερμοκρασία. Τέτοιοι μέθοδοι είναι η γρήγορη ευθυγράμμιση των νανοσωματιδίων σε ρευστά με χαμηλό ιξώδες, που οδηγεί σε μικρότερη επαφή ανάμεσα στα νανοσωματίδια και εξάντληση των σωματιδίων που το ρευστό βρίσκεται κοντά στα τείχη, που οδηγεί σε χαμηλότερα επίπεδα θερμικής αγωγιμότητας στα τοιχώματα. Η κατανόηση και η απομόνωση των μηχανισμών που επηρεάζουν τα πειραματικά αποτελέσματα απαιτεί σκληρή μελλοντική δουλειά, που περιλαμβάνει δυναμική μοντελοποίηση των ροών σε υπολογιστή σε διαστάσεις νανοσωματιδίων.

4.2 Υπολογισμοί πειραματικών αποτελεσμάτων

Αρχικά για την πρώτη περίπτωση στους 30°C, το πρόγραμμα έδινε κάποιες μετρήσεις όπως το ιξώδες, τον αριθμό Reynolds, την Μέση Ισχύς (MainPower) που λειτουργούσε, την παροχή του ρευστού (απιονισμένο νερό) Q σε lt/h. Η παροχή που μετρήθηκε ήταν $Q_{\text{νερού}}=223,216$ lt/h. Έπειτα ακολούθησε ο υπολογισμός της μέσης ταχύτητας $U_{\text{μέση}}$ από τον

$$\text{τύπο: } U_{\text{msh}} = \frac{4Q}{\rho D^2}$$

Έχοντας τον τύπο της παροχής $Q = U \square A$

$$\text{το } A = \frac{\rho D^2}{4}$$

$$U_{\text{μέση}} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 * 6,20044 * 10^{-5}}{\pi * (0,008)^2} = 1,234 \text{ m/s}$$

όποτε

Επομένως $U_{\text{μέση}}=1.234$ m/sec.

Εν συνεχεία ο αριθμός Reynolds λήφθηκε μέσω του προγράμματος Labview και η τιμή του είναι: **Re=9075**

Ο αριθμός Prandtl δίνεται από πίνακα και είναι **5.42** για νερό για 30°C.

Ο αριθμός Nusselt υπολογίστηκε από τον τύπο:

$$Nu = 0,023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} = 0,023 * 9075^{0.8} * 5,42^{0.4} = 66,314$$

Όποτε **Nu=66,314**

Τέλος, το τελευταίο πειραματικό αποτέλεσμα που υπολογίστηκε είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας h ($W/m^2\text{ }^\circ\text{C}$), ο οποίος υπολογίστηκε από τον παρακάτω τύπο:

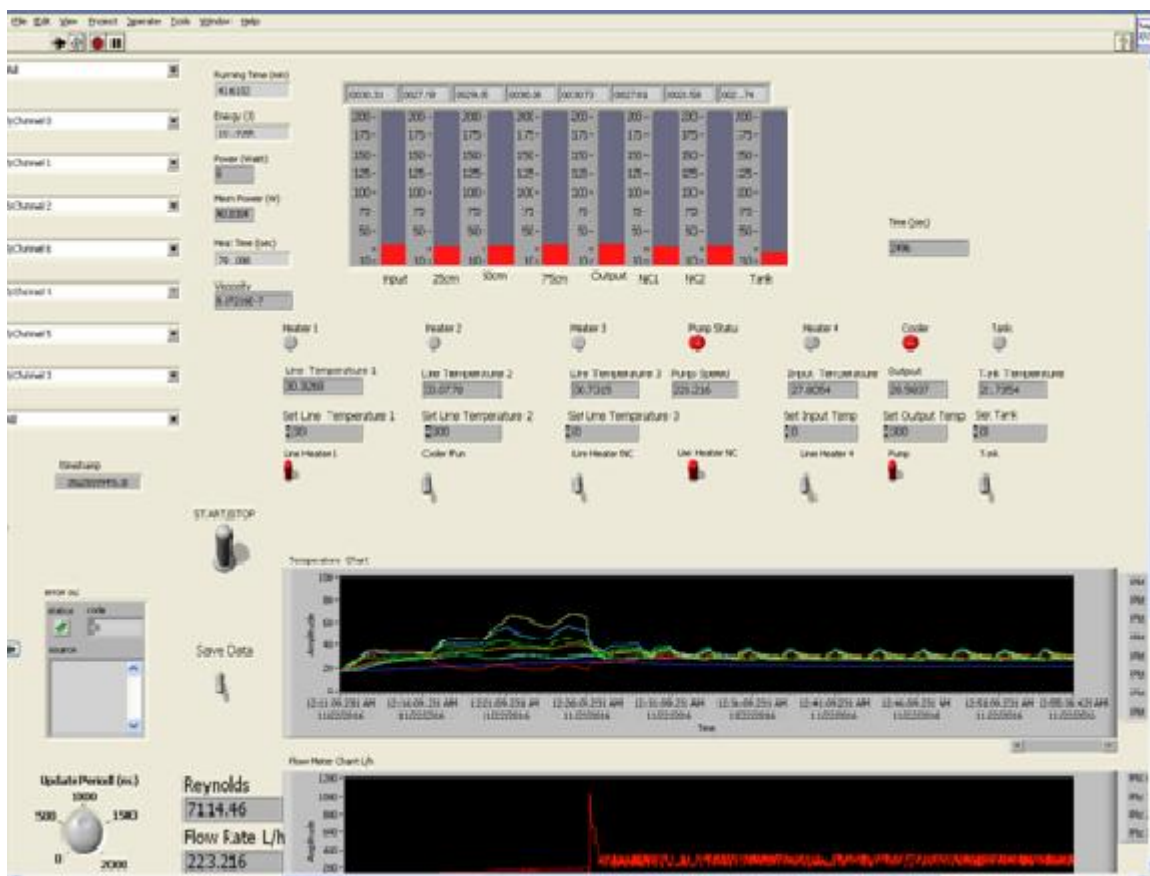
$$h_{\text{νερού}} = \frac{Nu * k_{\text{νερού}}}{D} = 5097,8 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$$

Άρα ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του απιονισμένου νερού είναι $h_{\text{νερού}} = 5097,8 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$.

Το k του νερού προκύπτει από πίνακα και είναι $k_{\text{νερού}} = 0.615 \text{ W/mK}$. (βλέπε Πίνακα 2.1).

Ομοίως και για τις υπόλοιπες περιπτώσεις.

Στην παρακάτω εικόνα φαίνονται ακριβώς τα δεδομένα και πως λειτουργεί η πειραματική διάταξη κατά την διάρκεια της εκτέλεσής της για την 1^η περίπτωση των 30°C .



Εικόνα 4.1: Απεικόνιση πειραματικών μετρήσεων για θερμάστρα 30°C και τρόπο λειτουργίας της πειραματικής διάταξης μέσω του προγράμματος LabView.

- Για την 2^η περίπτωση των 30°C αλλά αυτή την φορά με $Re=14077$ τα πειραματικά αποτελέσματα υπολογίστηκαν ακριβώς με τον ίδιο τρόπο.

Η παροχή του απιονισμένου νερού Q είναι $463,161 \text{ lt/h}$.

Η $U_{\text{μέση}}$ υπολογίστηκε από τον τύπο: $U_{\text{mish}} = \frac{4Q}{\rho D^2}$

Έχοντας τον τύπο της παροχής $Q=U \times A$, όπου $A = \frac{\rho D^2}{4}$

Επομένως

προκύπτει

$$U_{\text{μέση}} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 * 1,28656 * 10^{-4}}{\pi * (0,008)^2} = 2,561 \text{ m/s}$$

Επομένως για την 2^η περίπτωση η ταχύτητα προκύπτει $U_{\text{μέση}}=2,561 \text{ m/sec}$.

Ο αριθμός Reynolds μετρήθηκε από το πρόγραμμα: **Re=14077**.

Ο αριθμός Prandtl για 30°C δίνεται από πίνακα και είναι **5.42** για νερό.

Ο αριθμός Nusselt υπολογίστηκε από τον τύπο:

$$Nu = 0,023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} = 0,023 * 14077^{0.8} * 5,42^{0.4} = 94,218$$

Οπότε **Nu=94,218**

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας **h (W/ m²°C)** υπολογίστηκε από τον παρακάτω τύπο:

$$h_{\text{νερού}} = \frac{Nu * k_{\text{νερού}}}{D} = 7243,04 \text{ W/m}^2\text{C}$$

- Για την 3^η περίπτωση των 30°C και Re=19015 τα πειραματικά αποτελέσματα υπολογίστηκαν και εδώ ακριβώς με τον ίδιο τρόπο.

Η παροχή του νερού Q είναι 578,849 lt/h.

Η $U_{\text{μέση}}$ υπολογίστηκε από τον τύπο: $U_{\text{μέση}} = \frac{4Q}{\rho D^2}$

Έχοντας τον τύπο της παροχής $Q=U \times A$, όπου $A = \frac{\rho D^2}{4}$

Επομένως

προκύπτει.

$$U_{\text{μέση}} = \frac{4Q}{\pi D^2} = \frac{4 * 1,60791 * 10^{-4}}{\pi * (0,008)^2} = 3,2 \text{ m/s}$$

Επομένως για την 3^η περίπτωση η ταχύτητα προκύπτει $U_{\text{μέση}} = 3,2 \text{ m/sec}$.

Ο αριθμός Reynolds και εδώ σε αυτήν την περίπτωση λήφθηκε από το Labview: **Re=19015**.

Ο αριθμός Prandtl για 30°C δίνεται από πίνακα και είναι **5.42**.

Ο αριθμός Nusselt υπολογίστηκε από τον τύπο:

$$Nu = 0,023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} = 0,023 * 19015^{0.8} * 5,42^{0.4} = 119,841$$

Οπότε **Nu=119,841**.

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας h (W/m^2C) υπολογίστηκε από τον παρακάτω τύπο:

$$h_{\text{νερού}} = \frac{Nu * k_{\text{νερού}}}{D} = 9212,8 W/m^2C$$

- Για την 4^η περίπτωση των 30°C και Re=23209 τα πειραματικά αποτελέσματα υπολογίστηκαν και εδώ ακριβώς με τον ίδιο τρόπο

Η παροχή του απιονισμένου νερού Q είναι 724,53 lt/h .

Η $U_{\text{μέση}}$ υπολογίστηκε από τον τύπο: $U_{\text{μέση}} = \frac{4Q}{\rho D^2}$.

Έχοντας τον τύπο της παροχής $Q=U \times A$, όπου $A = \frac{\rho D^2}{4}$

Επομένως προκύπτει

$$U_{\text{μέση}} = \frac{4Q}{\rho D^2} = \frac{4 * 2,01258 * 10^{-4}}{\pi * (0,008)^2} = 4,006 m/s$$

Επομένως για την 4^η περίπτωση η ταχύτητα προκύπτει $U_{\text{μέση}}=4,006 m/sec$.

Τιμή του αριθμού Reynolds : **Re=23209**

Ο αριθμός Prandtl δίνεται από πίνακα και είναι **5.42** για Νερό.

Ο αριθμός Nusselt υπολογίστηκε από τον τύπο:

$$Nu = 0,023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4} = 0,023 * 23209^{0.8} * 5,42^{0.4} = 140,557$$

Οπότε **Nu=140.557**.

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας h (W/m^2C) υπολογίστηκε από τον παρακάτω τύπο:

$$h_{\text{νερού}} = \frac{Nu * k_{\text{νερού}}}{D} = 10805,3 W/m^2C$$

Στην συνέχεια επαναλαμβάνουμε την ίδια διαδικασία για θερμοκρασίες **35, 40, 45** με αριθμούς **Pr: 4.83, 4.34** και **3.93** αντίστοιχα.

Έτσι προκύπτει ο παρακάτω πίνακας

Θερμοκρασία (°C)	Παροχή (lt/h)	Ταχύτητα (m/s)	Reynolds	Prandtl	Nusselt	h (W/m ² °C)	Mean Power (W)
30	223,216	1,234	9075	5,420	66,314	5097,884	40,830
30	463,161	2,561	14077	5,420	94,218	7243,038	128,791
30	578,849	3,200	19015	5,420	119,841	9212,760	128,825
30	724,530	4,006	23209	5,420	140,557	10805,325	58,353
35	231,786	1,282	8564	4,83	60,457	4647,647	91,592
35	441,737	2,442	14526	4,83	92,262	7092,652	97,226
35	625,981	3,461	20270	4,83	120,445	9259,229	92,433
35	745,954	4,124	23588	4,83	135,975	10453,091	92,147
40	274,633	1,518	9491	4,34	62,889	4834,576	70,483
40	454,592	2,513	15102	4,34	91,191	7010,297	100,864
40	578,849	3,200	19348	4,34	111,182	8547,079	96,434
40	745,954	4,124	23313	4,34	129,063	9921,730	102,716
45	223,216	1,234	9195	3,93	58,929	4530,137	111,177
45	527,432	2,916	15492	3,93	89,448	6876,318	116,785
45	613,127	3,390	19007	3,93	105,345	8098,430	111,583
45	786,345	4,348	23209	3,93	123,598	9501,565	122,457

Πίνακας 4.1: Συνοπτικός πίνακας υπολογιστικών και πειραματικών αποτελεσμάτων της πειραματικής διάταξης για όλες τις περιπτώσεις που μελετήθηκαν για το νερό.

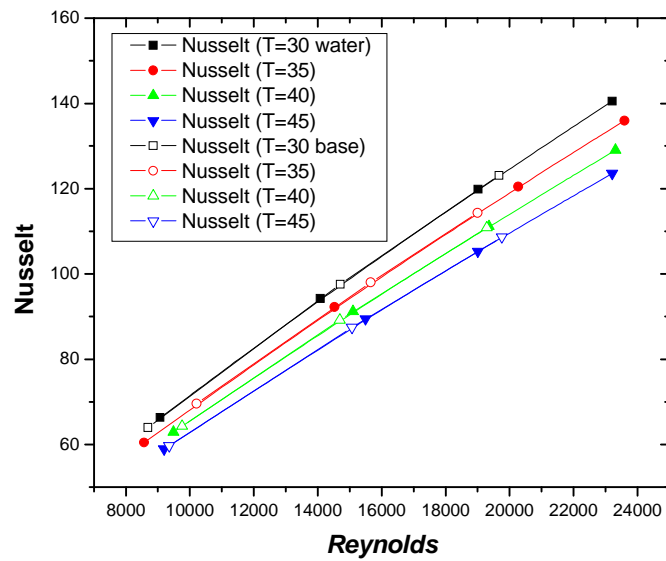
Θερμοκρασία (°C)	Παροχή (lt/h)	Ταχύτητα (m/s)	Reynolds	Prandtl	Nusselt	h (W/m ² °C)	Mean Power (W)
30	291.772	1.613	8685	5.420	64.024	4921.852	72.509
30	437.453	2.419	14706	5.420	97.572	7500.813	69.445
30	604.557	3.343	19671	5.420	123.137	9466.160	48.506
35	360.328	1.992	10206	4.83	69.565	5347.814	79.255
35	476.015	2.632	15659	4.83	97.976	7531.874	93.224
35	604.557	3.343	18999	4.83	114.365	8791.772	89.374
40	360.328	1.992	9756	4.34	64.290	4942.268	106.823
40	493.154	2.727	14686	4.34	89.176	6855.382	116.943
40	587.418	3.248	19284	4.34	110.887	8524.454	111.3
45	231.786	1.282	9353	3.93	59.737	4592.305	120.212
45	441.737	2.442	15069	3.93	87.489	6725.701	122.837
45	587.418	3.248	19759	3.93	108.667	8353.759	119.994

Πίνακας 4.1: Συνοπτικός πίνακας υπολογιστικών και πειραματικών αποτελεσμάτων της πειραματικής διάταξης για όλες τις περιπτώσεις που μελετήθηκαν για την βάση.

θ °C	c_p kJ/kg·°C	ρ kg/m ³	$\mu \times 10^3$ kg/m·s	$\nu \times 10^6$ m ² /s	k W/m·°C	$\alpha \times 10^7$ m ² /s	$\beta \times 10^3$ 1/K	Pr
30	4.180	995.7	0.7978	0.8012	0.6150	1.478	0.306	5.42
35	4.179	994.1	0.7196	0.7238	0.6221	1.497	0.349	4.83
40	4.179	992.3	0.6531	0.6582	0.6286	1.516	0.389	4.34
45	4.182	990.2	0.5962	0.6021	0.6347	1.533	0.427	3.93
50	4.182	998.0	0.5471	0.5537	0.6405	1.550	0.462	3.57

Πίνακας 4.2: Ιδιότητες κορεσμένου νερού.

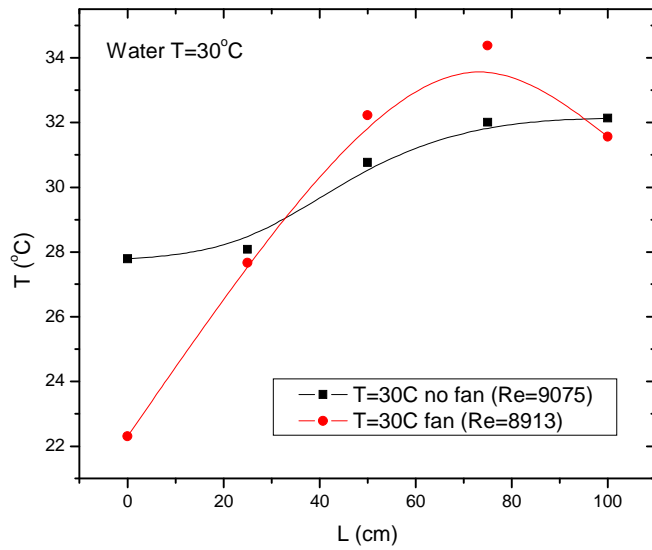
Παρατηρήθηκε ότι ροή είναι τυρβώδης σύμφωνα με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τον αριθμό Reynolds ($Re > 10000$). Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας παρά τις διαφορετικές θερμοκρασίες παρέμεινε της ίδιας τάξης μεγέθους.



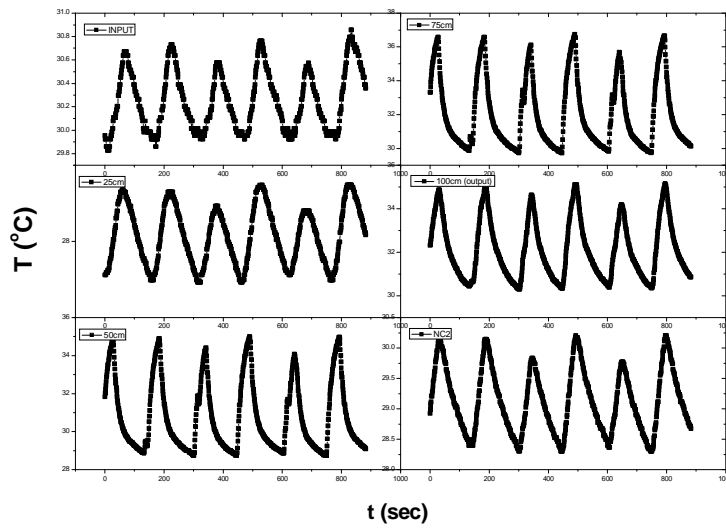
4.3 Πειραματικά διαγράμματα

4.3.1 Διαγράμματα Νερού

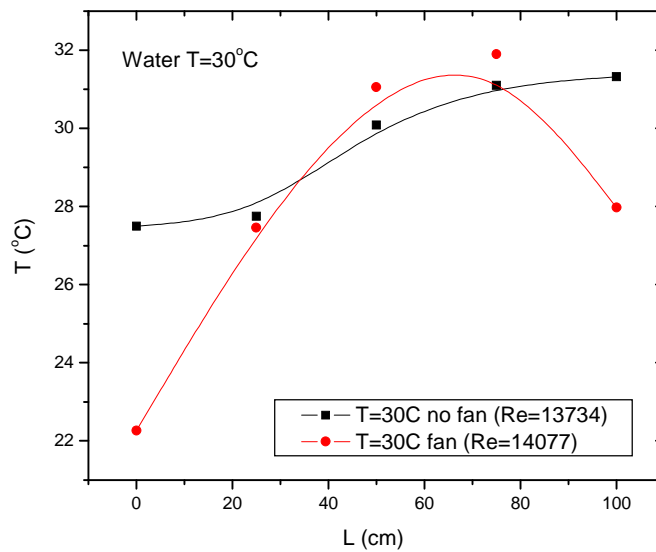
Εκτός από τον υπολογισμό των πειραματικών αποτελεσμάτων σχεδιάστηκαν και πειραματικά διαγράμματα για την παραπάνω σειρά των πειραμάτων. Αυτά είναι διαγράμματα θερμοκρασίας σε συνάρτηση με το μήκος του σωλήνα, καθώς και της θερμοκρασίας συναρτήσει του χρόνου, για τις μετρήσεις που έγιναν με το νερό, και θερμοκρασίες των 30°C, 35°C, 40°C και 45°C προέκυψαν:



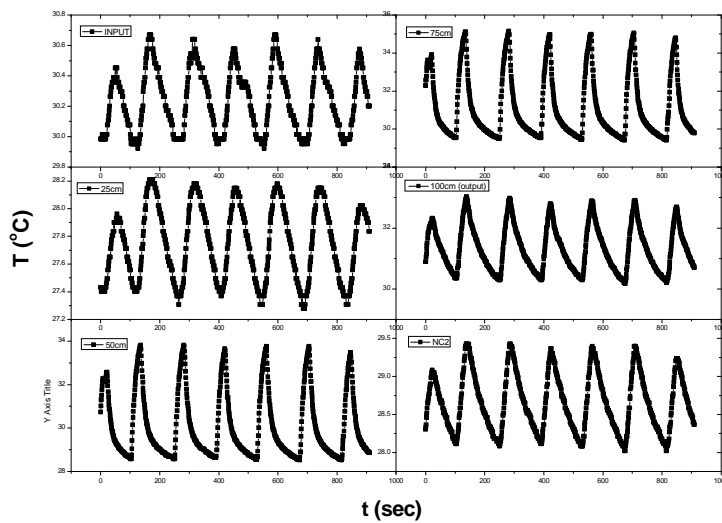
Εικόνα 4.2: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 30°C για $Re=9075$ και $Re=8913$, με χρήση ανεμιστήρα.



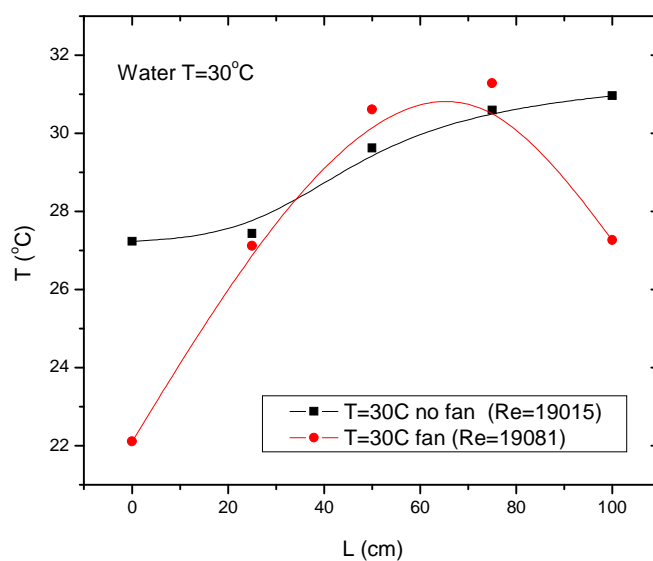
Εικόνα 4.3: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 30°C και $Re=9075$.



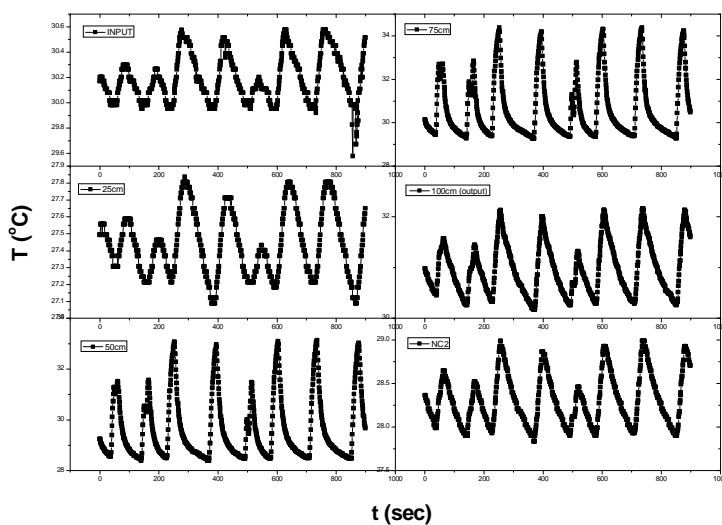
Εικόνα 4.4: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 30°C για $Re=13734$ και $Re=14077$, με χρήση ανεμιστήρα.



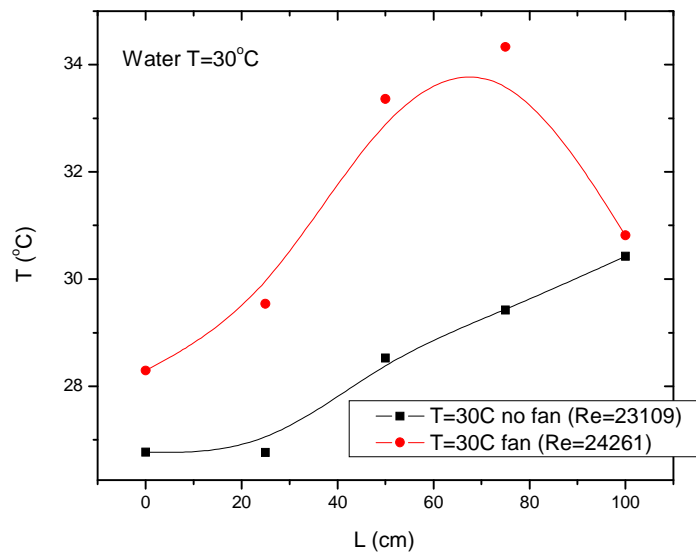
Εικόνα 4.5: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 30°C και $Re=13734$.



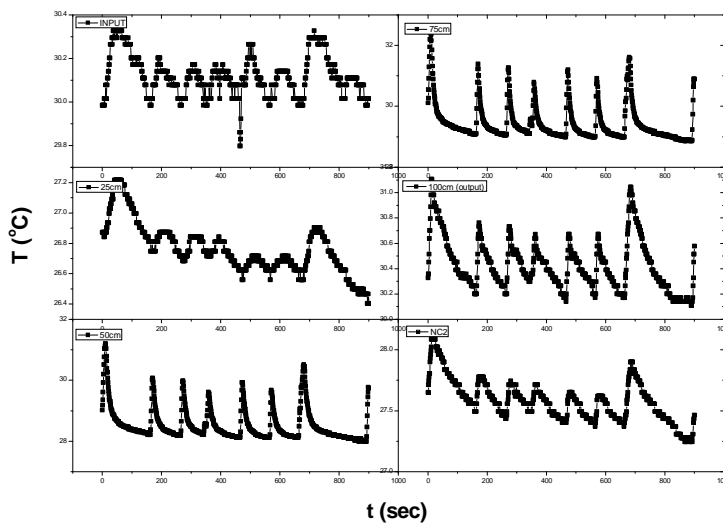
Εικόνα 4.6: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 30°C για $Re=19015$ και $Re=19081$, με χρήση ανεμιστήρα.



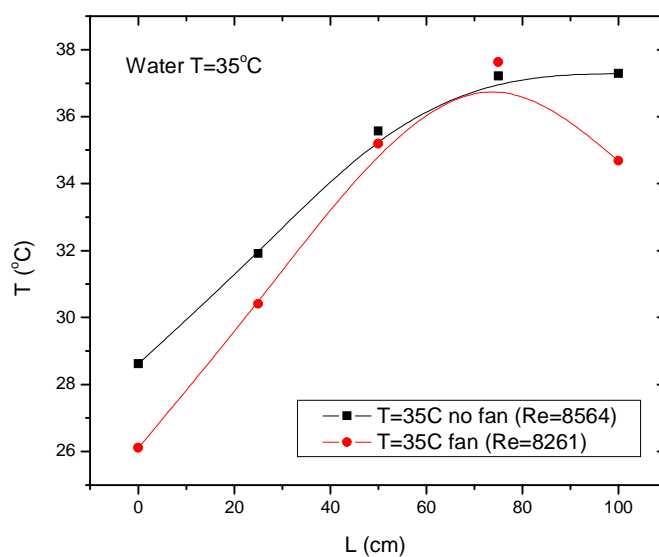
Εικόνα 4.7: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 30°C και $Re=19015$.



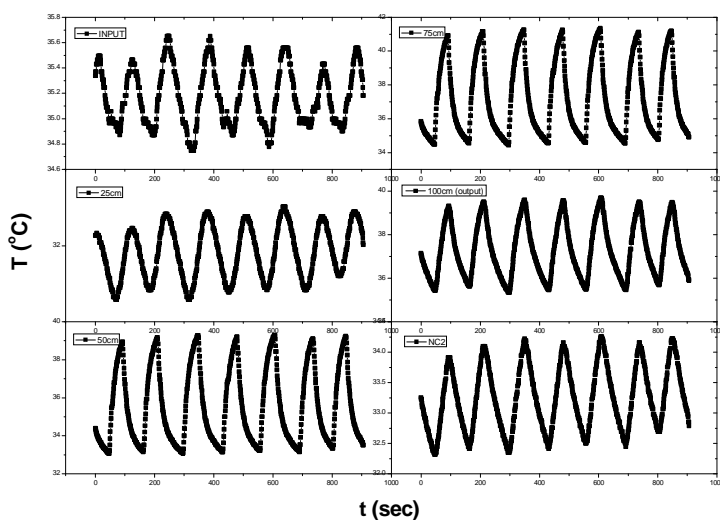
Εικόνα 4.8: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 30°C για $Re=23209$ και $Re=24261$, με χρήση ανεμιστήρα.



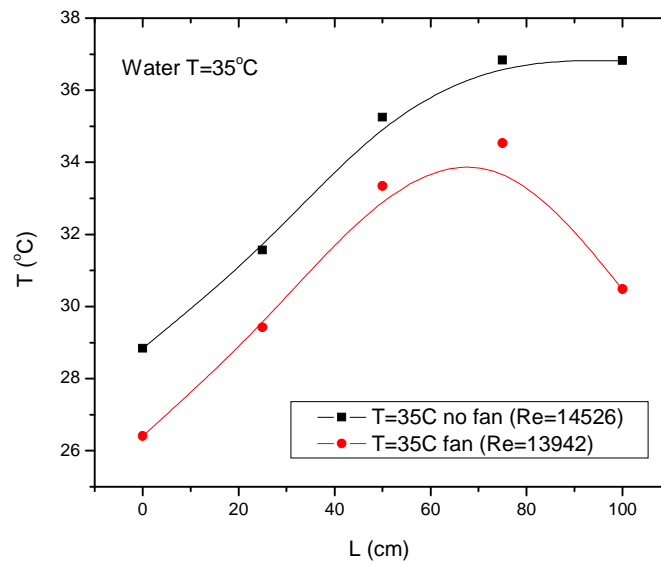
Εικόνα 4.9: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 30°C και $Re=23209$.



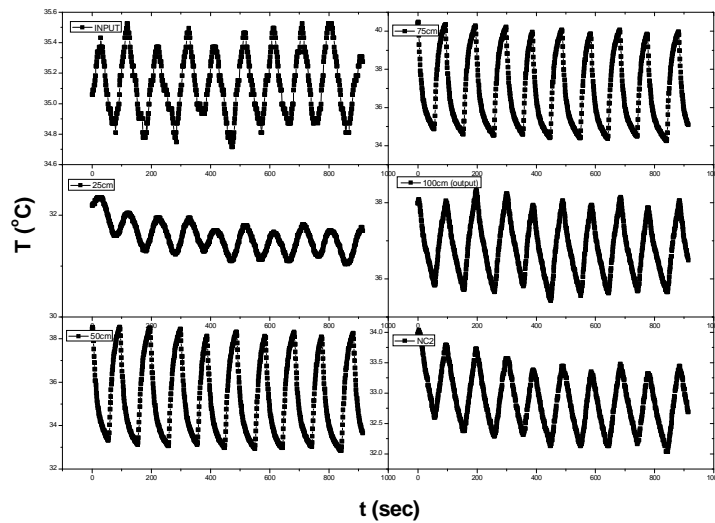
Εικόνα 4.10: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 35°C για $Re=8564$ και $Re=8261$, με χρήση ανεμιστήρα.



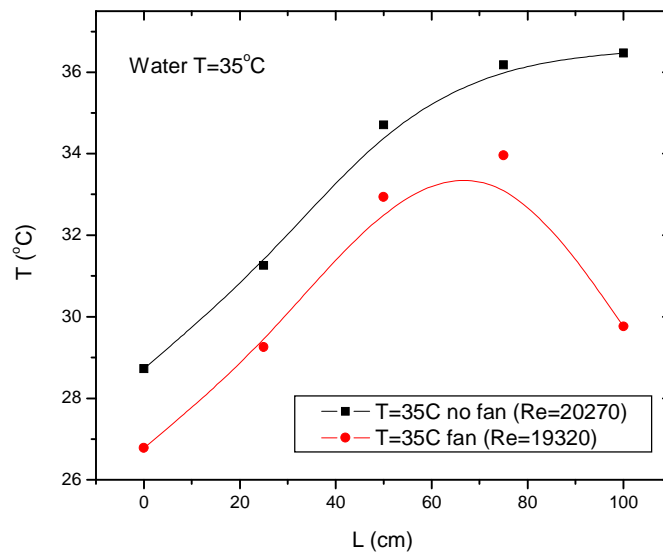
Εικόνα 4.11: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 35°C και $Re=8564$.



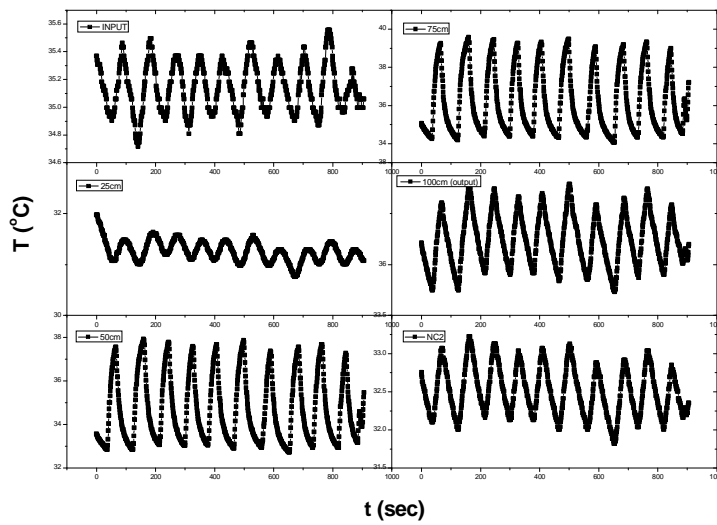
Εικόνα 4.12: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 35°C για $Re=14526$ και $Re=13942$, με χρήση ανεμιστήρα.



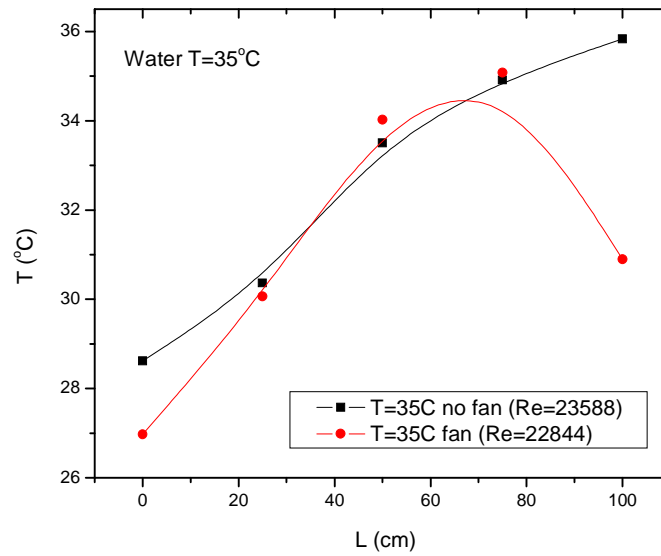
Εικόνα 4.13: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 35°C και $Re=14526$.



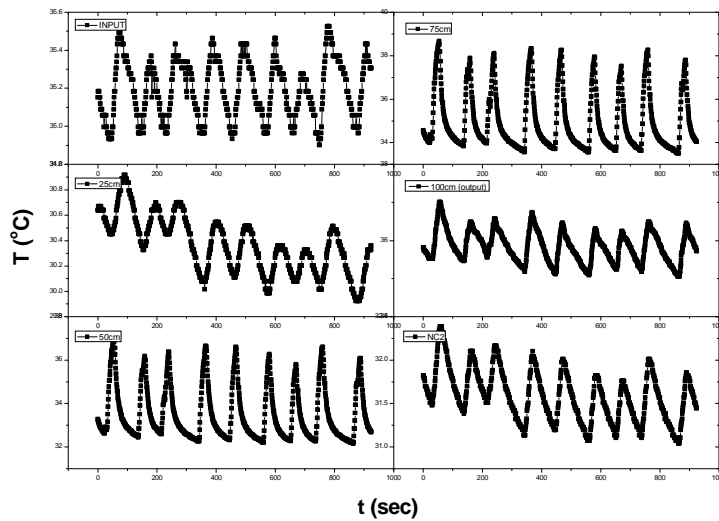
Εικόνα 4.14: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 35°C για $Re=20271$ και $Re=19320$, με χρήση ανεμιστήρα.



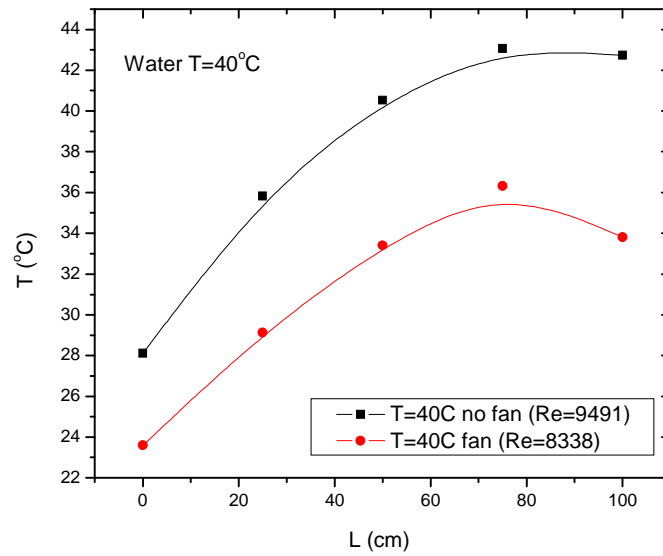
Εικόνα 4.15: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 35°C και $Re=20271$.



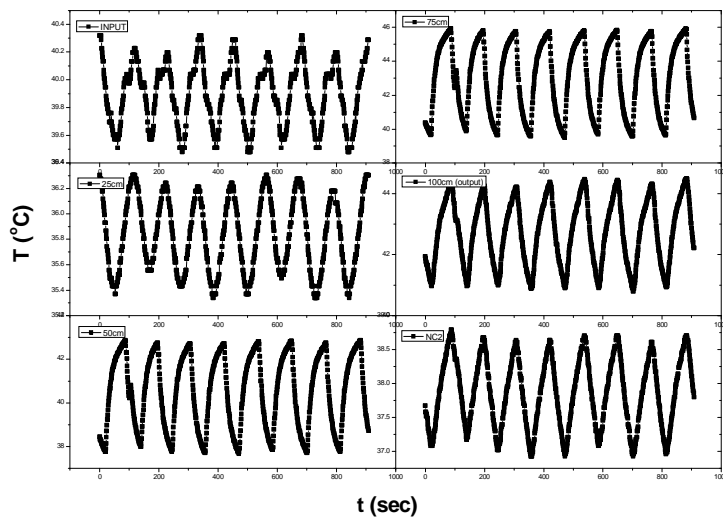
Εικόνα 4.16: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 35°C για $Re=23588$ και $Re=22844$, με ανεμιστήρα.



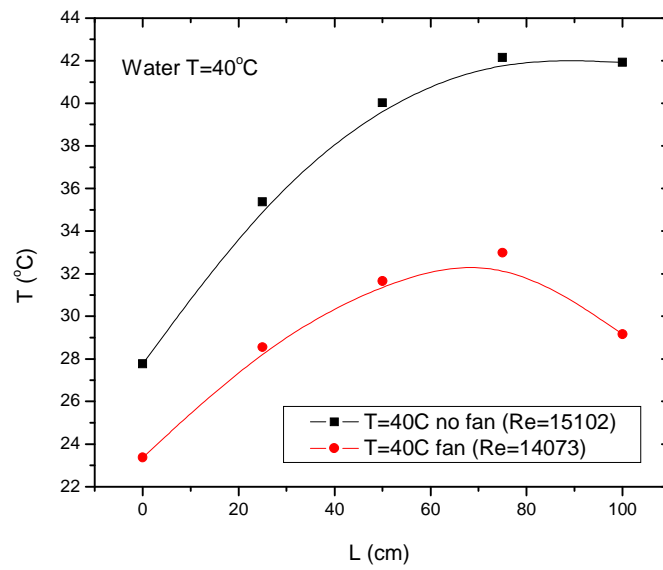
Εικόνα 4.17: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 35°C και $Re=23588$.



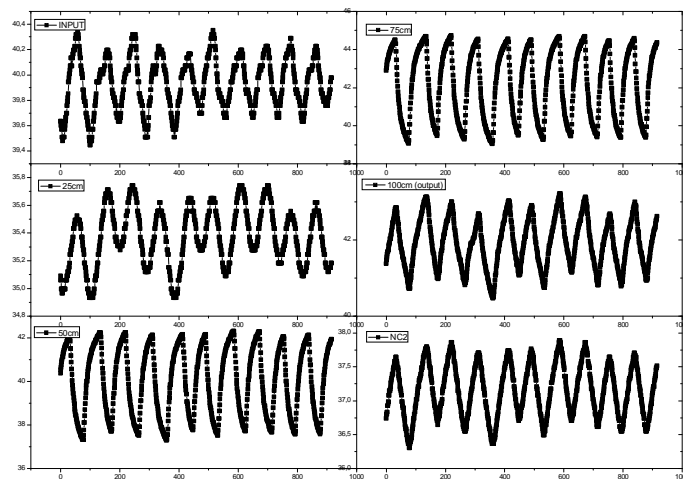
Εικόνα 4.18: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 40°C για $Re=9491$ και $Re=8338$, με ανεμιστήρα.



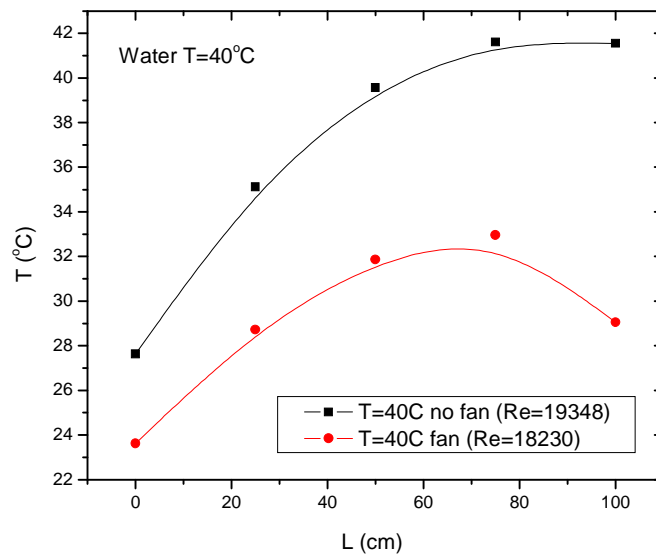
Εικόνα 4.19: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 40°C και $Re=9491$.



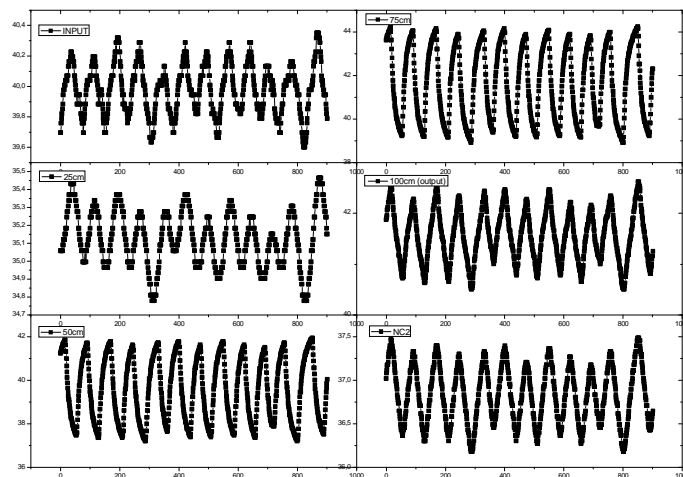
Εικόνα 4.20: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 40°C για $Re=15102$ και $Re=14073$, με ανεμιστήρα.



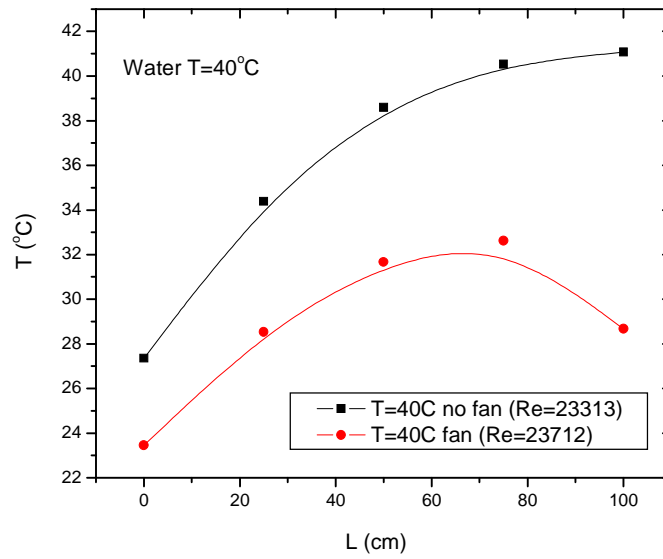
Εικόνα 4.21: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 40°C και $Re=15102$.



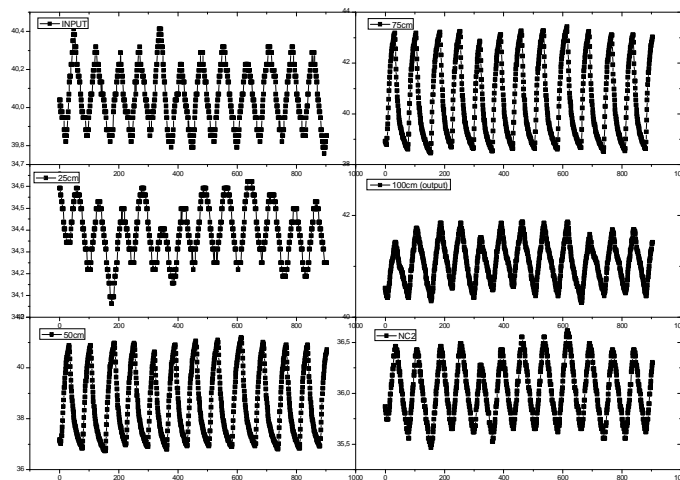
Εικόνα 4.22: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 40°C για $Re=19348$ και $Re=18230$, με ανεμιστήρα.



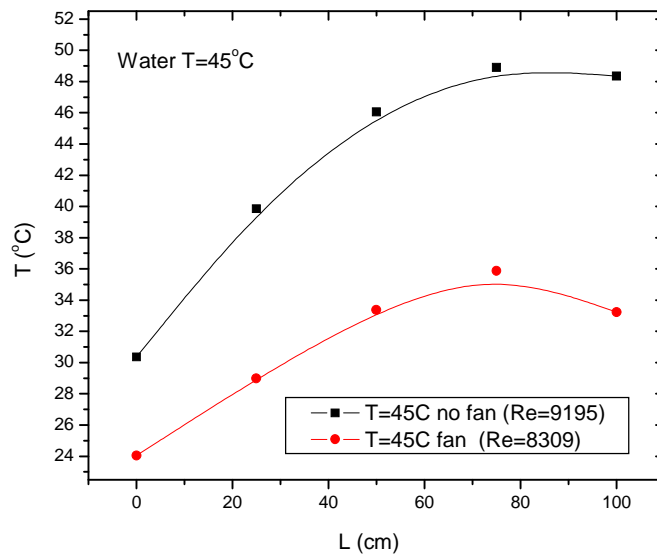
Εικόνα 4.23: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 40°C και $Re=19348$.



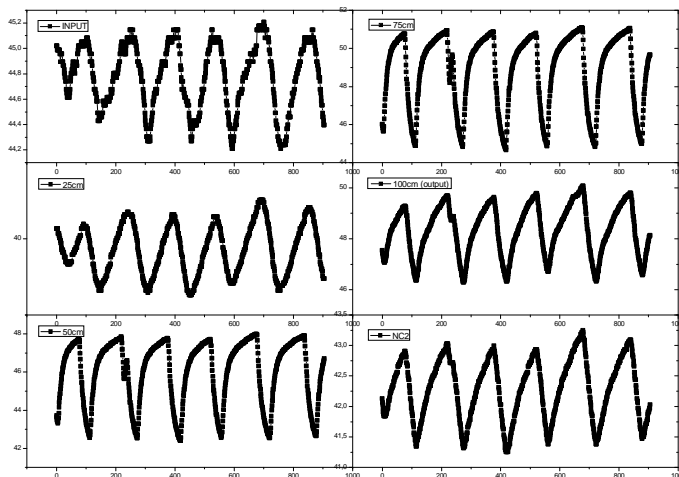
Εικόνα 4.24: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 40°C για $Re=23313$ και $Re=23712$, με ανεμιστήρα.



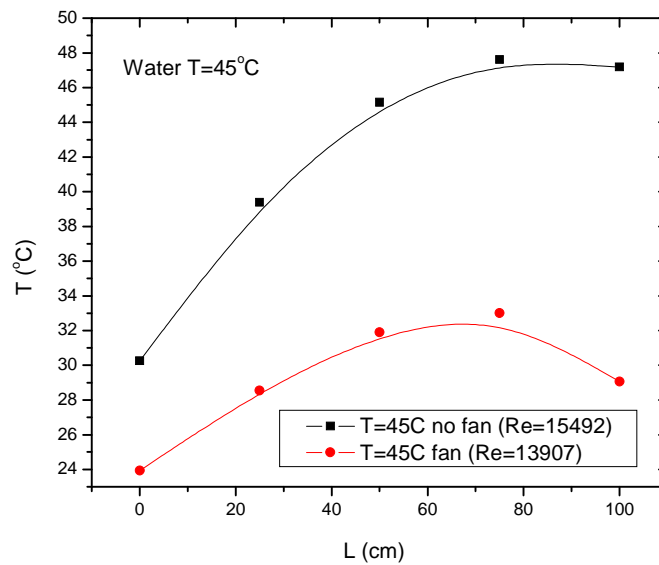
Εικόνα 4.25: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 40°C και $Re=23313$.



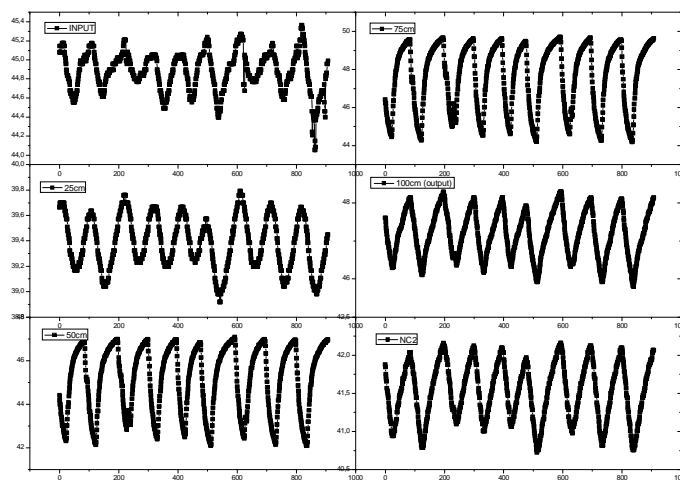
Εικόνα 4.26: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 45°C για $Re=9195$ και $Re=8309$, με ανεμιστήρα.



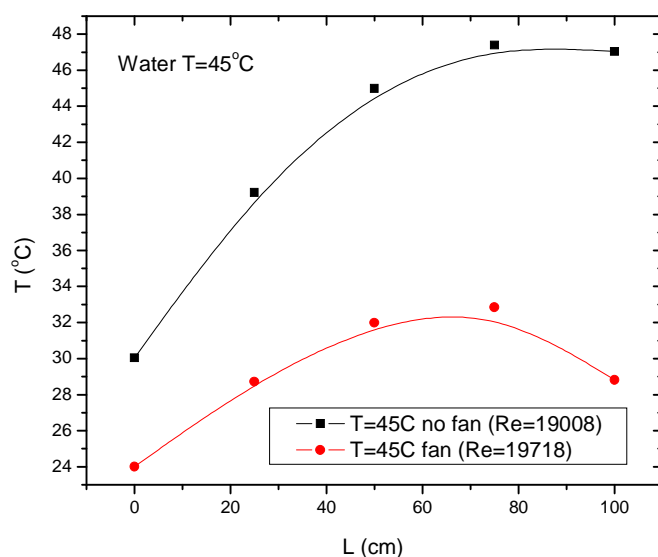
Εικόνα 4.27: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 45°C και $Re=9195$.



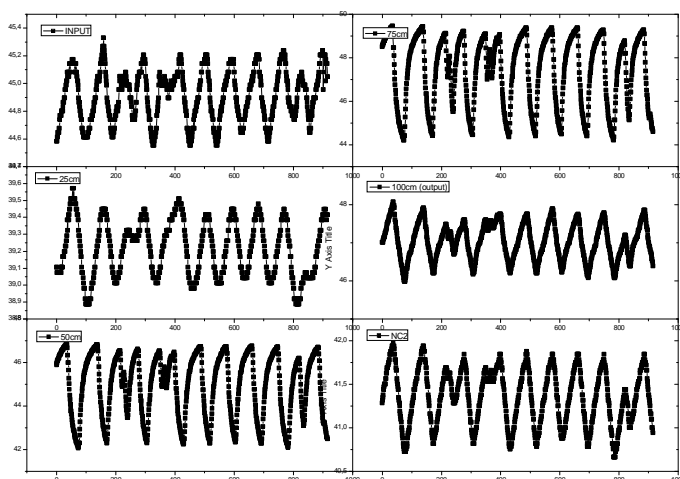
Εικόνα 4.28: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 45°C για $Re=15492$ και $Re=13907$, με ανεμιστήρα.



Εικόνα 4.29: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 45°C και $Re=15492$.



Εικόνα 4.30: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 45°C για $Re=19008$ και $Re=19718$, με ανεμιστήρα.

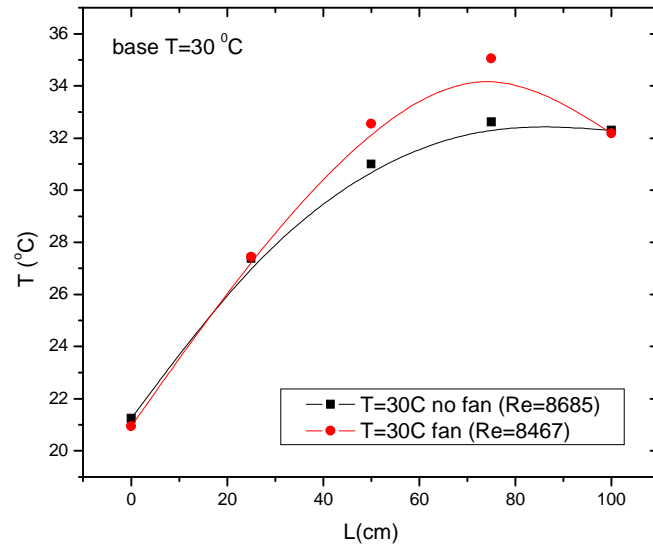


Εικόνα 4.31: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) του ρευστού συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 45°C και $Re=19008$.

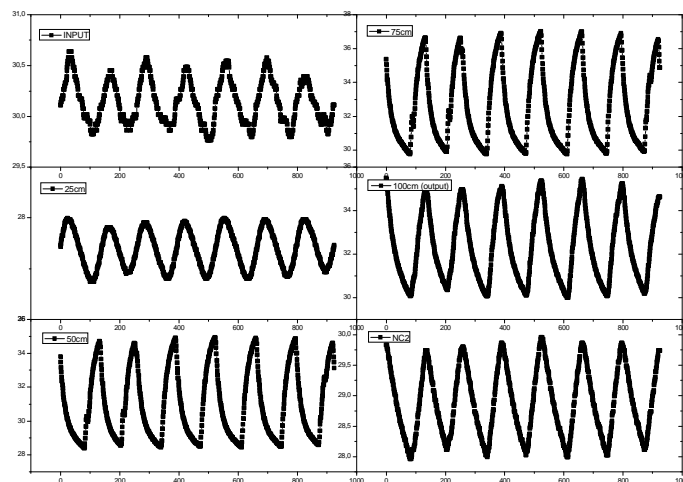
4.3.2 Διαγράμματα Βάσης

Εκτός από τον υπολογισμό των πειραματικών αποτελεσμάτων σχεδιάστηκαν και πειραματικά διαγράμματα για την παραπάνω σειρά των πειραμάτων. Αυτά είναι διαγράμματα θερμοκρασίας σε συνάρτηση με το μήκος του σωλήνα. καθώς και της θερμοκρασίας

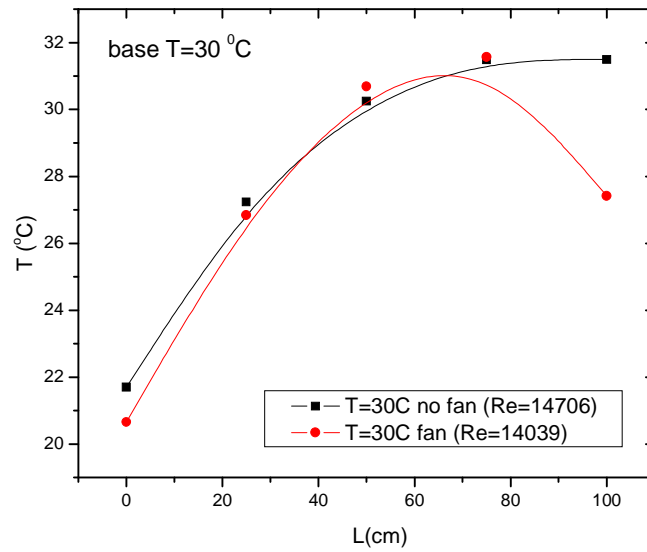
συναρτήσε του χρόνου,για τις μετρήσεις που έγιναν με την βάση, και θερμοκρασίες των 30°C, 35°C, 40°C και 45°C προέκυψαν:



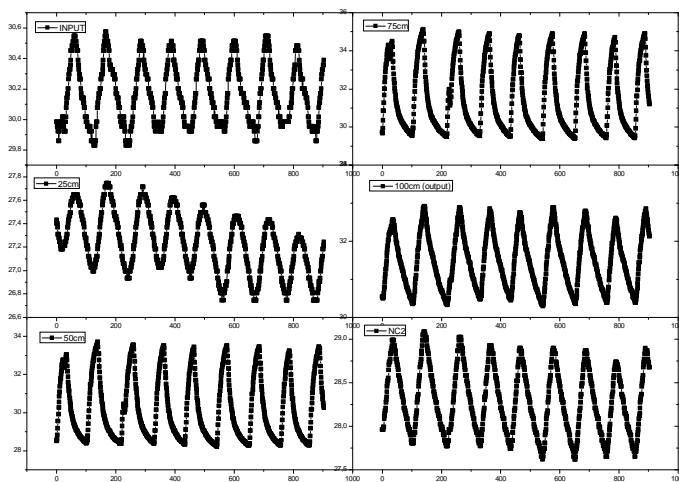
Εικόνα 4.47: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 30°C για $Re=8685$ και $Re=8467$, με ανεμιστήρα.



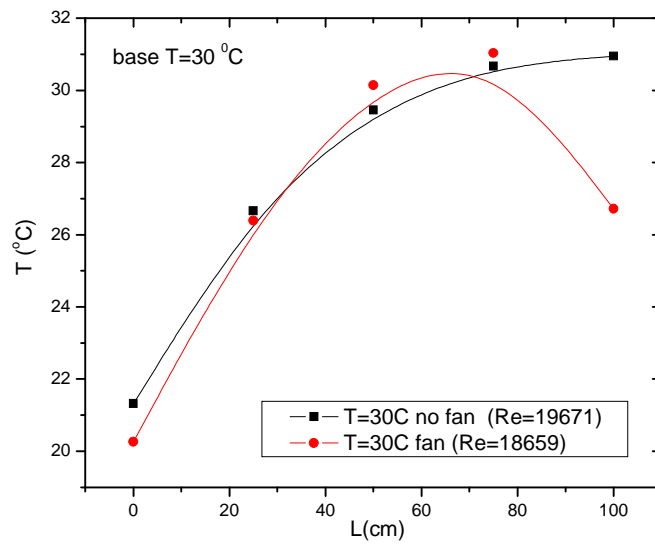
Εικόνα 4.49: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm, καθώς και στην έξοδό του, για 30°C και $Re=8685$.



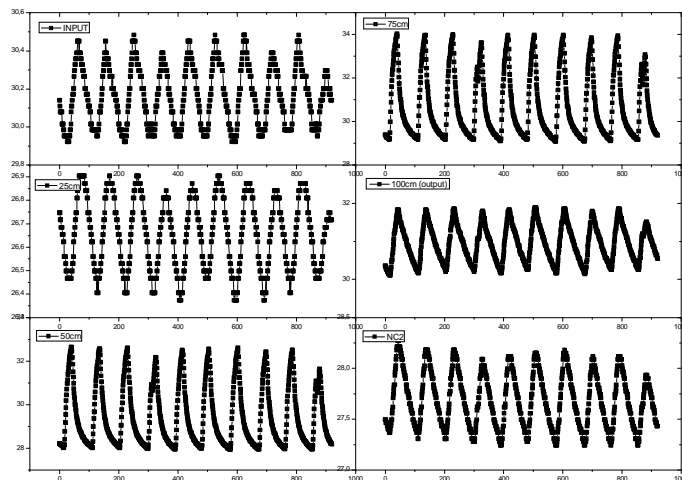
Εικόνα 4.50: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (L) στους 30°C για $Re=14706$ και $Re=8467$, με ανεμιστήρα.



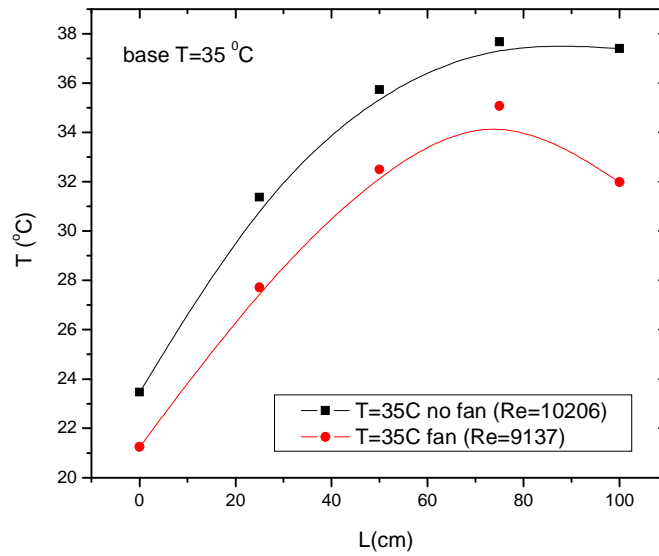
Εικόνα 4.52: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 30°C και $Re=14706$.



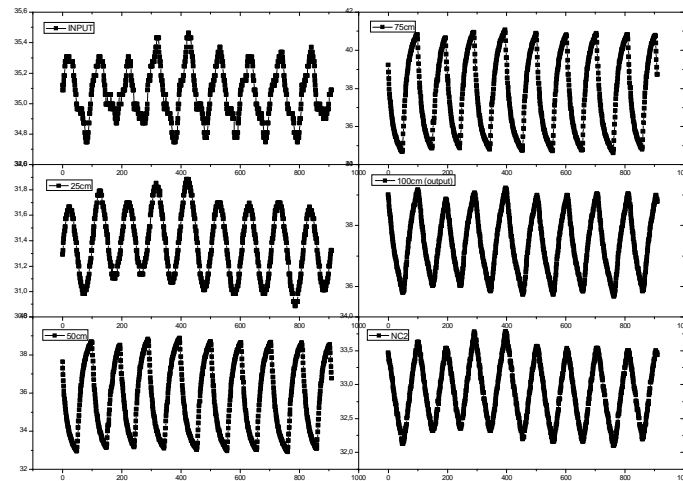
Εικόνα 4.53: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 30°C για $Re=19671$ και $Re=18659$, με ανεμιστήρα.



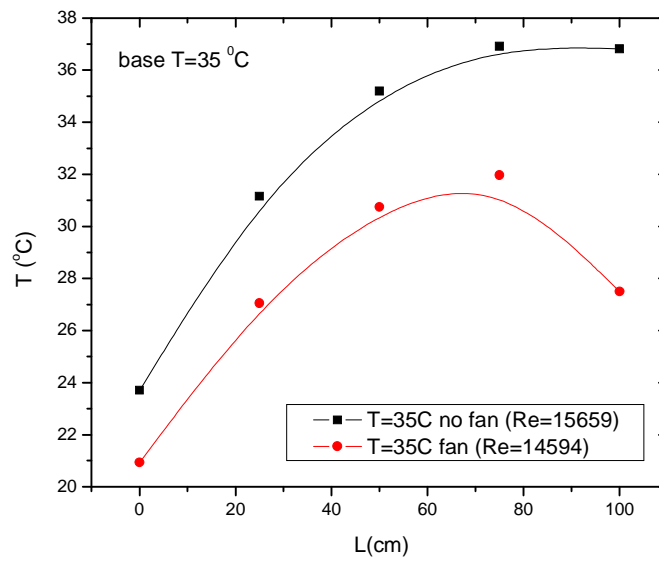
Εικόνα 4.55: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 30°C και $Re=19671$.



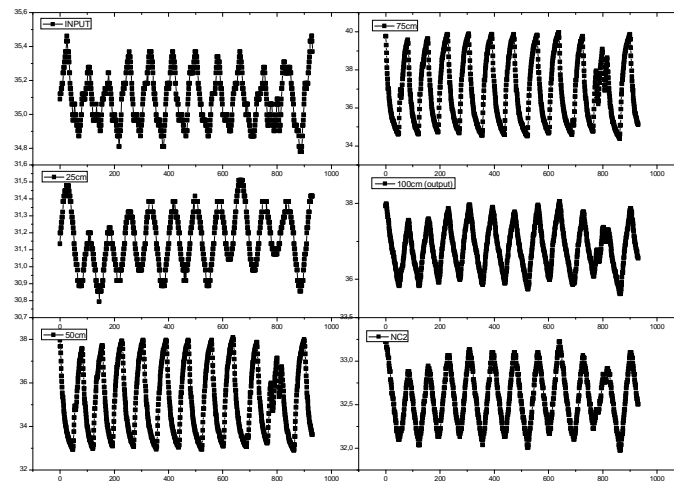
Εικόνα 4.56: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 35°C για $Re=10206$ και $Re=9137$, με ανεμιστήρα.



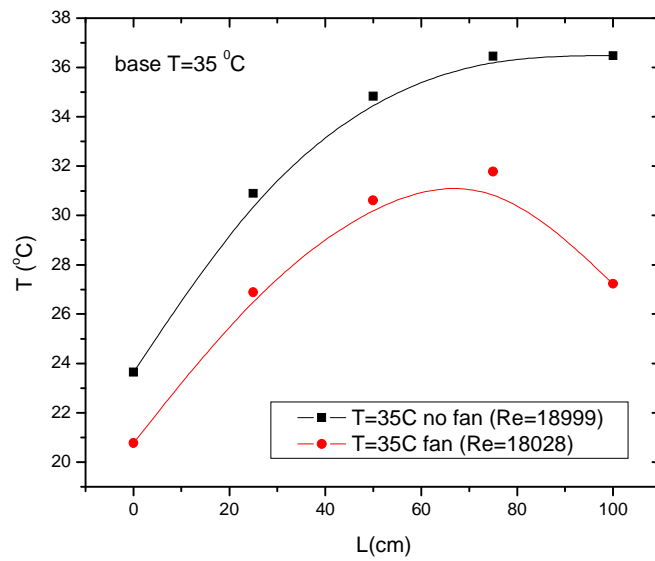
Εικόνα 4.58: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 35°C και $Re=10206$.



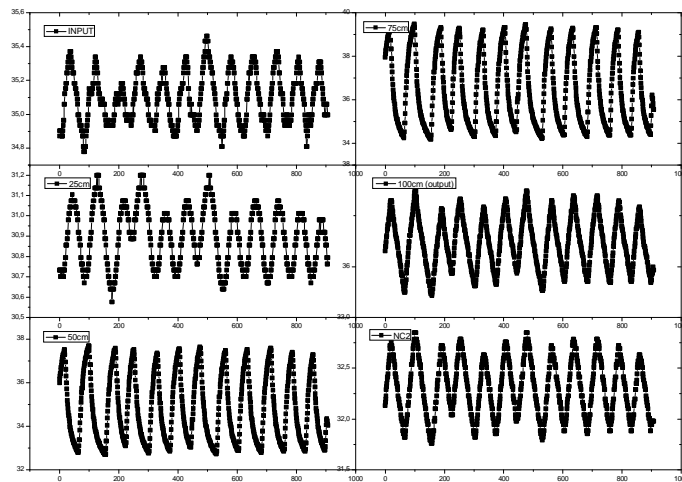
Εικόνα 4.59: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 35°C για $Re=15659$ και $Re=14594$, με ανεμιστήρα.



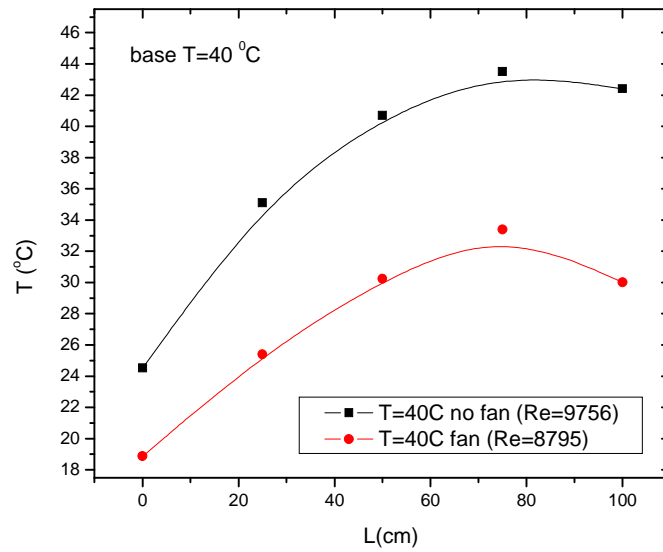
Εικόνα 4.61: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 35°C και $Re=15659$.



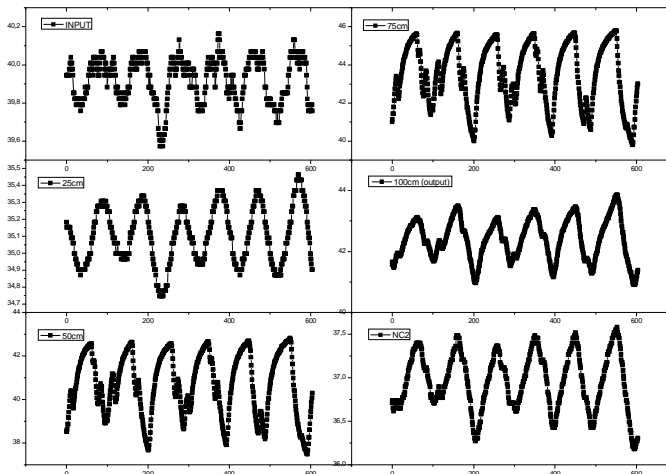
Εικόνα 4.62: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 35°C για $Re=18999$ και $Re=18028$, με ανεμιστήρα.



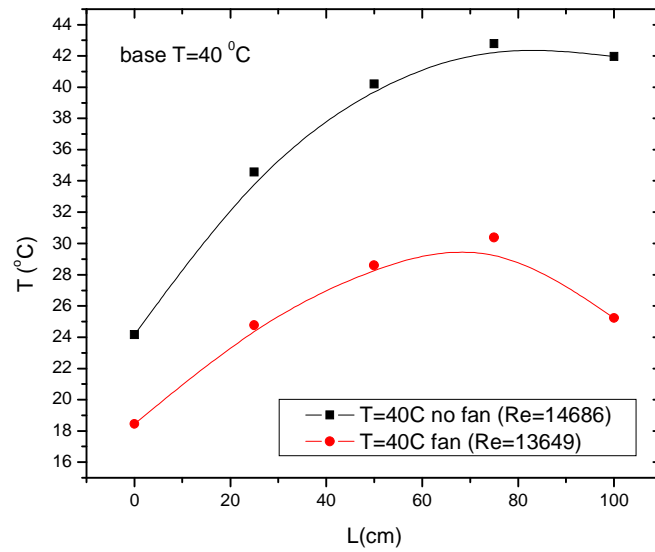
Εικόνα 4.64: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 35°C και $Re=18999$.



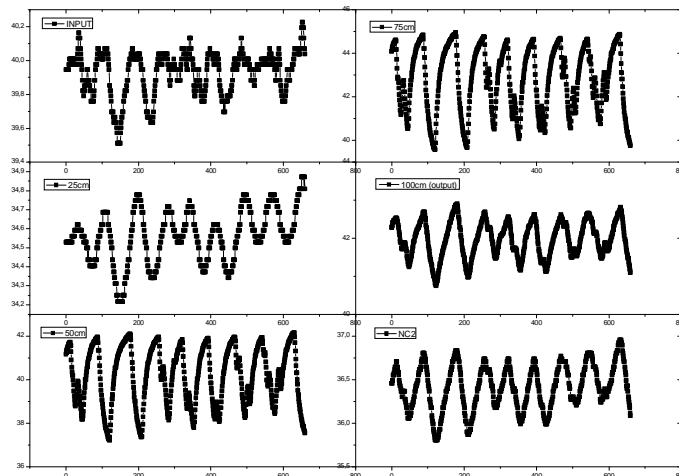
Εικόνα 4.65: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 40°C για $Re=9756$ και $Re=8795$, με ανεμιστήρα.



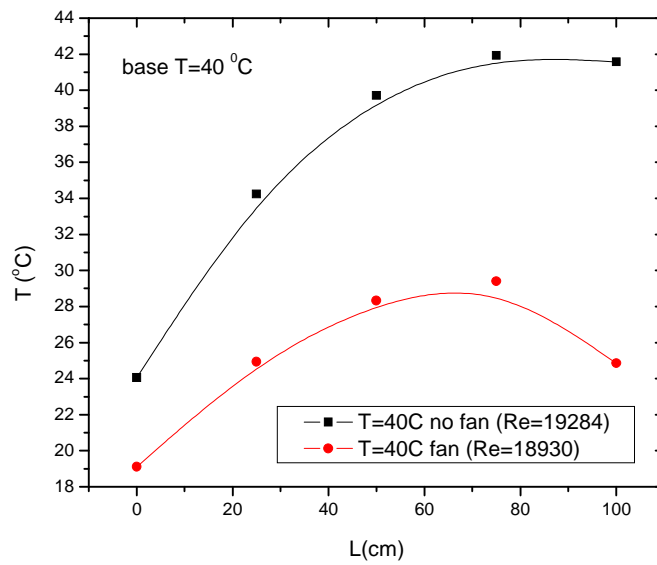
Εικόνα 4.67: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 40°C και $Re=9756$.



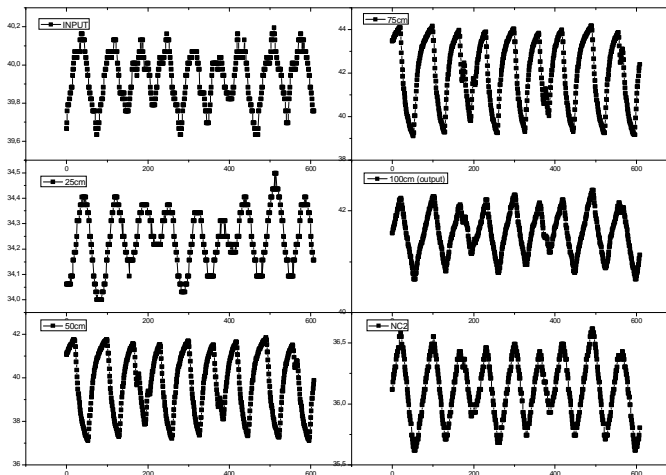
Εικόνα 4.68: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 40°C για $Re=14686$ και $Re=13649$, με ανεμιστήρα.



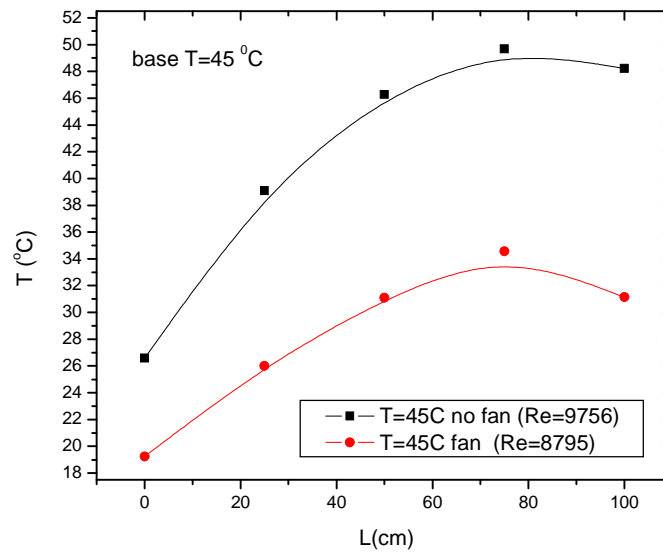
Εικόνα 4.70: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 40°C και $Re=14686$.



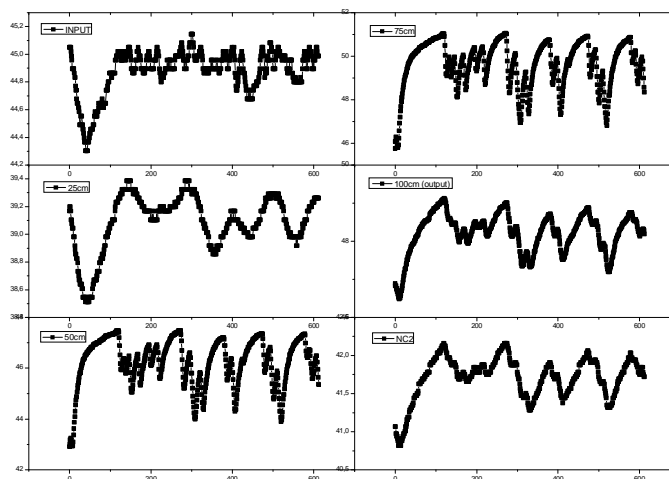
Εικόνα 4.71: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 40°C για $Re=19284$ και $Re=18930$, με ανεμιστήρα.



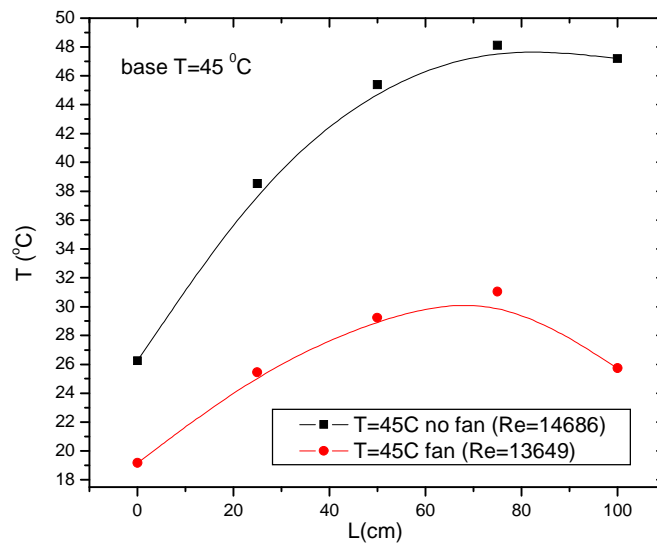
Εικόνα 4.73: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 40°C και $Re=19284$.



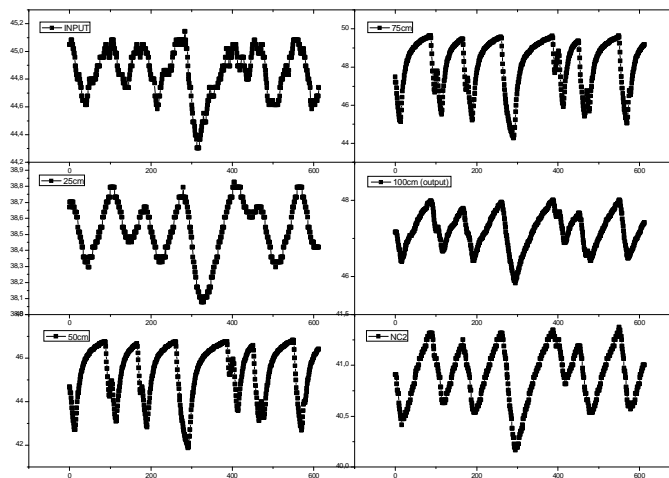
Εικόνα 4.74: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 45°C για $Re=9756$ και $Re=8795$, με ανεμιστήρα



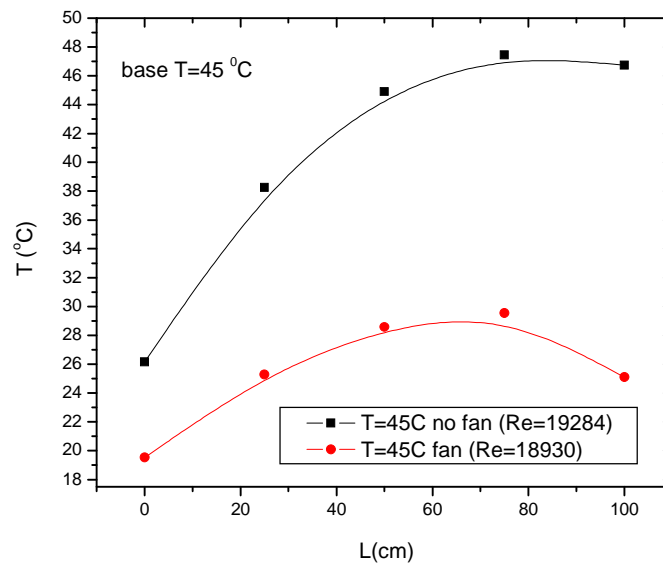
Εικόνα 4.76: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm καθώς και στην έξοδό του, για 45°C και $Re=9756$.



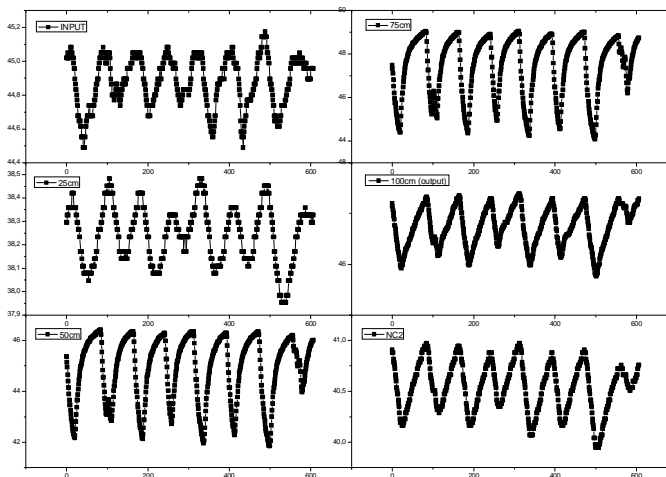
Εικόνα 4.77: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 45°C για $Re=14686$ και $Re=13649$, με ανεμιστήρα.



Εικόνα 4.79: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 45°C και $Re=14686$.

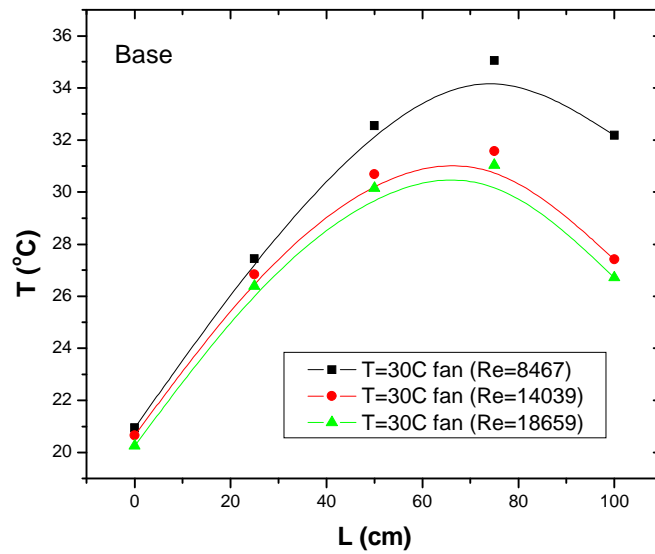
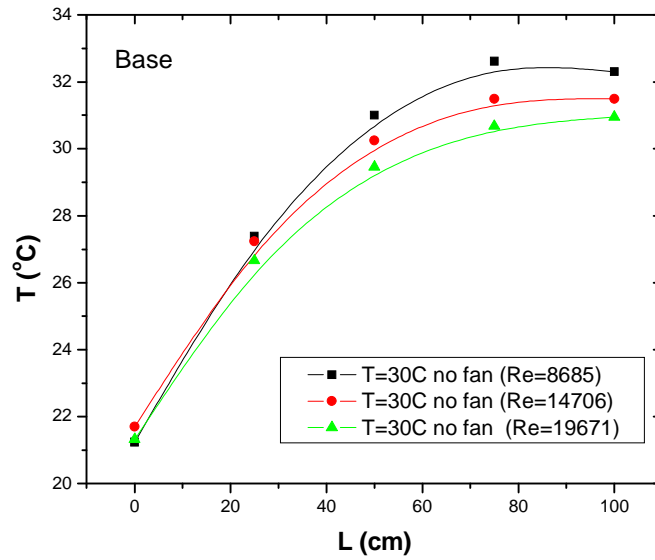


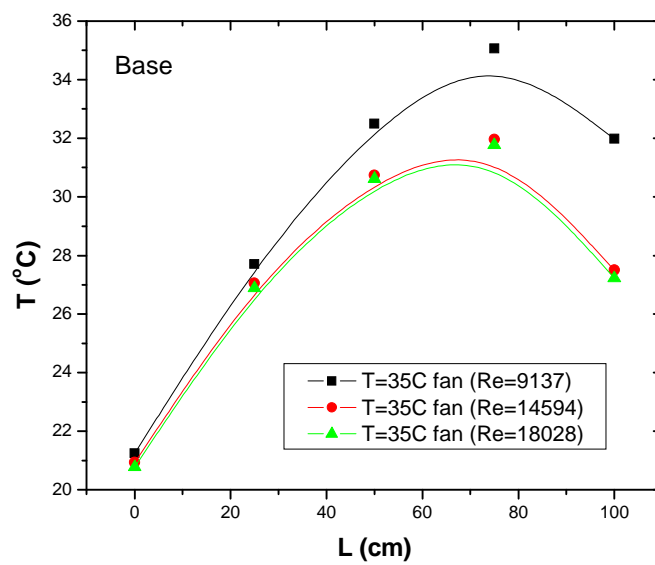
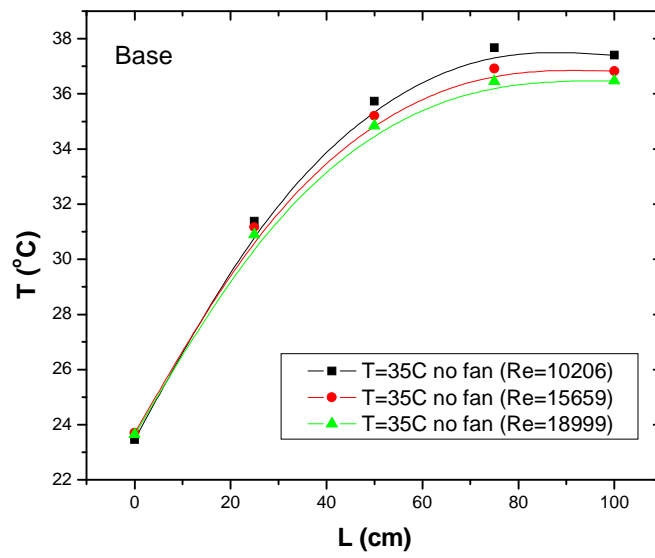
Εικόνα 4.80: Διάγραμμα μεταβολής θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του μήκους του σωλήνα (l) στους 45°C για $Re=19284$ και $Re=18930$, με ανεμιστήρα

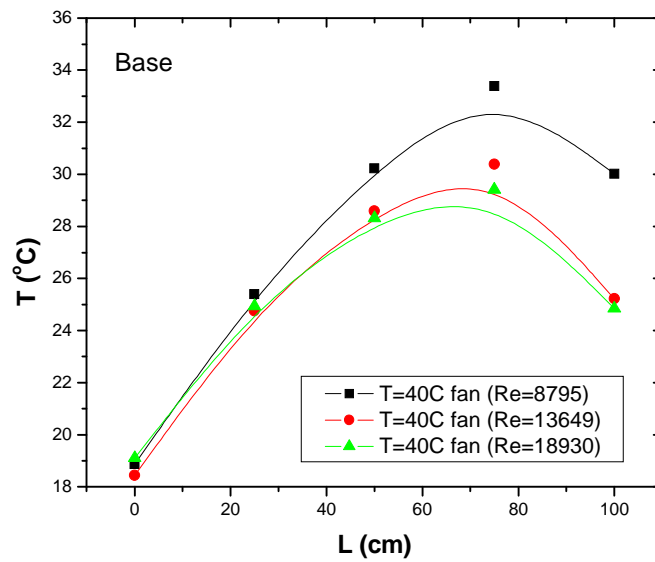
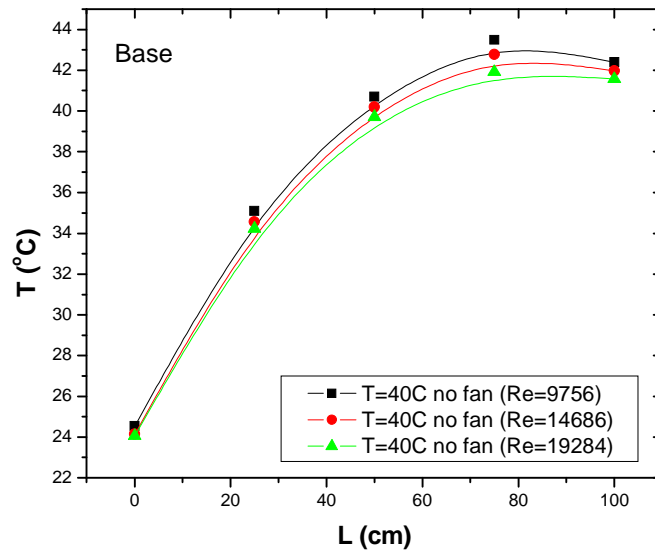


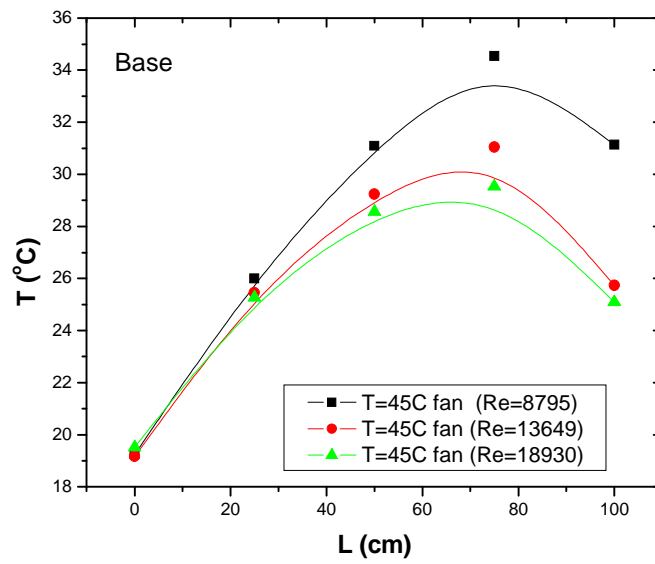
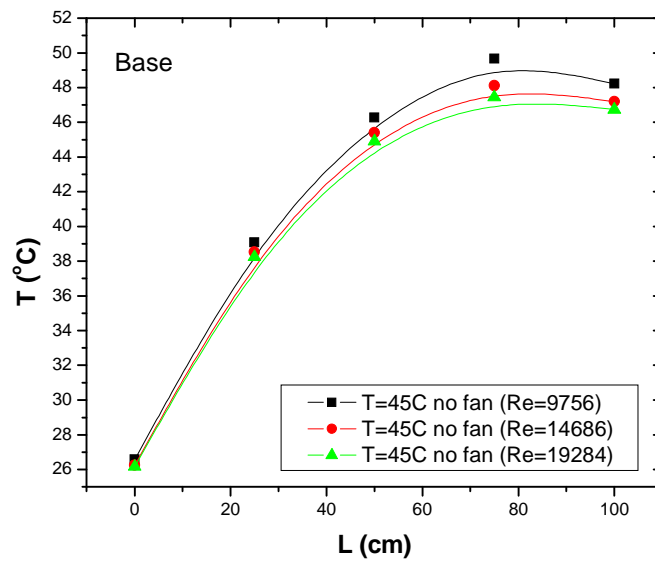
Εικόνα 4.82: Διάγραμμα διακύμανσης θερμοκρασίας (T) της βάσης συναρτήσει του χρόνου (t) πριν την είσοδο στο σωλήνα, κατά μήκος του σωλήνα ανά 25cm , καθώς και στην έξοδό του, για 45°C και $Re=19284$.

4.3.3 Διαγράμματα ίδιας θερμοκρασίας και διαφορετικού Re βάσης

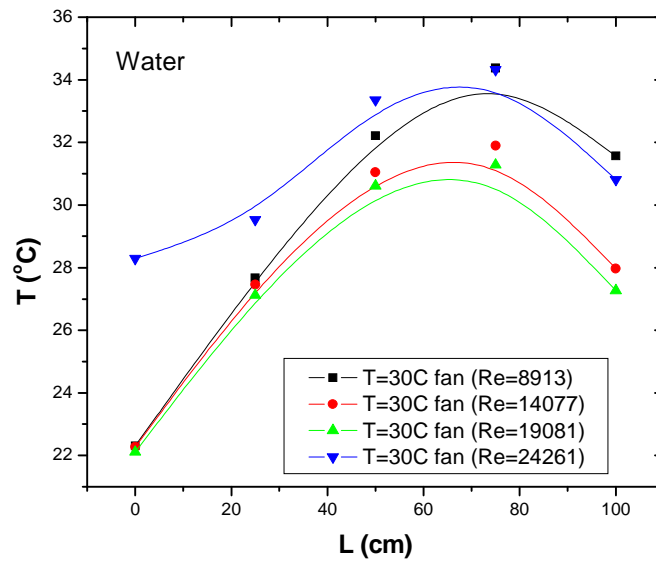
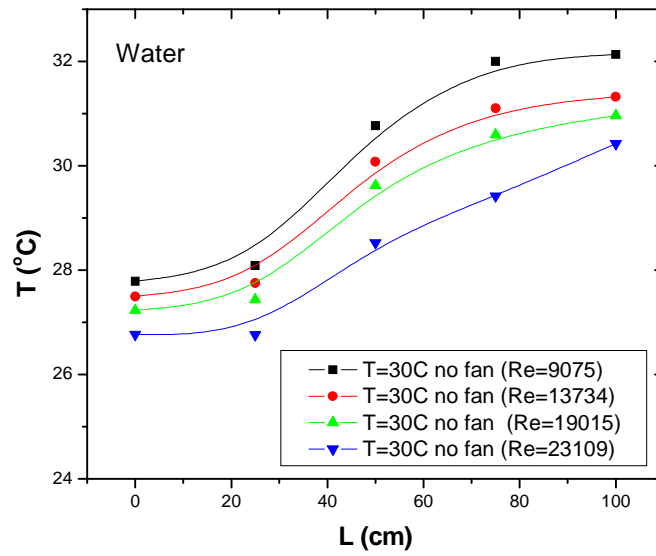


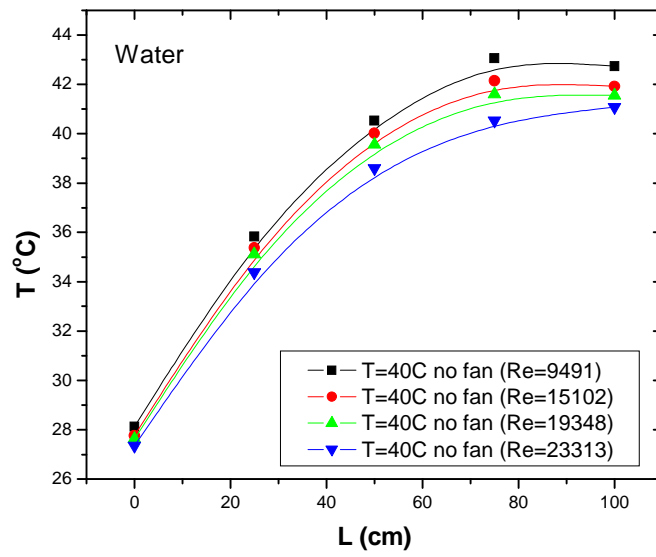
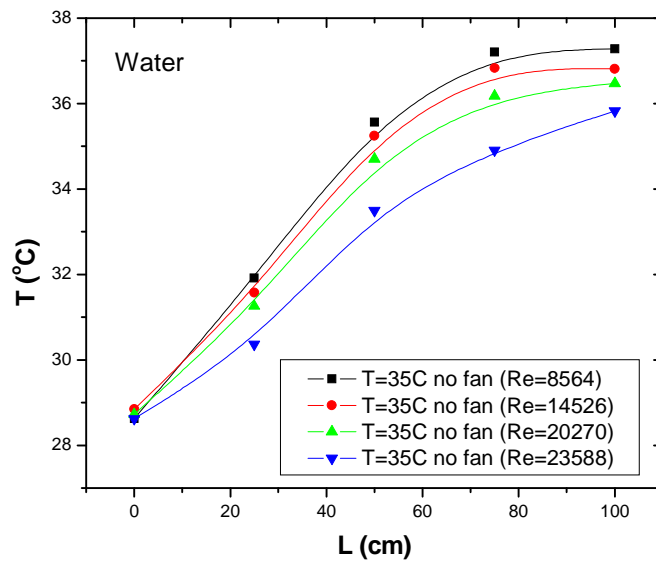


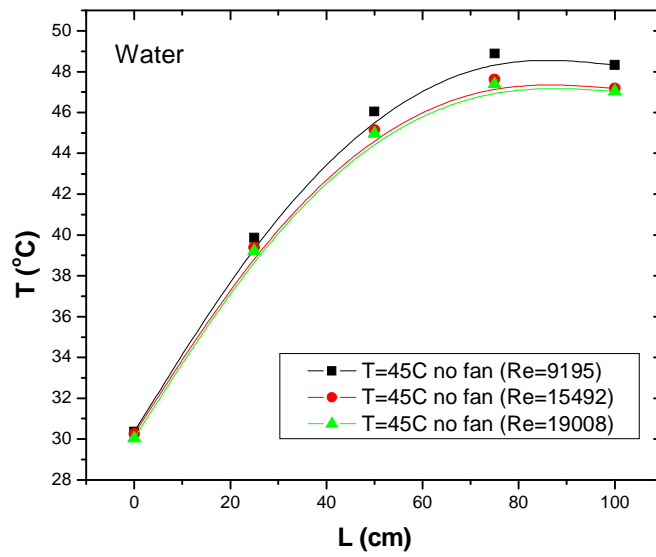
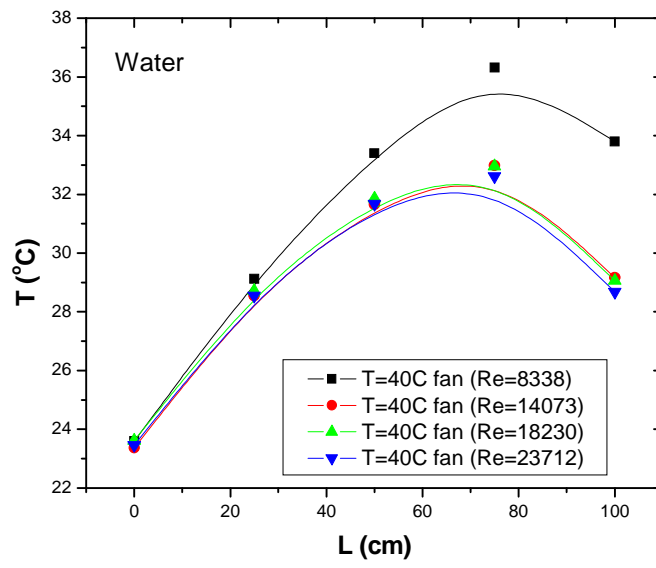


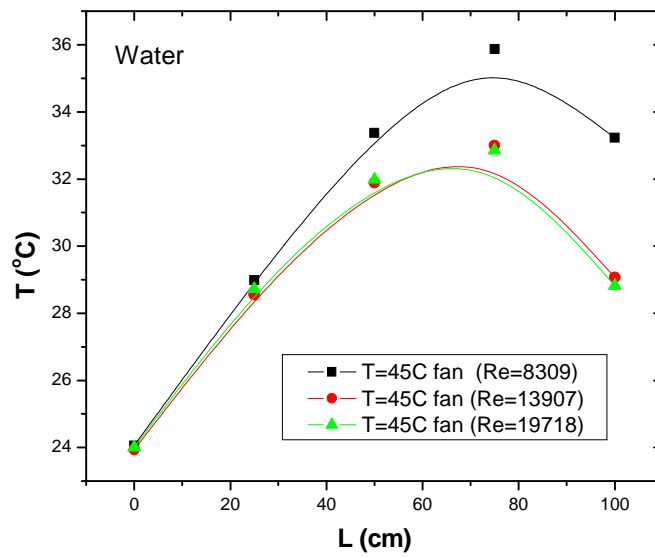


4.3.4 Διαγράμματα ίδιας θερμοκρασίας και διαφορετικού Re νερού

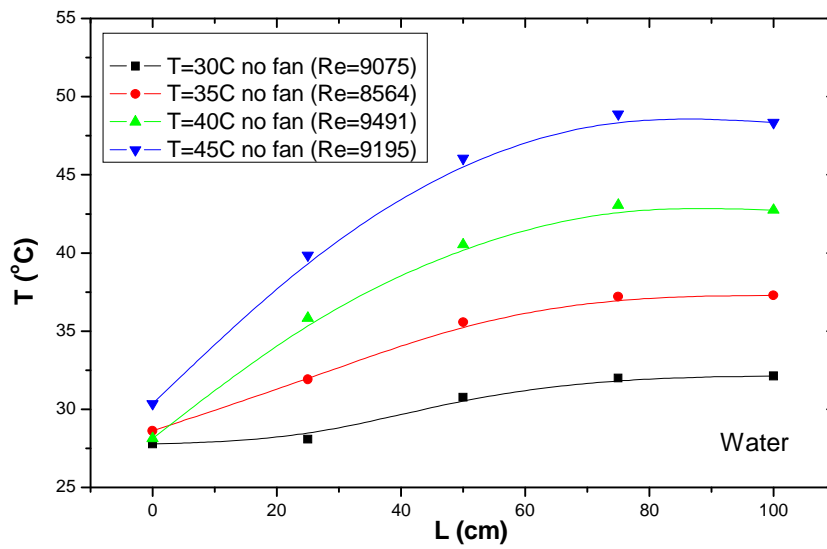


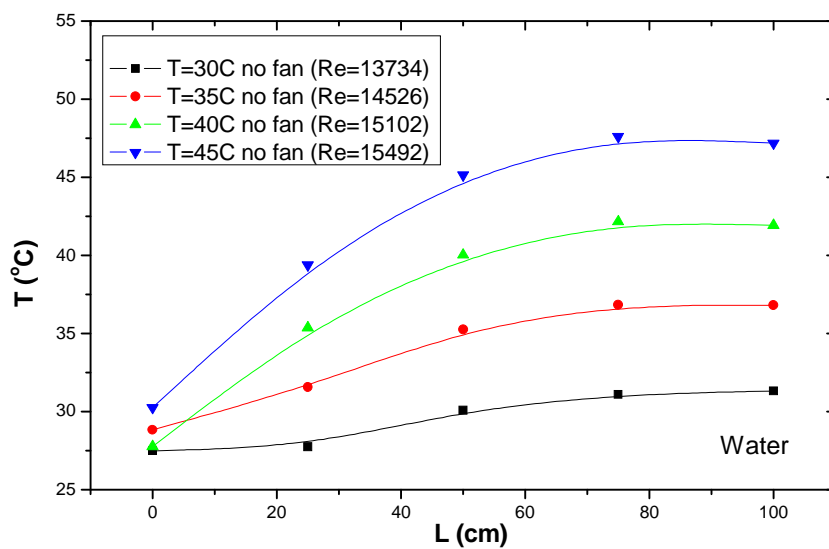
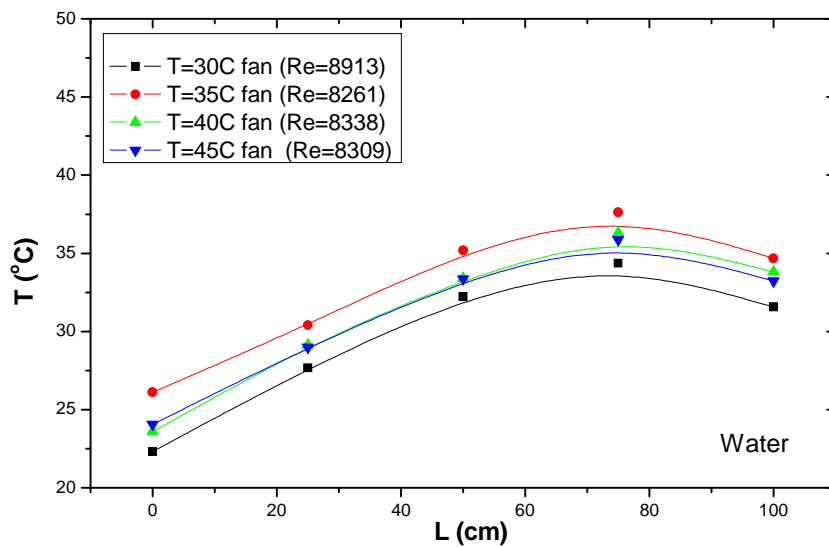


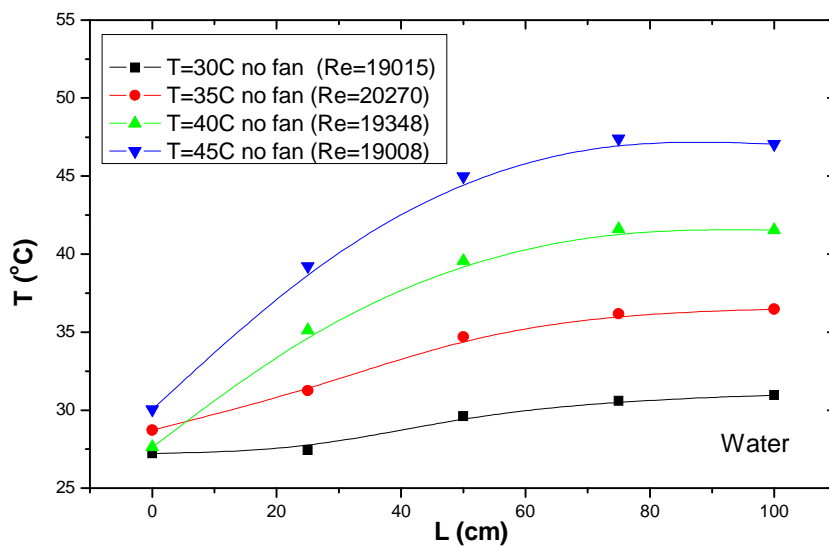
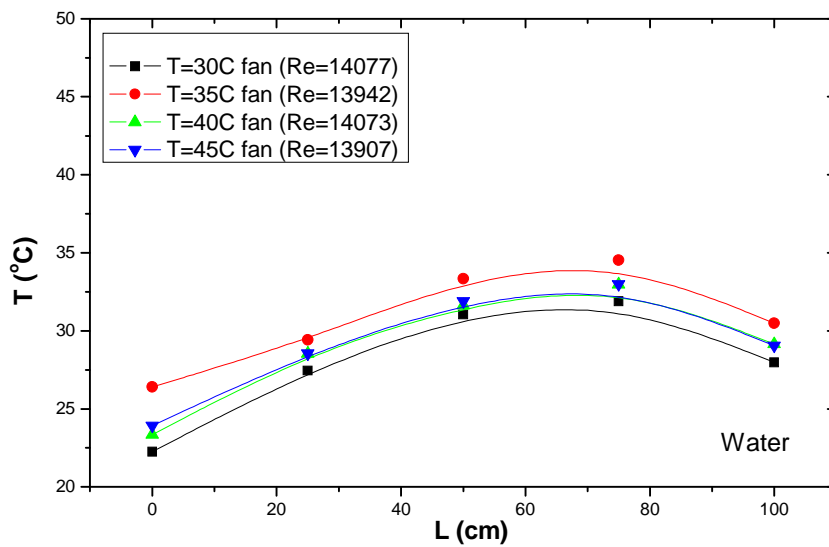


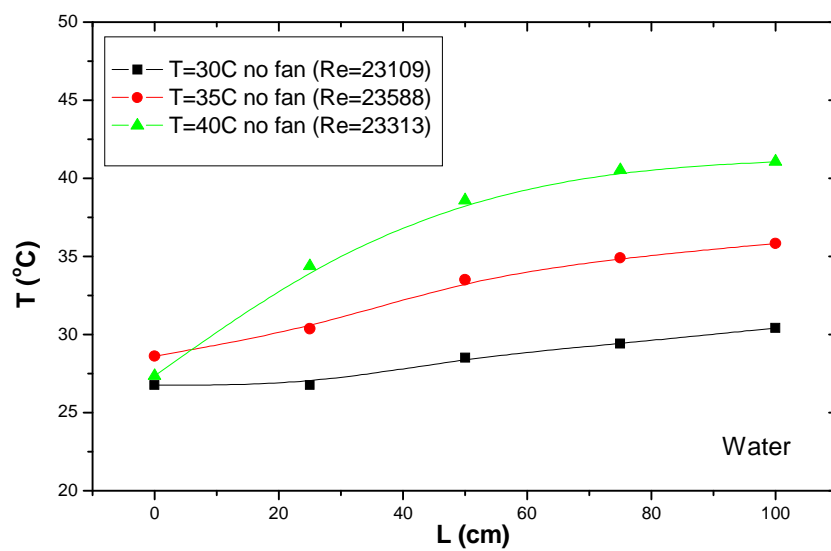
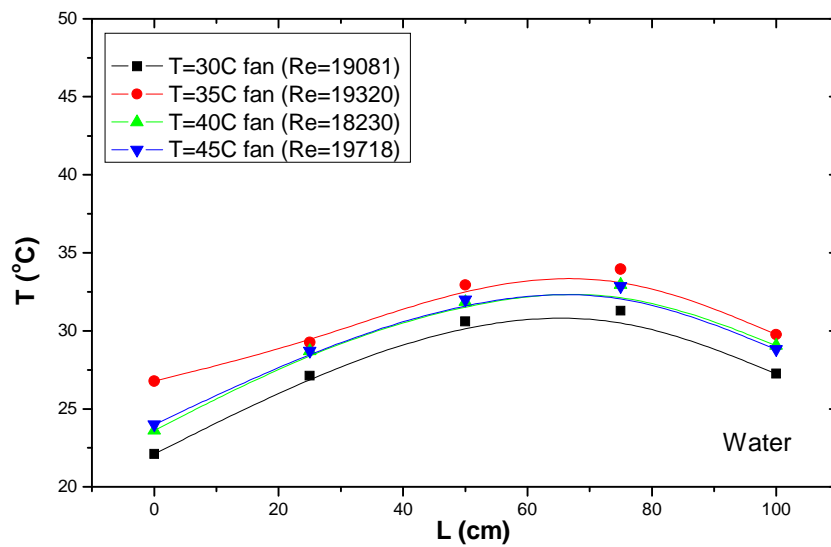


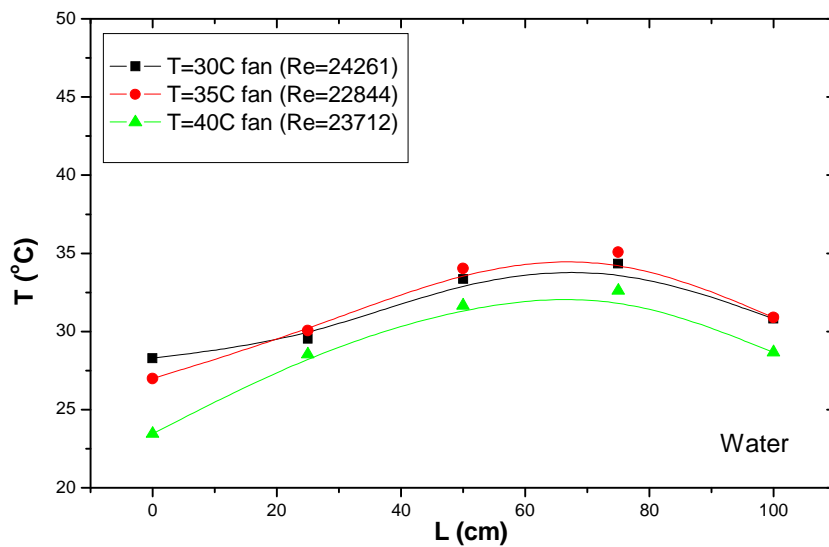
4.3.5 Διαγράμματα ίδιου Re και διαφορετικής θερμοκρασίας νερού



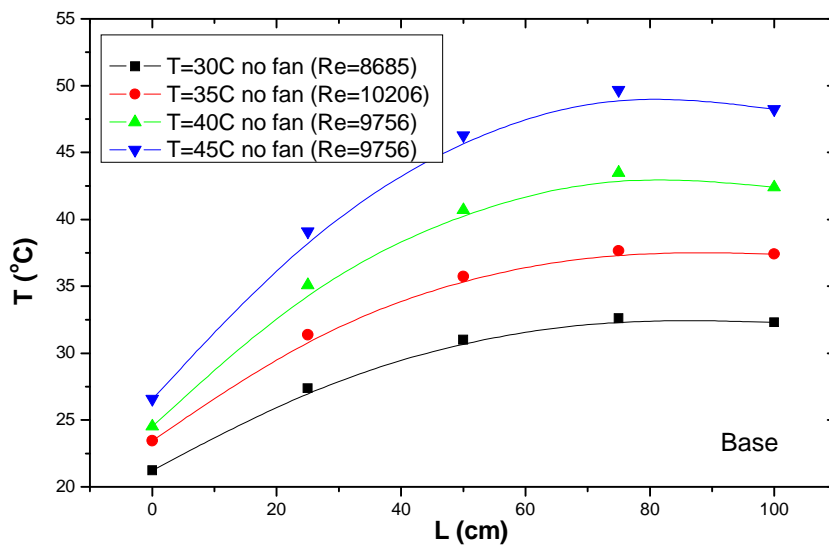


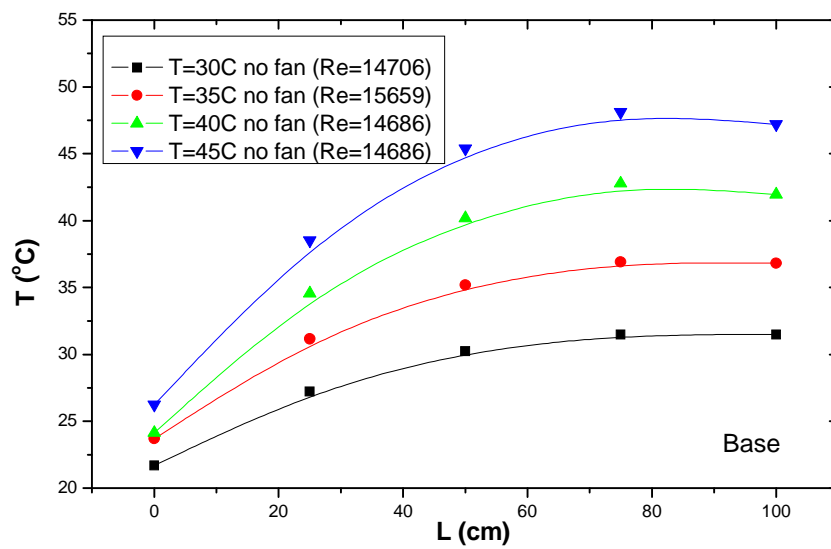
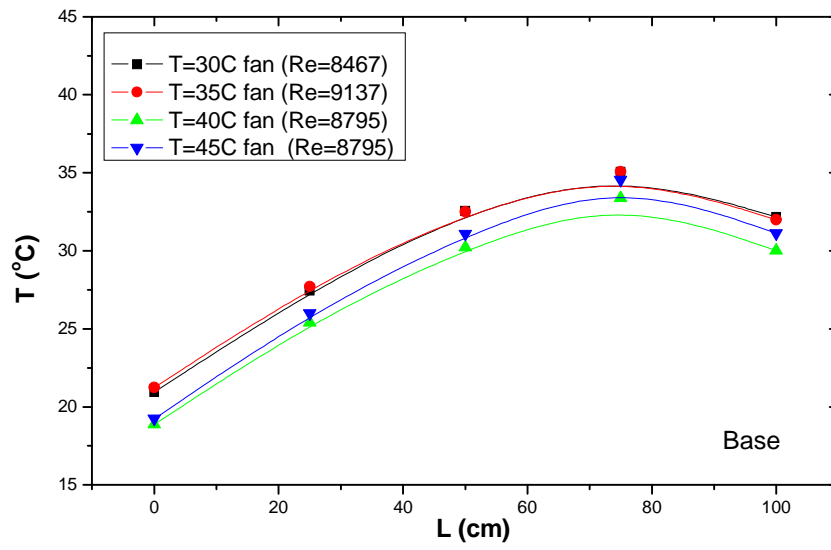


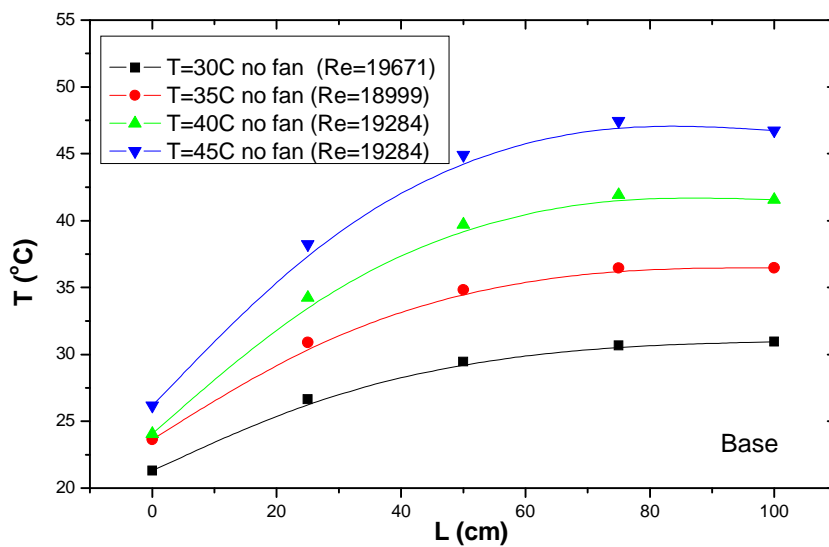
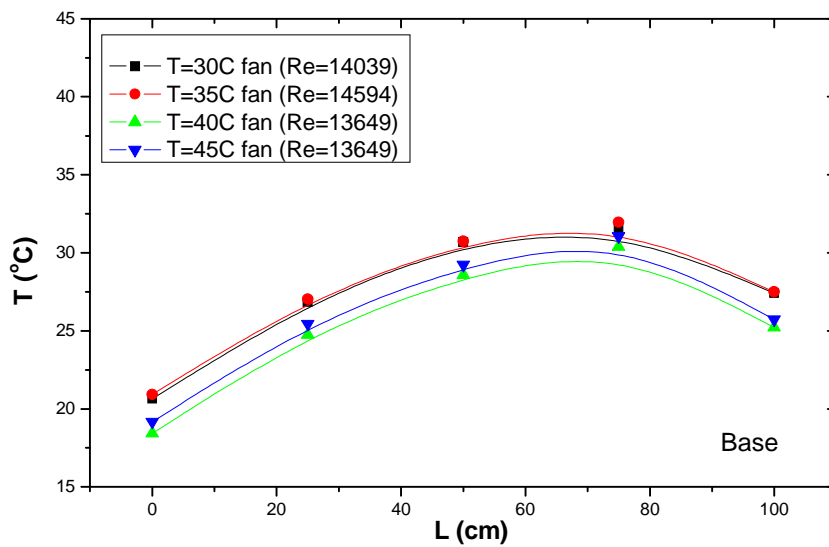


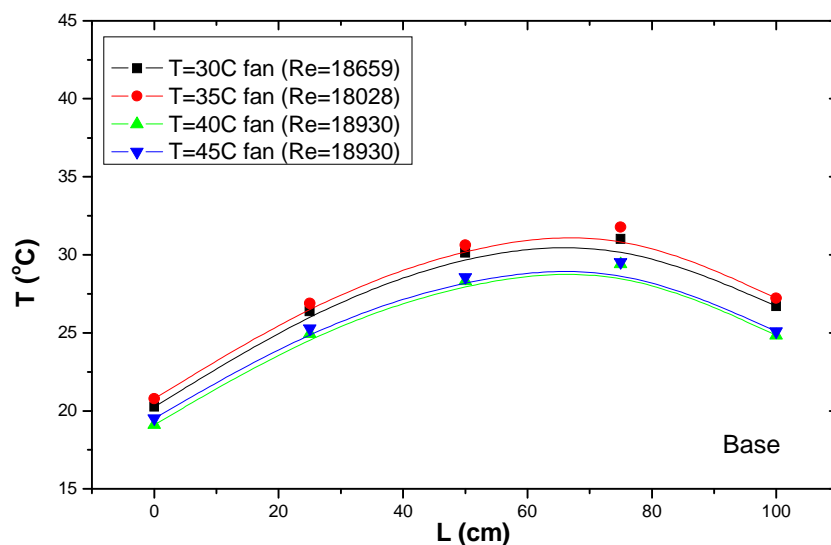


4.3.6 Διαγράμματα ίδιου Re και διαφορετικής θερμοκρασίας βάσης





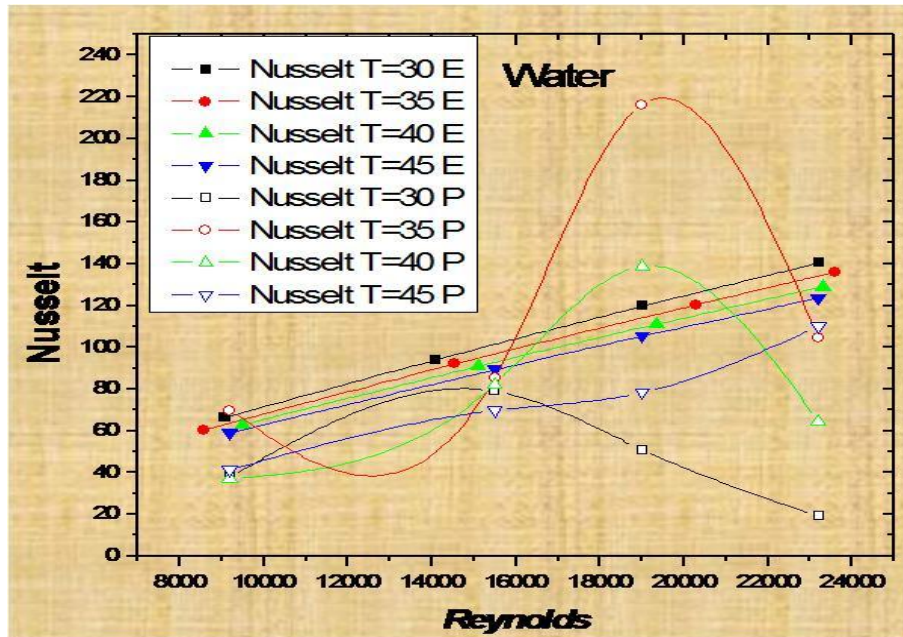




4.4 Διαφορές πειραματικών και εμπειρικών συντελεστών θερμοπερατότητας

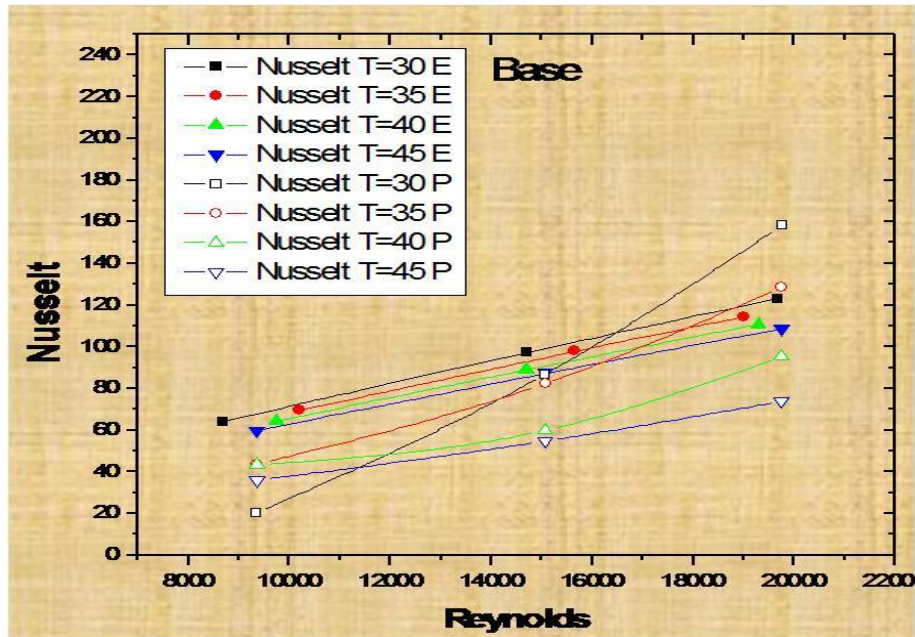
Θερμοκρασία (°C)	Reynolds	Prandtl	Nusselt	h (W/m ² °C) εμπειρικό	Mean Power (W)	T_f (°C)	T_w (°C)	q (W/m ²)	h (W/m ² °C) πειραματικό	Δh (%)	T_f (°C)	ΔT_f (°C)	Nusselt πειραματικό
30	9075	5,42	66,314	5097,884	40,830	29,70	30,28	1718,365	2919,852	42,72%	29,95	0,008467	37,982
30	14077	5,42	94,218	7243,038	128,791	29,45	29,64	1185,605	6075,250	16,12%	29,48	0,001068	79,028
30	19015	5,42	119,841	9212,760	128,825	28,96	29,22	1030,454	3915,931	57,49%	29,11	0,005225	50,939
30	23209	5,42	140,557	10805,325	58,353	28,86	28,24	909,479	1471,086	86,39%	28,15	0,024343	19,136
35	8564	4,83	60,457	4647,647	91,592	34,22	34,90	3700,376	5434,872	16,94%	34,10	0,003371	69,891
35	14526	4,83	92,262	7092,652	97,226	34,00	34,55	3647,115	6632,311	6,49%	34,04	0,001105	85,289
35	20270	4,83	120,445	9259,229	92,433	33,82	34,05	3796,971	16820,873	81,67%	33,64	0,00545	216,311
35	23588	4,83	135,975	10453,091	92,147	33,39	32,93	3784,128	8128,986	22,23%	32,56	0,024782	104,536
40	9491	4,34	62,889	4834,576	70,483	38,88	39,81	2691,648	2913,090	39,74%	39,25	0,009445	37,074
40	15102	4,34	91,191	7010,297	100,864	38,55	39,18	4100,753	6461,567	7,83%	38,60	0,001289	82,234
40	19348	4,34	111,182	8547,079	96,434	38,41	38,77	3900,418	10906,601	27,61%	38,31	0,00257	138,805
40	23313	4,34	129,063	9921,730	102,716	37,02	37,84	4149,763	5058,909	49,01%	37,42	0,01086	64,383
45	9195	3,93	58,929	4530,137	111,177	43,54	44,93	4583,502	3279,633	27,60%	43,92	0,008861	41,338
45	15492	3,93	89,448	6876,318	116,785	43,20	44,05	4712,755	5540,337	19,43%	43,36	0,003826	69,833
45	19007	3,93	105,345	8098,430	111,583	43,14	43,86	4501,983	6214,646	23,26%	43,31	0,003906	78,332

Εικόνα 4.83: Πίνακας διαφορών θερμοπερατότητας (h) εμπειρικών και πειραματικών αποτελεσμάτων στις θερμοκρασίες του νερού.



Θερμοκρασία (°C)	Reynolds	Prandtl	Nusselt	h (W/m ² °C) εμπειρικό	Mean Power (W)	T_f (°C)	T_w (°C)	q (W/m ²)	h (W/m ² °C) πειραματικό	Δh (%)	T_f (°C)	ΔT_f (°C)	Nusselt πειραματικό
30	8685	5,420	64,024	4921,852	72,509	29,52	30,33	1276,184	1562,805	68,25%	30,07	0,01888	20,329
30	14706	5,420	97,572	7500,813	69,445	29,23	29,66	2833,499	6575,976	11,00%	29,28	0,0016	86,842
30	19671	5,420	123,137	9466,160	48,506	28,77	28,93	2022,054	12160,888	28,47%	28,72	0,00165	158,190
35	10206	4,83	69,565	5347,814	79,255	33,98	34,93	3207,937	3398,980	36,44%	34,33	0,01012	43,710
35	15659	4,83	97,976	7531,874	93,224	33,84	34,42	3774,398	6401,599	15,01%	33,92	0,00261	82,322
35	18999	4,83	114,365	8791,772	89,374	33,70	34,06	3617,718	10013,115	13,89%	33,65	0,00149	128,765
40	9756	4,34	64,290	4942,268	106,823	38,44	39,77	4528,867	3414,076	30,92%	38,85	0,01067	43,450
40	14686	4,34	89,176	6855,382	116,943	38,17	39,18	4739,885	4710,856	31,28%	38,49	0,00825	59,954
40	19284	4,34	110,887	8524,454	111,3	38,03	38,63	4089,883	7489,920	12,14%	38,10	0,00191	95,322
45	9953	3,93	59,737	4592,305	120,212	43,30	45,01	4887,970	2949,677	37,95%	43,95	0,01503	35,918
45	15069	3,93	87,489	6725,701	122,837	42,87	44,01	4931,757	4345,867	35,38%	43,28	0,00937	54,777
45	19759	3,93	108,667	8353,759	119,994	42,71	43,53	4815,816	5863,440	29,81%	42,95	0,00573	73,905

Εικόνα 4.83: Πίνακας διαφορών θερμοπερατότητας (h) εμπειρικών και πειραματικών αποτελεσμάτων στις θερμοκρασίες του βάσης.



Ο πίνακας από πάνω μας δείχνει τις διαφορές του συντελεστή θερμοπερατότητας (h) που υπάρχουν μεταξύ των πειραματικών αποτελεσμάτων και των αποτελεσμάτων που έχουν δοθεί μέσα από την εμπειρική σχέση της θερμοπερατότητας. Βλέπουμε ότι το ποσοστό διαφοράς μεταξύ τους ($\Delta h\%$) δεν είναι σταθερό και σε αρκετές περιπτώσεις μεγάλο, αλλά αυτό ευθύνεται στο ότι είναι ένας ευαίσθητος συντελεστής που εξαρτάται από τις θερμοκρασίες, οι οποίες έχουν σφάλματα και τα οποία παίζουν τεράστιο ρόλο στον συντελεστή μας. Οι διαφορές των θερμοκρασιών οι οποίες υπάρχουν για να έχουμε μηδενική διαφορά στο συντελεστή αναγράφονται στην στήλη ΔT_f ενώ στην στήλη T_f' αναγράφεται η σωστή θερμοκρασία του T_f ώστε να πάρουμε την εμπειρική τιμή του συντελεστή θερμοπερατότητας.

Έτσι, με την ολοκλήρωση της εξαγωγής των πειραματικών διαγραμμάτων προκύπτει ότι υπάρχει ταυτοποίηση με τα διαγράμματα που χρησιμοποιήθηκαν στα θεωρητικά κεφάλαια της πτυχιακής εργασίας. Πιο συγκεκριμένα, παρατηρήθηκε πώς το θερμοζεύγος που ήταν τοποθετημένο κοντά στην έξοδο του αγωγού μετρούσε κάθε φορά θερμοκρασία, λίγο υψηλότερη από την αντίστοιχη στην είσοδο του αγωγού. Αυτό επιβεβαιώθηκε από τις οποιεσδήποτε συνθήκες μετρήσεων που λήφθηκαν.

5 Συμπεράσματα

Η παραμετρική μελέτη αυτής της βιβλιογραφικής ανασκόπησης αποσκοπούσε στο κατάλληλο θεωρητικό υπόβαθρο, ώστε να μελετηθεί επαρκώς ο τρόπος μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή. Η περίπτωση μας αφορούσε την εσωτερικά εξαναγκασμένη ροή θερμότητας για την περίπτωση της σταθερής ροής θερμότητας σε σύγκριση και με εξωτερικό εξαναγκασμό (λειτουργία ανεμιστήρα ως υποβοήθηση στο ρόλο του εναλλάκτη θερμότητας) Έτσι, κατασκευάζοντας για πρώτη φορά πειραματική διάταξη ικανή να μελετηθεί ο παραπάνω τρόπος θερμότητας, παρατηρήθηκαν ορισμένα χρήσιμα συμπεράσματα.

Το πρώτο βήμα ήταν η επαφή με την πειραματική διάταξη και συγκεκριμένα η ανάλυση του τρόπου κατασκευής των επιμέρους τμημάτων αλλά και τη σύνδεση μεταξύ τους ώστε να δύναται να τεθεί σε λειτουργία η πειραματική εγκατάσταση. Η πειραματική διάταξη που προγραμματίστηκε από τον χρήστη μέσω απομακρυσμένου ελέγχου (ειδικό λογισμικό Labview) εξήγαγε τις μετρήσεις που φαίνονται στα διαγράμματα του παραπάνω κεφαλαίου. Θέτοντας ένα συγκεκριμένο όριο θερμοκρασιών κάθε φορά από 30 έως 45°C, ρυθμίζοντας την τιμή του Reynolds από 9000 έως 24000 και παίρνοντας 2 μετρήσεις για κάθε συνθήκη (μία φορά με χρήση ανεμιστήρα και μία φορά χωρίς ανεμιστήρα), το ρευστό άρχισε να κινείται για ένα χρονικό διάστημα. Απομονώνοντας το διάστημα αυτό, έως ότου το ρευστό φτάσει την θερμοκρασία που είχε οριστεί εξ αρχής πχ. 30°C τα αισθητήρια που ήταν τοποθετημένα πάνω στη διάταξη, την άφηναν μέχρι να φτάσει σε μόνιμη κατάσταση. Αξιοποιώντας τις μετρήσεις από το ειδικό λογισμικό που αναφέρθηκε προηγουμένως και εξασφαλίζοντας τη σωστή λειτουργία της διάταξης, κατασκευάσαμε τα πειραματικά διαγράμματα, κάτι το οποίο αποτελεί ενδεχομένως το βασικότερο τμήμα της πτυχιακής μας εργασίας.

Μελετήθηκε τόσο η συμπεριφορά του νερού ως αναφορά, όσο και βάση νανορευστού, ενώ η χρησιμοποιούμενη διάταξη μπορεί να φιλοξενήσει δοκιμές νανορευστών πολύ μικρών συγκεντρώσεων όπως αναφέρονται στη βιβλιογραφία, δηλαδή μικρότερες του 5% (<5% nano). Οι μετρήσεις που διεξήχθησαν αποτελούν ουσιαστικά τη δοκιμή λειτουργίας της διάταξης με ενθαρρυντικά αποτελέσματα. Με αυστηρότερες διαδικασίες μέτρησης οι αποκλίσεις των αποτελεσμάτων αναμένεται να συρρικνωθούν. Η παραμετρική μελέτη συνίσταται στο υλικό δοκιμής, στο εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας, στην ταχύτητα ροής (flowrate - Re), ενώ τα αποτελέσματα οδηγούν στην εκτίμηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας και στη συσχέτιση $Nu - Re$ που παραδοσιακά στα προβλήματα εσωτερικά εξαναγκασμένης συναγωγής αποδίδει την αποτελεσματικότητα των δοκιμών

Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι η προετοιμασία των νανορευστών είναι ένα σημαντικό βήμα σε τέτοιου είδους πειράματα. Έχοντας επιτύχει τη μηχανική των νανορευστών, η εκτίμηση των θερμο-φυσικών ιδιοτήτων των νανορευστών αιχμαλωτίζει την προσοχή. Ερευνητικές εργασίες για συναγωγή μεταφοράς θερμότητας με χρήση νανορευστών έδειξαν να αυξάνεται εκθετικά κατά την τελευταία δεκαετία. Επίσης, σχεδόν όλα τα έργα έδειξαν ότι η συμπερίληψη των νανοσωματιδίων στην υγρή βάση έχουν δημιουργήσει μια σημαντική αύξηση του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας που αυξάνει σαφώς και την συγκέντρωση των σωματιδίων. Πολλές ενδιαφέρουσες ιδιότητες των νανορευστών έχουν αναφερθεί τις τελευταίες δεκαετίες.

Η εργασία αυτή παρουσιάζει μια επισκόπηση των πρόσφατων εξελίξεων στη μελέτη των νανορευστών, συμπεριλαμβανομένων των μεθόδων παρασκευής, των μεθόδων αξιολόγησης για τη σταθερότητά τους, των τρόπων της σταθερότητάς τους, των μηχανισμών σταθερότητας και των πιθανών εφαρμογών των στην εντατικοποίηση της μεταφοράς θερμότητας, των ενεργειακών και μηχανικών πεδίων, των βιοϊατρικών πεδίων, κ.α.

Με την βοήθεια των αποτελεσμάτων, των διαγραμμάτων και μετά από υπολογισμούς οι οποίοι έγιναν βάση των μετρήσεων που λάβαμε καταλήξαμε σε κάποια ειδικότερα συμπεράσματα. Οι θερμοκρασιακές κατανομές όπως αποτυπώθηκαν από τις μετρήσεις συμπίπτουν γενικά με τις θεωρητικά αναμενόμενες, Παρατηρήθηκε υποεκτίμηση των πειραματικών τιμών των αριθμών Nu ως προς την παραδοσιακά χρησιμοποιούμενη εμπειρική σχέση Colburn (συσχέτιση $Nu - Re$). Δεν παρατηρήθηκαν διαφορές στην πτώση πίεσης ως προς τα υλικά δοκιμών. Το μέγεθος της θερμοκρασίας αποδεικνύεται πολύ σημαντικό κατά την εκτίμηση του Nusselt με σημαντικές διαφοροποιήσεις αυτού ακόμα και για πολύ μικρές θερμοκρασιακές μεταβολές.

Τέλος να πούμε ότι η διάταξη κρίνεται αξιόπιστη και θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για τη δοκιμή της συμπεριφοράς και άλλων νανορευστών. Η πειραματική διαδικασία αφού αυστηροποιηθεί, δηλαδή να περιορίσουμε τις θερμικές απώλειες καθώς και να γίνονται δοκιμές εντός απομονωμένου χώρου, θα πρέπει να προτυποποιηθεί προκειμένου στο μέλλον να είναι εφικτή η δυνατότητα επαναληψιμότητας των μετρήσεων. Η εφαρμογή της μεθόδου σε νανορευστά χαμηλών συγκεντρώσεων αναμένεται να οδηγήσει σε ενίσχυση (enhance) του συντελεστή μεταφοράς h που μπορεί να αποδειχθεί ωφέλιμη οδηγώντας σε οικονομικότερες λύσεις για εγκαταστάσεις θέρμανσης

6 Αναφορές

1. Ali A, Vafai K, Khaled ARA.,(2004), “Analysis of Heat and Mass Transfer between Air and Falling Film in a Cross Flow Configuration.” *Int J Heat Mass Transfer*;47:743–55.
2. Ali A, Vafai K., (2004),“An Investigation of Heat and Mass Transfer between Air and Desiccant Film in an Inclined Parallel and Counter Flow Channels. *Int. J Heat Mass Transfer*”;47:1745–60.
3. Aris R., (1956), “On the Dispersion of a Solute in a Fluid Flowing Through a Tube.” *Proc. Roy. Soc.*; A235:67–77.
4. Arun S. Mujumdar, and Xiang-Qi W., (2007),“Heat transfer characteristics of nanofluids: a review.” *Dep.of Mech.Eng. Singapore, Int. Journal Thermal Sciences* 46:1-19.
5. Cengel A. Yunus,(2010), “Heat and Mass transfer – Fundamentals and Applications”, Chapter 8.
6. Choi S.U.S., (1995),“Enhancing Thermal Conductivity of Fluids with Nanoparticles”. *ASME FED*;231:99–103.
7. ColebrookC.F., (1939), “Turbulent Flow in Pipes, with Particular Reference to the Transition between the Smooth and Rough Pipes Laws”, *Journal of the Institute of Civil Engineers London*, 11.
8. DaungthongsukW., Wongwises S., (2007),“A critical review of convective heat transfer of nanofluids.” *University of Technology Thonburi, Bangmod, Bangkok 10140, Thailand Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11; 797–817.
9. Deissler R. J., (1953),“Analysis of Turbulent Heat Transfer and Flow int the Entrance Regions of Smooth Passages”.
10. Devdatta P. Kulkarni, Praveen K. Namburu, H. Ed Bargar, and Debendra K. Das, (2008),“Convective Heat Transfer and Fluid Dynamic Characteristics of SiO₂Ethylene Glycol/Water Nanofluid”, *Department of Mechanical Engineering, University of Alaska Fairbanks, Alaska, USA*, 29(12):1027–1035.
11. Dipprey D.F. and SaberskyD.H., (1963), “Heat and Momentum Transfer in Smooth and Rough Tubes at Various Prandtl Numbers”, *International Journal of Heat Mass Transfer* 6.
12. Dittus and L.M.K. Boelter, (1930), “*University of California Publications of Engineering* 2”.
13. EdwardsD. K., DennyV.E.andMillsA.F., (1979),“*Transfer Processes.*” 2nd ed. Washington, DC: Hemisphere.
14. Eubank O.C. and Proctor W.S., (1951), “Effect of Natural Convection on Heat Transfer with Laminar Flow in Tubes.” *Massachusetts Institute of Technology, Cambrigde*.
15. Gnielinski V., (1976),“New Equations for Heat Transfer and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow”.

16. Haaland S. E., (1983), "Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow".
17. Hamilton RL, Crosser O.K., (1962), "Thermal Conductivity of Heterogeneous Two-Component System." I&EC Fundamentals 1:182–91.
18. Heris S.Z., Esfahany M.N. and Etemad S.G., (2007), "Experimental investigation of convective heat transfer of Al₂O₃/water nanofluid in circular tube", International Journal of Heat and Fluid Flow, 28:203-210.
19. Hunt M.L, Tien C.L., (1988), "Effects of Thermal Dispersion on Forced Convection in Fibrous Media." Int. J. Heat and Mass Transfer; 31:301–9.
20. Incropera F.P., DeWitt D.P., (1996), "Introduction to Heat Transfer", New York: John Wiley & Sons, Inc.
21. Kaviany M., (1995), "Principles of Heat Transfer in Porous Media." Berlin: Springer.
22. Kays W.M. and Crawford M.E., (1993), "Convective Heat and Mass Transfer".
23. Kays W.M. and Perkins H.C., (1972), "Handbook of Heat Transfer." New York: McGraw-Hill.
24. Lee S., Choi S.U.S., (1996), "Application of metallic nanoparticle suspensions in advanced cooling systems, in Recent Advances in Solids/Structures and Application of Metallic Materials", New York: ASME, 227-234.
25. Lee S., Choi S.U.S., Eastman J.A., (1999), "Measuring thermal conductivity of fluids containing oxide nanoparticles", J. of Heat Transfer, 121: 280-289.
26. Li Q., Xuan Y., (2002), "Convective Heat Transfer and Flow Characteristics of Cu Water Nanofluid", Science in China (Series E); 45(4):408–16.
27. Li Q., Xuan Y., (2000), "Experimental investigation on transport properties of nanofluids, in Heat Science and Technology", 757-762.
28. Maiga S.E.B., Nguyen C.T., Galanis n., Gilles R., (2004), "Heat Transfer Behaviours of Nanofluids in a Uniformly Heated Tube." Superlattices and Microstructures; 35:543–57.
29. Moody L.F., (1944), "Friction Factors for Pipe Flows", Transactions of the ASME 66.
30. Nguyen CT, Roy G, Maiga SEB, Lajoie PR., (2004), "Heat Transfer Enhancement by Using Nanofluids for Cooling of High Output Microprocessor", www.electronics-cooling.com/html/2004_nov_techbrief.html.
31. Nield D.A, Bejan A., (1998), "Convection in Porous Media, 2nd ed. Berlin: Springer".
32. Norris, (1970), "Some Simple Approximate Heat Transfer Correlations for Turbulent Flow in Ducts with Rough Surfaces", in Augmentation of Convective Heat Transfer, ed A.E. Bergles and R.L. Webb. New York: ASME.

33. Oliver D.R., (1962), "The Effect of Natural Convection on Viscous-Flow Heat Transfer in Horizontal Tubes." *Chemical Engineering Science*, 17(5):335-50.
34. Pak B.C., Cho Y.I., (1998), "Hydrodynamic and Heat Transfer Study of Dispersed Fluids with Submicron Metallic Oxide Particles", *Experimental Heat Transfer*, 11: 151-170.
35. Petukhov, (1970), "Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties".
36. Petukhov & Roizen, (1964), "Generalized Relationships for Heat Transfer in a Turbulent Flow of a Gas in Tubes on Annular Section".
37. Plumb O.A., (1983), "The Effect of Thermal Dispersion on Heat Transfer in Packed Bed Boundary Layer." *Proc. ASME JSME Thermal Engineering Joint Conference* 2:17-22.
38. Prabhat N., Buongiorno J., and Lin-Wen Hu, (2012), "Convective Heat Transfer Enhancement in Nanofluids: Real Anomaly or Analysis?" *Journal of Nanofluids* 1,55-62.
39. Putra N., Rpetzel W., Das S.K., (2003), "Natural convection of nano-fluids, Heat and Mass Transfer", 39 (8-9): 775-784.
40. Roy G., Nguyen C.T. and Lajoie P.R., (2004), "Numerical Investigation of Laminar Flow and Heat Transfer in a Radial Flow Cooling System with the Use of Nanofluids." *Superlattices and Microstructures*; 35:497-511.
41. Shah R.K., and Bhatti M.S., (1987), "Turbulent and Transition Flow Convective Heat Transfer in Ducts." In *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, ed. S. Kakaç, R. K. Shah, and W. Aung. New York: Wiley Interscience.
42. Sieder E.N. and Tate G.E., (1936), "Heat Transfer and Pressure Drop of liquids in Tubes", *Industrial Engineering Chemistry*, 28:1429-1435.
43. Sleicher C.A., and Rouse M.W., (1975), "A Convenient Correlation for Heat Transfer to Constant and Variable Property Fluids in Turbulent Pipe Flow", *Ap.* 27.
44. Taylor G.I., (1954), "The Dispersion of Matter in Turbulent Flow in a Pipe. *Proc. Roy. Soc. (London)* A223:446-68.
45. Trisaksri V, Wongwises S., (2005), "Critical Review of Heat Transfer Characteristics of the Nanofluids, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*", 11(3): 512-523
46. Wang X.Q. and Xu X., (1999), "Thermal conductivity of nanoparticle-fluid mixture", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 13(4): 474-480.
47. Wasp F.J., (1977), "Solid-Liquid Flow Slurry Pipeline Transportation. Berlin: Trans. Tech. Pub".
48. Webb R.L., (1993), "Principles of Enhanced Heat Transfer", New York: John Wiley & Sons.

49. Wen D, and Ding Y., (2004), “Experimental Investigation into Convective Heat Transfer of Nanofluids at the Entrance Region under Laminar Flow Conditions.” *Int J Heat Mass Transfer*;47:5181–8.
50. Xuan Y. and Li Q., (2000), “Heat Transfer Enhancement of Nanofluids.” *Int J Heat Fluid Flow*;21:58–64.
51. Xuan Y. and Li Q., (2003), “Investigation on Convective Heat Transfer and Flow Features of Nanofluids.” *ASME J Heat Transfer*;125:151–5.
52. Xuan Y. and Roetzel W., (2000), “Conceptions for Heat Transfer Correlation of Nanofluids.” *Int J Heat Mass Transfer*;43:3701–7.
53. Xuan Y., Yu K. and Li Q., (2005), “Investigation on Flow and Heat Transfer of Nanofluids by the Thermal Lattice Boltzmann Model”, *Progress in. Computational Fluid Dynamics*;5(1/2):13–9.
54. Yang Y., Zhang Z.G., Grulke E.A., Anderson W.B. and Wu G., (2005), “Heat Transfer Properties of Nanoparticle-in-Fluid Dispersions (Nanofluids) in Laminar Flow”, *Int J Heat Mass Transfer*, 48(6):1107-16.
55. Yu W., Choi S.U.S., (2004), “The role of interfacial layers in the enhanced thermal conductivity of nanofluids: a renovated Hamilton-Crosser model”, *Journal of Nanoparticle Research* 6(4): 355-361
56. Zhi-qing W., (1982), “Study on Correction Coefficients of Laminar and Turbulent Entrance Region Effects in Round Pipes”.

Ιστοσελίδες Διαδικτύου:

57. <http://www.intechopen.com/books/an-overview-of-heat-transfer-phenomena/application-of-nanofluids-in-heat-transfer>
58. <https://www.hindawi.com/journals/jnm/2012/435873/>