ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΣΤΡΟΒΙΛΟΜΗΧΑΝΩΝ

Ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας από τοιχώματα με χρήση δεσμών συνεχούς έγχυσης ρευστού - Υπολογιστική ανάλυση και παραμετρικές διερευνήσεις

Διπλωματική Εργασία
του

Αθανάσιου Α. Πούλου

Επιβλέπων: Κ.Χ. Γιαννάκογλου
Καθηγητής ΕΜΠ

Οκτώβριος 2011

ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΡΕΥΣΤΩΝ
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΣΤΡΟΒΙΛΟΜΗΧΑΝΩΝ

Ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας από τοιχώματα με χρήση δεσμών συνεχούς έγχυσης ρευστού - Υπολογιστική ανάλυση και παραμετρικές διερευνήσεις

Διπλωματική Εργασία
Αθανασίου Α. Πούλου

Επιβλέπων: Κ.Χ. Γιαννάκογλου, Καθηγητής ΕΜΠ

Οκτώβριος 2011

Η παρούσα διπλωματική εργασία επικεντρώνεται στη μέθοδο δεσμών συνεχούς έγχυσης ρευστού για την ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας από τα τοιχώματα σε εσωτερικές ροές, κάνοντας χρήση μεθόδων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (ΥΡΔ). Αρχικά, στην εργασία παρουσιάζεται μια διερεύνηση των υφιστάμενων τεχνικών για την βελτίωση της μετάδοσης θερμότητας με χρήση δεσμών ρευστού (συνεχούς έγχυσης, συνεχούς αναρρόφησης και σύνθετων), οι οποίες επικεντρώνονται κυρίως στην εύρεση των θερμικών χαρακτηριστικών των δεσμών. Σκοπός των δεσμών συνεχούς έγχυσης ρευστού είναι η αύξηση της ανάμιξης της ροής κοντά στα τοιχώματα, με άμεσο επακόλουθο την βελτίωση της μετάδοσης θερμότητας, λόγω της έντονης ανάμιξης μεταξύ του κυρίου ρεύματος και της δέσμης. Η διαδικασία που ακολουθείται περιλαμβάνει την προσθήκη ενός όρου πηγής στις εξισώσεις ροής και θερμότητας για τη μοντελοποίηση της δέσμης έτσι ώστε η οπή μέσω της οποίας εισέρχεται η δέσμη να μην βρίσκεται στο τοίχωμα αλλά μέσα στον αγωγό. Η μέθοδος προγραμματίζεται στο πακέτο ΥΡΔ ανοικτού κώδικα OpenFOAM® και εφαρμόζεται σε δύο αγωγούς: Έναν απλό κυλινδρικό αγωγό ενός βιομηχανικού εναλλάκτη θερμότητας κυρίως για την επαλήθευση της ιδέας και ένα πιο σύνθετο αγωγό ώστε να παρατηρηθεί η συμπεριφορά των δεσμών σε έναν αγωγό όπου η τύρβη έχει μεγαλύτερη ένταση. Πραγματοποιείται παραμετρική ανάλυση για τη διερεύνηση της επίδρασης των δεσμών με παραμέτρους τη γωνία πρόσκρουσης της δέσμης στο τοίχωμα, την παροχή έγχυσης, την ταχύτητα της δέσμης αλλά και την κατεύθυνση της δέσμης. Η επίδραση των δεσμών στην μετάδοση θερμότητας αξιολογείται με βάση τη διαφορά θερμοκρασιών μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του αγωγού. Τα αποτελέσματα της εργασίας ήταν ενθαρρυντικά καθώς παρατηρήθηκε βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας και στις δύο περιπτώσεις, δείχνοντας ότι η μέθοδος απαιτεί περαιτέρω διερεύνηση.

NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY OF ATHENS
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FLUIDS SECTION
LABORATORY OF THERMAL TURBOMACHINES

Heat transfer enhancement using continuous blowing jets – Computational Analysis and parametric studies

Diploma Thesis
Athanasios A. Poulos

Advisor: K.C. Giannakoglou

October 2011

This diploma thesis investigates the performance of continuous blowing jets, as a means to enhance heat transfer in internal flows, using Computational Fluid Dynamics. It begins with a presentation of the existing techniques that are used for heat transfer enhancement utilizing blowing, suction and synthetic jets, and focuses mostly on finding the thermal characteristics of the jets. Blowing jets are used in order to increase the mixing of the flow near the wall of a duct, improving the heat transfer process as a consequence, because of the intense mixing between the primary flow and jets. From the CFD point of view, a source term was added in the flow and heat transfer equations modelling the jet, so that the orifice, through which the jet is entering the primary flow, could be located inside the duct, not along its solid walls. The method is programmed in the open source CFD package OpenFOAM® and it is applied in two cases: a simple cylindrical pipe of an industrial heat exchanger so as to assess it and a more complex duct in order to study the performance of the jets in a duct where the turbulence has larger intensity. A parametric analysis is performed to investigate the effect of jets using as parameters the impingement angle, the blowing mass flow, the velocity and their directions. The effect of jets on the heat transfer process is assessed by the change in temperature difference between the inlet and the outlet of the duct. The results are promising, as an enhancement of the heat transfer process was observed in both cases, proving thus that further investigation is needed.

Ευχαριστίες
Από τη θέση αυτή θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής μου εργασίας Κ. Γιαννάκογλου, Καθηγητή ΕΜΠ, για τη δυνατότητα που μου δόθηκε να ασχοληθώ με το θέμα της διπλωματικής, την καθοδήγηση του και τον χρόνο που μου διέθεσε ώστε να ολοκληρωθεί η παρούσα διπλωματική εργασία. Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον υποψήφιο διδάκτορα Ε. Παπουτσή-Κιαχαγιά και τον διδάκτορα Α. Ζυμάρη για τη βοήθεια, την εμπειρία και τις γνώσεις που μου μετέδωσαν αλλά και τον διδάκτορα Δ. Παπαδημητρίου και όλη την ερευνητική ομάδα του Εργαστηρίου Θερμικών Στροβιλομηχανών για την χρήσιμη υποστήριξη τους. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω τη μητέρα μου Χρυσούλα και τον αδερφό μου Βαγγέλη για την υποστήριξη τους καθ' όλη τη διάρκεια της φοίτησης μου στο ΕΜΠ, καθώς και τους φίλους μου που ήταν κοντά μου όποτε τους χρειάστηκα.

Στον πατέρα μου.

Περιεχόμενα

Κεφάλαιο 1

Εισαγωγή

Η μεταφορά θερμότητας αποτελεί έναν τομέα της μηχανικής ο οποίος είναι θεμελιώδους σημασίας για τον σχεδιασμό μηχανών ή τμημάτων αυτών. Αυτή η διαδικασία λαμβάνει χώρα, συνήθως, μέσα σε ελεγχόμενο περιβάλλον και εμπλέκεται σε πολυάριθμες μηχανολογικές εφαρμογές, βιομηχανικές και μη. Τέτοιες εφαρμογές αποτελούν οι ατμοπαραγωγοί σε θερμοηλεκτρικά εργοστάσια, εναλλάκτες θερμότητας, ηλεκτρονικοί υπολογιστές, κινητήρες κτλ. Πρωταρχικός στόχος του μηχανικού/σχεδιαστή τέτοιων συσκευών είναι η μεγιστοποίηση του ποσού μεταφερομένης θερμότητας ανά μονάδα επιφάνειας με το ελάχιστο κόστος. Για το λόγο αυτό, η βελτίωση της συναλλαγής θερμότητας αποτελεί καίριο ζήτημα έρευνας καθώς μπορεί να οδηγήσει σε μεγαλύτερη ανάκτηση ενέργειας από ένα θερμό ρευστό ή καλύτερη ψύξη με αποτέλεσμα την μεγιστοποίηση της μεταφερόμενης θερμότητας και κατά συνέπεια την αύξηση των βαθμών απόδοσης των διάφορων εγκαταστάσεων.

Ωστόσο, οι συμβατικές τεχνολογίες φτάνουν στα όρια τους και έτσι πρέπει να αναζητηθούν νέες τεχνολογίες και ιδέες, οι οποίες θα ξεπεράσουν τα προβλήματα των συμβατικών τεχνολογιών. Μια πολλά υποσχόμενη μέθοδος είναι η χρήση δεσμών ρευστού (jets) στην κύρια ροή μέσω οπών για την υποβοήθηση των φαινομένων μεταφοράς θερμότητας μέσα σε έναν εναλλάκτη θερμότητας. Η μέθοδος αυτή μπορεί να χωριστεί σε υποκατηγορίες: την ελεγχόμενη έγχυση δεσμών ρευστού (blowing jets) στην κύρια ροή και τον συνδυασμό ελεγχόμενης αναρρόφησης (suction jets) και ελεγχόμενης έγχυσης δεσμών ρευστού, όπου οι δέσμες ονομάζονται σύνθετες (synthetic jets). Η τεχνική αυτή προτείνει ότι η ποσότητα του ρευστού που θα εγχύεται ή θα αναρροφάται από την κύρια ροή θα είναι χρονικά μεταβαλλόμενη (λ.χ. θα ακολουθεί μία ημιτονοειδή, μη-ημιτονοειδή ή άλλη περιοδική μορφή). Το σημαντικό χαρακτηριστικό αυτής της δέσμης έγχυσης/αναρρόφησης είναι ότι η συνολική παροχή μάζας δεν μεταβάλλεται αφού ανά περιόδους εναλλάσσονται η αναρρόφηση και η έγχυση με αποτέλεσμα η παροχή μάζας να παίρνει στιγμιαία θετικές (για έγχυση) και αρνητικές (για αναρρόφηση) τιμές, κρατώντας το ισοζύγιο σταθερό. Για τον λόγο αυτό, οι δέσμες αυτές ονομάζονται και δέσμες μηδενικής καθαρής ροής μάζας (zero-net-mass-flux jets). Οι τεχνικές αυτές, τη στιγμή που γράφεται αυτή η εργασία, εξετάζονται κυρίως στην ψύξη ηλεκτρονικών συσκευών. Παρακάτω, θα γίνει επισκόπηση της μέχρι τώρα βιβλιογραφίας σχετικά με την ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας με τις προαναφερθείσες μεθόδους, η παρουσίαση και η δομή της εργασίας αλλά και μία επισκόπηση των τεχνολογιών που συναντώνται στους εναλλακτών θερμότητας.

1.1 Εναλλάκτες Θερμότητας

Ο εναλλάκτης θερμότητας είναι μια συσκευή, η οποία χρησιμοποιείται για την μεταφορά θερμικής ενέργειας (ενθαλπίας) μεταξύ δύο ή παραπάνω ρευστών, μεταξύ μίας στερεής επιφάνειας και ενός ρευστού, ή μεταξύ στερεών σωματιδίων και ενός ρευστού, σε διαφορετικές θερμοκρασίες και σε θερμική επαφή. Τυπικές εφαρμογές περιλαμβάνουν τη θέρμανση ή ψύξη ενός ρεύματος ρευστού και την εξάτμιση ή συμπύκνωση ρευμάτων ρευστού. Σε άλλες εφαρμογές, ο σκοπός θα μπορούσε να είναι η ανάκτηση ή η αποβολή θερμότητας, η αποστείρωση, παστερίωση ή η απόσταξη ενός ρευστού. Στους περισσότερους εναλλάκτες θερμότητας, η μεταφορά θερμότητας μεταξύ των ρευστών πραγματοποιείται μέσω ενός διαχωριστικού τοιχώματος. Η μεταφορά θερμότητας στο διαχωριστικό τοίχωμα ενός εναλλάκτη πραγματοποιείται μέσω αγωγής. Σε μερικούς εναλλάκτες, όμως, τα ρευστά βρίσκονται σε άμεση επαφή. Γενικά, αν τα ρευστά είναι άμικτα (immiscible), το διαχωριστικό τοίχωμα μπορεί να εξαλειφθεί και η διεπιφάνεια μεταξύ των ρευστών αντικαθιστά την επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας.

Ένας εναλλάκτης θερμότητας αποτελείται από στοιχεία μεταφοράς θερμότητας όπως ο πυρήνας ή μήτρα, που περιέχει την επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας και στοιχεία κατανομής της ροής όπως πολλαπλές, δεξαμενές, σωλήνες και οι στεγανωτικοί δακτύλιοι. Συνήθως δεν υπάρχουν κινούμενα μέρη στους εναλλάκτες θερμότητας, ωστόσο υπάρχουν εξαιρέσεις όπως ο περιστροφικός αναγεννητικός εναλλάκτης.

Η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας είναι η επιφάνεια του πυρήνα του εναλλάκτη που βρίσκεται σε άμεση επαφή με τα ρευστά και μέσω της οποίας μεταφέρεται θερμότητα μέσω αγωγής. Το μέρος της επιφάνειας το οποίο βρίσκεται σε άμεση επαφή με αμφότερα το θερμό και το ψυχρό ρευστό και εναλλάσσει θερμότητα μεταξύ τους αναφέρεται ως κύρια επιφάνεια. Για να αυξηθεί η επιφάνεια αυτή, μπορούν να προστεθούν στην κύρια επιφάνεια δευτερεύουσες επιφάνειες. Αυτές οι επιφάνειες αναφέρονται ως πτερύγια. Έτσι η θερμότητα άγεται μέσω του πτερυγίου και στην συνέχεια συνάγεται (ή/και ακτινοβολείται) από το πτερύγιο στο περιβάλλον ρευστό, ή αντιστρόφως, ανάλογα με το αν το πτερύγιο ψύχεται ή θερμαίνεται. Η προσθήκη των πτερυγίων στην κύρια επιφάνεια έχει ως αποτέλεσμα την μείωση της θερμικής αντίστασης στην πλευρά αυτή και ως εκ τούτου της αύξησης της συνολικής μεταφοράς θερμότητας από την επιφάνεια για την ίδια θερμοκρασιακή διαφορά. Αυτές οι δευτερεύουσες επιφάνειες είναι δυνατό να εισαχθούν για λογούς δομικής αντοχής ή για να παρέχουν την πλήρη ανάμιξη ενός πολύ συνεκτικού ρευστού.

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω οι εναλλάκτες θερμότητας έχουν ένα πολύ μεγάλο εύρος εφαρμογών. Μερικές από τις εγκαταστάσεις στις οποίες χρησιμοποιούνται είναι οι κινητήρες οχημάτων, πλοίων και αεροσκαφών, τα εργοστάσια παραγωγής ενέργειας, ψυκτικές εγκαταστάσεις, μονάδες επεξεργασίας πετρελαίου, μονάδες επεξεργασίας λυμάτων κτλ.

Παρακάτω, θα γίνει μία περιγραφή των διαφόρων διατάξεων των εναλλάκτων και του τρόπου λειτουργίας τους.

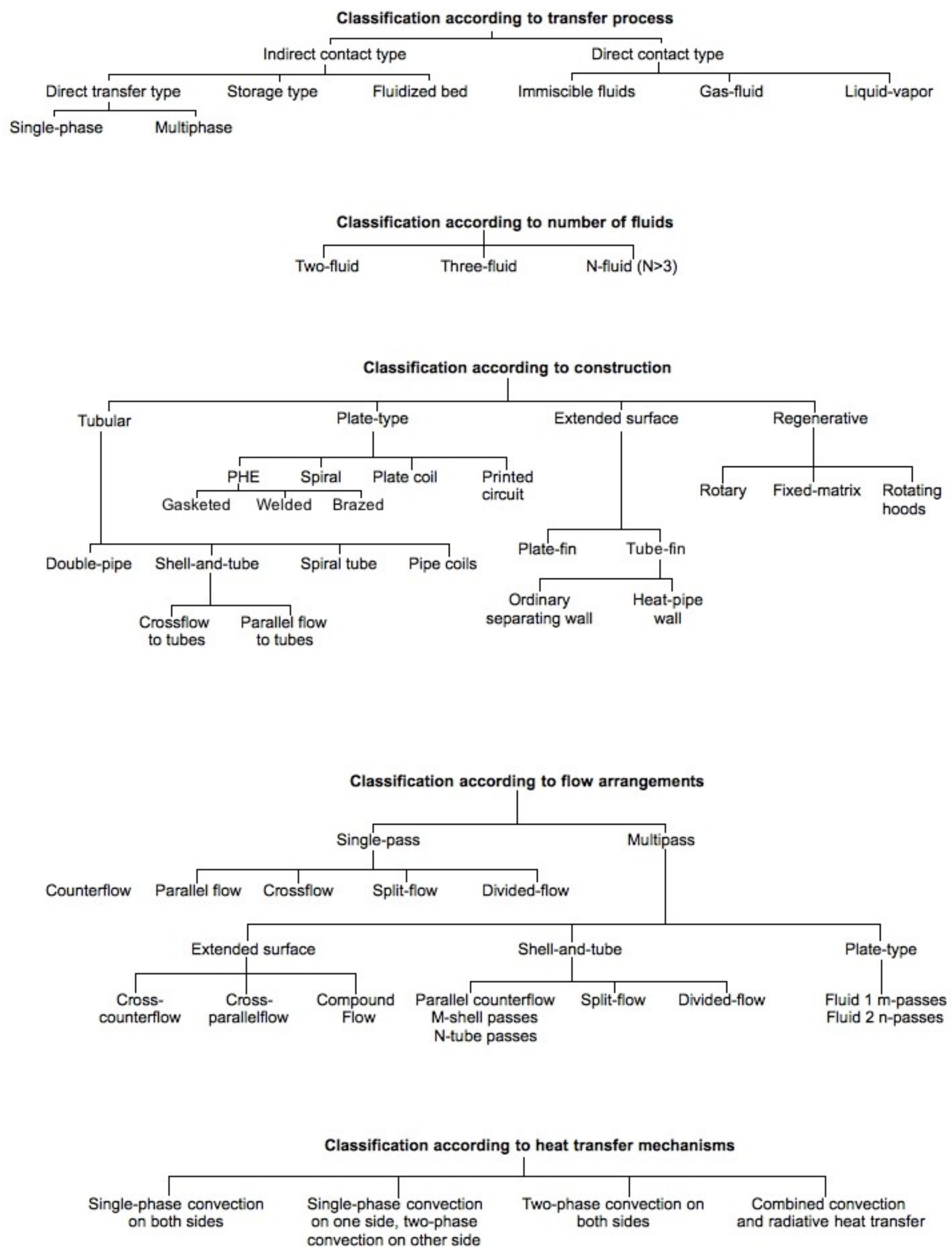
1.1.1 Τύποι εναλλακτών θερμότητας

Υπάρχουν πολλοί τρόποι κατηγοριοποίησης των εναλλακτών θερμότητας ανάλογα με τις διάφορες ιδιότητες τους. Στο σχήμα 1.1 φαίνονται οι διάφορες κατηγορίες. Στην εργασία αυτή, αναφορά θα γίνει κυρίως στους εναλλάκτες που τυγχάνουν ευρείας χρήσης αλλά και αφορούν την παρούσα εργασία. Επίσης στο σχήμα 1.1 φαίνεται μια γενικότερη κατάταξη τους με βάση ορισμένα χαρακτηριστικά.

Εναλλάκτες Έμμεσης Επαφής

Σε έναν τέτοιο εναλλάκτη, τα ρεύματα ρευστών είναι διαχωρισμένα μέσω ενός αδιαπέραστου τοιχώματος ή εντός και εκτός ενός τοιχώματος με έναν μεταβατικό τρόπο. Έτσι, στην ιδεατή κατάσταση, δεν υφίσταται άμεση επαφή μεταξύ των ρευστών. Οι εναλλάκτες αυτοί κατηγοριοποιούνται σε τύπου άμεσης μεταφοράς, τύπου αποθήκευσης και εναλλάκτες ρευστοποιημένου στρώματος.

Εναλλάκτες Τύπου Άμεσης Μεταφοράς. Σε εναλλάκτες αυτού του τύπου, η θερμότητα μεταφέρεται αδιαλείπτως από το θερμό στο ψυχρό ρευστό μέσω ενός διαχωριστικού τοιχώματος. Παρότι είναι απαραίτητη η ταυτόχρονη ροή δύο (ή περισσότερων) ρευστών, δεν υπάρχει άμεση ανάμιξη των ρευστών καθώς κάθε ρευστό ρέει σε διαφορετικό αγωγό. Μερικά παραδείγματα εναλλακτών άμεσης επαφής είναι οι σωληνοειδείς, τύπου πλάκας και επεκταμένης επιφάνειας. Οι εναλλάκτες αυτού του τύπου αναφέρονται συνήθως ως εναλλάκτες ανάκτησης θερμότητας (recuperators) και αποτελούν τη μεγάλη πλειοψηφία όλων των εναλλακτών θερμότητας. Χωρίζονται σε επιπλέον υποκατηγορίες, στους κύριας επιφάνειας και τους επεκταμένης επιφάνειας ή με πτερύγια. Κλασικά παραδείγματα είναι οι απλοί σωληνοειδείς εναλλάκτες (tubural exchangers), οι εναλλάκτες κελύφους με απλούς αγωγούς (shell-and-tube exchangers) και πλακοειδείς εναλλάκτες (plate heat exchangers). Το είδος των εναλλακτών αυτών είναι αυτό που παρουσιάζει μεγαλύτερο ενδιαφέρον για την παρούσα εργασία.



Σχήμα 1.1: Κατηγοριοποίηση Εναλλακτών Θερμότητας [1]

Σωληνοειδείς Εναλλάκτες Θερμότητας. Αυτοί οι εναλλάκτες κατασκευάζονται γενικά από κυκλικής διατομής αγωγούς, παρότι ελλειπτικής και ορθογώνιας διατομής αγωγοί χρησιμοποιούνται σε ορισμένες εφαρμογές. Υπάρχει αρκετή ευελιξία στο σχεδιασμό καθώς η γεωμετρία του πυρήνα μπορεί να αλλάξει εύκολα μεταβάλλοντας τη διάμετρο του σωλήνα, το μήκος του και την θέση του. Οι εναλλάκτες αυτοί μπορούν να σχεδιαστούν για μεγάλες διαφορές πίεσης όσον αφορά το περιβάλλον αλλά και ανάμεσα στα ρευστά. Χρησιμοποιούνται κυρίως για εφαρμογές από υγρό σε υγρό και υγρό σε ρευστό που αλλάζει φάση (συμπύκνωση ή εξάτμιση) Ακόμα, χρησιμοποιούνται και εφαρμογές αερίου σε υγρό και αερίου σε αέριο κυρίως όταν η θερμοκρασία λειτουργίας ή/και η πίεση είναι πολύ υψηλές ή οι ακαθαρσίες αποτελούν πολύ σοβαρό πρόβλημα σε τουλάχιστον μία πλευρά ρευστού και δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί άλλου τύπου εναλλάκτης. Αυτοί οι εναλλάκτες κατηγοριοποιούνται σε εναλλάκτες κελύφους (Shell-and-Tube Heat Exchangers) (που είναι και αυτοί που παρουσιάζουν μεγαλύτερο ενδιαφέρουν), διπλού σωλήνα (double-pipe heat exchanger) και ελικοειδούς σωλήνα (spiral tube heat exchanger).

Εναλλάκτες κελύφους (Shell-and-Tube Heat Exchangers). Αυτός ο εναλλάκτης αποτελείται από μία δέσμη στρογγυλών αγωγών τοποθετημένη σε ένα κυλινδρικό κέλυφος με τον άξονα των αγωγών να είναι παράλληλος στον άξονα του κελύφους. Τα κύρια εξαρτήματα αυτού του εναλλάκτη είναι οι αγωγοί (ή δέσμη αγωγών (tube bundle)), το κέλυφος, η εμπρόσθια κεφαλή, η οπίσθια κεφαλή, τα διαφράγματα και οι πλάκες στήριξης αγωγών. Οι τρεις πιο κοινοί τύποι εναλλακτών κελύφους είναι οι

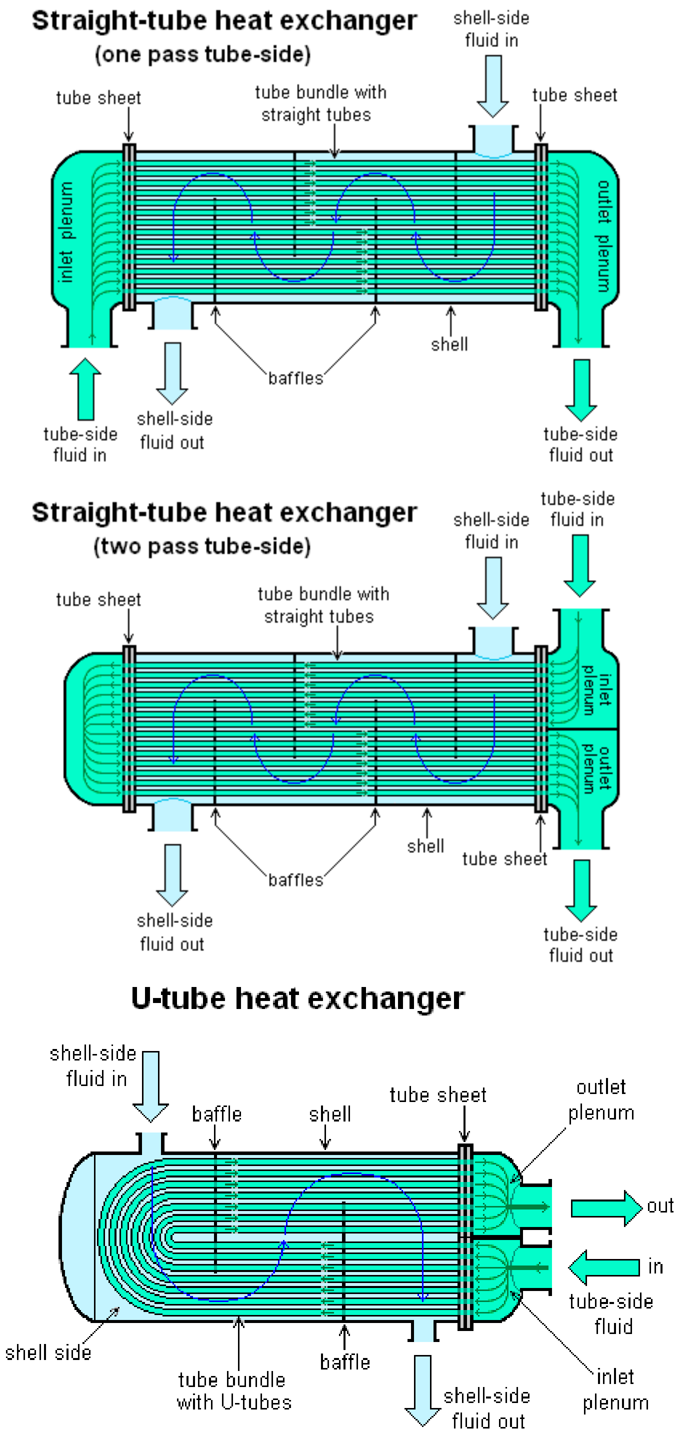
1. σταθερής πλάκας στήριξης αγωγών
2. U-tube (σωλήνες σε διάταξη U)
3. επιπλέουσας κεφαλής (floating-head)

Και στους τρεις τύπους η εμπρόσθια κεφαλή είναι σταθερή ενώ η οπίσθια μπορεί να είναι είτε σταθερή είτε επιπλέουσα (Σχ. 1.3) ανάλογα με τις θερμικές τάσεις στο κέλυφος, στους αγωγούς ή στην πλάκα στήριξης αγωγών λόγω των θερμοκρασιακών διαφορών ως αποτέλεσμα της μεταφοράς θερμότητας. Επιπλέον, μπορούν να κατανεμηθούν ανάλογα με τη μορφή των αγωγών και την κατανομή της ροής σε τρεις ακόμα τύπους:

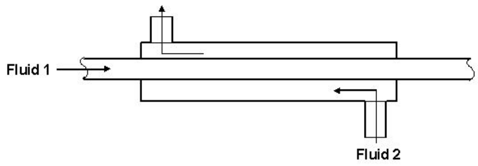
1. ευθέων αγωγών ενός περάσματος
2. ευθέων αγωγών δύο περασμάτων
3. αγωγοί μορφής U (U-tube)

Οι εναλλάκτες αυτοί φαίνονται στο σχήμα 1.3. Οι εναλλάκτες κελύφους χρησιμοποιούνται ευρέως στη βιομηχανία για τους παρακάτω λόγους.

Σχήμα 1.2: Εναλλάκτες κελύφους (Shell-and-Tube Heat Exchangers)(πηγή: Shenyang Heat Exchange Equipment Co,Ltd)



Σχήμα 1.3: (α) Εναλλάκτης ευθέων αγωγών ενός περάσματος, (β) Εναλλάκτης ευθέων αγωγών δύο περασμάτων, (γ) Εναλλάκτης με αγωγούς μορφής U (πηγή: Wikipedia.org)



Σχήμα 1.4: Εναλλάκτης διπλού σωλήνα (Double-pipe Heat Exchanger)

1. Σχεδιάζονται ειδικά για σχεδόν κάθε χωρητικότητα και συνθήκες λειτουργίας, όπως για υψηλό κενό έως πολύ υψηλές πιέσεις (πάνω από 100 MPa), από θερμοκρασίες κρυοστατικών εφαρμογών έως πολύ υψηλές θερμοκρασίες (περί τους 1100 °C) και κάθε θερμοκρασία και διαφορά πίεσης μεταξύ των ρευστών, με περιορισμό μόνο από τα υλικά κατασκευής.

2. Μπορούν σχεδιαστούν για ειδικές συνθήκες λειτουργίας: δονήσεις, ακαθαρσίες, ρευστά υψηλής συνεκτικότητας, διάβρωση, τοξικότητα, ραδιενέργεια, πολυσύνθετα μίγματα, κ.ο.κ.

3. Είναι οι πιο ευέλικτοι εναλλάκτες και κατασκευάζονται από πληθώρα μεταλλικών και μη μεταλλικών υλικών (όπως γραφίτη, γυαλί και teflon) και ποικίλουν σε μέγεθος από μικρή (0.1 m^2) έως γιγαντιαία (άνω των $10^5 m^2$) επιφάνεια.

Οι εναλλάκτες κελύφους χρησιμοποιούνται εκτενώς ως εναλλάκτες θερμότητας διεργασιών σε πετρελαϊκές και χημικές μονάδες, ως ατμοπαραγωγοί, συμπυκνωτές, προθερμαντές και δοχεία ψύξης λαδιού σε εργοστάσια παραγωγής ενέργειας, ως συμπυκνωτές και εξατμιστές (evaporators) σε ορισμένες εφαρμογές κλιματισμού και ψύξης, σε εφαρμογές ανάκτησης αποβαλλόμενης θερμότητας με ανάκτηση θερμότητας από υγρά και συμπυκνούμενα ρευστά και τέλος σε εφαρμογές περιβαλλοντικού ελέγχου.

Εναλλάκτες διπλού σωλήνα. Ο εναλλάκτης αυτός αποτελείται από δύο ομόκεντρους αγωγούς με τον εσωτερικό σωλήνα να είναι απλός ή με πτερύγια, όπως φαίνεται στο σχήμα 1.4. Ένα ρευστό διέρχεται από τον εσωτερικό σωλήνα και το άλλο μεταξύ των τοιχωμάτων των δύο αγωγών με αντίθετη κατεύθυνση για την καλύτερη δυνατή απόδοση για δεδομένη επιφάνεια. Ωστόσο, αν η εφαρμογή απαιτεί σχεδόν σταθερή θερμοκρασία στο τοιχώματα ρευστά μπορούν να ρέουν προς την ίδια κατεύθυνση. Αυτό είναι πιθανώς ο απλούστερος εναλλάκτης θερμότητας. Η ομοιομορφία της ροής δεν αποτελεί πρόβλημα και το καθάρισμα πραγματοποιείται εύκολα. Οι εναλλάκτες αυτοί χρησιμοποιούνται σε μικρές εφαρμογές όπου η συνολική επιφάνεια συναλλαγής θερμότητας είναι $50m^2$ ή λιγότερο επειδή είναι ακριβοί σε κόστος ανά μονάδα επιφάνειας.

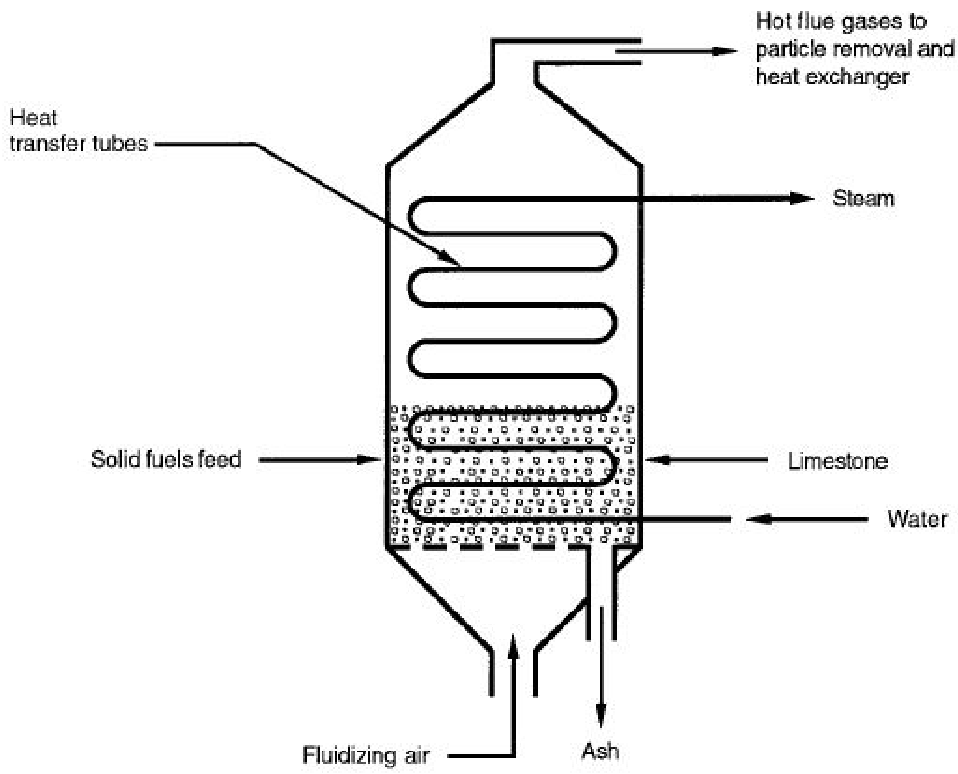
Εναλλάκτες σπειροειδούς σωλήνα. Αυτοί αποτελούνται από μία ή περισσότερες σπείρες τοποθετημένες σε ένα κέλυφος. Ο ρυθμός μεταφοράς θερμότητας σε σπειροειδή σωλήνα είναι υψηλότερος από αυτό σε ευθύ σωλήνα. Η θερμική διαστολή δεν είναι πρόβλημα, όμως ο καθαρισμός είναι σχεδόν αδύνατος.

Εναλλάκτες Τύπου Αποθήκευσης. Σε έναν εναλλάκτες τύπου αποθήκευσης, και τα δύο ρευστά διέρχονται εναλλασσόμενα μέσα από τους ίδιους αγωγούς, και επομένως η ροή είναι διακοπτόμενη. Η επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας αναφέρεται ως μήτρα και συνήθως είναι ένα διαπερατό (πορώδες) στερεό υλικό. Όταν ένα θερμό αέριο ρέει μέσω των αγωγών, θερμική ενέργεια από το αέριο αποθηκεύεται στο τοίχωμα της μήτρας και έτσι το θερμό αέριο ψύχεται κατά την περίοδο θέρμανσης της μήτρας. Όταν ένα ψυχρό αέριο διέρχεται από τους ίδιους αγωγούς αργότερα, το τοίχωμα της μήτρας αποβάλλει θερμική ενέργεια η οποία απορροφάται από το ψυχρό ρευστό. Με τον τρόπο αυτό, η θερμότητα δεν μεταφέρεται συνεχόμενα μέσω ενός τοίχου όπως στους εναλλάκτες άμεση μεταφοράς, αλλά η θερμική ενέργεια αποθηκεύεται και απελευθερώνεται από το τοίχωμα.

Εναλλάκτες Ρευστοποιημένου Στρώματος. Σε έναν εναλλάκτη ρευστοποιημένου στρώματος, η μία πλευρά ενός εναλλάκτη δύο ρευστών είναι βυθισμένη μέσα σε ένα στρώμα από καλά διαχωρισμένο στερεό υλικό, όπως μια δέσμη από αγωγούς βυθισμένη σε μία βάση από άμμο ή από σωματίδια άνθρακα. Αν η ανοδική ταχύτητα του ρευστού στην πλευρά του στρώματος είναι χαμηλή, τα στερεά σωματίδια παραμένουν σταθερά στη θέση τους και το ρευστό θα προχωρήσει μέσω των διάκενων του στρώματος. Αν η ανοδική ταχύτητα του ρευστού είναι υψηλή, τα στερεά σωματίδια θα παρασυρθούν από το ρευστό. Σε μία συγκεκριμένη ταχύτητα, η ανοδική δύναμη αντίστασης είναι ελαφρώς μεγαλύτερη από το βάρος των σωματιδίων. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τα στερεά σωματίδια να επιπλεύσουν, αυξάνοντας τον όγκο του στρώματος και το στρώμα συμπεριφέρεται σαν υγρό. Η κατάσταση αυτή ονομάζεται ρευστοποιημένη κατάσταση. Στην κατάσταση αυτή, η πτώση πίεσης του ρευστού διαμέσου του στρώματος παραμένει σχεδόν σταθερή, ανεξάρτητα από την παροχή όγκου, και πραγματοποιείται μια ισχυρή ανάμιξη των στερεών σωματιδίων. Αυτό συντελεί σε μία ομοιόμορφη θερμοκρασία στο σύνολο του στρώματος (ρευστό και σωματίδια) με την φαινόμενη θερμική αγωγιμότητα των σωματιδίων να είναι άπειρη. Πολύ υψηλοί συντελεστές μεταφοράς θερμότητας επιτυγχάνονται στην ρευστοποιημένη πλευρά σε σύγκριση με την χωρίς σωματίδια ροή του ρευστού. Στο σχήμα 1.5 βλέπουμε έναν τέτοιο εναλλάκτη.

Εναλλάκτες Άμεσης Επαφής

Σε έναν εναλλάκτη άμεσης επαφής, δύο ρεύματα ρευστού έρχονται σε άμεση επαφή, εναλλάσσουν θερμότητα και μετά διαχωρίζονται. Κοινές εφαρμογές αυτού του τύπου του εναλλάκτη περιλαμβάνουν και μεταφορά μάζας εκτός από μεταφορά θερμότητας. Η ενθαλπία της αλλαγής φάσης σε έναν τέτοιο εναλλάκτη αποτελεί ένα σημαντικό κομμάτι της συνολικής μεταφοράς



Σχήμα 1.5: Εναλλάκτης ρευστοποιημένου στρώματος (Fluidized Bed Heat Exchanger) [2]

θερμότητας. Γενικά, η αλλαγή φάσης ενισχύει το ρυθμό μεταφοράς θερμότητας. Σε σύγκριση με τους εναλλάκτες έμμεσης επαφής, στους εναλλάκτες άμεσης επαφής:

- μπορούν να επιτευχθούν πολύ υψηλοί ρυθμοί μεταφοράς ενέργειας
- η κατασκευή του εναλλάκτη είναι σχετικά φθηνή
- το πρόβλημα των ακαθαρσιών είναι γενικά ανύπαρκτο, λόγω της απουσίας επιφάνειας (τοιχώματος) μεταφοράς ενέργειας μεταξύ των δύο ρευστών.

Ωστόσο, οι εφαρμογές είναι περιορισμένες στις περιπτώσεις που η άμεση επαφή των δύο ρευστών είναι επιτρεπτή. Μπορούν να κατηγοριοποιηθούν επιπροσθέτως ως ακολούθως.

Έναλλάκτες άμικτων ρευστών. Εδώ, δύο άμικτα ρευστά έρχονται σε άμεση επαφή. Τα ρευστά αυτά μπορούν να είναι μίας φάσης ή μπορούν να αλλάζουν φάση κατά τη διάρκεια της συναλλαγής θερμότητας.

Έναλλάκτες αερίου-υγρού. Εδώ, το ένα ρευστό είναι αέριο (συνήθως αέρας) και το άλλο ένα υγρό χαμηλής πίεσης (συνήθως νερό) και είναι εύκολα διαχωρίσιμα μετά την συναλλαγή ενέργειας. Στις εφαρμογές που περιλαμβάνουν είτε την ψύξη του υγρού είτε την ύγρανση του αερίου, το υγρό εξατμίζεται μερικώς και ο υδρατμός παρασύρεται από το αέριο. Σε αυτούς τους εναλλάκτες, πάνω από το 90% της μεταφερόμενης ενέργειας προκύπτει από την μεταφορά μάζας (λόγω της εξάτμισης του υγρού) και η μεταφορά θερμότητας μέσω συναγωγής είναι μηχανισμός ελάσσονος σημασίας. Η πιο κοινή εφαρμογή είναι πύργος ψύξης νερού με εξαναγκασμένη ή φυσική κυκλοφορία του αέρα.

Εναλλάκτες υγρού-υδρατμού. Σε αυτό το είδος, συνήθως ατμός συμπυκνώνεται μερικώς ή ολικώς χρησιμοποιώντας ψυκτικό νερό, ή νερό θερμαίνεται με αποβαλλόμενο ατμό μέσω άμεσης επαφής στον εναλλάκτη.

Πλακοειδείς Εναλλάκτες Θερμότητας

Σε αυτούς τους εναλλάκτες χρησιμοποιούνται μεταλλικές πλάκες για την μεταφορά θερμότητας ανάμεσα σε δύο ρευστά. Το κύριο πλεονέκτημα αυτής της διάταξής είναι ότι τα ρευστά εκτίθενται σε μεγάλη επιφάνεια συναλλαγής καθώς εκτείνονται πάνω σε όλη την επιφάνεια των πλακών. Με τον τρόπο αυτό, επιτυγχάνεται υψηλός ρυθμός μεταφοράς θερμότητας. Αυτοί οι εναλλάκτες είναι πολύ κοινοί κυρίως σε οικιακές εφαρμογές θέρμανσης νερού. Οι πλακοειδείς εναλλάκτες θερμότητας σχεδιάζονται κυρίως για να μεταφέρουν θερμότητα μεταξύ ρευστών σε μέση και χαμηλή πίεση, ενώ γενικά δεν είναι

Σχήμα 1.6: Πλακοειδείς Εναλλάκτες Θερμότητας (Plate Heat Exchangers)(πηγή: MX Machinery)

κατάλληλοι για υψηλές πιέσεις, θερμοκρασίες ή υψηλές πτώσεις πίεσης και θερμοκρασιακές διαφορές.

Οι πλακοειδείς εναλλάκτες έχουν ορισμένα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα τα οποία αναφέρονται παρακάτω.

Πλεονεκτήματα

- Είναι συμπαγείς. Καταλαμβάνουν λίγο χώρο, καθώς έχουν μεγάλη επιφάνεια σε μικρό όγκο. Αυτό, επίσης, παράγει υψηλό συντελεστή μεταφοράς θερμότητας.
- Χαμηλό κόστος κατασκευής. Οι εναλλάκτες των οποίων οι πλάκες δημιουργούνται σε πρέσες είναι αρκετά φθηνές και επιπλέον είναι ανθεκτικές στην διάβρωση και τις χημικές αντιδράσεις.
- Ευκολία καθαρισμού. Ο εναλλάκτης μπορεί να λυθεί εύκολα και οι πλάκες μπορούν να αλλαχθούν εξίσου εύκολα.

Μειονεκτήματα

- Υπάρχει πιθανότητα διαρροής.
- Ο εναλλάκτης είναι δύσκολο να επανεκκινήσει αν υπάρξει μεγάλη πτώση πίεσης ή διαρροή.
- Η μικρή απόσταση μεταξύ των πλακών μπορεί να παρεμποδιστεί από συσσώρευση σωματιδίων.

- Το κόστος συντήρησης είναι αρκετά μεγάλο.
- Δεν είναι κατάλληλος για ρευστά με υψηλή συνεκτικότητα.

1.1.2 Υπολογισμοί Μετάδοσης Θερμότητας στους Εναλλάκτες

Συντελεστής Μετάδοσης Θερμότητας

Στους θερμική μελέτη ενός εναλλάκτη, στόχος είναι ο υπολογισμός της απαραίτητης επιφάνειας για τη μεταφορά θερμότητας με δεδομένο ρυθμό και για δεδομένες θερμοκρασίες και παροχές ρευστών. Αυτό επιτυγχάνεται με την χρήση του συνολικού συντελεστή μεταφοράς θερμότητας (overall heat-tranfer coefficient) U, που βρίσκεται στη θεμελιώδη εξίσωση για τον υπολογισμό του ρυθμού μεταφοράς θερμότητας, q,

$$q = UA\Delta T \tag{1.1}$$

όπου ΔT είναι η μέση θερμοκρασιακή διαφορά για ολόκληρο τον εναλλάκτη και A η επιφάνεια που είναι κάθετη στην κατεύθυνση της ροής.

Ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας U ισούται με το αντίστροφο του αθροίσματος των θερμικών αντιστάσεων. Παρακάτω, παρουσιάζονται οι εξισώσεις για επίπεδο και κυλινδρικό τοίχωμα,

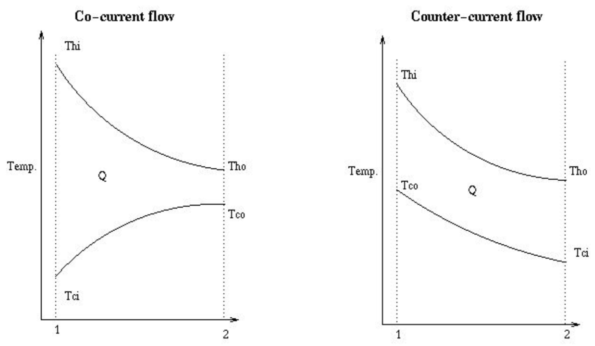
$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_i}} \tag{1.2}$$

$$U_o = \frac{1}{\frac{r_o}{r_i h_i} + \frac{r_o \log(\frac{r_o}{r_i})}{k} + \frac{1}{h_o}} \tag{1.3}$$

$$U_i = \frac{1}{\frac{r_i}{r_o h_o} + \frac{r_i \log(\frac{r_o}{r_i})}{k} + \frac{1}{h_i}} \tag{1.4}$$

όπου r, L, k και h η ακτίνα του σωλήνα, το πάχος του τοιχώματος, η θερμική αγωγιμότητα του τοιχώματος και η ειδική συναγωγιμότητα σε εξαναγκασμένη συναγωγή αντίστοιχα. Οι δείκτες i και o αντιπροσωπεύουν τις εσωτερικές και εξωτερικές επιφάνειες του τοιχώματος αντιστοίχως. Αξίζει να σημειωθεί ότι η επιφάνεια συναγωγής δεν ταυτίζεται για τα δύο ρευστά στην περίπτωση του κυλινδρικού τοιχώματος, και για αυτόν το λόγο ό συντελεστής μεταφοράς θερμότητας και η επιφάνεια μεταφοράς πρέπει να είναι συμβατοί, π.χ. $q = U_o A_o \Delta T = U_i A_i \Delta T$

Στις περισσότερες πρακτικές εφαρμογές η θερμική αντίσταση του τοιχώματος μπορεί να αμεληθεί, ενώ συχνά υπάρχει μεγάλη διαφορά στο μέγεθος των συντελεστών συναγωγής και επομένως ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας προσδιορίζεται κατά κύριο λόγο από τον χαμηλότερο συντελεστή συναγωγής.



Σχήμα 1.7: Θερμοκρασιακές διαφορές σε (α) εναλλάκτη ομορροής και (β) σε εναλλάκτη αντιρροής

Μέθοδος Μέσης Λογαριθμικής Θερμοκρασιακής Διαφοράς (LMTD)

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, στη θερμική ανάλυση ενός εναλλάκτη, δίνονται η επιθυμητή μεταβολή της θερμοκρασίας ενός ρευστού, η θερμοκρασία του άλλου ρευστού στην είσοδο του εναλλάκτη και οι παροχές μάζας των δύο ρευστών και ζητείται το μέγεθος A της επιφάνειας μέσω της οποίας μεταφέρεται θερμότητα.
Η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή (LMTD ή ΔT_{lm}) ορίζεται ως:

$$LMTD = \Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_I - \Delta T_{II}}{\log(\frac{\Delta T_I}{\Delta T_{II}})} \tag{1.5}$$

όπου οι θερμοκρασιακές διαφορές μεταξύ των δύο ρευστών στις άκρες ενός εναλλάκτη ομορροής η ενός εναλλάκτη αντιρροής. Για έναν εναλλάκτη αντιρροής, σχήμα 1.7β.

$$\Delta T_I = T_{hi} - T_{co} \qquad \Delta T_{II} = T_{ho} - T_{ci} \tag{1.6}$$

Για έναν εναλλάκτη ομορροής , σχήμα 1.7α:

$$\Delta T_I = T_{hi} - T_{ci} \qquad \Delta T_{II} = T_{ho} - T_{co} \tag{1.7}$$

Εάν $\Delta T_{max}/\Delta_{min} \leq 2$ είναι δυνατόν να χρησιμοποιηθεί η αριθμητική μέση θερμοκρασιακή διαφορά:

$$\Delta T_{am} = \frac{1}{2}[\Delta_{max} + \Delta T_{min}] \tag{1.8}$$

με ένα σφάλμα $\leq 4\%$. Σε εναλλάκτη αντιρροής, όταν $C_h = C_c$ θα είναι και $\Delta T_I = \Delta T_{II}$ και $\Delta T_{lm} = \Delta T_I = \Delta T_{II}$ διότι $T_{hi} - T_{co} = T_{ho} - T_{ci}$.

Διορθωτικός παράγων F

Ένας εναλλάκτης κελύφους, στην πιο απλή μορφή του, δεν έχει διαφράγματα. Ωστόσο, όπως προαναφέρθηκε, τα διαφράγματα βελτιώνουν την μεταφορά θερμότητας και ακόμα δημιουργούν ρεύματα αντιρροής και σταυρορροής τα οποία αυξάνουν την ειδική συναγωγιμότητα. Η μέθοδος LMTD είναι αρκετά καλή για εναλλάκτες ομορροής και αντιρροής αλλά και για σταυρορροής. Ωστόσο, ο υπολογισμός του εναλλάκτη κελύφους με διαφράγματα είναι αρκετά σύνθετος χρησιμοποιείται η παρακάτω προσεγγιστική μεθοδολογία.

Σε κάθε εναλλάκτη ισχύει:

$$Q = UA\Delta T_{tm} \tag{1.9}$$

όπου ΔT_{tm} η πραγματική μέση θερμοκρασιακή διαφορά και συνδέεται με την ΔT_{lm} με ένα διορθωτικό παράγοντα F:

$$F = \frac{\Delta T_{tm}}{\Delta T_{lm}} \tag{1.10}$$

Επιπλέον εισάγονται οι παράμετροι P και R οι οποίοι ορίζονται ως εξής:

$$P = \frac{T_{to} - T_{ti}}{T_{si} - T_{ti}} \tag{1.11}$$

και

$$R = \frac{T_{si} - T_{so}}{T_{to} - T_{ti}} = \frac{C_T}{C_S} \tag{1.12}$$

Οι δείκτες t και s στις παραπάνω εξισώσεις αναφέρονται στους αγωγούς (tubes) και στο κέλυφος (shell) αντίστοιχα. Ο παράγων F δεν επηρεάζεται από το αν το θερμό ή ψυχρό ρευστό κυκλοφορεί στο κέλυφος ή στους αγωγούς, αρκεί οι απώλειες θερμότητας στο περιβάλλον να είναι αμελητέες. Αλλιώς, το ψυχρό πρέπει να κυκλοφορεί στο κέλυφος ώστε να μειωθούν οι απώλειες αυτές. Συνδυάζοντας τις 1.9 και 1.10 προκύπτει:

$$Q = UA\Delta T_{lm}F(P, R) \tag{1.13}$$

Ο διορθωτικός παράγων F μπορεί να ληφθεί από διαγράμματα ή πίνακες για διάφορους εναλλάκτες και διατάξεις ροής.

1.2 Χρήση δεσμών ρευστού (jets) για ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας

Τα τελευταία χρόνια, λόγω της αύξησης των αναγκών αποτελεσματικής ψύξης (αλλά και θέρμανσης), ερευνάται η χρήση δεσμών ρευστού (jets) για την ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας. Όπως προαναφέρθηκε, χρησιμοποιούνται συνήθως δύο τεχνικές για αυτόν τον σκοπό: η έγχυση δέσμης ρευστού (blowing jet) και ο συνδυασμός της αναρρόφησης δέσμης ρευστού (suction jet) και της έγχυσης δέσμης ρευστού ή αλλιώς, η εναλλασσόμενη έγχυση και αναρρόφηση δέσμης ρευστού ή σύνθετη δέσμη (synthetic jet). Η παρεμβολή αυτών των δεσμών στην κύρια ροή γίνεται μέσω μίας οπής ή πολλών οπών στο τοίχωμα του εξεταζόμενου σώματος από όπου εισέρχεται ή εξέρχεται η δέσμη ρευστού, όταν έχουμε έγχυση ή αναρρόφηση αντίστοιχα. Οι τεχνικές αυτές χρησιμοποιούνται κυρίως για τον έλεγχο της ροής γύρω από ένα στερεό αντικείμενο (λ.χ. μία αεροτομή) και τον περιορισμό των απωλειών πίεσης ([3], [4]), αλλά χρησιμοποιούνται και σε εφαρμογές μεταφοράς θερμότητας.

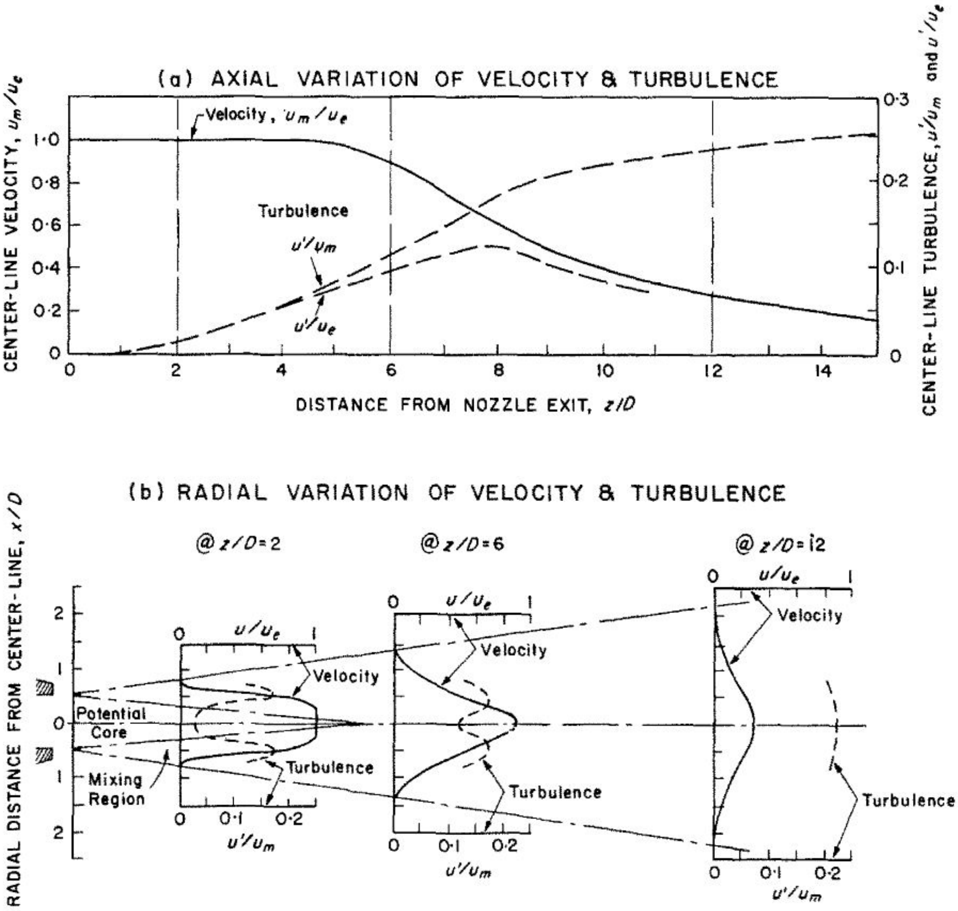
1.2.1 Συνεχής ΄Εγχυση (Blowing) Ρευστού

Η ιδέα της συνεχούς έγχυσης ή αναρρόφησης δέσμης ρευστού στην κύρια ροή υπάρχει εδώ και αρκετές δεκαετίες με κύρια εφαρμογή τον ενεργητικό έλεγχο της αποκόλλησης του οριακού στρώματος ([5], [3]). Ωστόσο, υπάρχουν αρκετές εργασίες που αφορούν την εφαρμογή τους στη μεταφορά θερμότητας ([6],[7],[8]).

Οι R. Gardon και J.C. Akrifat [9], σε εργασία τους που δημοσιεύτηκε το 1965, μελετούν την επίδραση που έχει η τύρβη στα θερμικά χαρακτηριστικά των δεσμών πρόσκρουσης (impinging jets). Οι δέσμες αυτές είναι, πρακτικά, δέσμες συνεχούς έγχυσης, οι οποίες εισέρχονται στην κύρια ροή ή σε ήρεμο ρευστό μέσω μίας οπής και προσκρούουν, συνήθως κάθετα, στο τοίχωμα του αγωγού. Αναφέρεται ότι, ενώ σε μικρούς αριθμούς Reynolds τα θερμικά χαρακτηριστικά των δεσμών αυτών μπορούν να εξηγηθούν σε όρους ταχύτητας, σε μεγάλους αριθμούς Reynolds, ακόμα και για αρχικά “στρωτές” δέσμες, η τύρβη που δημιουργείται από τη δέσμη επιδρά σημαντικά στα θερμικά χαρακτηριστικά της. Η δέσμη, καθώς βγαίνει από την οπή, συμπαρασύρει το περιβάλλον ρευστό. Το πλάτος της ζώνης ανάμιξης αυξάνεται συνεχώς, ώσπου σε κάποια απόσταση από την οπή είναι αρκετά πλατύ ώστε διεισδύει στην κεντρική γραμμή. Μέχρι εκείνη τη στιγμή, η ταχύτητα στην κεντρική γραμμή δεν επηρεάζεται από την ανάμιξη και έχει τιμή ίση με αυτή της εξόδου από την οπή (βλέπε σχήμα 1.8a). Μετά από τον λεγόμενο ’πυρήνα’ της δέσμης, η ταχύτητα στην κεντρική γραμμή μειώνεται καθώς η δέσμη παρασύρει όλο και περισσότερο ρευστό (σχήμα 1.8). Η τύρβη που δημιουργείται από την ανάμιξη δύο ρευστών είναι πιο έντονη από αυτή που εμφανίζεται σε μία ροή σε αγωγό περίπου κατά 30%. Ακόμα, αξίζει να σημειωθεί ότι η τύρβη κατά μήκος της κεντρικής γραμμής αυξάνεται αισθητά ακόμα και πριν η ταχύτητα αρχίσει να μειώνεται.

Για πλήρως τυρβώδεις δέσμες αλλά και για αρχικώς στρωτές δέσμες που γίνονται τυρβώδεις λόγω της ανάμιξης, η ένταση της τύρβης έχει άμεση σχέση με τον αριθμό Reynolds.

Οι Y.M. Chung και K.H. Luo [10], σε μία εργασία που δημοσιεύτηκε το 2002, χρησιμοποιούν τη μέθοδο της Ευθείας Αριθμητικής Προσομοίωσης (Direct Numerical Simulation (DNS)) για τη μελέτη μη-μόνιμης μεταφοράς θερμότητας με χρήση δέσμης πρόσκρουσης σε χαμηλούς αριθμούς Reynolds. Ο λόγος που επέλεξαν τη μέθοδο της ευθείας αριθμητικής προσομοίωσης είναι η δυνατότητα

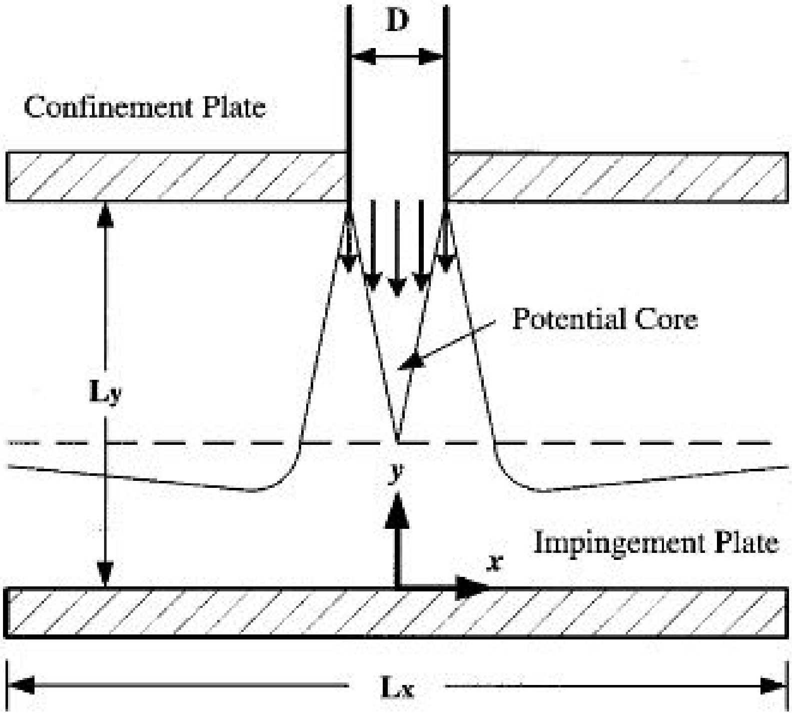


Σχήμα 1.8: Σχηματική διανομή της ταχύτητας και της τύρβης σε μία αξονοσυμμετρική δέσμη [9]

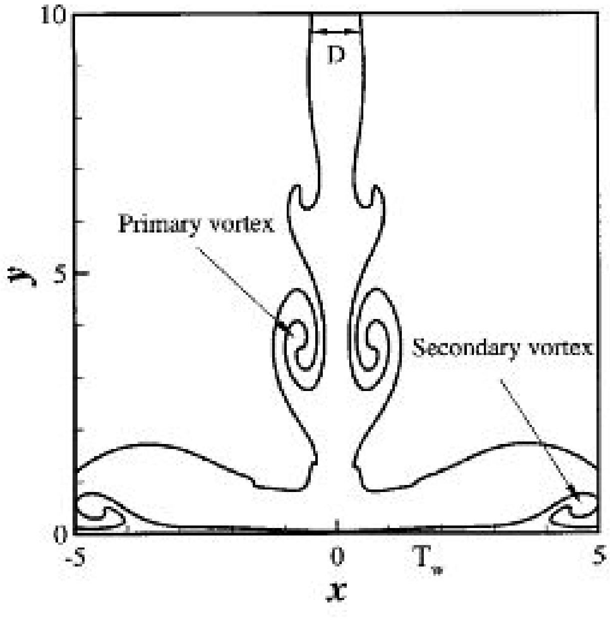
της συγκεκριμένης μεθόδου να αιχμαλωτίσει την συμπεριφορά μη-μόνιμων δινών και να επιλύσει διαφορετικές κλίμακες χώρου και χρόνου.

Στην εργασία τους, το ρευστό θεωρείται συμπιεστό και χρησιμοποιούνται αριθμητικά σχήματα υψηλής τάξη (σχήμα πεπερασμένων διαφορών έκτης τάξης για τη χωρική διακριτοποίηση και ρητή μέθοδο Runge-Kutta τρίτης τάξης για τη χρονική διακριτοποίηση). Εξέτασαν την περίπτωση του σχήματος 1.9 για τρεις αριθμούς Reynolds και για δύο αποστάσεις οπής-πλάκας. Στο σχήμα 1.10 φαίνεται ένα στιγμιαίο πεδίο ροής μίας δέσμης πρόσκρουσης. Η δέσμη δεν εξαναγκάζεται από κάποιον μηχανισμό και αναπτύσσεται συμμετρικά. Παρατηρούνται επίσης οι πρωτεύουσες και δευτερεύουσες δίνες που δημιουργούνται. Στο σχήμα 1.11 φαίνονται οι ισογραμμές για την θερμοκρασία και την στροβιλότητα για διάφορες χρονικές στιγμές.

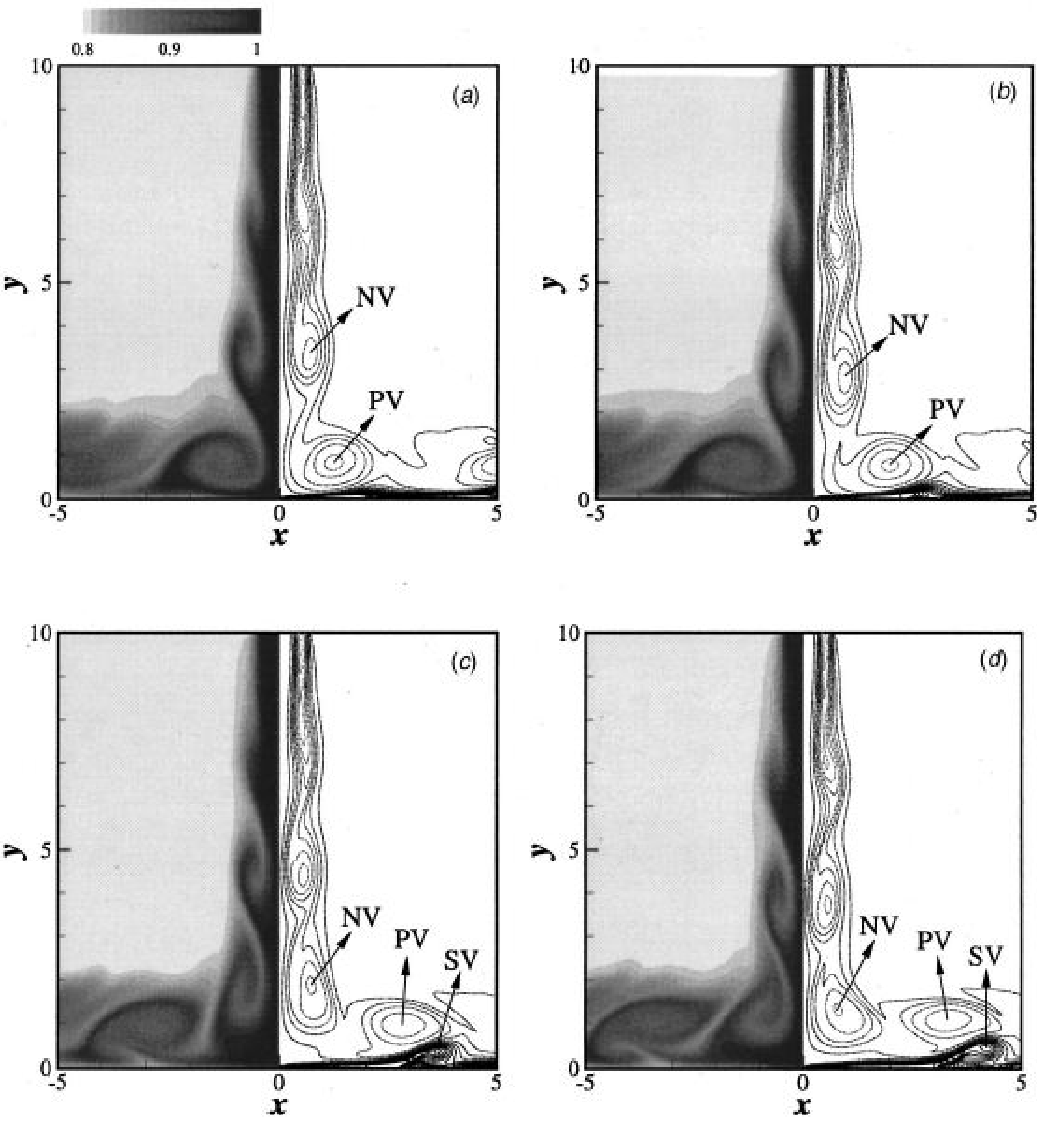
Μετά από τη μελέτη, κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι ο στιγμιαίος αριθμός Nusselt εμφανίζει πολύ μεγάλες μεταβολές και αυτή η μη-μονιμότητα αυξάνεται με την αύξηση του αριθμού Reynolds. Βρέθηκε επίσης ότι τα χαρακτηρι-



Σχήμα 1.9: Διάταξη προσομοίωσης δέσμης πρόσκρουσης [10]



Σχήμα 1.10: Στιγμιαίο πεδίο ροής δέσμης πρόσκρουσης [10]



Σχήμα 1.11: Ισογραμμές θερμοκρασίας (αριστερά) και στροβιλότητας (δεξιά) σε διάφορες χρονικές στιγμές για $Re = 500$ [10]

στικά της μη-μόνιμης μεταφοράς θερμότητας συσχετίζονται έντονα με τις δίνες που δημιουργούνται από τη δέσμη.

Ο αριθμός Nusselt ορίζεται ως εξής:

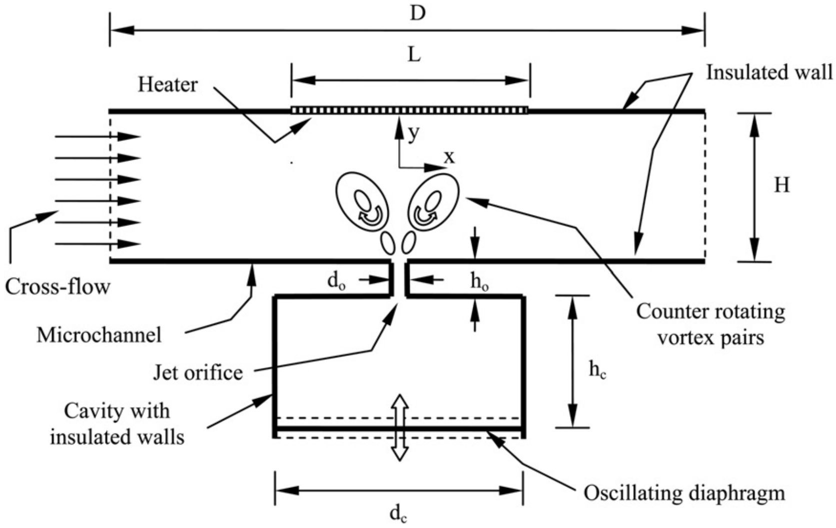
$$Nu = \frac{hL}{k_f} \tag{1.14}$$

όπου L ένα χαρακτηριστικό μήκος, h η θερμική αγωγιμότητα του μέσου και k_f ο συντελεστής θερμικής συναγωγιμότητας.

1.2.2 Χρήση Σύνθετων Δεσμών (Synthetic Jets)

Οι σύνθετες δέσμες ρευστού αποτελούν μια τεχνική που απορρέει από τις τεχνικές συνεχούς έγχυσης και αναρρόφησης δέσμης ρευστού [11]. Η κύρια διαφορά μεταξύ των τεχνικών αυτών έγκειται στο γεγονός ότι στις σύνθετες δέσμες η ροή του ρευστού μέσω της οπής μεταβάλλεται περιοδικά από εξερχόμενη προς την κύρια ροή σε εισερχόμενη και αντίστροφα [12]. Ο μηχανισμός μίας σύνθετης δέσμης αποτελείται από μία κοιλότητα η οποία περιέχει ένα ταλαντευόμενο διάφραγμα (ή μεμβράνη) που κινείται εμπρός και πίσω με συχνότητα (f) αναγκάζοντας την ροή ρευστού μέσω μίας οπής. Κατά την κίνηση του προς την οπή, το διάφραγμα μεταδίδει μέσα στον αγωγό (ή εξωτερικό χώρο) μία δέσμη υψηλής ταχύτητας, δημιουργώντας ένα ζεύγος δινών αντίστροφης φοράς περιστροφής (counter-rotating) στο περιβάλλον ρευστό. Όταν το διάφραγμα απομακρύνεται από την οπή, αναρροφάται ρευστό από τον εξωτερικό χώρο προς την κοιλότητα. Το ρευστό που εκβάλλεται μέσω της οπής και οι δίνες διακόπτουν και αλληλεπιδρούν με την εξωτερική ροή με τρόπο σταυρορροής. Σε μία περίοδο της κίνησης του διαφράγματος, η δέσμη απορρίπτει ρευστό με έντονη ορμή στον αγωγό ενώ η καθαρή μάζα που διέρχεται μέσω της οπής είναι μηδενική. Για το λόγο αυτό, ο μηχανισμός αυτός ονομάζεται σύνθετη δέσμη ή δέσμη μηδενικής καθαρής ροής μάζας (zero-net-mass-flux jet). Ακόμα, λόγω αυτού του χαρακτηριστικού,η εγκατάσταση ενός τέτοιου μηχανισμού είναι απλούστερη από ότι για τις δέσμες συνεχούς έγχυσης ή αναρρόφησης λόγω της μη ανάγκης κατασκευής δικτύου αγωγών και εγκατάστασης αντλητικών συστημάτων. Ένα ακόμα πλεονέκτημα των σύνθετων δεσμών είναι η δυνατότητα κατασκευής σε μικρή κλίμακα (ακόμα και 50 μm), γεγονός που τις καθιστά ιδανικές για χρήση σε εφαρμογές ψύξης ηλεκτρονικών συσκευών.

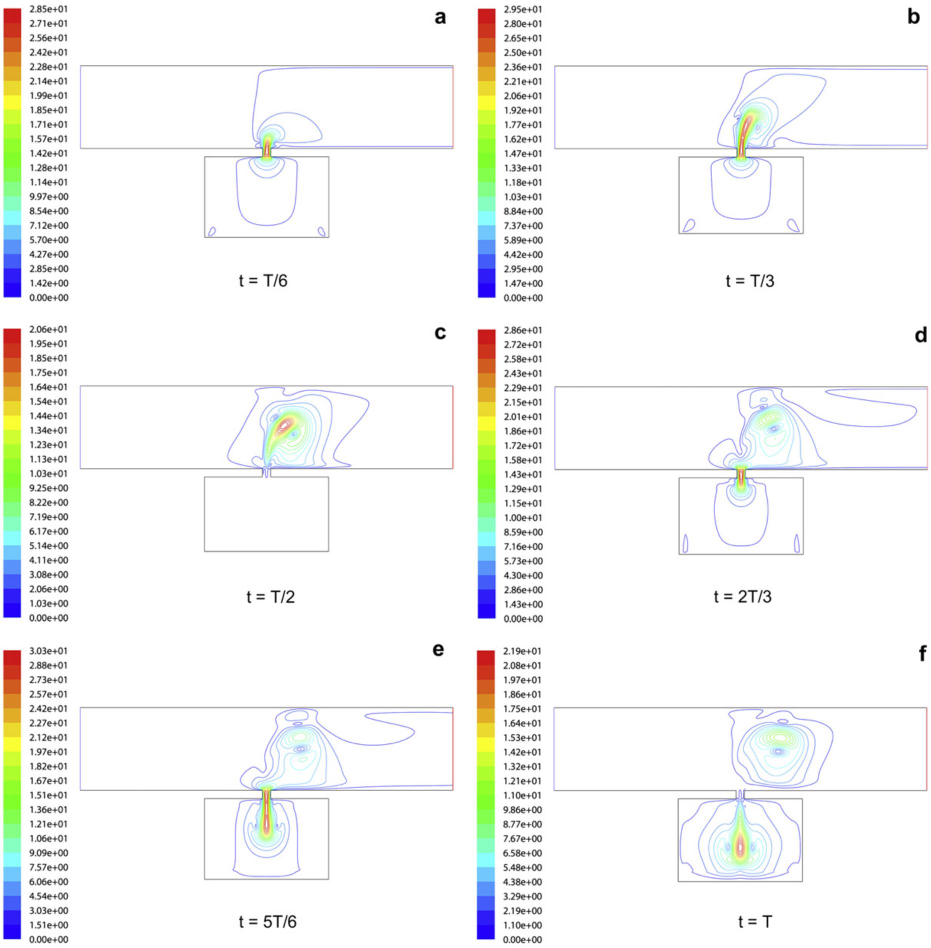
Οι σύνθετες δέσμες εξετάζονταν αρχικά στο πλαίσιο των επενεργητών παλλόμενων δεσμών (pulsating jets) που προσέκρουαν σε επιφάνειες βυθισμένες σε ήρεμο ρευστό χωρίς αλληλεπιδράσεις σταυρορροής [13]. Ακόμα, χρησιμοποιήθηκαν σε εφαρμογές ελέγχου ροής για την μείωση απωλειών πίεσης, όπου η δέσμη αλληλεπιδρά με την εξωτερική ροή. Ωστόσο, οι επιπτώσεις των αλληλεπιδράσεων αυτών στα χαρακτηριστικά θερμικής ροής σπάνια έχουν εξεταστεί για εφαρμογές μεταφοράς θερμότητας, οπού αυτήν τη στιγμή λίγη γνώση υπάρχει.



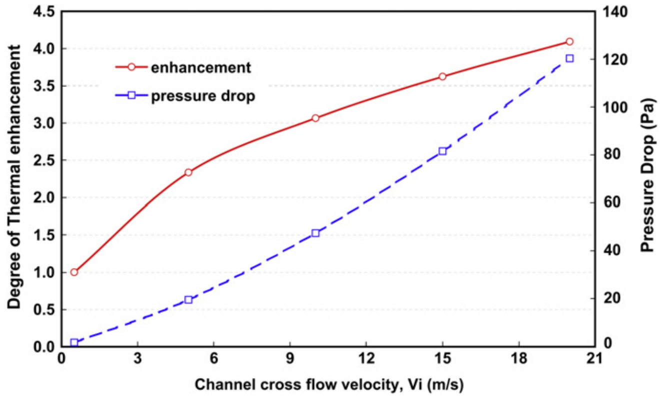
Σχήμα 1.12: Σχηματικό διάγραμμα σύνθετης δέσμης σε μικροκανάλι[14]

Οι Chandratilleke et al. (2009) [14] εξετάζουν υπολογιστικά μία μέθοδο θερμικής ενίσχυσης σε εφαρμογές μεταφορές θερμότητας σε ροές σε μικροκανάλια (microchannels) με χρήση σύνθετων δεσμών. Στο σχημα 1.12 φαίνεται η διάταξη που χρησιμοποιήθηκε καθώς και το υπολογιστικό χωρίο. Οι εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν είναι οι Navier-Stokes για μη-μόνιμη ροή, για τις οποίες είχε δειχθεί ότι μπορούν να προβλέψουν με ακρίβεια τη ροή σε μικροκανάλια έως 534 μm με απόκλιση 5 % μεταξύ πειραματικών και υπολογιστικών δεδομένων, ενώ για την μοντελοποίηση της τύρβης χρησιμοποιείται το μοντέλο k-ω SST (k-omega Shear Stress Transport) [15]. Οι διαστάσεις του καναλιού: μήκος οπής $d_o =$50 μm, πλάτος οπής $h_o =$50 μm, ύψος καναλιού $H =$500 μm, μήκος καναλιού $D =$2250 μm, μήκος θερμαινόμενου μέρους $L =$500 μm, πλάτος κοιλότητας $d_c =$750 μm, ύψος κοιλότητας $h_c =$500 μm. Η θερμαινόμενη επιφάνεια έχει σταθερή θερμοκρασία 360 K. Η οριακή συνθήκη στην είσοδο του καναλιού (αριστερά) είναι σταθερής ταχύτητας, ενώ στην έξοδο (δεξιά) είναι σταθερής πίεσης. Ακόμα, θεωρείται ότι το ρευστό είναι ασυμπίεστο και ότι η θερμοκρασία του στην είσοδο είναι 300 K με σταθερές θερμοδυναμικές ιδιότητες. Η μετατόπιση του διαφράγματος δίνεται από την συνάρτηση $y = Asin(t)$ όπου το πλάτος ταλάντωσης, ω η γωνιακή ταχύτητα και t ο χρόνος.

Στο σχήμα 1.13 φαίνονται οι ισογραμμές της ταχύτητας για τις παρακάτω συνθήκες στο μικροκανάλι: πλάτος ταλάντωσης 50 μm, ταχύτητα εισόδου στο μικροκανάλι 0.5 m/s και συχνότητα ταλάντωσης 10 kHz. Το σχήμα δείχνει την αλληλεπίδραση μεταξύ της δέσμης και της κύριας ροής μέσα σε ένα κύκλο λειτουργίας του μηχανισμού. Κατά την κίνηση του διαφράγματος προς την οπή μία δέσμη ρευστού υψηλής ταχύτητας απελευθερώνεται μέσω της οπής στη ροή του μικροκαναλιού. Εάν η ορμή της δέσμης είναι επαρκής (εξαρτάται από το πλάτος της ταλάντωσης του διαφράγματος), τότε η δέσμη μπορεί να διεισδύσει στη κύρια ροή και να φτάσει στο επάνω θερμό τοίχωμα μεσά σε



Σχήμα 1.13: (a-f): Ισογραμμές ταχύτητας για μια περίοδο V_i =0.5 m/s, A =50 μm και f =10 kHz [14]



Σχήμα 1.14: Θερμική ενίσχυση και πτώση πίεσης ροής σε μικροκανάλι χωρίς τον μηχανισμό συνθετης δέσμης [14]

χρόνο έως $t = 1/2T$ όπου έχουμε τη μέγιστη μετατόπιση του διαφράγματος. Στο σχήμα 1.13c ο σχηματισμός των δινών της σύνθετης δέσμης είναι ορατός στην αρχική φάση του κύκλου. Ακόμα, η ασυμμετρία της δέσμης οφείλεται στο ότι η δέσμη παρασύρεται από την κύρια ροή. Για $t > 1/2T$, το διάφραγμα απομακρύνεται από την οπή ώστε να ολοκληρώσει τον κύκλο. Στη φάση αυτή, ο μηχανισμός αναρροφά το ρευστό πίσω στην κοιλότητα, ενώ την ίδια στιγμή, οι δίνες που είχαν σχηματιστεί παρασύρονται από την κύρια ροή.

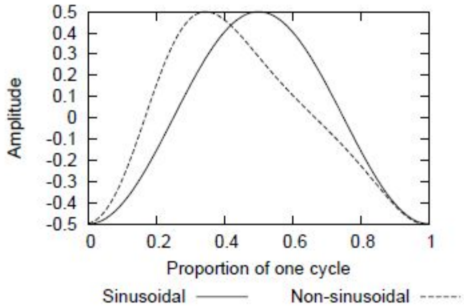
Η σύνθετη δέσμη περιοδικά διακόπτει την ροή και διαλύει το αναπτυσσόμενο θερμικό και υδροδυναμικό οριακό στρώμα στο θερμό επάνω τοίχωμα. Αυτή η αλληλεπίδραση δημιουργεί απότομες κλίσεις ταχύτητας και θερμοκρασίας στην θερμή επιφάνεια όταν συμβαίνει η πρόσκρουση με τη δέσμη. Έτσι, ο μηχανισμός αυτός οδηγεί σε βελτιωμένα θερμικά χαρακτηριστικά στην εξεταζόμενη διάταξη.

Τέλος, διεξήχθησαν προσομοιώσεις χωρίς τη σύνθετη δέσμη για να εξακριβωθεί η ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας και κατέληξαν στο συμπέρασμα ότι η μεταφορά θερμότητας ενισχύθηκε κατά 4.3 φορές, ενώ για να επιτευχθεί ο αριθμός αυτός χωρίς τη συμβολή της δέσμης πρέπει η ταχύτητα να αυξηθεί κατά 40 φορές, κάτι όμως που συνεπάγεται και αύξηση της πτώσης πίεσης κατά 70 φορές, όπως φαίνεται στο σχήμα 1.14.

Σε μία άλλη εργασία, οι King και Jagannatha [16] εξέτασαν την επίδραση της μορφής της συνάρτησης μετατόπισης του διαφράγματος. Συγκεκριμένα, εξέτασαν μία ημιτονοειδή συνάρτηση και μία μη-ημιτονοειδή. Η ημιτονοειδής ορίζεται ως:

$$y = A_0 sin(\omega t - \phi) \tag{1.15}$$

όπου A_0 το πλάτος της ταλάντωσης, ϕ η διαφορά φάσης (ονομαστικά μηδέν) και ω η γωνιακή ταχύτητα.



Σχήμα 1.15: Σύγκριση μη-ημιτονοειδούς συνάρτησης και ημιτονοειδούς συνάρτησης σε μία περίοδο [16]

Η μη-ημιτονοειδής συνάρτηση ορίζεται ως εξής:

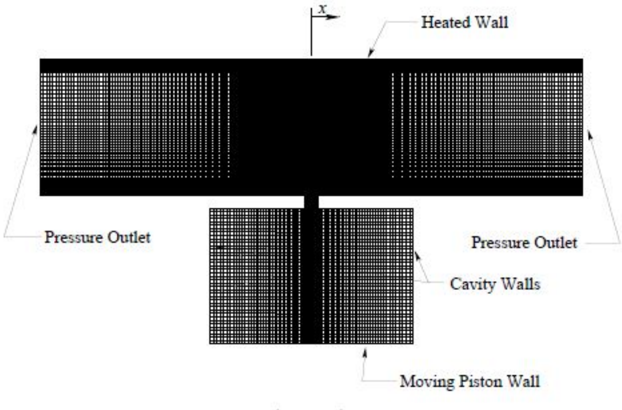
$$y = A_0 sin(\omega t - \phi + \frac{1}{2} sin(\omega t - \phi - \psi)) \tag{1.16}$$

Επέλεξαν την συγκεκριμένη συνάρτηση λόγω της διαφοράς της ταχύτητας του διαφράγματος που προκαλεί η συνάρτηση (μεγαλύτερη ταχύτητα στην φάση της έγχυσης, μικρότερη στη φάση της αναρρόφησης), ενώ την ίδια στιγμή η συνάρτηση αυτή είναι απίθανο να προκαλέσει αριθμητική αστάθεια. Η συνάρτηση περιλαμβάνει το πλάτος της ταλάντωσης του διαφράγματος A_0, ϕ η κύρια διαφορά φάσης και ω η γωνιακή ταχύτητα, όπως και στην εξίσωση 1.15. Εισάγεται ένα ημιτονοειδές με ρύθμιση τάσης όπου ο φορέας και ο ρυθμιστής έχουν την ίδια γωνιακή ταχύτητα. Επιπλέον, θέτοντας την διαφορά φάσης του ρυθμιστή ψ σε μία κατάλληλη τιμή, είναι δυνατή η επίτευξη της μικρής διάρκεια της έγχυσης και της μεγάλης διάρκειας της αναρρόφησης. Έτσι, το ψ τέθηκε $\pi/3$, ενώ το ϕ τεθηκε μηδέν. Το σχήμα 1.15 δείχνει μία σύγκριση των δύο συναρτήσεων σε χρόνο μίας περιόδου.

Για την προσομοίωση της κίνησης του διαφράγματος χρησιμοποιήθηκε στην κοιλότητα μία οριακή συνθήκη κίνησης πλέγματος. Ο επιλύτης (solver) καθορίζει τις νέες θέσεις των σημείων του πλέγματος, λύνοντάς μία εξίσωση διάχυσης για συνθήκες μετατόπισης πλέγματος εφαρμοζόμενες στα όρια του χωρίου. Το σχήμα 1.16 δείχνει το υπολογιστικό χωρίο.

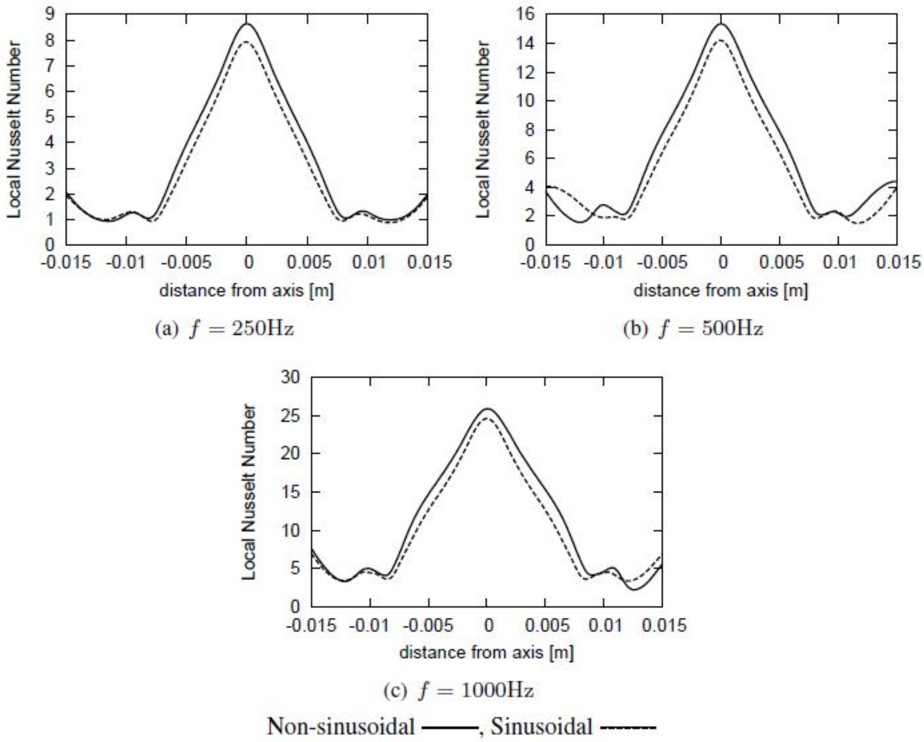
Στην περίπτωση που εξετάζεται στην εργασία αυτή, το ρευστό θεωρείται ασυμπίεστο (με τις ιδιότητες του αέρα, θεωρούμενες σταθερές) και η ροή είναι μη-μόνιμη και διδιάστατη. Επίσης, η δέσμη εισέρχεται μέσα σε ήρεμο ρευστό και προσκρούει σε θερμό τοίχο, η θερμοκρασία του οποίου είναι 25 °C πάνω από την θερμοκρασία εισόδου του ρευστού ενώ όλοι τα άλλα τοιχώματα θεωρούνται αδιαβατικά. Ακόμα, διερευνούνται τρεις συχνότητες: 250, 500 και 1000 Hz. Για τη μοντελοποίηση της τύρβης χρησιμοποιείται το μοντέλο k-ω *SST*.

Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης έδειξαν ότι η μη-ημιτονοειδής συνάρτηση υπερέχει της ημιτονοειδούς με βελτίωση από 5.7 % έως 9.1% στον τοπικό



Σχήμα 1.16: Υπολογιστικό Χωρίο [16]

αριθμό Nusselt, με την μεγαλύτερη αύξηση να συμβαίνει στην μικρότερη συχνότητα των 250 Hz. Στο σχήμα 1.17, φαίνεται ο τοπικός αριθμός Nusselt για ημιτονοειδή και μη-ημιτονοειδή συνάρτηση (μέσες τιμές στον χρόνο σε μία περίοδο). Εύκολα διακρίνεται η υπεροχή της μη-ημιτονοειδούς συναρτησης σε σχέση με την ημιτονοειδή.

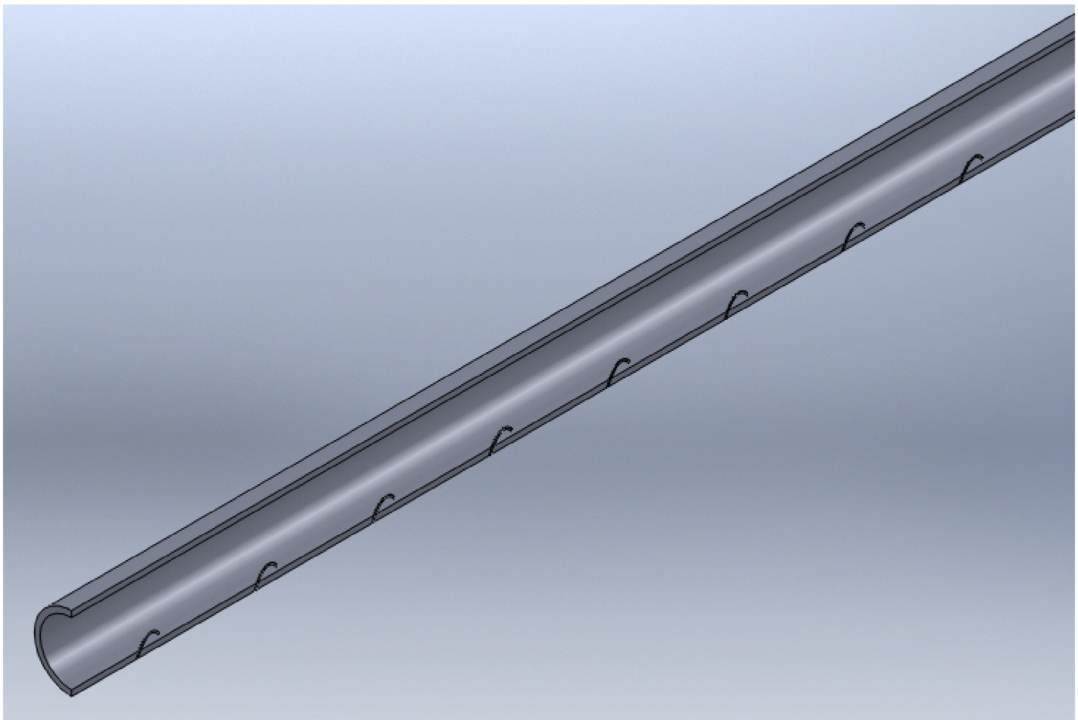


Σχήμα 1.17: Σύγκριση του τοπικού αριθμού Nusselt για ημιτονοειδή και μη-ημιτονοειδή συνάρτηση (μέσες τιμές στον χρόνο σε μία περίοδο) [16]

1.3 Παρουσίαση και δομή της εργασίας

1.3.1 Σκοπός της εργασίας

Στην παρούσα εργασία, θα ασχοληθούμε κυρίως με τη διερεύνηση της βελτίωσης της μεταφοράς θερμότητας σε έναν αγωγό με χρήση μίας σειράς από δέσμες ρευστού συνεχούς έγχυσης σε αντίθεση με την υπάρχουσα βιβλιογραφία όπου ερευνάται κυρίως η επίδραση μίας μόνο δέσμης σε έναν αγωγό πολύ μικρού μήκους και επιφάνειας. Η βελτίωση αυτή θα μετρηθεί στα απόλυτα μεγέθη της θερμοκρασίας, δηλαδή θα μετρηθεί πόσο αυξήθηκε η θερμοκρασία στην έξοδο του αγωγού στην περίπτωση όπου γίνεται χρήση δεσμών σε σχέση με την περίπτωση χωρίς χρήση δεσμών. Στην βιβλιογραφία, οι περισσότερες περιπτώσεις ασχολούνται με δέσμες των οποίων οι οπές βρίσκονται πάνω στο τοίχωμα. Εδώ, θα εξεταστεί η περίπτωση κατά την οποία οι οπές δεν βρίσκονται πάνω στο τοίχωμα αλλά στο εσωτερικό του αγωγού (δηλαδή να εισέρχονται στον κύριο αγωγό μέσω δευτερευόντων αγωγών) καθώς έτσι θα μπορέσει να γίνει μία διερεύνηση σχετικά με την επίδραση της γωνίας πρόσκρουσης στο τοίχωμα. Η διάταξη θα μπορούσε να υλοποιηθεί όπως φαίνεται στο σχήμα 1.18.



Σχήμα 1.18: Σχηματική αναπαράσταση αγωγού με δέσμες ρευστού συνεχούς έγχυσης

Η παραπάνω σχηματική αναπαράσταση παρουσιάζει ορισμένες κατασκευαστικές δυσκολίες. Ωστόσο, δεν αποτελεί σκοπό της παρούσας εργασίας η επίλυση των κατασκευαστικών αυτών δυσκολιών, αλλά κυρίως η διερεύνηση της δυνατότητας χρήσης των δεσμών ρευστού σε βιομηχανικές εφαρμογές, πέραν των εφαρμογών σε ηλεκτρονικές συσκευές.

Στην εργασία αυτή πραγματοποιείται μία μελέτη Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής (ΥΡΔ). Η διάταξη του σχήματος 1.18, πέρα από κατασκευαστικές δυσκολίες, δημιουργεί και δυσκολίες στην γένεση του υπολογιστικού πλέγματος και για τον λόγο αυτό, οι δέσμες θα μοντελοποιηθούν μέσω όρων πηγής, οι οποίοι θα προστεθούν στις εξισώσεις ροής και από τους οποίους εξαρτώνται τα χαρακτηριστικά των δεσμών, όπως η ταχύτητα εισόδου, η γωνία εισόδου, η παροχή μάζας των δεσμών και η κατεύθυνση της. Η μορφή των όρων πηγής θα εξαχθεί μέσω των αρχών διατήρησης μάζας, ορμής και ενέργειας και θα παρουσιαστεί στο κεφάλαιο 2.

Η μέθοδος θα εφαρμοστεί σε δύο αγωγούς: Έναν απλό κυλινδρικό αγωγό, ο οποίος αποτελεί τη βάση ώστε να γίνει η επαλήθευση της μεθόδου, και έναν πιο σύνθετο αγωγό, μέσα στον οποίο η ένταση της τύρβης θα είναι μεγαλύτερη και όπου περιμένουμε να δούμε καλύτερα αποτελέσματα.

Η μελέτη υπολογιστικής ρευστοδυναμικής πραγματοποιήθηκε στο πακέτο ανοικτού κώδικα *OpenFOAM*®([17],[18]), το οποίο αποτελεί μια βιβλιοθήκη από κώδικες ΥΡΔ γραμμένους στην αντικειμενοστραφή γλώσσα προγραμματισμού C++. Χρησιμοποιείται κώδικας για τυρβώδη ροή ασυμπίεστου ρευστού με μεταφορά ενέργειας ο οποίος επεκτείνεται και μεταβάλλεται ώστε να εφαρμοστεί στην περίπτωση που εξετάζεται.

1.3.2 Δομή της εργασίας

Η παρούσα εργασία έχει σκοπό την ποσοτικοποίηση της βελτίωσης της μεταφοράς θερμότητας μέσω των δεσμών συνεχούς έγχυσης ρευστού. Η δομή της εργασίας έχει ως εξής:

- Κεφάλαιο 2
  Παρούσιαζονται συνοπτικά οι εξισώσεις που περιγράφουν το πρόβλημα, τα μοντέλα τύρβης που χρησιμοποιήθηκαν, ο αλγόριθμος SIMPLE και η υλοποίηση του στο πακέτο *OpenFOAM*®.

- Κεφάλαιο 3
  Παρουσιάζεται αναλυτικά το πρόβλημα και η διαδικασία γένεσης του υπολογιστικού πλέγματος.

- Κεφάλαιο 4
  Παρουσιάζονται οι τρόποι με τους οποίους έγινε η υπολογιστική ανάλυση και η παραμετρική διερεύνηση και τα αποτελέσματα τους.

- Κεφάλαιο 5
  Γίνεται ανακεφαλαίωση της εργασίας, εξάγονται τα συμπεράσματα και δίνονται κατευθύνσεις για τη συνέχιση της εργασίας.

Κεφάλαιο 2

Παρουσίαση εξισώσεων ροής και του αλγορίθμου επίλυσης τους

Στην παρούσα διπλωματική εργασία, το πρωτεύων πρόβλημα διέπεται από τις εξισώσεις μόνιμης ροής, συνεκτικού ασυμπίεστου ρευστού. Επομένως, οι λεγόμενες "εξισώσεις κατάστασης" του προβλήματος είναι οι 3Δ εξισώσεις *Navier-Stokes* έπειτα από τη λήψη των μέσω τιμών κατα Reynolds σε συνδυασμό με το μοντέλο τύρβης k-ω SST[15]. Επιπλέον, παρουσιάζεται ο αλγόριθμος επίλυσης του προβλήματος, ο αλγόριθμος SIMPLE [19], και η υλοποίηση του μέσω του πακέτου ανοικτού κώδικα *OpenFOAM®*.

2.1 Εξισώσεις ροής (*Navier-Stokes*)

Οι εξισώσεις *Navier-Stokes* προέρχονται από τις γενικές εξισώσεις που ισχύουν για όλα τα προβλήματα συνεχούς μέσου. Για προβλήματα που αφορούν ροή ρευστού με μεταφορά θερμότητας, οι εξισώσεις *Navier-Stokes* περιλαμβάνουν τις εξισώσεις διατήρησης της συνέχειας, της ορμής και της ενέργειας. Παρακάτω φαίνονται σε διαφορική μορφή οι απλοποιημένες εξισώσεις *Navier-Stokes* ([20],[21]):

$$\nabla.\mathbf{U} = 0 \tag{2.1}$$

$$\nabla.(\mathbf{UU}) - \nabla.[(\nu + \nu_t)\nabla\mathbf{U}] = -\nabla p \tag{2.2}$$

Εξίσωση Θερμότητας

$$\nabla(T\mathbf{U}) = \nabla.\left[\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t}\right)\nabla T\right] \tag{2.3}$$

όπου $\boldsymbol{U}$ είναι η ταχύτητα, ν η κινηματική συνεκτικότητα, ν_t η τυρβώδης κινηματική συνεκτικότητα, p η πίεση, T η θερμοκρασία και Pr ο αριθμός *Prandlt* ο οποίος ορίζεται ως:

$$Pr = \frac{c_p\mu}{k}$$

όπου c_p η ειδική θερμοχωρητικότητα, μ η δυναμική συνεκτικότητα και k η θερμική αγωγιμότητα.

2.2 Μοντελοποίηση της τύρβης

2.2.1 Γενικά

Οι ροές που συναντώνται σε μηχανολογικά προβλήματα είναι σπάνια στρωτές. Συνήθως είναι τυρβώδεις και επομένως απαιτούν μια διαφορετική αντιμετώπιση. Οι τυρβώδεις ροές είναι, γενικά, πολύ ασταθείς και μη-μόνιμες έτσι ώστε θα μπορούσαν να χαρακτηριστούν και χαοτικές. Είναι τριδιάστατες και εμπεριέχουν μεγάλη στροβιλότητα, καθώς οι δίνες είναι ένας από τους κύριους μηχανισμούς που αυξάνουν την ένταση της τύρβης. Οι δίνες αυτές σχηματίζονται σε διάφορες κλίμακες, από πολύ μεγάλες σε πολύ μικρές. Επιπλέον, η τύρβη έχει άμεση σχέση με την ανάμιξη ρευστών που έχουν διαφορετικές συγκεντρώσεις των συντηρητικών ποσοτήτων (π.χ. διαφορετικά πεδία ταχυτήτων). Η διαδικασία αυτή της ανάμιξης λέγεται τυρβώδης διάχυση. Κατά την διάρκεια αυτής της διαδικασίας, ρευστά διαφορετικής ορμής έρχονται σε επαφή. Η απότομη μείωση των κλίσεων της ταχύτητας λόγω της συνεκτικότητας μειώνει την κινητική ενέργεια της ροής και για τον λόγο αυτό η ανάμιξη είναι καταστροφική διαδικασία. Η κινητική ενέργεια που χάνεται μετατρέπεται σε εσωτερική ενέργεια του ρευστού. Τέλος, οι τυρβώδεις ροές είναι πολύ δύσκολο να υπολογιστούν αριθμητικά λόγω του στοχαστικού τους χαρακτήρα αλλά και επειδή εμφανίζουν διακυμάνσεις σε ένα μεγάλο εύρος των κλιμάκων του χώρου και του χρόνου.

Η ύπαρξη της τύρβης, ανάλογα με την εφαρμογή, μπορεί να είναι επιθυμητή. Για παράδειγμα, η τύρβη είναι πολύ χρήσιμη κατά τη μεταφορά θερμότητας καθώς για την αύξηση της απόδοσης της είναι απαραίτητη η έντονη ανάμιξη. Ωστόσο, η τύρβη έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση των δυνάμεων λόγω τριβής με συνέπεια λ.χ. την αυξημένη οπισθέλκουσα κατά την κίνηση ενός οχήματος ή την αύξηση των απωλειών ολικής πίεσης σε έναν αγωγό.

Παρακάτω, θα γίνει μία επισκόπηση των τρόπων μοντελοποίησης της τύρβης.

- Ο πιο κλασικός τρόπος μοντελοποίησης της τύρβης είναι με χρήση των μεσοσταθμισμένων κατά Reynolds εξισώσεων Navier-Stokes (Reynolds-averaged Navier-Stokes equations ή RANS equations). Οι εξισώσεις αυτές είναι χρονικά μεσοσταθμισμένες (time-averaged) και η ιδέα είναι ότι κάθε μέγεθος της ροής μπορεί να χαρακτηριστεί από μία μέση τιμή και μία διακύμανση. Με τον τρόπο αυτό, τα χαρακτηριστικά της ροής μπορούν να προσεγγιστούν με σχετικά καλή ακρίβεια. Ωστόσο, οι εξισώσεις αυτές δεν αποτελούν κλειστό σύστημα εξισώσεων, καθώς με την εισαγωγή των μέσων ποσοτήτων εμφανίζονται νέοι όροι. Επομένως, εισάγεται μία σειρά προσεγγίσεων που θα μοντελοποιήσουν τους νέους αυτούς όρους (μοντέλα τύρβης). Παρακάτω θα γίνει εκτενέστερη αναφορά σε αυτή τη μέθοδο μοντελοποίησης καθώς τα μοντέλα τύρβης που χρησιμοποιήθηκαν για την παρούσα εργασία είναι κομμάτι αυτής της μεθόδου.

- Ένας άλλος τρόπος είναι η Προσομοίωση Μεγάλων Δινών ή Large Eddy Simulation (LES), ο οποίος προτάθηκε απο τον Smagorinsky [22] το 1969. Πρόκειται για μία διαδικασία η οποία μοντελοποιεί τις δίνες μικρής κλίμακας μέσω ενός χαμηλοπερατού φίλτρου και επιλύει τις μεγαλύτερες και πιο σημαντικές, μειώνοντας παράλληλα το υπολογιστικό κόστος που υπεισέρχεται από την επίλυση των μικρών δινών. Ωστόσο, η μέθοδος αυτή είναι υπολογιστικά ακριβότερη (καθώς απαιτεί πολύ πυκνό πλέγμα, ειδικά στην περιοχή γύρω από το τοίχωμα) από τις εξισώσεις RANS αλλά πολύ φθηνότερη από την Ευθεία Αριθμητική Προσομοίωση ή Direct Numerical Simulation (DNS) (βλ. παρακάτω).

- Μια μέθοδος, που αποτελεί τον 'υβριδισμό' των εξισώσεων RANS και της μεθόδου LES, είναι η μέθοδος της Προσομοίωσης των Αποκομμένων Δινών ή Detached Eddy Simulation (DES) ([23]). Σε αυτή τη μέθοδο γίνεται προσπάθεια να συνδυαστούν τα πλεονεκτήματα των δύο παραπάνω μεθόδων, δηλαδή την καλή και 'φθηνή' προσέγγιση της περιοχής γύρω από το τοίχωμα από τις εξισώσεις RANS και την καλή ακρίβεια της μεθόδου LES για την υπόλοιπη ροή.

- Η τελευταία σημαντική μέθοδος για την μοντελοποίηση της τύρβης είναι αυτή της Ευθείας Αριθμητικής Προσομοίωσης (DNS). Η μέθοδος αυτή επιλύει αριθμητικά τις εξισώσεις *Navier-Stokes* χωρίς τη χρήση κάποιας μεσοστάθμισης ή προσέγγισης. Αυτό σημαίνει ότι επιλύονται όλες οι χωρικές και χρονικές κλίμακες, από τις πολύ μεγάλες έως τις πολύ μικρές. Για να γίνει αυτό πρέπει το υπολογιστικό πλέγμα να είναι πολύ πυκνό και το χρονικό βήμα (η χρονική διαφορά μεταξύ δύο διαδοχικών χρονικών στιγμών για τις οποίες γίνεται υπολογισμός της ροής) να είναι πάρα πολύ μικρό. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα το υπολογιστικό κόστος της μεθόδου να είναι πολύ μεγάλο (εκτιμάται ότι αριθμός των floating-point υπολογισμών που είναι απαραίτητοι για την πλήρη επίλυση ενός προβλήματος είναι ανάλογος του Re^3) και συνεπώς δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την επίλυση προβλημάτων που περιλαμβάνουν πολύπλοκες γεωμετρίες ή ροές.

2.2.2 Εξισώσεις Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)

Σε μία στατιστικά μόνιμη ροή, κάθε μέγεθος μπορεί να γραφεί σαν το άθροισμα μίας μέσης τιμής στο χρόνο και μίας διακύμανσης γύρω από αυτή:

$$\phi(x_i,t) = \overline{\phi}(x_i) + \phi^{'}(x_i,t) \tag{2.4}$$

όπου

$$\overline{\phi}(x_i) = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T} \int_0^T \phi(x_i, t)dt \tag{2.5}$$

Εδώ t είναι ο χρόνος και T το διάστημα στο οποίο υπολογίζεται η μέση τιμή. Το διάστημα αυτό πρέπει να είναι αρκετά μεγάλο σε σύγκριση με την κλίμακα των διακυμάνσεων, καθώς τότε το $\overline{\phi}$ δεν εξαρτάται από τον χρόνο κατά τον οποίο άρχισε ο υπολογισμός της μέσης τιμής.

Ακόμα, από την παραπάνω εξίσωση, ισχύει ότι $\overline{\phi'}$=0.

Από έναν τετραγωνικό μη-γραμμικό όρο παίρνουμε δύο όρους, το γινόμενο της μέσης τιμής και μία διακύμανση:

$$\overline{u_i\phi} = \overline{(\overline{u_i} + u_i')(\overline{\phi} + \phi')} = \overline{u_i}\overline{\phi} + \overline{u_i'\phi'} \tag{2.6}$$

Ο τελευταίος όρος είναι μηδέν μόνο όταν οι δύο ποσότητες είναι ασυσχέτιστες, όμως αυτό δεν συμβαίνει συχνά σε τυρβώδεις ροές και συνεπώς στις εξισώσεις εμφανίζονται όροι όπως $\overline{u_i'u_j'}$ οι οποίοι ονομάζονται τάσεις Reynolds. Όπως γίνεται κατανοητό, οι νέοι αυτοί όροι απαιτούν επιπλέον σχέσεις ώστε να γίνει επίλυση της ροής.

Οι μέσες εξισώσεις συνέχειας και ορμής, για ασυμπίεστο ρευστό, μπορούν να γραφούν σε διανυσματική γραφή και σε καρτεσιανές συντεταγμένες:

$$\frac{\partial(\overline{u_i})}{\partial x_i} = 0 \tag{2.7}$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\overline{u_i u_j} + \overline{u_i' u_j'}) = -\frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \overline{\tau_{ij}}}{\partial x_j} \tag{2.8}$$

όπου $\overline{\tau_{ij}}$ είναι ο τανυστής μέσων συνεκτικών τάσεων:

$$\tau_{ij} = \nu(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}) \tag{2.9}$$

Οι τάσεις Reynolds επιδρούν στη ροή με τον τρόπο που επιδρούν οι συνεκτικές τάσεις, με την διαφορά ότι οι πρώτες είναι αποτέλεσμα της τύρβης ενώ οι δεύτερες είναι αποτέλεσμα της συνεκτικότητας του ρευστού. Για το λόγο αυτό, μπορεί να υποτεθεί ότι η επίδραση της τύρβης αποτελεί μια αυξημένη συνεκτικότητα. Αυτή η υπόθεση ονομάζεται και υπόθεση *Boussinesq* η οποία εκφράζεται ως:

$$-\overline{u_i' u_j'} = \nu_t(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\frac{\partial \overline{u_k}}{\partial x_k}\delta_{ij}) - \frac{2}{3}\delta_{ij}k \tag{2.10}$$

όπου ν_t είναι η τυρβώδης συνεκτικότητα, δ_{ij} είναι το δέλτα του Kronecker και k η τυρβώδης κινητική ενέργεια:

$$k = \frac{1}{2}\overline{u_i' u_i'} \tag{2.11}$$

Παρά το γεγονός ότι αυτή η υπόθεση δεν είναι ακριβής στις λεπτομέρειες της, είναι εύκολο να πραγματοποιηθεί και να εξάγει καλά αποτελέσματα για αρκετές ροές.

Γίνεται εύκολα κατανοητό ότι για να μπορούν να επιλυθούν οι εξισώσεις *Navier-Stokes*, είναι απαραίτητη η γνώση της κατανομής της τυρβώδους συνεκτικότητας και για τον λόγο αυτό χρησιμοποιούνται τα μοντέλα τύρβης.

2.2.3 Μοντέλο Τύρβης k-ω SST

Το δεύτερο μοντέλο τύρβης που χρησιμοποιήθηκε είναι το μοντέλο *k-ω SST*(*Shear Stress Transport*) [15]. Πρόκειται για ένα πολύ δημοφιλές μοντέλο τύρβης που ανήκει στην κατηγορία των μοντέλων δύο εξισώσεων. Η διατύπωση του μοντέλου επιτρέπει τη χρήση του στα κατώτερα υποστρώματα του οριακού στρώματος ($y^+ < 2$), γεγονός που το κάνει κατάλληλο για χρήση ως μοντέλο τύρβης σε προβλήματα χαμηλού αριθμού Reynolds χωρίς την ανάγκη χρήσης συναρτήσεων τοίχου (wall functions). Επιπλέον, η διατύπωση της Μεταφοράς Διατμητικών Τάσεων (*Shear Stress Transport (SST)*) επιτρέπει την αλλαγή της συμπεριφοράς του σε αυτή του μοντέλου k-ε στην περιοχή της ελεύθερης ροής, αποφεύγοντας παράλληλα το πρόβλημα που έχουν τα κλασσικά μοντέλα k-ω, δηλαδή την υπερευαισθησία στις συνθήκες τύρβης στην είσοδο της ροής. Ακόμα, το μοντέλο λειτουργεί πολύ καλά σε απότομες κλίσεις πίεσης, κατά την αποκόλληση της ροής και σε προβλήματα μεταφοράς θερμότητας.

Καθώς πρόκειται για μοντέλο δύο εξισώσεων, πρέπει να εισαχθούν δύο επιπλέον εξισώσεις για την εύρεση της κατανομής της τυρβώδους συνεκτικότητας. Έτσι, προστίθενται δύο ακόμα μεταβλητές στις μεταβλητές ροής. Η πρώτη μεταβλητή είναι η τυρβώδης κινητική ενέργεια, που αναφέρθηκε και παραπάνω, και ο ρυθμός καταστροφής της τύρβης ω (turbulent specific dissipation). Ο ρυθμός καταστροφής υποδηλώνει την κλίμακα της τύρβης.

Οι εξισώσεις που προστίθενται στις υπάρχουσες φαίνονται παρακάτω. Η πρώτη εξίσωση που επιλύεται είναι αυτή του k:

$$\frac{\partial(k)}{\partial t} + \frac{\partial(u_j k)}{\partial x_j} = P - \beta^* \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\nu + \sigma_k \nu_t)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right] \tag{2.12}$$

και έπειτα επιλύεται η εξίσωση του ω:

$$\begin{aligned}\frac{\partial(\omega)}{\partial t} + \frac{\partial(u_j \omega)}{\partial x_j} &= \frac{\gamma}{\nu_t}P - \beta\omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\nu + \sigma_\omega \nu_t)\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\right] \\ &\quad + 2(1 - F_1)\frac{\sigma_{\omega 2}}{\omega}\frac{\partial k}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j}\end{aligned} \tag{2.13}$$

Τα διάφορα μεγέθη που παρουσιάστηκαν στις παραπάνω εξισώσεις δίνονται ακολούθως:

$$P = \tau_{ij}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

$$\tau_{ij} = 2\nu_t S_{ij}$$
$$S_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$$

και η τυρβώδης συνεκτικότητα διvεται από τη σχέση:

$$\nu_t = \frac{\alpha_1 k}{max\left(\alpha_1 \omega, \Omega F_2\right)}$$

Επιπρόσθετες σχέσεις δίνονται από τις σχέσεις:

$$F_1 = tanh(arg_1^4)$$
$$arg_1 = min\left[max\left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500\nu}{d^2\omega}\right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} d^2}\right]$$
$$F_2 = tanh(arg_2^2)$$
$$arg_2 = max\left(2\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500\nu}{d^2\omega}\right)$$
$$CD_{k\omega} = max\left(2\sigma_{\omega 2} \frac{1}{-}\frac{\partial (k)}{\partial x_j}\frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20}\right)$$
$$\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2(1 - F_1)$$

Οι οριακές συνθήκες που συνιστώνται στην πρωτότυπη εργασία παρουσιάζονται ακολούθως:

$$\frac{U_\infty}{L} \leq \omega_{farfield} \leq 10\frac{U_\infty}{L}$$
$$\frac{10^{-5} U_\infty^2}{Re_L} \leq k_{farfield} \leq \frac{0.1 U_\infty^2}{Re_L}$$
$$\omega_{wall} = 10\frac{6\nu}{\beta(\Delta d_1)^2}$$
$$k_{wall} = 0$$

όπου L είναι κατά προσέγγιση το μήκος του υπολογιστικού χωρίου, και ο συνδυασμός των δύο farfield (δηλαδή μακριά από το οριακό στρώμα) τιμών να δίνουν τυρβώδη συνεκτικότητα ελεύθερου ρεύματος μεταξύ 10^{-5} και 10^{-2} φορές την συνεκτικότητα ελευθέρου ρεύματος στρωτής ροής.

Τέλος, οι σταθερές δίνονται από τις παρακάτω σχέσεις:

$$\gamma_1 = \frac{\beta_1}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 1}\kappa^2}{\sqrt{\beta^*}} \qquad \gamma_2 = \frac{\beta_2}{\beta^*} - \frac{\sigma_{\omega 2}\kappa^2}{\sqrt{\beta^*}}$$

$$\begin{array}{lll} \sigma_{k1} = 0.85 & \sigma_{\omega 1} = 0.5 & \beta_1 = 0.075 \\ \sigma_{k2} = 1 & \sigma_{\omega 2} = 0.856 & \beta_2 = 0.0828 \\ \beta^* = 0.09 & k = 0.41 & \alpha_1 = 0.31 \end{array}$$

2.3 Αλγόριθμος SIMPLE και Διακριτοποίηση των εξισώσεων *Navier-Stokes*

Στο υποκεφάλαιο αυτό θα συζητηθεί η διακριτοποίηση των ασυμπίεστων, μόνιμων εξισώσεων *Navier-Stokes* για τη μέθοδο των πεπερασμένων όγκων αλλά και η διαδικασία επίλυσης τους μέσω του αλγορίθμου SIMPLE [19].

2.3.1 Διακριτοποίση εξισώσεων *Navier-Stokes*

Το σύστημα εξισώσεων για ασυμπίεστο ρευστό, μόνιμη ροή περιγράφηκε από τις εξισώσεις 2.1 και 2.2, αλλά για χάριν ευκολίας φαίνονται παρακάτω. Προς το παρόν θα αγνοηθεί η εξίσωση ενέργειας καθώς είναι μη-συζευγμένη με τις εξισώσεις ροής.

$$\nabla.\mathbf{U} = 0$$

$$\nabla.(\mathbf{U}\mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla.[(\nu + \nu_t)\nabla\mathbf{U}]$$

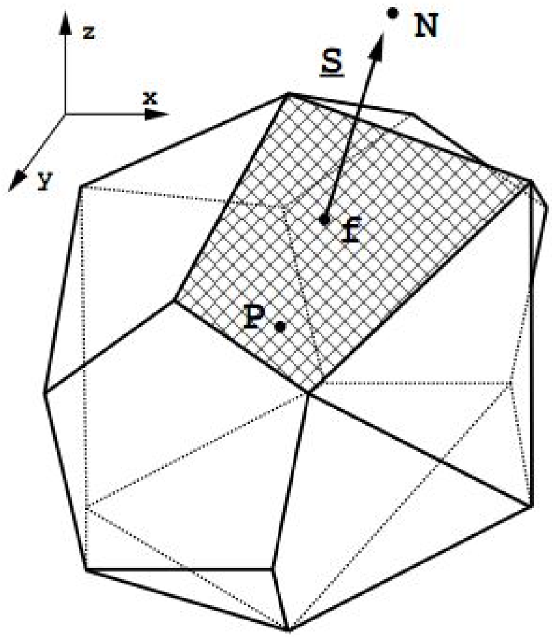
Οι εξισώσεις αυτές παρουσιάζουν δύο ζητήματα που απαιτούν ιδιαίτερη προσοχή: Τη μη-γραμμικότητα της εξίσωσης ορμής και τη σύζευξη της πίεσης με την ταχύτητα. Στο παραπάνω σύστημα, η πίεση δεν έχει κάποια ρητή έκφραση και για το λόγο αυτό θα εξαχθεί μια εξίσωση για την πίεση, όπως θα φανεί παρακάτω.

Στην εξίσωση 2.2, η μη-γραμμικότητα της εκφράζεται από τον όρο $\nabla.(\mathbf{U}\mathbf{U})$, που υποδεικνύει ότι η ταχύτητα μεταφέρεται από τον εαυτό της. Για να αποφευχθεί η επίλυση ενός μη-γραμμικού συστήματος αλγεβρικών εξισώσεων, επιδιώκεται η γραμμικοποίηση αυτού του όρου. Στο σχήμα 2.1 φαίνεται σχηματικά ένας πεπερασμένος όγκος.

Ο όρος $\nabla.(\mathbf{U}\mathbf{U})$ μπορεί να διακριτοποιηθεί όπως παρουσιάζεται ακολούθως:

$$\begin{aligned}
\nabla.(\mathbf{U}\mathbf{U}) &= \sum_f \mathbf{S}.(\mathbf{U})_f(\mathbf{U})_f \\
&= \sum_f F(\mathbf{U})_f \\
&= \alpha_P + \sum_N \alpha_N \mathbf{U}_N
\end{aligned}$$

όπου F είναι η ροή ρευστού μεταξύ των κελιών (είναι συνάρτηση της ταχύτητας), α_P, α_N (αποτελούν επίσης συνάρτηση της ταχύτητας) είναι βαθμωτοί συντελεστές των ταχυτήτων $\mathbf{U}_P$, $\mathbf{U}_N$ αντίστοιχα. Ο δείκτης P δηλώνει το υπό εξέταση κελί και ο δείκτης N τα γειτονικά σε αυτό κελιά. Οι ταχύτητες $\mathbf{U}_P$ και $\mathbf{U}_N$ δηλώνουν τις ταχύτητες στα κέντρα των παραπάνω κελιών, καθώς για το πακέτο που χρησιμοποιείται (*OpenFOAM*®) η αποθήκευση για όλες τις μεταβλητές γίνεται στο κέντρο των κελιών. Τέλος ο δείκτης f δηλώνει το κέντρο της κοινής επιφάνειας τών κελιών και το $\mathbf{S}$ είναι το κάθετο στην επιφάνεια αυτή διάνυσμα με μέτρο ίσο με το εμβαδόν της επιφάνειας. Αξίζει να σημειωθεί ότι



Σχήμα 2.1: Πεπερασμένος όγκος

οι ροές F πρέπει να ικανοποιούν την εξίσωση της συνέχειας. Ωστόσο, για να γίνει γραμμικοποίηση του όρου, πρέπει να προϋπάρχει ένα πεδίο ταχυτήτων ώστε να υπολογιστούν οι όροι α_P και α_N.

Προκειμένου να εξαχθεί η εξίσωση πίεσης, χρησιμοποιείται μία ημιδιακριτοποιημένη μορφή της εξίσωσης της ορμής:

$$\alpha_P \mathbf{U}_p = \mathbf{H}(\mathbf{U}) - \nabla p + S_f \tag{2.14}$$

όπου S_f ο όρος πηγής. Ο όρος $\mathbf{H}(\mathbf{U})$ περιλαμβάνει τους συντελεστές α_N για όλους τους γείτονες του υπό εξέταση κελιού πολλαπλασιασμένους με τις αντίστοιχες ταχύτητες:

$$\mathbf{H}(\mathbf{U}) = -\sum_N \alpha_N \mathbf{U}_N \tag{2.15}$$

Η διακριτοποιημένη μορφή της εξίσωσης της συνέχειας (Εξ. 2.1) δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\nabla.\mathbf{U} = \sum_f \mathbf{S}.\mathbf{U}_f \tag{2.16}$$

Για να ληφθεί μια έκφραση για την ταχύτητα, η εξίσωση 2.14 γίνεται:

$$\mathbf{U}_P = \frac{\mathbf{H}(\mathbf{U})}{\alpha_P} - \frac{1}{\alpha_P}\nabla p + \frac{1}{\alpha_P} S_f \tag{2.17}$$

Οι ταχύτητες αυτές με παρεμβολή στις επιφάνειες στων κελιών δίνονται από την σχέση:

$$\mathbf{U}_f = \left(\frac{\mathbf{H}(\mathbf{U})}{\alpha_P}\right)_f - \left(\frac{1}{\alpha_P}\right)_f (\nabla p)_f + \left(\frac{1}{\alpha_P}\right)_f (S_f)_f \tag{2.18}$$

Αντικαθιστώντας την εξίσωση 2.18 στην 2.16, λαμβάνεται η ακόλουθη μορφή της εξίσωσης πίεσης:

$$\begin{aligned}\nabla.\left(\frac{1}{\alpha_P}\nabla p\right) &= \nabla.\left(\frac{\mathbf{H(U)}}{\alpha_P}\right) - \nabla\left(\frac{1}{\alpha_P}S_f\right)\\ &= \sum_f \mathbf{S}.\left(\frac{\mathbf{H(U)}}{\alpha_P}\right)_f - \sum_f \mathbf{S}.\left(\frac{1}{\alpha_P}S_f\right)_f\end{aligned}$$

Η τελική μορφή του διακριτοποιημένου συστήματος εξισώσεων είναι:

$$\alpha_P \mathbf{U}_P = \mathbf{H(U)} - \sum_f \mathbf{S}(p)_f + S_f \tag{2.19}$$

$$\sum_f \mathbf{S}.\left[\left(\frac{1}{\alpha_P}\right)_f (\nabla p)_f\right] = \sum_f \mathbf{S}.\left(\frac{\mathbf{H(U)}}{\alpha_P}\right)_f - \sum_f \mathbf{S}.\left(\frac{1}{\alpha_P}S_f\right)_f \tag{2.20}$$

Η ροές διαμέσου των επιφανειών υπολογίζονται μέσω της εξίσωσης 2.18:

$$F = \mathbf{S}.\mathbf{U}_f = \mathbf{S}.\left[\left(\frac{\mathbf{H(U)}}{\alpha_P}\right)_f - \left(\frac{1}{\alpha_P}\right)_f (\nabla p)_f + \left(\frac{1}{\alpha_P}\right)_f (S_f)_f\right] \tag{2.21}$$

2.3.2 Ο αλγόριθμος SIMPLE

Ο αλγόριθμος SIMPLE (συντομία για Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations) διατυπώθηκε από τον Patankar [19] και είναι μια επαναληπτική μέθοδος που επιλύει ξεχωριστά την εξίσωση της ορμής, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, και έπειτα επιλύει την εξίσωση διόρθωσης πίεσης (Pressure Correction Equation). Ο αλγόριθμος SIMPLE πραγματοποιεί τα εξής:

- Λύνοντας την εξίσωση της ορμής, λαμβάνεται μία προσέγγιση του πεδίου ταχύτητας. Ο όρος πίεσης υπολογίζεται χρησιμοποιώντας της κατανομή πίεσης από την προηγούμενη επανάληψη ή μια αρχικοποίηση. Έπειτα, χρησιμοποιείται χαλάρωση (under-relaxation) στην εξίσωση με ένα συντελεστή χαλάρωσης για την ταχύτητα α_U.

- Δημιουργείται η εξίσωση πίεσης και επιλύεται ούτως ώστε να βρεθεί η νέα κατανομή πίεσης.

- Πραγματοποιείται διόρθωση των ταχυτήτων και υπολογίζονται οι νέες ροές στις επιφάνειες των κελιών. Τέλος, πραγματοποιείται χαλάρωση της πίεσης ώστε να χρησιμοποιηθεί το νέο πεδίο πιέσεων στην επόμενη επανάληψη. Το νέο πεδίο πιέσεων δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$p^{new} = p^{old} + \alpha_p(p^p - p^{old}) \tag{2.22}$$

όπου p^{new} η προσέγγιση του πεδίου πιέσεων που θα χρησιμοποιηθεί στην επόμενη επανάληψη στην εξίσωση της ορμής, p^{old} είναι το πεδίο πιέσεων αυτής της επανάληψης στην εξίσωση της ορμής, p^p είναι η λύση της εξίσωσης πίεσης και α_p ο συντελεστής χαλάρωσης της πίεσης ($0 \leq \alpha_p \leq 1$).

Τα βήματα για την επίλυση ενός συστήματος μόνιμης, τυρβώδους ροής ασυμπίεστου ρευστού συνοψίζονται ως ακολούθως:

1. Τίθενται οι οριακές συνθήκες του προβλήματος και οι αρχικές τιμές των πεδίων μέσω μίας αρχικοποίησης.

2. Επιλύεται η εξίσωση της ορμής και εφαρμόζεται χαλάρωση.

3. Επιλύεται η εξίσωση της πίεσης και υπολογίζονται οι ροές μεταξύ των κελιών. Το πεδίο πιέσεων ανανεώνεται μέσω της διαδικασίας χαλάρωσης και ανανεώνονται οι ταχύτητες μέσω της εξίσωσης 2.17.

4. Επιλύονται οι υπόλοιπες εξισώσεις του συστήματος (όπως θερμοκρασία και τύρβη) με χρήση των πεδίων ταχυτήτων και πιέσεων που βρέθηκαν προηγουμένως. Για τη βελτίωση της σύγκλισης του αλγορίθμου μπορεί να εφαρμοστεί και εδώ χαλάρωση.

5. Γίνεται έλεγχος για την επίτευξη σύγκλισης όλων των εξισώσεων. Σε περίπτωση που δεν επιτευχθεί, ξεκινά μια νέα επανάληψη από το βήμα 2.

2.4 Εφαρμογή του αλγορίθμου SIMPLE στο *OpenFOAM®*

Στο τμήμα αυτό, θα γίνει περιγραφή της υλοποίησης του αλγορίθμου SIMPLE στο πακέτο Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής (ΥΡΔ) ανοιχτού κώδικα *OpenFOAM®*.

Το πακέτο *OpenFOAM®* αποτελεί ένα σύνολο βιβλιοθήκες, γραμμένες στην αντικειμενοστραφή (object-oriented) γλώσσα προγραμματισμού C++ και περιλαμβάνει εργαλεία για την τοποθέτηση ενός προβλήματος (pre-processing), τη δημιουργία πλέγματος, την επίλυση προβλημάτων, κυρίως ΥΡΔ αλλά και γενικά προβλημάτων συνεχούς μέσου (solvers), και την επεξεργασία των αποτελεσμάτων (post-processing). Το πακέτο είναι ανοιχτού κώδικα (open source), γεγονός που σημαίνει ότι ο χρήστης μπορεί ελεύθερα να παρέμβει και να μεταβάλλει τον κώδικα ανάλογα με τις ανάγκες του.

Για τα προβλήματα ΥΡΔ, το πακέτο χρησιμοποιεί την μέθοδο των πεπερασμένων όγκων με την επίλυση των εξισώσεων και την αποθήκευση των τιμών των μεταβλητών να συμβαίνουν στο κέντρο του κάθε κελιού (cell-centered). Παρότι το πακέτο δεν περιλαμβάνει γραφικό περιβάλλον (GUI(Graphical User Interface)) όπως άλλα πακέτα, δεν είναι δύσκολο στην χρήση, ενώ η μικρή παρέμβαση στον κώδικα απαιτεί μονάχα βασικές γνώσεις προγραμματισμού σε C++ (σε αντίθεση με τις μεγάλες παρεμβάσεις όπου είναι απαραίτητη η κατανόηση τόσο του κώδικα, όσο και της φυσικής που κρύβεται από πίσω).

Ο αλγόριθμος SIMPLE με όρους του *OpenFOAM®* περιγράφεται ακολούθως:

- Οι οριακές και αρχικές συνθήκες του προβλήματος τίθενται μέσω αρχείων, ένα για κάθε μεταβλητή. Δεδομένα τα οποία παραμένουν σταθερά κατά την επίλυση δίνονται ως σταθερές μέσω ξεχωριστού αρχείου.

- Επιλύεται η εξίσωση της ορμής. Πρώτα κατασκευάζεται το πεπλεγμένο μέλος όπως φαίνεται από την εξίσωση 2.2, χαλαρώνεται και στην συνέχεια επιλύεται με ρητό μέλος την κλίση της πίεσης. Αυτό συμβαίνει καθώς από το πεπλεγμένο μέλος θα εξαχθούν οι παράγοντες $H(\mathbf{U})$ και α_P, α_N όπως θα δειχθεί παρακάτω. Το βήμα αυτό γραμμένο ως κώδικας στο *OpenFOAM®* είναι:

  - Κατασκευή αριστερού μέρους εξίσωσης ορμής

    ```
    tmp<fvVectorMatrix> UEqn
    (
            fvm::div(phi, U)
          + turbulence->divDevReff(U)
    );
    ```

  - Χαλάρωση

    ```
    UEqn().relax();
    ```

  - Επίλυση εξίσωσης ορμής και εύρεση του αρχικού υπολοίπου

    ```
    eqnResidual = solve
    (
            UEqn()
          ==
            fvc::reconstruct
            (
                (
                  - fvc::snGrad(p)*mesh.magSf()
                )
            )
    ).initialResidual();
    ```

- Εξάγονται οι παράγοντες $H(\mathbf{U})$ και α_P, α_N και υπολογίζονται οι ροές μεταξύ των κελιών (fluxes). Σε κώδικα αυτό γράφεται:

– Υπολογισμός των συντελεστών ταχύτητας και του H

```
volScalarField rUA("rUA", 1.0/UEqn().A());
surfaceScalarField rUAf("(1|A(U))", fvc::interpolate(rUA));
U = rUA*UEqn().H();
```

– Υπολογισμός των ροών μεταξύ των κελιών

```
phi = fvc::interpolate(U) & mesh.Sf();
```

• Επιλύεται η εξίσωση της πίεσης, ανανεώνονται οι ταχύτητες και διορθώνονται οι ροές μεταξύ των κελιών:

– Κατασκευή και επίλυση της εξίσωσης πίεσης

```
fvScalarMatrix pEqn
(
fvm::laplacian(rUAf, p) == fvc::div(phi)
);

pEqn.solve();
```

– Διόρθωση των ροών και των ταχυτήτων

```
phi -= pEqn.flux();
U += rUA*fvc::reconstruct((-pEqn.flux())/rUAf);
```

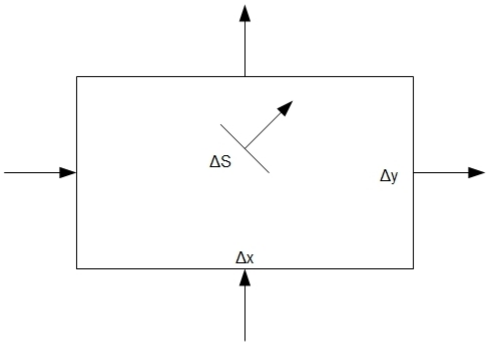
• Ελέγχεται η σύγκλιση των πεδίων και υπολογίζεται το σφάλμα της εξίσωσης της συνέχειας.

2.5 Τροποποίηση των εξισώσεων με την εισαγωγή όρων πηγής εικονικών δεσμών ρευστού

Όπως αναφέρθηκε στην εισαγωγή, στην παρούσα εργασία, η μοντελοποίηση των δεσμών θα γίνει μέσω όρων πηγής, ο οποίοι θα προστεθούν στις εξισώσεις συνέχειας, ορμής και θερμότητας. Στο τμήμα αυτό θα εισαχθούν αυτοί οι όροι πηγής και έτσι θα έχουμε τις πλήρεις εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν στην εργασία αυτή.

2.5.1 Εξαγωγή των εξισώσεων

Το σχήμα 2.2 δείχνει ένα διδιάστατο (2Δ) πεπερασμένο όγκο με τη βοήθεια του οποίου θα εξαχθεί η τροποποιημένη εξίσωση της συνέχειας. Παρά το γεγονός ότι στην εργασία αυτή, η μελέτη γίνεται σε τριδιάστατο χωρίο (3Δ),



Σχήμα 2.2: 2Δ πεπερασμένος όγκος που παριστάνει την διατομή της δέσμης ρευστού

για λόγους απλότητας και οπτικοποίησης χρησιμοποιείται ένα 2Δ κελί για την εξαγωγή των εξισώσεων.

Από το σχήμα 2.2 λαμβάνουμε:

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial}{\partial x}(\rho u_x \Delta y)\Delta x + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u_y \Delta x)\Delta y = \rho |V^{jet}| \Delta S_{jet} \Rightarrow \\
&\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = \frac{|V^{jet}|\Delta S_{jet}}{\Delta x \Delta y} \Rightarrow \\
&\frac{\partial u_j}{\partial x_j} = \alpha
\end{aligned}$$

όπου $\alpha = \frac{|V^{jet}|\Delta S_{jet}}{\Delta x \Delta y}$, $|V^{jet}|$ είναι το μέτρο του διανύσματος της ταχύτητας της δέσμης και ΔS_{jet} η διατομή της δέσμης όπως φαίνεται και από το σχήμα 2.2.

Για την εξίσωση της ορμής (για τον χ-άξονα) έχουμε:

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial}{\partial x}(\rho u^2)\Delta x \Delta y + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u v)\Delta x \Delta y + \frac{\partial p}{\partial x}\Delta x \Delta y - \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x}\Delta x \Delta y \\
&-\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y}\Delta x \Delta y - \rho {V_x}^{jet}|V^{jet}|\Delta S^{jet} = 0
\end{aligned}$$

ή

$$\frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\rho {V_x}^{jet}|V^{jet}|\Delta S^{jet}}{\Delta x \Delta y}$$

Ομοίως λαμβάνουμε την ορμή κατά τον y-άξονα και τελικά η γενική εξίσωση της ορμής για ασυμπίεστο ρευστό μπορεί να γραφτεί:

$$\frac{\partial(u_j u_i)}{\partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j}\left[(\nu + \nu_t)(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j})\right] = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \alpha V_j^{jet} \tag{2.23}$$

όπου το α δόθηκε παραπάνω. Εδώ, φαίνεται ότι ο όρος μεταφοράς του αριστερού μέλους είναι γραμμένος συντηρητικά. Αυτό συμβαίνει καθώς, με την πρόσθεση του όρου πηγής στην εξίσωση της συνέχειας, το $\nabla.\mathbf{U}$ δεν είναι πλέον μηδέν. Για το λόγο αυτό, είναι πολύ σημαντικό ο όρος αυτός να γραφεί συντηρητικά.

Για την εξίσωση της θερμότητας έχουμε:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x}(\rho c_p uT)\Delta x\Delta y + \frac{\partial}{\partial y}(\rho c_p uT)\Delta x\Delta y &= \frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right)\Delta x\Delta y + \frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right)\Delta x\Delta y \\ &+ \rho c_p|V^{jet}|\Delta S^{jet}T^{jet} \end{aligned}$$

Σε γενική μορφή, η εξίσωση της θερμότητας γράφεται:

$$\frac{\partial(u_jT)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\frac{\nu}{Pr} + \frac{\nu_t}{Pr_t}\right)\frac{\partial T}{\partial x_j}\right] + \alpha T^{jet} \tag{2.24}$$

2.5.2 Υλοποίηση στο *OpenFOAM®*

Ο προγραμματισμός των παραπάνω εξισώσεων στο *OpenFoam®* είναι αρκετά απλός και φαίνεται παρακάτω. Ο κώδικας που χρησιμοποιήθηκε αφορά ροή ασυμπίεστου, συνεκτικού ρευστού με μεταφορά θερμότητας και ονομάζεται *heatTransferSimpleFoam*.

- Στην εξίσωση της ορμής, προστέθηκε ένας απλός όρος, όπως φάνηκε στην εξίσωση 2.23.

```
eqnResidual = solve
(
   UEqn()
   ==
     fvc::reconstruct
     (
       (
          fvc::interpolate(alpha)*(Ujet & mesh.Sf())
        - fvc::snGrad(p)*mesh.magSf()
       )
     )
).initialResidual();
```

- Ομοίως και για την εξίσωση της θερμότητας.

```
fvScalarMatrix TEqn
(
   fvm::div(phi, T)
 - fvm::laplacian(kappaEff, T)
 - alpha*Tjet
);
```

- Στην εξίσωση της συνέχειας απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή. Αυτό έγκειται στο γεγονός ότι στον αλγόριθμο SIMPLE δεν επιλύεται η εξίσωση της συνέχειας αλλά χρησιμοποιείται για να εξαχθεί η εξίσωση διόρθωσης πίεσης και έπειτα επαληθεύεται ότι ισχύει μέσω του σφάλματος συνέχειας. Ο όρος, όπως φαίνεται στην παραπάνω εξίσωση, προστέθηκε στην εξίσωση της πίεσης. Ωστόσο, δεν αρκεί αυτό. Πρέπει επίσης να διορθωθούν οι ροές μεταξύ των κελιών με τον νέο όρο, να διορθωθούν οι ταχύτητες με βάση τις ροές και να διορθωθεί το σφάλμα της εξίσωσης της συνέχειας.

  – Διόρθωση ροών

  ```
  surfaceScalarField sourcePhi =
      rUAf*fvc::interpolate(alpha)*(Ujet & mesh.Sf());
  phi += sourcePhi;
  ```

  – Πρόσθεση όρου στην εξίσωση της πίεσης

  ```
  fvScalarMatrix pEqn
  (
    fvm::laplacian(rUAf, p) == fvc::div(phi) - alpha
  );
  ```

  – Διόρθωση ταχυτήτων

  ```
  U += rUA*fvc::reconstruct((sourcePhi - pEqn.flux())/rUAf);
  ```

  – Υπολογισμός σφάλματος εξίσωσης σφάλματος

  ```
  contErr = fvc::div(phi) - alpha;
  ```

Κεφάλαιο 3

Γένεση Υπολογιστικών Πλεγμάτων

Στα προηγούμενα κεφάλαια έγινε αναφορά στους τρόπους με τους οποίους μπορούν να χρησιμοποιηθούν οι δέσμες ρευστού στη βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας και των χαρακτηριστικών της, αλλά και παρουσιάστηκαν οι τροποποιημένες εξισώσεις ροής. Στο κεφάλαιο αυτό, θα παρουσιαστούν τα χωρία που θα μελετηθούν και ο τρόπος κατασκευής υπολογιστικού πλέγματος σε αυτά.

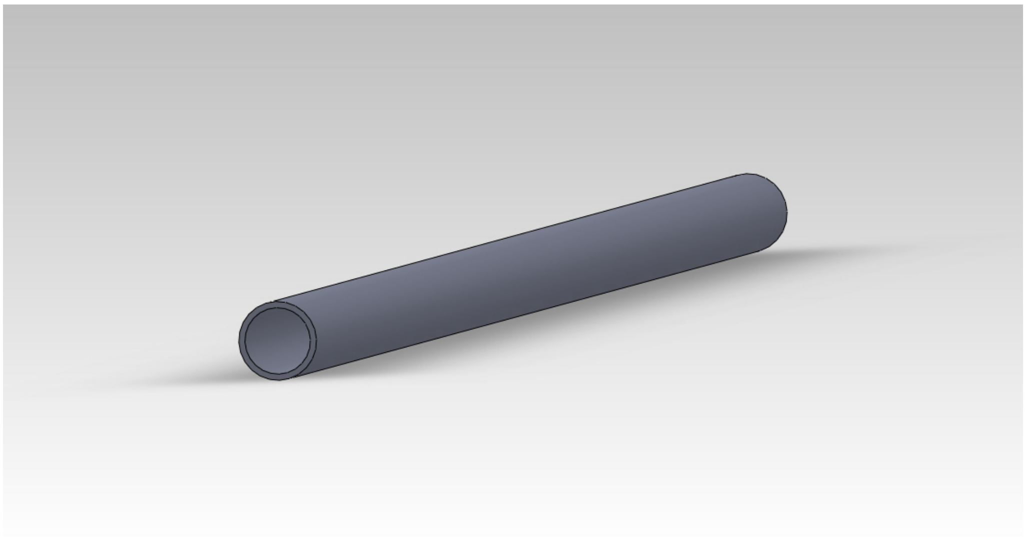
3.1 Παρουσίαση των χωρίων

Το πρώτο χωρίο που μελετήθηκε είναι το εσωτερικό ενός απλού κυλινδρικού ένας απλός κυλινδρικός αγωγός, ο οποίος φαίνεται στο σχήμα 3.1. Για τη γένεση του πλέγματος του αγωγού χρησιμοποιήθηκε ο βασικός πλεγματοποιητής του *OpenFOAM®*, το πρόγραμμα *blockMesh*, η λειτουργία του οποίου θα περιγραφεί παρακάτω.

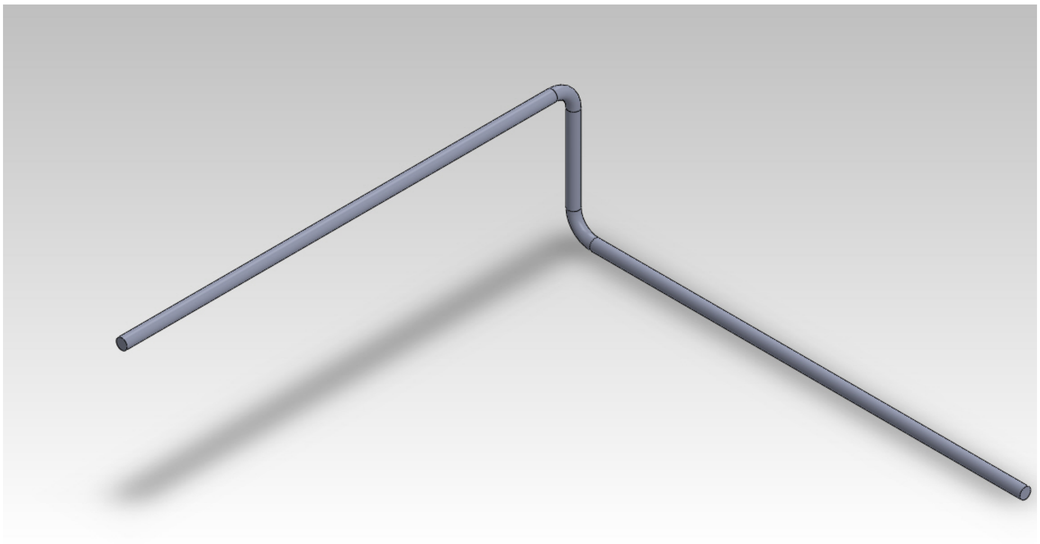
Ο αγωγός αυτός αποτελεί κομμάτι ενός βιομηχανικού εναλλάκτη κελύφους, και συγκεκριμένα ενός προθερμαντήρα νερού με καυσαέρια ενός ατμοηλεκτρικού εργοστασίου. Οι διαστάσεις και τα χαρακτηριστικά του αγωγού δόθηκαν από την Δημόσια Επιχείρηση Ηλεκτρισμού (ΔΕΗ) και θα παρουσιαστούν στο επόμενο κεφάλαιο.

Το δεύτερο χωρίο είναι ένας πιο σύνθετος αγωγός, ο οποίος σχεδιάστηκε στο 3D CAD πακέτο *SolidWorks®* και το υπολογιστικό πλέγμα για τον αγωγό δημιουργήθηκε με χρήση πλεγματοποιητή εμπορικού πακέτου. Το πλέγμα αυτό, παρότι υπάρχει η δυνατότητα να δημιουργηθεί με χρήση του προγράμματος *blockMesh*, δημιουργήθηκε με άλλο πλεγματοποιητή λόγω της σύνθετης γεωμετρίας του, καθώς η κατασκευή του στο *blockMesh* θα ήταν μία πολύ επίπονη διαδικασία.

Ο σύνθετος αγωγός φαίνεται στο σχήμα 3.2 και η διαδικασία γένεσης του υπολογιστικού πλέγματος θα παρουσιαστεί παρακάτω.



Σχήμα 3.1: Απλός κυλινδρικός αγωγός



Σχήμα 3.2: Σύνθετος αγωγός

3.2 Γένεση υπολογιστικού πλέγματος

3.2.1 Γένεση υπολογιστικού πλέγματος απλού αγωγού

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, για την κατασκευή του πλέγματος του απλού αγωγού, χρησιμοποιήθηκε ο βασικός πλεγματοποιητής του *OpenFOAM®*, το βοηθητικό πρόγραμμα *blockMesh*. Το πρόγραμμα αυτό λαμβάνει ως είσοδο ένα αρχείο, το *blockMeshDict*, το οποίο περιέχει τις συντεταγμένες των σημείων από τα οποία θα κατασκευαστεί το πλέγμα, τις επιφάνειες που αποτελούν το πλέγμα με βάση τα παραπάνω σημεία και τα τμήματα (blocks) που θα περιέχουν τα κελιά του πλέγματος, τα οποία επίσης εξάγονται από τα δοθέντα σημεία. Επιπλέον μέσα από αυτό το αρχείο δίνονται από το χρήστη τα όρια του χωρίου, δηλαδή ποιες επιφάνειες θεωρούνται τοίχωμα, από ποιες επιφάνειες θα διέρχεται το ρευστό, αν κάπου υπάρχει συμμετρία, αν υπάρχουν περιοδικά όρια κ.ο.κ. Φυσικά, αυτές οι ιδιότητες μπορούν να μεταβληθούν μετά τη γένεση του πλέγματος χωρίς να είναι απαραίτητο να "τρέξει" ξανά ο πλεγματοποιητής.

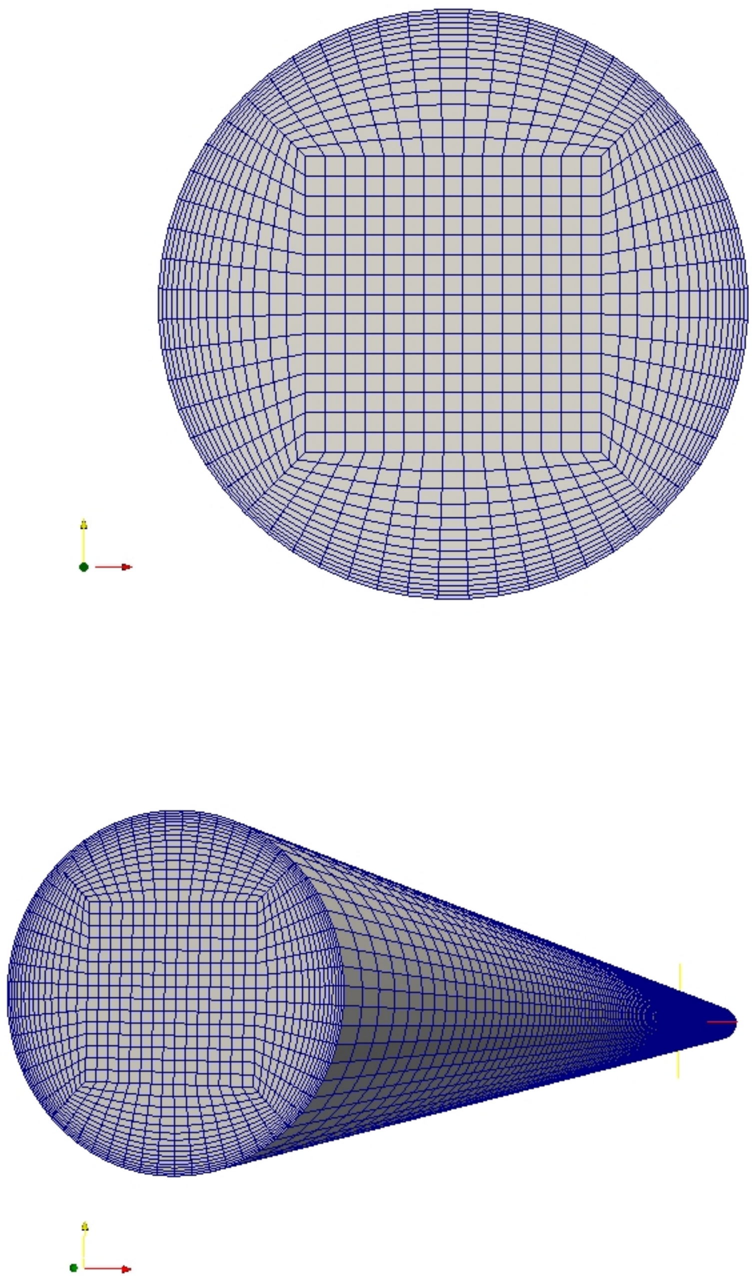
Το πλέγμα που κατασκευάστηκε για τον απλό αγωγό φαίνεται στο σχήμα 3.3. Η πρώτη παρατήρηση που μπορεί να γίνει, βλέποντας το σχήμα 3.3, είναι ότι το πλέγμα είναι δομημένο και αποτελείται από εξαεδρικά στοιχεία. Είναι αρκετά πυκνό κοντά στο τοίχωμα του αγωγού ώστε να μπορέσει να προσομοιώσει την συμπεριφορά του ρευστού στο οριακό στρώμα ικανοποιητικά, πράγμα πολύ σημαντικό σε περιπτώσεις μεταφοράς θερμότητας όπως η παρούσα.

Η ιδιαιτερότητα του πλεγματοποιητή αυτού, φαίνεται πολύ καθαρά στην πρώτη εικόνα του σχήματος 3.3 και είναι το τετράγωνο στο κέντρο του αγωγού. Το *blockMesh* μπορεί να δημιουργήσει blocks των οποίων η κάθε επιφάνεια πρέπει να σχηματίζεται από 4 ακμές, οι οποίες δεν είναι απαραίτητο να είναι ευθείες (άλλωστε εδώ έχουμε έναν αγωγό κυκλικής διατομής). Για το λόγο αυτό, δεν μπορεί να δημιουργήσει πλέγμα από μία μόνο ακμή (κύκλος) ή από δύο (ημικύκλια). Έτσι, χρησιμοποιείται ένα τετράγωνο μέσα στην κυκλική διατομή και "χτίζεται" γύρω από αυτό η υπόλοιπη διατομή.

Με τον τρόπο της μοντελοποίησης των δεσμών που έχει επιλεγεί στην παρούσα εργασία (δηλαδή την προσθήκη των όρων πηγής) είναι δυνατό να μην χρησιμοποιηθεί μόνο μία σειρά από δέσμες, αλλά μπορούν να χρησιμοποιηθούν πολλές σειρές περιμετρικά, καθώς έτσι η ανάμιξη στο οριακό στρώμα θα είναι πιο έντονη και αναμένουμε πως τα αποτελέσματα θα είναι καλύτερα. Ωστόσο, θέλουμε αυτές οι δέσμες να κατευθύνονται σε συγκεκριμένη διεύθυνση η κάθε μία, γεγονός που σημαίνει ότι θα πρέπει το διάνυσμα της ταχύτητας (που δίνει και την κατεύθυνση της δέσμης) να το υπολογίζει ο χρήστης ώστε να το εισάγει στο πρόγραμμα ή να το υπολογίζει κάποια υπορουτίνα. Στην εργασία αυτή, όμως, όπου γίνεται προσπάθεια να διερευνηθεί το φαινόμενο, εισάγεται επιπλέον πολυπλοκότητα. Επιπροσθέτως, το πλέγμα αυτό είναι αρκετά μεγάλο και το απαραίτητο χρονικό διάστημα που απαιτείται για την επίλυση μιας τέτοιας περίπτωσης θα ήταν αρκετά μεγάλο.

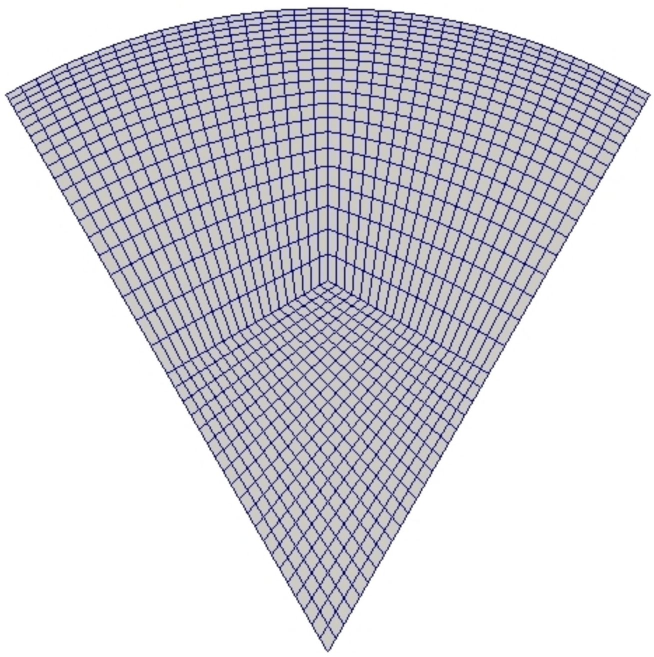
Για τους παραπάνω λόγους δεν χρησιμοποιήθηκε το πλέγμα του σχήματος 3.3 αλλά ένας τομέας του, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.4. Στον τομέα αυτό, η αριστερή και η δεξιά επιφάνεια αποτελούν περιοδικά όρια. Παρακάτω, θα γίνει μια συνοπτική περιγραφή των ιδιοτήτων των περιοδικών ορίων.

Περιοδικά όρια. Ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα υπολογιστικού χωρίου με περιοδικά όρια είναι οι πτερυγώσεις στροβιλομηχανών ή οι αγωγοί ενός εναλλάκτη θερμότητας. Στα χωρία αυτά, τα υπολογιστικά κελιά ενός περιοδικού ορίου συμπληρώνουν τα κελιά των αντίστοιχων κόμβων του άλλου περιοδικού ορίου. Επομένως, στις περιπτώσεις αυτές δεν είναι απαραίτητος ο υπολογι-



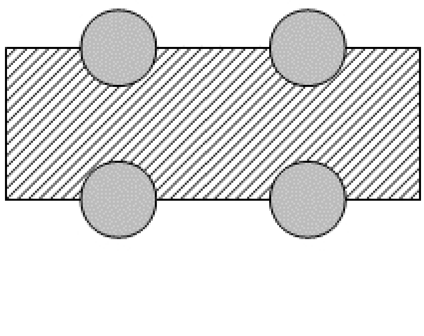
Σχήμα 3.3: Υπολογιστικό πλέγμα για τον απλό αγωγό

σμός των εξερχόμενων διανυσμάτων ροής από τα περιοδικά όρια του χωρίου, καθώς στα διανύσματα που έχουν υπολογιστεί για ένα κελί προστίθενται τα διανύσματα που έχουν υπολογιστεί για το κελί του άλλου περιοδικού ορίου. Το σχήμα 3.5 δείχνει ένα παράδειγμα περιοδικού ορίου. Το πάνω και το κάτω



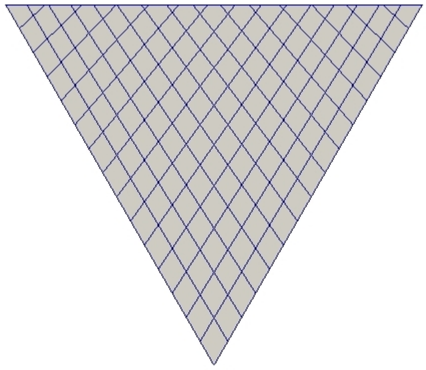
Σχήμα 3.4: Υπολογιστικό πλέγμα σε τομέα κυλινδρικού αγωγού γωνίας 60^o

όριο του χωρίου (εκτός των τοιχωμάτων των αγωγών) είναι περιοδικά όρια καθώς το συγκεκριμένο χωρίο επαναλαμβάνεται και προς τις δύο πλευρές, προκειμένου να συμπληρωθεί ο εναλλάκτης.



Σχήμα 3.5: Υπολογιστικό χωρίο με περιοδικά όρια

Το πλέγμα του σχήματος 3.4 εμφανίζει μία σημαντική ιδιαιτερότητα. Εάν εστιάσουμε στο κατώτερο σημείο του (σχήμα 3.6), δηλαδή στο κέντρο του κυκλικού τόξου, μπορούμε να παρατηρήσουμε ότι δύο από τις επιφάνειες του το ίδιου κελιού ανήκουν στα δύο περιοδικά όρια. Ακόμα και με αυτή την ιδιαιτερότητα, το πλέγμα του σχήματος 3.6 είναι αποδεκτό, αν η περίπτωση

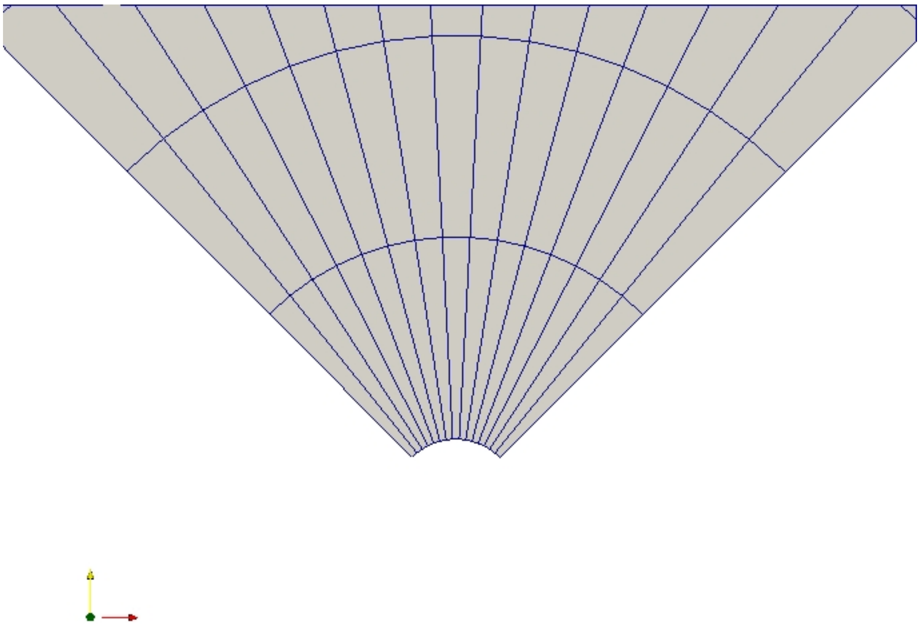


Σχήμα 3.6: Γωνία που εμφανίζεται στο κέντρο του τμήματος του αγωγού

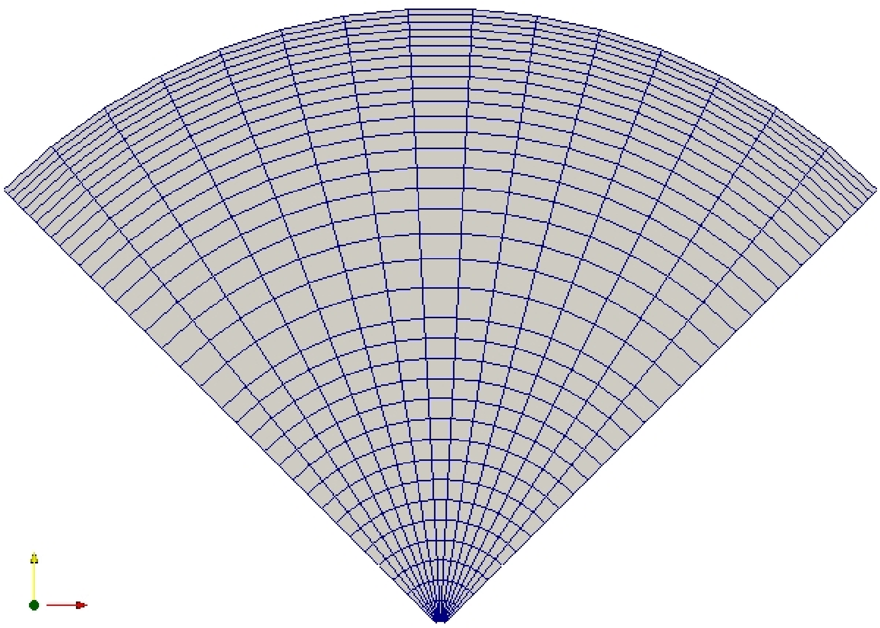
επιλυθεί σειριακά. Ωστόσο, καθώς ο αγωγός είναι αρκετά μεγάλος σε μήκος, το πλέγμα είναι αρκετά μεγάλο και κατά συνέπεια, δεν είναι εύκολη η σειριακή επεξεργασία.

Προκειμένου, όμως, να γίνει παράλληλη επεξεργασία, θα πρέπει αυτή η ιδιαιτερότητα να εξαλειφθεί, καθώς το πλέγμα δεν είναι δυνατό να σπάσει σε μικρότερα κομμάτια λόγω του γεγονότος ότι κάθε οριακή επιφάνεια ενός περιοδικού ορίου πρέπει να βρίσκεται σε έναν επεξεργαστή. Για το λόγο αυτό, ακολουθήθηκε μία άλλη προσέγγιση. Τη θέση της γωνίας στο σημείο εκείνο, πήρε ένα πάρα πολύ μικρό κυκλικό τόξο όπως φαίνεται στο σχήμα 3.7. Με την προσέγγιση αυτή, το χωρίο μπορεί να διασπαστεί σε υποχωρία κατάλληλα για παράλληλη επεξεργασία. Ωστόσο, δημιουργείται μία ακόμα ιδιαιτερότητα, καθώς στην επιφάνεια που δημιουργείται (κάτω επιφάνεια) η ροή θα πρέπει να συμπεριφέρεται ως να μην υπήρχε στο σημείο εκείνο η ιδιαιτερότητα αυτή. Προκειμένου να προσομοιωθεί αυτή η κατάσταση της ροής, στην επιφάνεια εκείνη τίθεται μια συνθήκη ολίσθησης. Με τον τρόπο αυτό, στην επιφάνεια αυτή, η ροή έχει ιδιότητες ατριβούς ροής.

Το πλέγμα που τελικά χρησιμοποιήθηκε είναι ένα τμήμα γωνίας 90^o ενός κυλίνδρου και αποτελείται από 160000 περίπου εξαεδρικά κελιά. Το σχήμα 3.8 δείχνει τη μορφή που παίρνει το τελικό πλέγμα.



Σχήμα 3.7: Κυκλικό τόξο που σχηματίζεται αντί της γωνίας

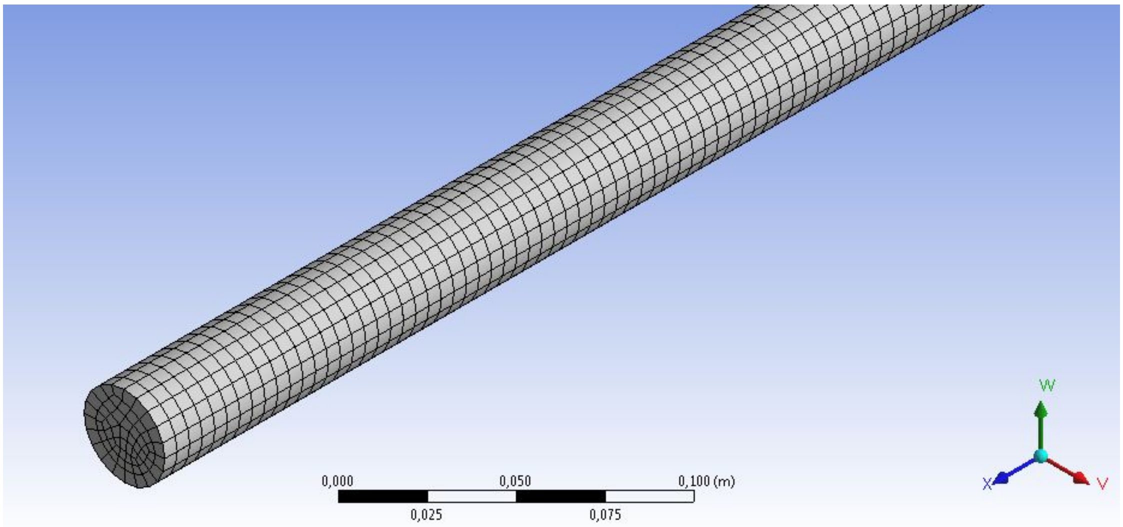


Σχήμα 3.8: Τελικό πλέγμα στο εσωτερικό απλού κυλινδρικού αγωγού

3.2.2 Γένεση πλέγματος σύνθετου αγωγού

Ο σύνθετος αγωγός, στην παρούσα εργασία, χρησιμοποιείται για να εξεταστεί η επίδραση των δεσμών σε έναν αγωγό που παρουσιάζει έντονη ανάμιξη, λόγω των γωνιών που εμφανίζονται στη γεωμετρία του. Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, η κατασκευή του υπολογιστικού πλέγματος για τον αγωγό αυτό δεν έγινε μέσω του βασικού πλεγματοποιητή του *OpenFOAM®*, το *blockMesh*, αλλά μέσω του πλεγματοποιητή εμπορικού προγράμματος.

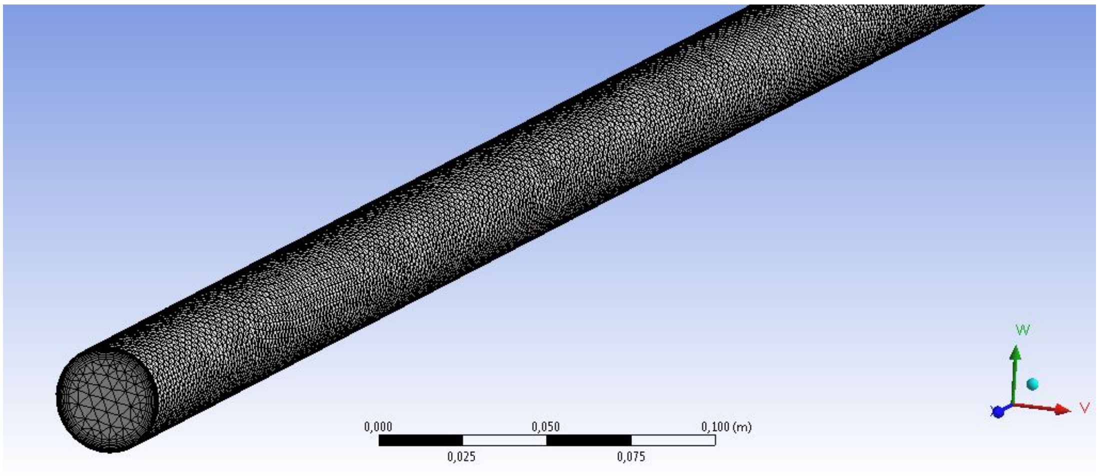
Αρχικά, σχεδιάστηκε ο αγωγός στο σχεδιαστικό πακέτο SolidWorks® και το σχέδιο μεταφέρθηκε στον πλεγματοποιητή. Το πλέγμα που κατασκευάστηκε με τις αρχικές ρυθμίσεις του πλεγματοποιητή φαίνεται στο σχήμα 3.9. Παρατηρούμε ότι το πλέγμα, που αποτελείται από εξαεδρικά στοιχεία, είναι



Σχήμα 3.9: Πλέγμα κατασκευασμένο με τις βασικές ρυθμίσεις του πλεγματοποιητή

αρκετά αραιό σε γενικές γραμμές και έτσι η επίλυση του οριακού στρώματος δεν θα είναι ακριβής. Για τον λόγο αυτό, το πλέγμα πυκνώθηκε μέσω μίας εντολής πύκνωσης. Η εντολή πυκνώνει το επιφανειακό πλέγμα στην επιφάνεια που θα δοθεί από τον χρήστη και έπειτα από το επιφανειακό πλέγμα, κατασκευάζει το επιφανειακό πλέγμα. Επιπλέον, τέθηκε το μέγεθος των κελιών στο τοίχωμα να είναι 3 mm, προκειμένου το πλέγμα να είναι αρκούντως πυκνό. Το τελικό υπολογιστικό πλέγμα για τον αγωγό σύνθετης γεωμετρίας φαίνεται στο σχήμα 3.10. Το τελικό πλέγμα είναι αρκετά πυκνό κοντά στα τοιχώματα και τα στοιχεία του δεν παρουσιάζουν μεγάλες διαφορές στο μέγεθος μεταξύ τους. Είναι μη-δομημένο, αποτελείται από τετραεδρικά και πρισματικά στοιχεία (περίπου 100000 και 300000 αντίστοιχα) και είναι αρκετά καλό για την εφαρμογή που προορίζεται, δηλαδή είναι αρκετά ελαφρύ με καλή ακρίβεια οριακού στρώματος.

Μετά από την γένεση του πλέγματος, πρέπει να γίνει η εισαγωγή του στο



Σχήμα 3.10: Τελικό υπολογιστικό πλέγμα για το εσωτερικό του αγωγού σύνθετης γεωμετρίας

OpenFOAM®. Ωστόσο, πριν την εισαγωγή του στο *OpenFOAM*®, θα πρέπει να προσδιοριστούν τα όρια του χωρίου, δηλαδή οι επιφάνειες στις οποίες θα επιβληθούν οι οριακές συνθήκες, προκειμένου το *OpenFOAM*® να αναγνωρίσει τα όρια αυτά. Υπάρχει τρόπος τα όρια να τεθούν μετά την μεταφορά του πλέγματος αλλά είναι πολύπλοκος και επίπονος. Έτσι χρησιμοποιήθηκε μία εντολή η οποία ονομάζει και θέτει κάθε όριο του χωρίου. Έπειτα, το πλέγμα εισήχθη στο *OpenFOAM*® μέσω ενός βοηθητικού προγράμματος - μεταφραστή.

Κεφάλαιο 4

Παρουσίαση και κριτική αριθμητικών προλέξεων των πεδίων ροής

Στο κεφάλαιο αυτό, θα γίνει η παρουσίαση των αποτελεσμάτων που εξάχθηκαν από τις αριθμητικές προλέξεις, που έγιναν μέσω του πακέτου *OpenFoam*®. Όπως αναφέρθηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο, οι εξισώσεις ροής που θα χρησιμοποιηθούν είναι οι μεσοσταθμισμένες κατά Reynolds Navier-Stokes εξισώσεις για ασυμπίεστο, συνεκτικό ρευστό και το μοντέλο τύρβης θα είναι το k-ω SST [15]. Οι εξισώσεις αυτές θα επιλυθούν σε δύο χωρία όπως παρουσιάστηκαν στο κεφάλαιο 3. Σκοπός της εργασίας είναι η ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας μέσω δεσμών συνεχούς έγχυσης ρευστού. Ωστόσο, πρέπει να διευκρινιστεί ότι οι δέσμες αυτές δεν θα προσφέρουν θερμική ενέργεια στην κυρία ροή εσωτερικά του αγωγού, αλλά μόνο ορμή. Αυτό σημαίνει ότι οι δέσμες θα έχουν ως θερμοκρασία τη θερμοκρασία εισόδου στον αγωγό της κύριας ροής, καθώς αν κατασκευαζόταν ένα τέτοιο σύστημα, το ρευστό που εισερχόταν στη ροή ως δέσμη θα είχε απομαστευθεί πριν την είσοδο στον αγωγό. Αυτό συνεπάγεται ότι το ρευστό στην κύρια ροή θα είναι θερμότερο από τη δέσμη που εισέρχεται. Ωστόσο, λόγω της έντονης ανάμιξης που θα δημιουργηθεί κοντά στο τοίχωμα, περιμένουμε να ισοσταθμιστεί αυτή η διαφορά μέσω της προσφερόμενης ορμής από τη δέσμη αλλά και να επιτευχθεί κέρδος, δηλαδή η θερμοκρασία στην έξοδο του αγωγού με χρήση δεσμών να είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία στην έξοδο όταν δε γίνεται χρήση δεσμών. Για τον παραπάνω λόγο (δηλαδή ότι προσθέτουμε ψυχρό ρευστό), οι δέσμες θα τοποθετηθούν μέχρι το μισό μήκος του αγωγού (για τον απλό αγωγό) και μόνο στο πρώτο ευθύ τμήμα του σύνθετου αγωγού, ώστε να μην επηρεαστεί η μέτρηση της θερμοκρασίας εξόδου από την ύπαρξη ψυχρών δεσμών κοντά στην έξοδο.

Πριν προχωρήσουμε στην πλήρη περιγραφή των περιπτώσεων και την παρουσίαση των αποτελεσμάτων, θα πρέπει να γίνει μία περιγραφή του τρόπου με τον οποίο πραγματοποιήθηκε η παραμετρική διερεύνηση.

4.1 Παραμετρική Διερεύνηση

Η μοντελοποίηση των δεσμών που παρουσιάζεται στην παρούσα εργασία, πέρα από το γεγονός ότι απλοποιεί την γεωμετρία του αγωγού που εξετάζεται (σχήμα 1.18) παρουσιάζει ακόμα ένα πλεονέκτημα: τα χαρακτηριστικά των δεσμών μπορούν να αλλάξουν χωρίς να γίνουν παρεμβάσεις στο πλέγμα. Επομένως, καθώς τα χαρακτηριστικά αυτά δίνονται από μερικές αριθμητικές παραμέτρους, θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί κάποια μέθοδος βελτιστοποίησης για να βρεθεί η μέγιστη θερμοκρασιακή διαφορά, όπως η συζυγής μέθοδος ή οι εξελικτικοί αλγόριθμοι, μέθοδοι για τις οποίες έχει αναπτυχθεί και αναπτύσσεται λογισμικό από τη Μονάδα Παράλληλης Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής και Βελτιστοποίησης (ΜΠΥΡΔ&Β) του Εργαστηρίου Θερμικών Στροβιλομηχανών του ΕΜΠ. Ωστόσο, προτιμήθηκε μία παραμετρική διερεύνηση, μέσω της οποίας θα γίνει καλύτερη κατανόηση του φαινομένου. Η πλήρης παραμετρική διερεύνηση πραγματοποιήθηκε μόνο στο απλό αγωγό, καθώς δεν ήταν δυνατό να πραγματοποιηθεί στο σύνθετο αγωγό λόγω του μεγέθους του πλέγματος του (και του υπολογιστικού κόστους που αυτό εισάγει) σε αποδεκτό χρόνο.

4.1.1 Παράμετροι

Η ποσότητα, μέσω της οποίας, θα αξιολογηθεί η διαδικασία που προτείνεται είναι η θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του αγωγού. Οι παράμετροι που επηρεάζουν τη συμπεριφορά των δεσμών είναι οι εξής:

1. Η κατεύθυνση των δεσμών
2. Η παροχή έγχυσης
3. Η ταχύτητα των δεσμών

4.1.2 Περιγραφή διαδικασίας παραμετρικής διερεύνησης

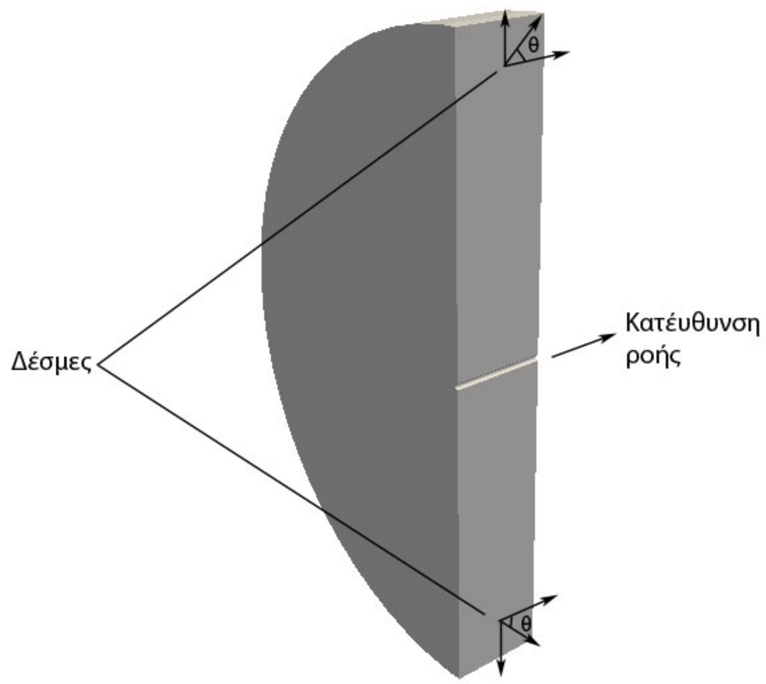
Η διαδικασία που ακολουθήθηκε διακρίνεται στα παρακάτω βήματα:

- Εξετάζονται δύο κατηγορίες δεσμών. Η πρώτη κατηγορία περιλαμβάνει δέσμες των οποίων το διάνυσμα της ταχύτητας βρίσκεται σε μία μεσημβρινή τομή που διέρχεται από το κέντρο του αγωγού και η δεύτερη κατηγορία περιλαμβάνει δέσμες των οποίων το διάνυσμα της ταχύτητας βρίσκεται σε μία τομή του αγωγού κάθετη στη ροή και είναι εφαπτομενικό στην ακτίνα του αγωγού. Εφεξής, η πρώτη κατηγορία δεσμών θα αναφέρεται ως κατηγορία Α και η δεύτερη κατηγορία δεσμών ως κατηγορία Β. Στα σχήματα 4.1 και 4.2 επεξηγούνται σχηματικά οι δύο κατηγορίες δεσμών.

- Για την κατηγορία Α, εξετάζονται διάφορες γωνίες εισόδου των δεσμών σε σχέση με την κατεύθυνση της κύριας ροής. Για την κατηγορία Β, δεν θα εξεταστούν γωνίες εισόδου, αλλά οι δέσμες θα εισέρχονται κάθετα στη ροή. Επιπλέον θα εξεταστεί η περίπτωση κατά την οποία οι δέσμες εισέρχονται στη ροή προσθέτοντας συστροφή αντίθετης κατεύθυνσης ανά δύο. Η ταχύτητα των δεσμών παραμένει σταθερή και ίση με την ταχύτητα εισόδου στον αγωγό της κύριας ροής.

- Για τις δύο κατηγορίες, εξετάζονται διάφορες τιμές παροχής. Για την κατηγορία Α, χρησιμοποιείται η γωνία εισόδου των δεσμών με την μεγαλύτερη θερμοκρασιακή διαφορά. Η ταχύτητα των δεσμών δεν αλλάζει.

- Για την παροχή με την καλύτερη θερμοκρασιακή διαφορά, εξετάζονται διαφορετικές ταχύτητες δεσμών.

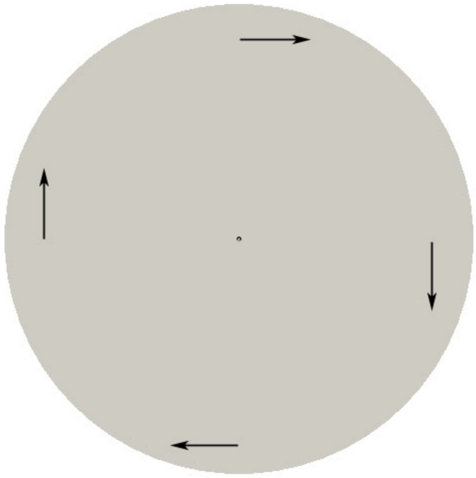


Σχήμα 4.1: Επεξήγηση δεσμών κατηγορίας Α

Ο πίνακας 4.1 είναι ένας εποπτικός πίνακας των περιπτώσεων που προσομοιώθηκαν.

Α/Α	Κατηγορία Δεσμών	Γωνία	Προστιθέμενη Παροχή	Ταχύτητα
1	A	0^o	3.3%	U
2	A	30^o	3.3%	U
3	A	45^o	3.3%	U
4	A	60^o	3.3%	U
5	A	90^o	3.3%	U
6	A	90^o	1.6%	U
7	A	90^o	5%	U
8	A	90^o	6.6%	U
9	A	90^o	8.3%	U
10	A	90^o	1.6%	2U
11	A	90^o	1.6%	5U
12	A	90^o	1.6%	10U
13	B	90^o	1.6%	U
14	B	90^o	3.3%	U
15	B	90^o	5%	U
16	B	90^o	6.6%	U
17	B	90^o	8.3%	U
18	B	90^o	1.6%	2U
19	B	90^o	1.6%	5U
20	B	90^o	1.6%	10U

Πίνακας 4.1: Πίνακας περιπτώσεων που προσομοιώθηκαν κατά την παραμετρική διερεύνηση



Σχήμα 4.2: Επεξήγηση δεσμών κατηγορίας Β

4.1.3 Χαρακτηριστικά της ροής μέσα στους αγωγούς

Ο απλός και ο σύνθετος αγωγός έχουν, σε γενικές γραμμές, κοινά χαρακτηριστικά. Η διατομή των αγωγών είναι η ίδια, ενώ το μήκος τους είναι διαφορετικό. Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του εναλλάκτη (τμήμα του οποίου είναι ο απλός αγωγός που εξετάζεται) αποτελούν χαρακτηριστικά ενός τυπικού εναλλάκτη που χρησιμοποιεί η ΔΕΗ. Ως εργαζόμενο μέσο χρησιμοποιείται νερό (ασυμπίεστο ρευστό) του οποίου η πίεση είναι $p = 8.5bar$ και η θερμοκρασία του στην είσοδο είναι $T_w = 368K$ ή 95 °C. Εξωτερικά του αγωγού ρέει καυσαέριο θερμοκρασίας $T_g = 433K$, του οποίου τα χαρακτηριστικά ροής δεν είναι σημαντικά για την παρούσα εργασία καθώς εξετάζονται τα φαινόμενα στο εσωτερικού του αγωγού. Από τα χαρακτηριστικά του καυσαερίου, σημαντική είναι μόνο η θερμοκρασία του, η οποία θα τεθεί ως σταθερή θερμοκρασία στο τοίχωμα του αγωγού. Η παραδοχή αυτή δεν είναι σωστή, ωστόσο σκοπός της εργασίας δεν είναι η διερεύνηση της λειτουργίας όλου του εναλλάκτη αλλά μόνο ενός αγωγού του. Εδώ πρέπει να σημειωθεί ότι η θερμοκρασία εξάτμισης του νερού για την δοθείσα πίεση είναι $T_{evap} = 446K$ και επομένως το νερό δεν εξατμίζεται μέσα στον αγωγό. Η ταχύτητα εισόδου του νερού είναι $U = 1.7\frac{m}{s}$. Η πυκνότητα του νερού είναι $\rho = 1000kg/m^3$ και η κινηματική συνεκτικότητα $\nu = 10^{-6}m^2/s$. Ωστόσο, στον κώδικα που χρησιμοποιήθηκε, δεν είναι απαραίτητο ο χρήστης να δώσει την πυκνότητα του ρευστού, καθώς πρόκειται για ασυμπίεστο ρευστό και όπως φάνηκε και από τις εξισώσεις ροής στο κεφάλαιο 2, η μόνη απαραίτητη τιμή για την επίλυση της ροής είναι η κινηματική συνεκτικότητα. Για την επίλυση της εξίσωσης της ενέργειας είναι απαραίτητο να δοθεί ο αριθμός *Prandlt* και ο τυρβώδης αριθμός *Prandlt* όπως φαίνεται από την εξίσωση 2.3. Από πίνακες βρέθηκε ότι για την θερμοκρασία εισόδου του νερού, ο αριθμός *Prandlt* έχει τιμή περίπου 2 ενώ για τον τυρβώδη αριθμό *Prandlt* επιλέχθηκε η τιμή του να είναι 0.85. Αξίζει να σημειωθεί ότι ο αριθμός Reynolds με χαρακτηριστικό μήκος την ακτίνα του αγωγού είναι κοινός για τους δύο αγωγούς και η τιμή του είναι περίπου 55000.

Από την προσομοίωση που έγινε για τον απλό αγωγό χωρίς χρήση δεσμών, η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του βρέθηκε ίση με 388.08 K, δηλαδή σημειώθηκε άνοδος της θερμοκρασίας κατά $\Delta T = 20.08K$. Για το σύνθετο αγωγό, η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του βρέθηκε ίση με 399.40 K, δηλαδή σημειώθηκε άνοδος της θερμοκρασίας κατά $\Delta T = 31.40K$. Με βάση αυτές τις θερμοκρασιακές διαφορές, θα πραγματοποιηθεί η σύγκριση για τις περιπτώσεις με δέσμες.

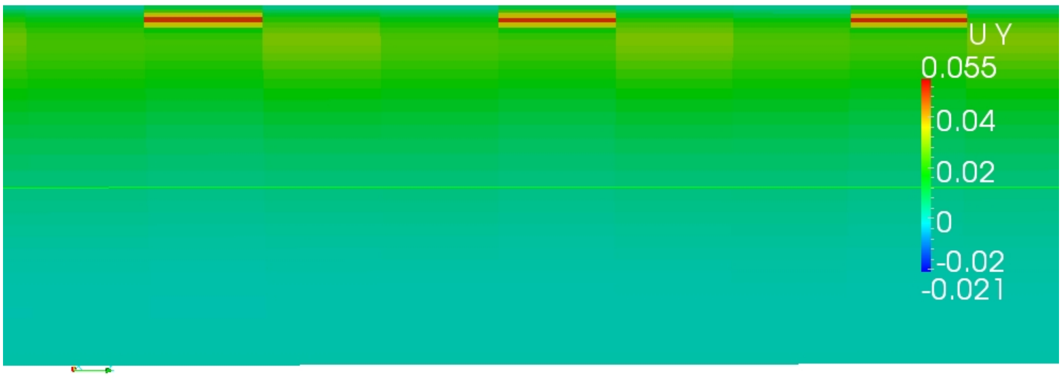
Κατά τη διερεύνηση, θεωρήθηκε ότι η θέση στην οποία θα τοποθετηθούν οι δέσμες παραμένει σταθερή και βρίσκεται πολύ κοντά στο τοίχωμα ώστε να επιτευχθεί καλύτερα η ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας. Η θέση αυτή επιλέχθηκε να είναι το 1/20 της ακτίνας.

Η παροχή και η διατομή των δεσμών, θεωρώντας την ταχύτητα των δεσμών σταθερή (αρχικά η ταχύτητα των δεσμών θα θεωρηθεί ίση με την ταχύτητα εισόδου της κύριας ροής στον αγωγό), δίνονται από την ποσότητα α, η οποία εισήχθη στο κεφάλαιο 2 και ορίζεται ως $\alpha = \frac{U_{jet}\Delta S_{jet}}{\Delta x \Delta y \Delta z}$. Ο παρονομαστής της σχέσης αυτής, όπως φαίνεται και στο σχήμα 2.2, εξαρτάται από τις διαστάσεις του κελιού (ή των κελιών) μέσα στο οποίο θα τοποθετηθεί.

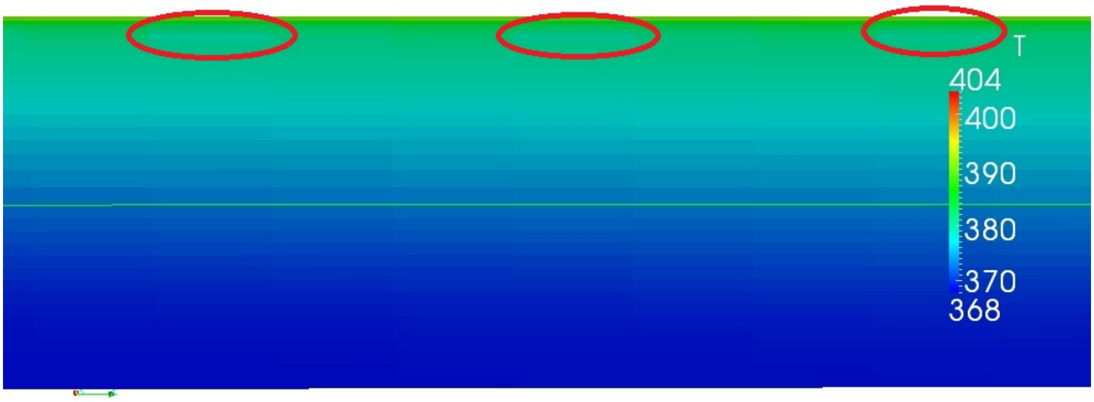
Η τοποθέτηση των δεσμών στο υπολογιστικό πλέγμα φαίνεται στα σχήματα 4.3, 4.4 και 4.5. Το σχήμα 4.3 δείχνει την θέση των δεσμών μέσα στο πλέγμα, ενώ τα σχήματα 4.4 και 4.5 δείχνουν την ταχύτητα και την θερμοκρασία των δεσμών. Παρότι δεν είναι εύκολη η διάκριση των δεσμών στο

Σχήμα 4.3: Κελιά μέσα στα οποία τοποθετούνται οι δέσμες

σχήμα 4.5, παρατηρούμε ότι η θερμοκρασία της δεσμών είναι μικρότερη από την θερμοκρασία των γειτονικών κελιών, πράγμα που θέλουμε να ισχύει. Επίσης από το σχήμα 4.4, παρατηρούμε ότι η ταχύτητα των δεσμών είναι μεγαλύτερη από την ταχύτητα των γειτονικών κελιών. Ωστόσο, η ταχύτητα των δεσμών είναι μικρή σε σχέση με αυτή έχει οριστεί. Αυτό οφείλεται στον τρόπο μοντελοποίησης των δεσμών, δηλαδή στο γεγονός ότι χρησιμοποιούμε όρους πηγής. Ουσιαστικά, θέτοντας σε ένα κελί μια ταχύτητα και μία θερμοκρασία μέσω του όρου πηγής δημιουργείται μία ασυνέχεια. Ωστόσο, οι τιμές που



Σχήμα 4.4: Κατανομή ταχύτητας κοντά στις δέσμες



Σχήμα 4.5: Κατανομή θερμοκρασίας κοντά τις δέσμες

δίνονται σε θερμοκρασία και ταχύτητα δεν επιβάλλονται μέσω μίας οριακής συνθήκης και για το λόγο αυτό, τα κελιά στα οποία εμφανίζονται οι δέσμες δεν παρουσιάζουν τις τιμές που δίνονται από το χρήστη. Προκειμένου οι εξισώσεις να αποτρέψουν το φαινόμενο αυτό, η ασυνέχεια που δημιουργούν οι όροι πηγής διαχέεται στα γειτονικά κελιά.

Για την αξιολόγηση της ποσοστιαίας βελτίωσης των περιπτώσεων με δέσμες σε σχέση με την περίπτωση χωρίς δέσμες, χρησιμοποιείται ο παρακάτω τύπος:

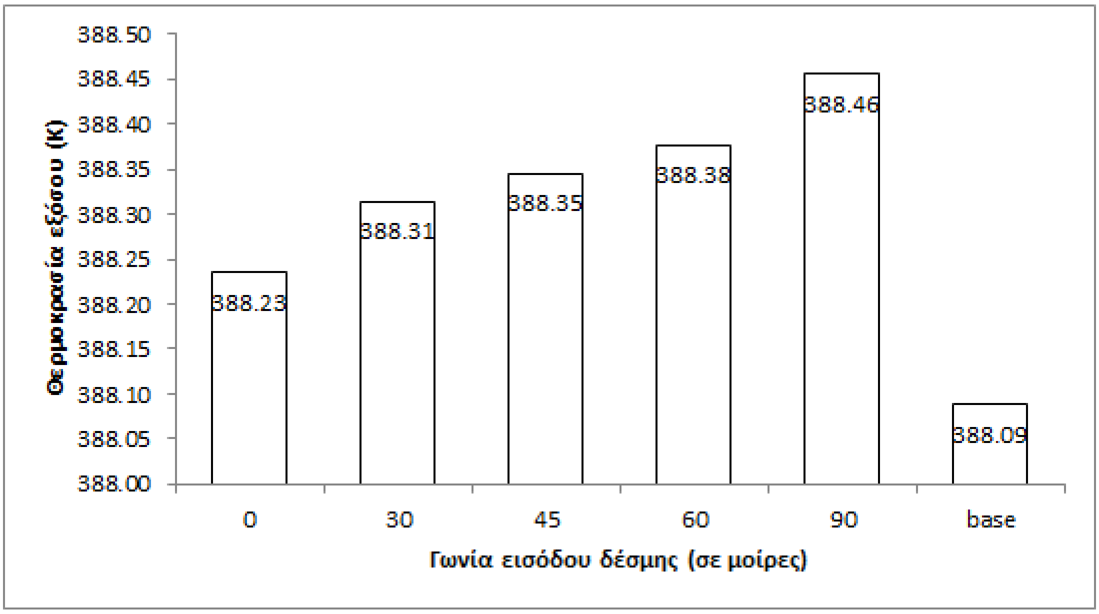
$$\Delta T\% = \frac{\Delta T_{jet} - \Delta T_{base}}{\Delta T_{base}} 100\% \tag{4.1}$$

όπου ΔT_{jet} η θερμοκρασιακή διαφορά σε περιπτώσεις όπου εισάγονται δέσμες, ΔT_{base} η θερμοκρασιακή διαφορά στην απλή περίπτωση χωρίς δέσμες και $\Delta T\%$ το ποσοστό βελτίωσης της μεταφοράς θερμότητας με την εισαγωγή δεσμών.

4.1.4 Παραμετρική διερεύνηση για δέσμες κατηγορίας Α

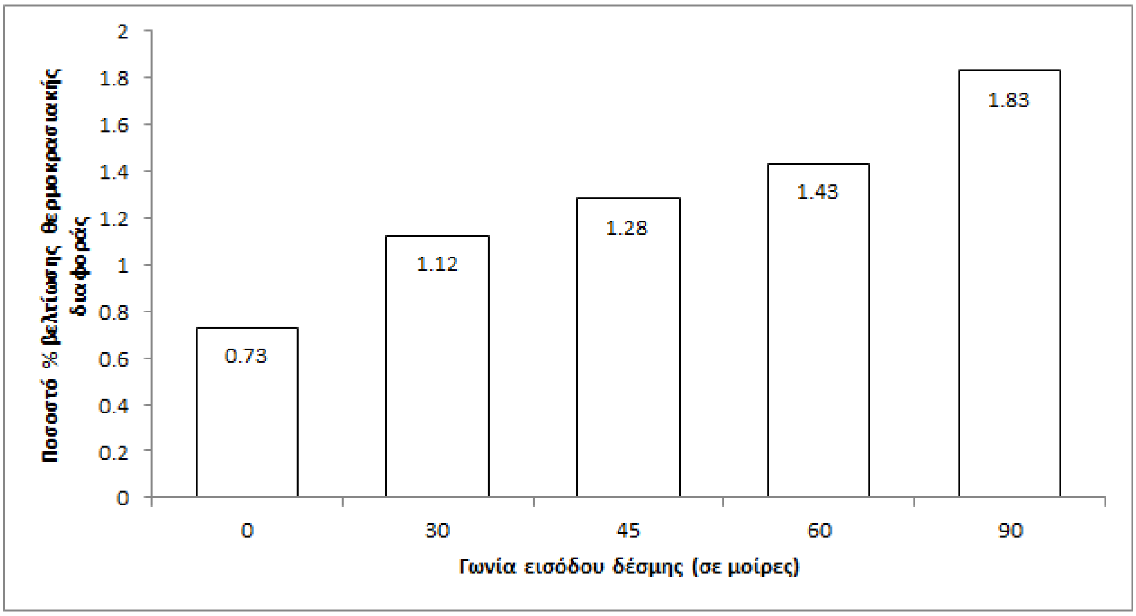
Διερεύνηση της γωνίας εισόδου των δεσμών

Για τη διερεύνηση της επίδρασης της γωνίας εισόδου των δεσμών στη μεταφορά θερμότητας, επιλέχθηκαν 5 γωνίες εισόδου σε σχέση με την κατεύθυνση της ροής, 0^o, 30^o, 45^o, 60^o και 90^o (θ, σχ. 4.1). Η ταχύτητα των δεσμών καθώς εισέρχεται στη ροή επιλέχθηκε να είναι ίση με την ταχύτητα εισόδου της ροής στον αγωγό, δηλαδή $U_{jet} = U = 1.7\frac{m}{s}$, και η θερμοκρασία της θα είναι ίση με αυτή της εισόδου της ροής, δηλαδή $T_w = 368K$. Η επιπλέον παροχή που θα εισαχθεί στη ροή είναι 3.3% (συνολικά για όλες τις δέσμες), η οποία δίνεται μέσω του α.



Σχήμα 4.6: Θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του αγωγού για κάθε γωνία εισόδου των δεσμών σε σύγκριση με την απλή περίπτωση χωρίς χρήση δεσμών. Η θερμοκρασία αυξάνεται με την αύξηση της γωνίας εισόδου των δεσμών.

Στο σχήμα 4.6 φαίνεται η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο για την κάθε γωνία σε σύγκριση με την απλή περίπτωση, ενώ στο σχήμα 4.7 φαίνεται το ποσοστό αύξησης της θερμοκρασιακής διαφοράς για την κάθε γωνία. Είναι



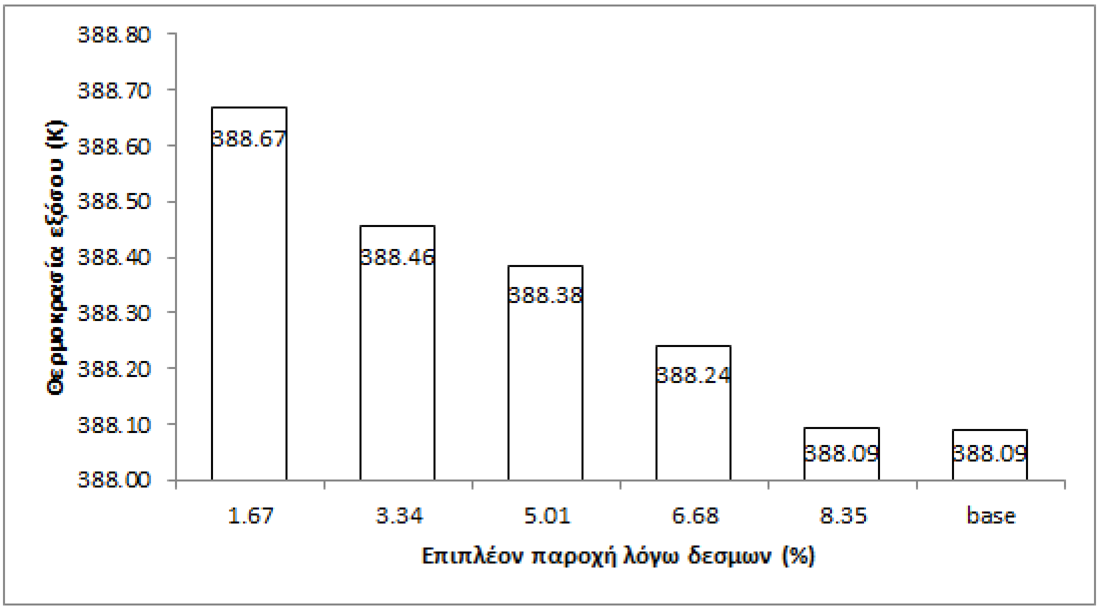
Σχήμα 4.7: Ποσοστό βελτίωσης της θερμοκρασιακής διαφοράς σε σχέση με την γωνία εισόδου των δεσμών

προφανές ότι, παρά τις μικρές διαφορές της θερμοκρασίας εξόδου του ρευστού για κάθε γωνία, οι δέσμες είναι καλύτερο να εισέρχεται στη ροή με γωνία 90^o σε σχέση με την κατεύθυνση της ροής (σχ. 4.1).

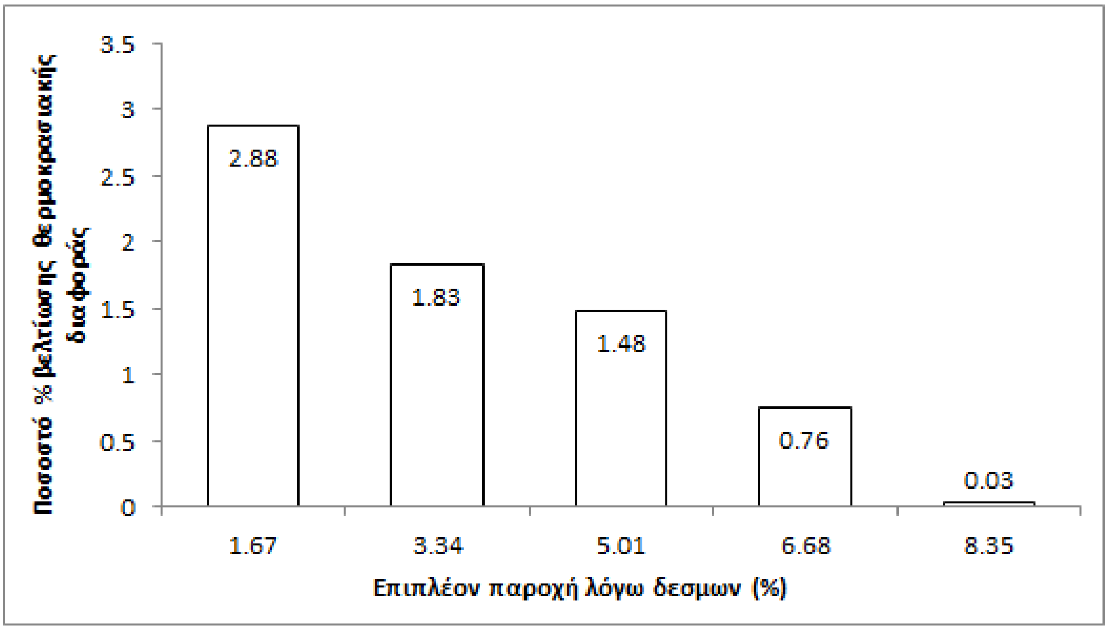
Διερεύνηση της παροχής των δεσμών

Κατά τη διερεύνηση για την παροχή των δεσμών, κρατώντας την ταχύτητα σταθερή, χρησιμοποιήθηκαν 5 διαφορετικές παροχές, οι οποίες αντιστοιχούν σε 5 διαφορετικές τιμές του α. Η παροχή αυξάνεται κατά 1.6%, 3.3%, 5%, 6.6% και 8.3%. Η γωνία εισόδου των δεσμών της ροής είναι η γωνία που βρέθηκε στην παραπάνω διερεύνηση, δηλαδή 90^o και η ταχύτητα των δεσμών παραμένει σταθερή. Στο σχήμα 4.8 φαίνεται η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο για την κάθε παροχή και στο σχήμα 4.9 η ποσοστιαία αύξηση της θερμοκρασίας.

Παρατηρούμε ότι υπάρχει μία μονοτονική τάση μείωσης της θερμοκρασιακής διαφοράς με την αύξηση της προστιθέμενης παροχής. Αυτό είναι πιθανό να οφείλεται στο γεγονός ότι η ταχύτητα των δεσμών είναι μικρή και επομένως εισάγοντας μεγαλύτερη παροχή, προστίθεται ψυχρό ρευστό το οποίο δεν έχει τη δυνατότητα να αυξήσει τη θερμοκρασία της ροής. Τα αποτελέσματα φαίνονται στο παρακάτω τμήμα. Η διαδικασία θα συνεχιστεί με την καλύτερη τιμή, δηλαδή αυτή για επιπλέον παροχή 1.6%.



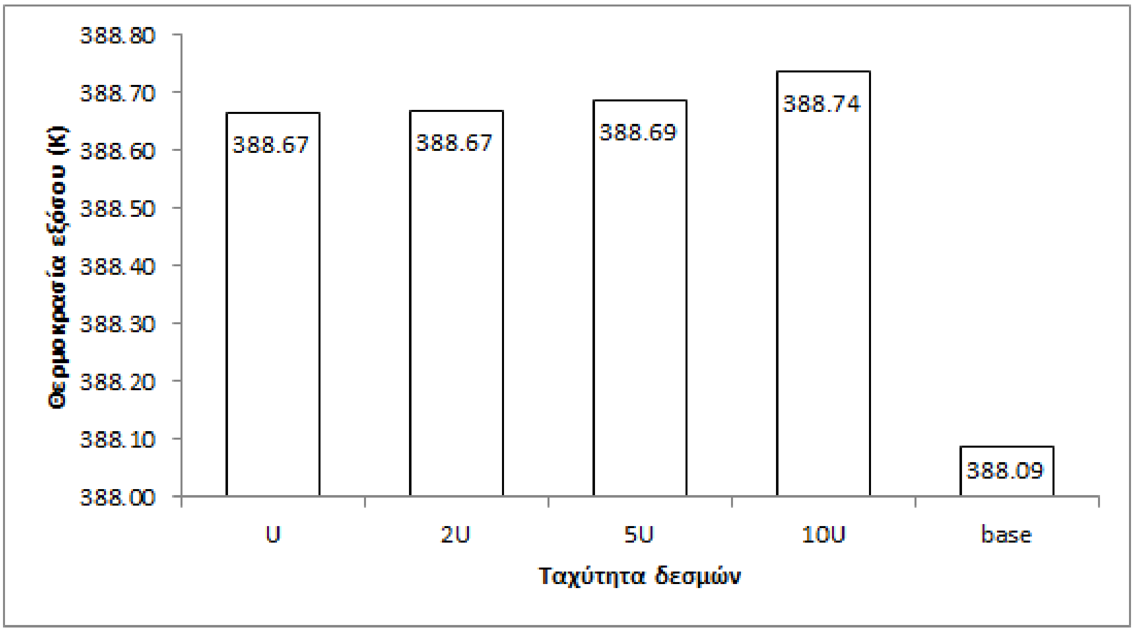
Σχήμα 4.8: Θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του αγωγού σε σχέση με την προστιθέμενη παροχή, σε σύγκριση με την απλή περίπτωση χωρίς δέσμες



Σχήμα 4.9: Ποσοστιαία βελτίωση της θερμοκρασιακής διαφοράς για κάθε παροχή

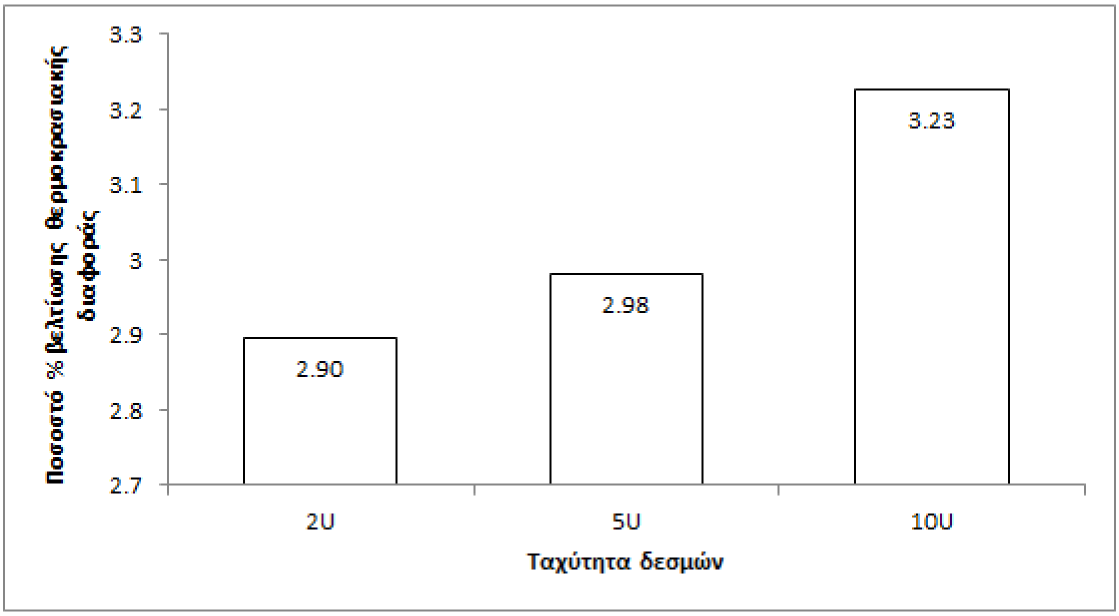
Διερεύνηση της ταχύτητας

Εδώ μελετήθηκε η επίδραση της ταχύτητας των δεσμών στη διαδικασία της βελτίωσης της μεταφοράς θερμότητας με χρήση της προηγούμενης καλύτερης παροχής. Χρησιμοποιήθηκαν τρεις διαφορετικές ταχύτητες, πολλαπλάσιες της αρχικής ταχύτητας, δηλαδή $2 \times U$, $5 \times U$ και $10 \times U$, όπου το U αναφέρεται στην ταχύτητα εισόδου της κύριας ροής. Στα σχήματα 4.10 και 4.11 φαίνονται η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του αγωγού και η ποσοστιαία μεταβολή της θερμοκρασιακής διαφοράς αντίστοιχα. Παρατηρώντας τα σχήματα 4.10, 4.11 βλέπουμε ότι η μεγαλύτερη ταχύτητα δίνει καλύτερα αποτελέσματα όσον αφορά την βελτίωση της μετάδοσης θερμότητας.



Σχήμα 4.10: Θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του αγωγού σε σχέση με την ταχύτητα εισόδου των δεσμών. Συγκρίνονται οι θερμοκρασίες με αυτήν της απλής περίπτωσης χωρίς δέσμες

Παρατηρούμε ότι η μεταφορά θερμότητας βελτιώθηκε συνολικά κατά 3.2% για τις δέσμες κατηγορίας Α. Αξίζει να σημειωθεί ότι η θερμοκρασία δεν αυξάνεται πολύ κυρίως λόγω του γεγονότος ότι η γεωμετρία του αγωγού αυτού είναι αρκετά απλή και γενικά δεν παρουσιάζει έντονη τύρβη. Για το λόγο αυτό, έγινε μία διερεύνηση όπου οι δέσμες εισέρχονται στη ροή με σκοπό τη δημιουργία συστροφής (swirl) και αυτές οι δέσμες αποτελούν την κατηγορία Β.



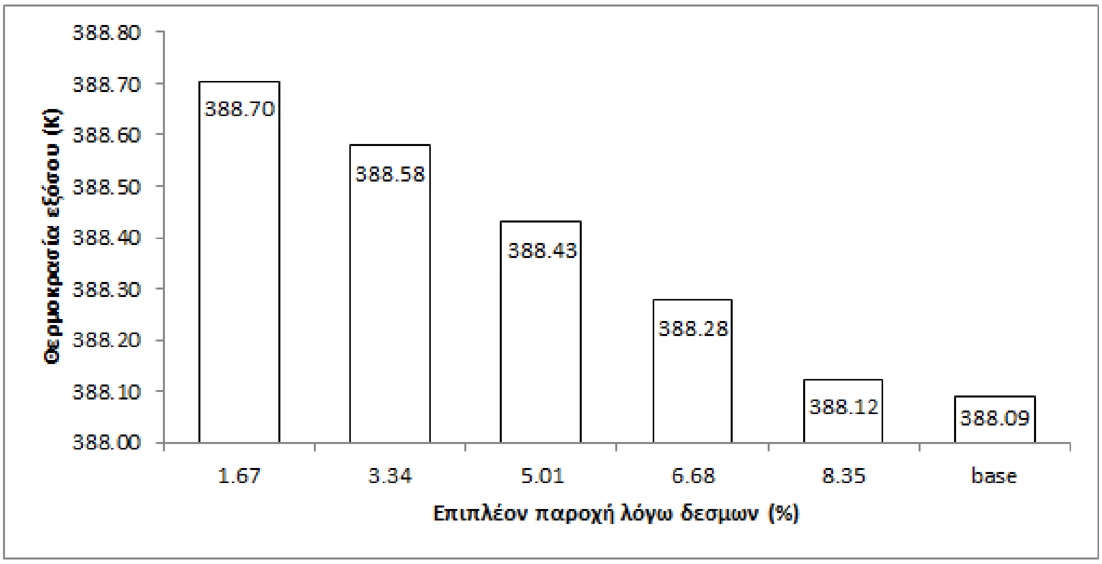
Σχήμα 4.11: Ποσοστιαία βελτίωση της θερμοκρασιακής διαφοράς σε σχέση με την ταχύτητα εισόδου των δεσμών. Με ταχύτητα ίση με δέκα φορές την ταχύτητα εισόδου της ροής παρατηρείται βελτίωση 3.2%.

4.1.5 Παραμετρική διερεύνηση για δέσμες κατηγορίας Β

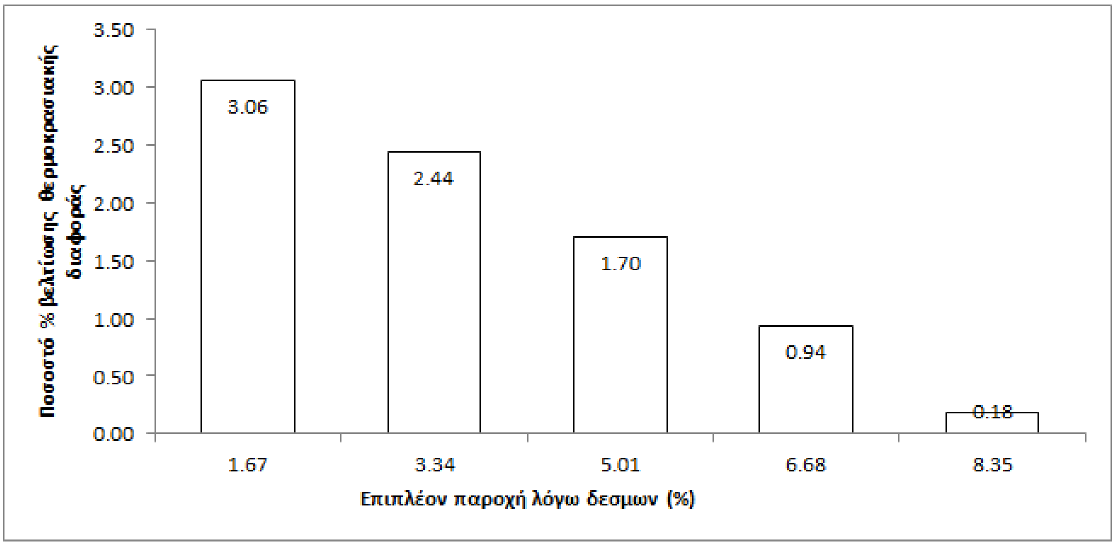
Ο σκοπός της παραμετρικής διερεύνησης για δέσμες κατηγορίας Β είναι η εξέταση της επίδρασης των δεσμών οι οποίες δημιουργούν στροβιλισμούς στη ροή στη μεταφορά θερμότητας, οι οποίοι με τη σειρά τους δημιουργούν έντονη ανάμιξη και με τον τρόπο αυτό, ενισχύουν την τύρβη. Για την παραμετρική διερεύνηση χρησιμοποιήθηκαν οι ίδιες παράμετροι με την διερεύνηση για τις δέσμες κατηγορίας Α, δηλαδή η παροχή και η ταχύτητα των δεσμών. Στη διερεύνηση αυτή, δεν χρησιμοποιήθηκε η γωνία εισόδου των δεσμών ως παράμετρος καθώς η ταχύτητα εισόδου των δεσμών θα έχει μόνο περιφερειακή συνιστώσα, αφού διαπιστώθηκε παραπάνω ότι οι δέσμες είναι πιο αποδοτικές όταν εισέρχονται κάθετα στη ροή.

Διερεύνηση της παροχής των δεσμών

Για την διερεύνηση αυτή, ακολουθήθηκε η ίδια διαδικασία με την αντίστοιχη διερεύνηση για την κατηγορία Α. Η επιπλέον παροχή που εισέρχεται είναι 1.6%, 3.3%, 5%, 6.6% και 8.3%, όπως και παραπάνω. Στα σχήματα 4.12 και 4.13 φαίνονται η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του αγωγού και η ποσοστιαία μεταβολή της θερμοκρασιακής διαφοράς αντίστοιχα. Παρατηρώντας τα σχήματα, συμπεραίνουμε ότι, παρότι δεν είναι μεγάλη η διαφορά, οι δέσμες που εισάγουν στροβιλότητα στη ροή έχουν μεγαλύτερη επίδραση στην βελτίωση της μεταφοράς θερμότητας από τις δέσμες κατηγορίας Α, γεγονός που ήταν αναμενόμενο. Και εδώ, παρατηρείται μία μονοτονική σχέση



Σχήμα 4.12: Θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του αγωγού σε σχέση με την παροχή που προστίθεται. Όπως και στην διερεύνηση δεσμών κατηγορίας Α, παρουσιάζεται μία μονοτονική τάση που εξηγήθηκε παραπάνω.

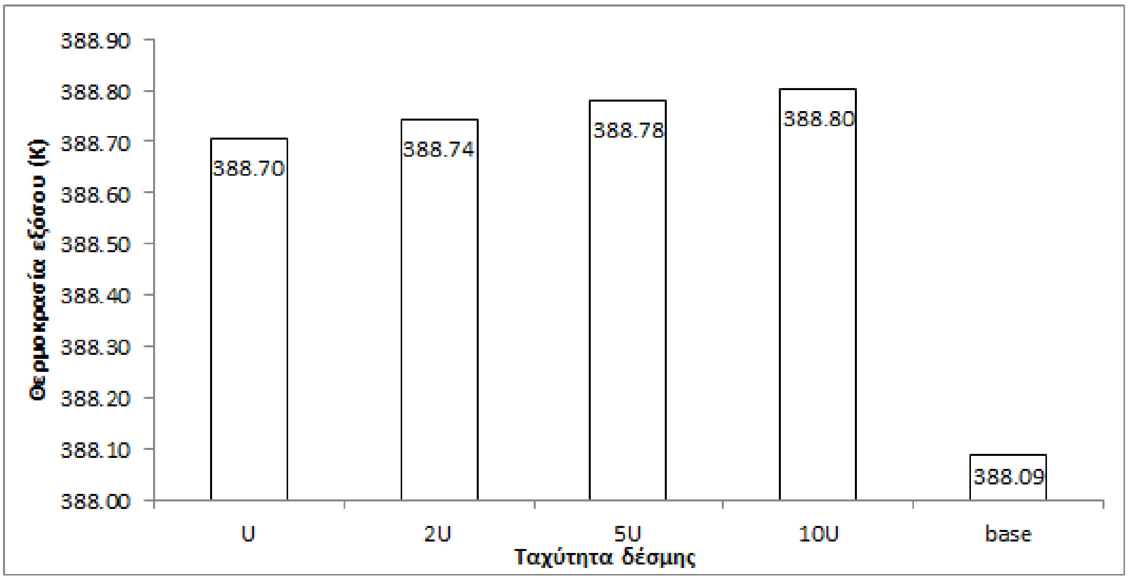


Σχήμα 4.13: Ποσοστιαία βελτίωση της θερμοκρασιακής διαφοράς για κάθε παροχή.

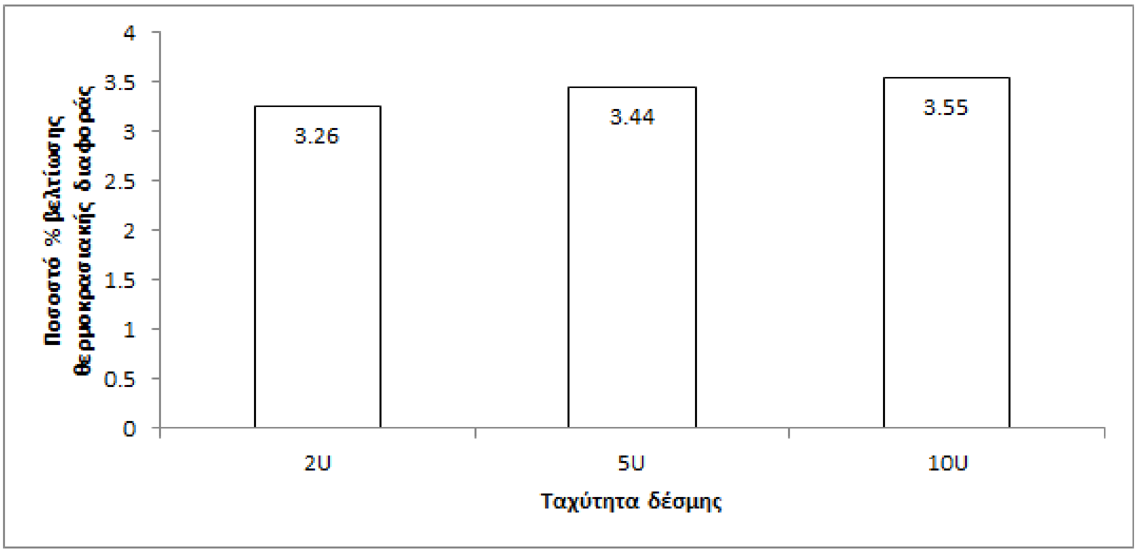
της αύξησης της παροχής των δεσμών με τη μικρότερη βελτίωση της μετάδοσης θερμότητας, η οποία εξηγήθηκε παραπάνω.

Διερεύνηση της ταχύτητας των δεσμών

Τα σχήματα 4.14 και 4.15 δείχνουν η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο για την κάθε ταχύτητα και την ποσοστιαία αύξηση σε σχέση με την περίπτωση χωρίς δέσμες. Παρατηρούμε, όπως και κατά τη διερεύνηση των δεσμών κατη-

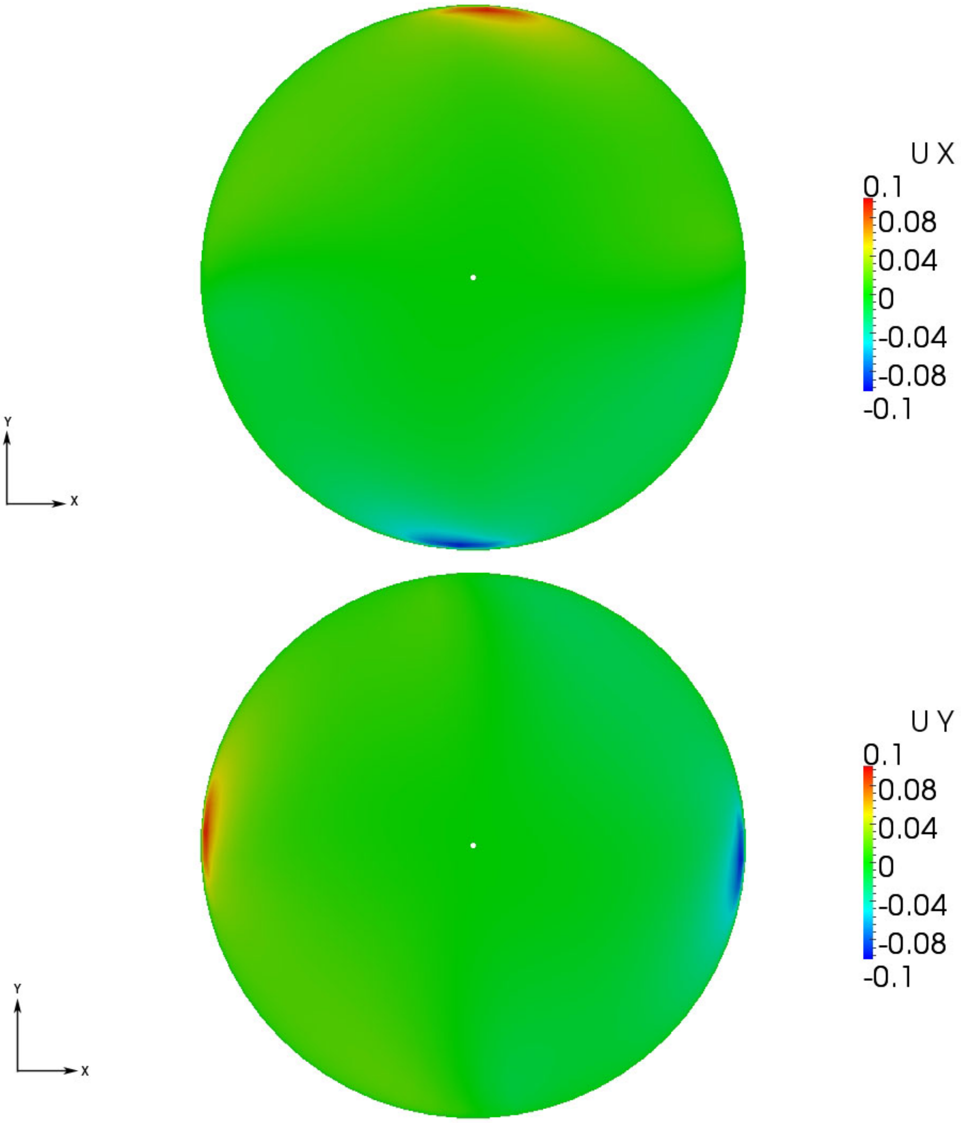


Σχήμα 4.14: Θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του αγωγού σε σχέση με την ταχύτητα εισόδου των δεσμών

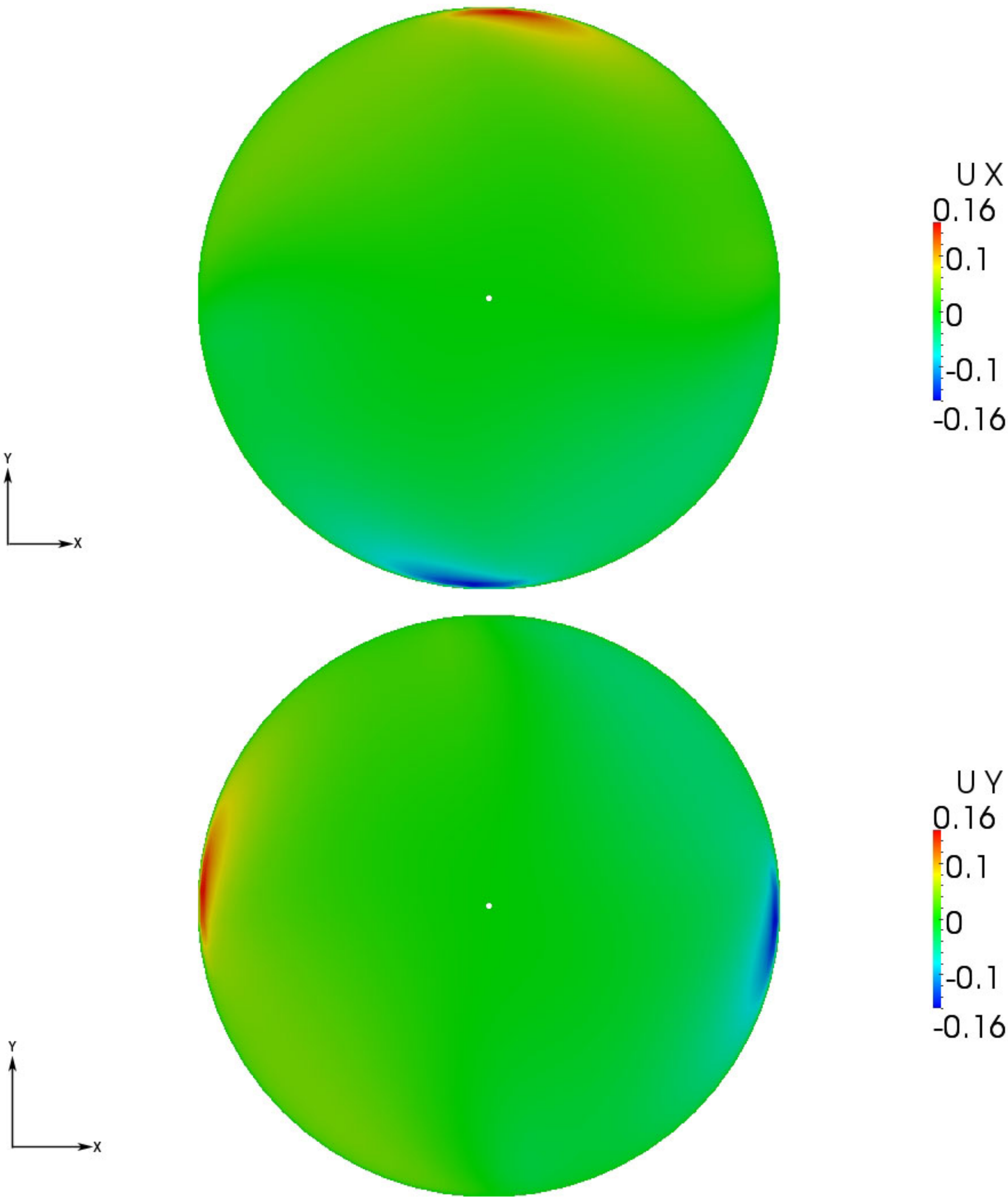


Σχήμα 4.15: Ποσοστιαία βελτίωση της θερμοκρασιακής διαφοράς για κάθε ταχύτητα

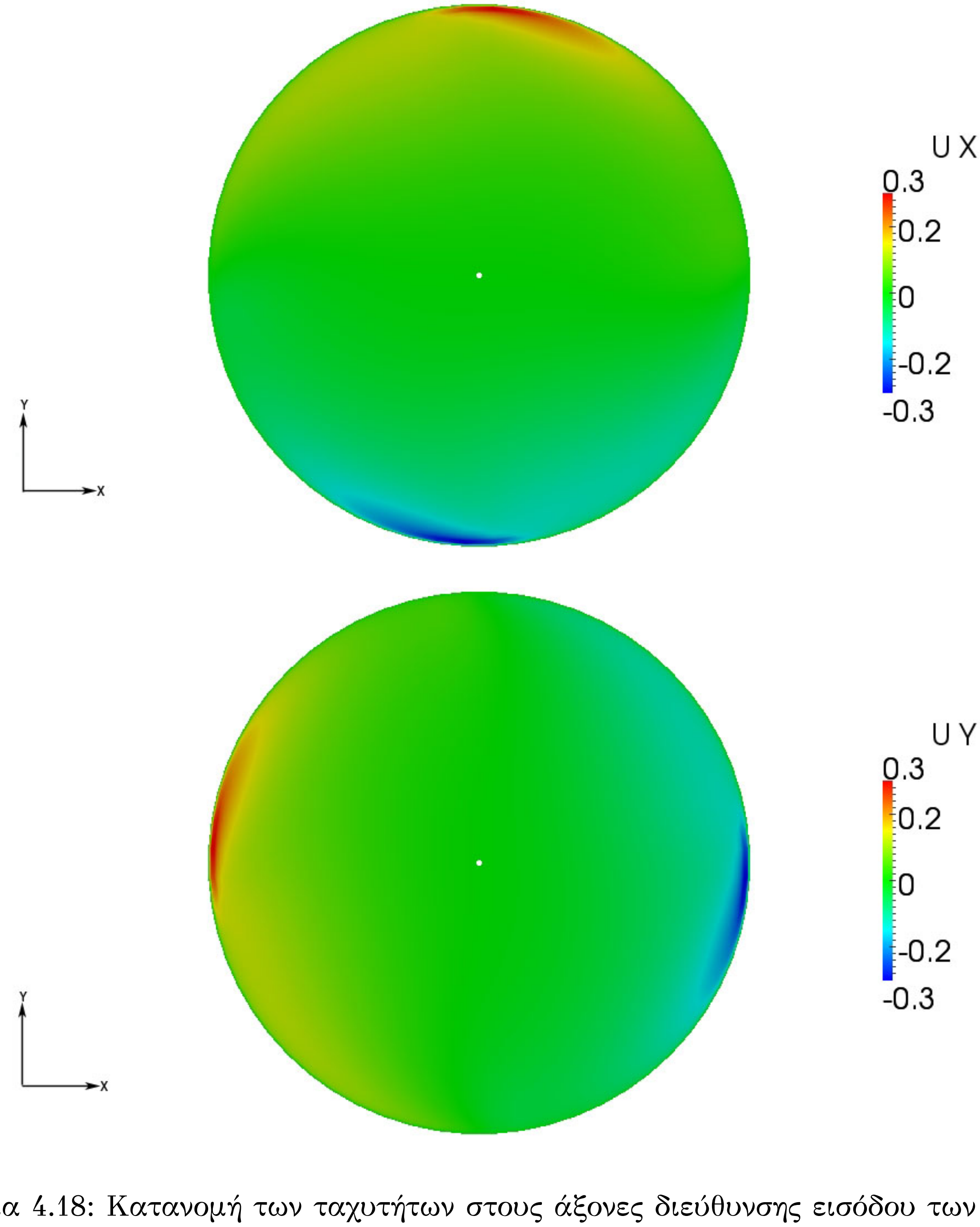
γορίας Α, ότι όσο μεγαλώνει η ταχύτητα εισόδου των δεσμών τόσο αυξάνεται η θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του αγωγού, όχι όμως με τον ίδιο ρυθμό. Επιπλέον, παρατηρείται ότι τελικά η μεγαλύτερη αύξηση της θερμοκρασίας συνέβη όταν η επιπλέον παροχή ήταν 1.6% και η ταχύτητα των δεσμών ήταν ίση με 10 φορές την ταχύτητα εισόδου της ροής, όπου εμφανίστηκε αύξηση στη θερμοκρασία κατά 3.55%. Στα σχήματα 4.16, 4.17, 4.18 και 4.19 φαίνεται μία τομή του αγωγού, η οποία δείχνει την ταχύτητα των δεσμών κατά την διεύθυνση εισόδου τους στη ροή. Η τομή έχει γίνει πάνω στο σημείο όπου βρίσκεται η τελευταία δέσμη.



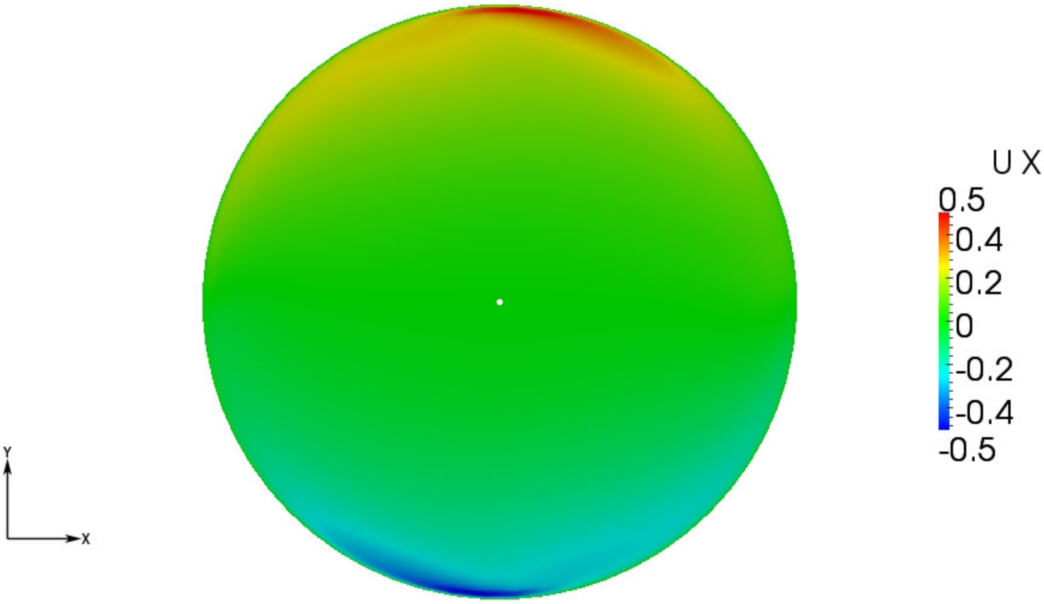
Σχήμα 4.16: Κατανομή των ταχυτήτων στους άξονες διεύθυνσης εισόδου των δεσμών, για ταχύτητα εισόδου δεσμών ίση με U. Επάνω φαίνεται η κατανομή της συνιστώσας στον άξονα x της ταχύτητας και κάτω κατά τον άξονα y

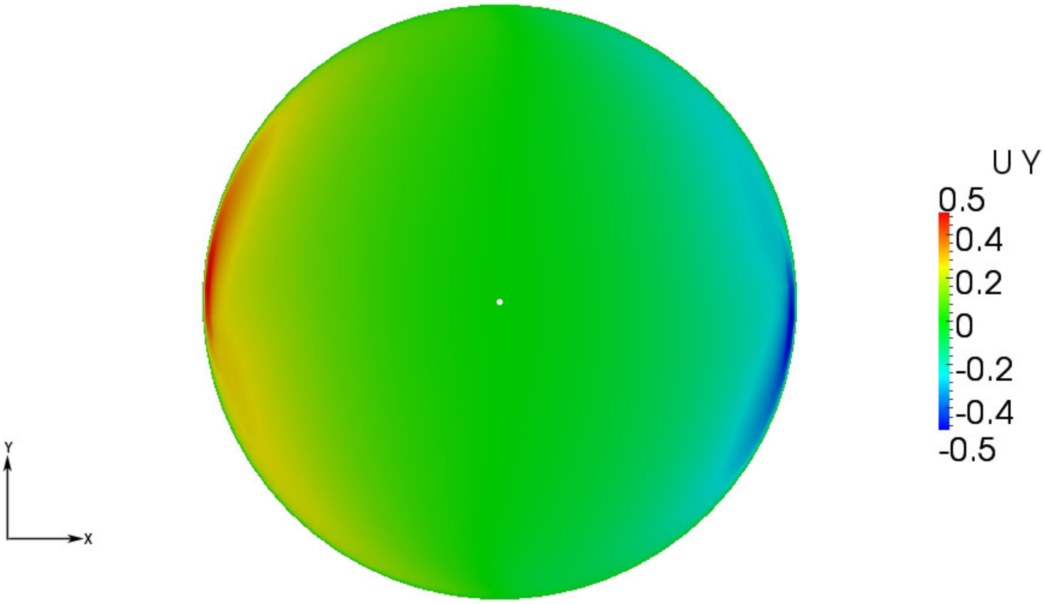


Σχήμα 4.17: Κατανομή των ταχυτήτων στους άξονες διεύθυνσης εισόδου των δεσμών, για ταχύτητα εισόδου δεσμών ίση με $2 \times U$.Επάνω φαίνεται η κατανομή της συνιστώσας στον άξονα x της ταχύτητας και κάτω κατά τον άξονα y



Σχήμα 4.18: Κατανομή των ταχυτήτων στους άξονες διεύθυνσης εισόδου των δεσμών, για ταχύτητα εισόδου δεσμών ίση με $5 \times U$. Επάνω φαίνεται η κατανομή της συνιστώσας στον άξονα x της ταχύτητας και κάτω κατά τον άξονα y





Σχήμα 4.19: Κατανομή των ταχυτήτων στους άξονες διεύθυνσης εισόδου των δεσμών, για ταχύτητα εισόδου δεσμών ίση με $10 \times U$. Επάνω φαίνεται η κατανομή της συνιστώσας στον άξονα x της ταχύτητας και κάτω κατά τον άξονα y

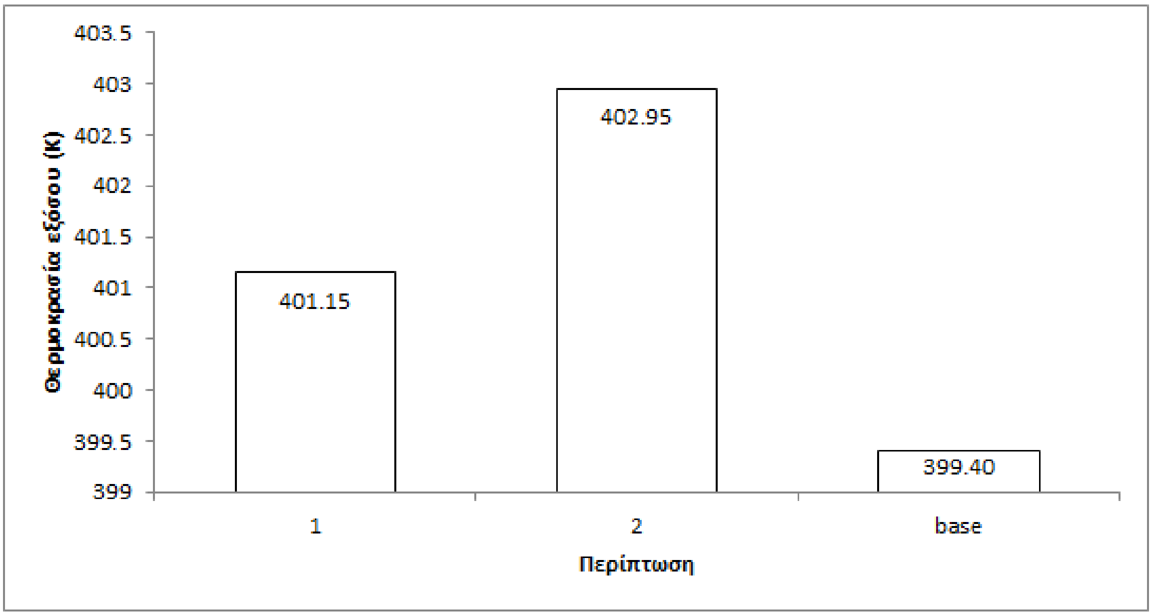
Δέσμες με εναλλασσόμενη κατεύθυνση κατηγορίας Β

Όπως έχει αναφερθεί παραπάνω, η απόδοση της μεταφοράς θερμότητας αυξάνεται εφόσον εμφανίζεται έντονη τύρβη. Για το λόγο αυτό, δοκιμάστηκε μία ακόμα περίπτωση, όπου οι δέσμες εισέρχονται στη ροή με διαφορετική διεύθυνση, εναλλασσόμενες ανά δύο κατά μήκος του αγωγού. Συγκεκριμένα, οι δέσμες που βρίσκονται σε ένα συγκεκριμένο σημείο στο αγωγό κινούνται προς την μία κατεύθυνση (π.χ. ωρολογιακά), ενώ οι δέσμες που βρίσκονται στο επόμενο σημείο κινούνται προς την αντίθετη κατεύθυνση (δηλαδή ανθωρολογιακά). Για την προσομοίωση αυτή, χρησιμοποιήθηκε η παροχή που βρέθηκε ως καλύτερη από τις προηγούμενες προσομοιώσεις, δηλαδή αύξηση κατά 1.6%, και η ταχύτητα των δεσμών είναι ίση με δέκα φορές την ταχύτητα εισόδου της ροής. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης έδειξαν ότι αυτή η διάταξη έχει καλύτερα αποτελέσματα από τις δέσμες που έχουν την ίδια κατεύθυνση, δηλαδή η μέση θερμοκρασία την έξοδο του αγωγού αυξήθηκε κατά 3.74%.

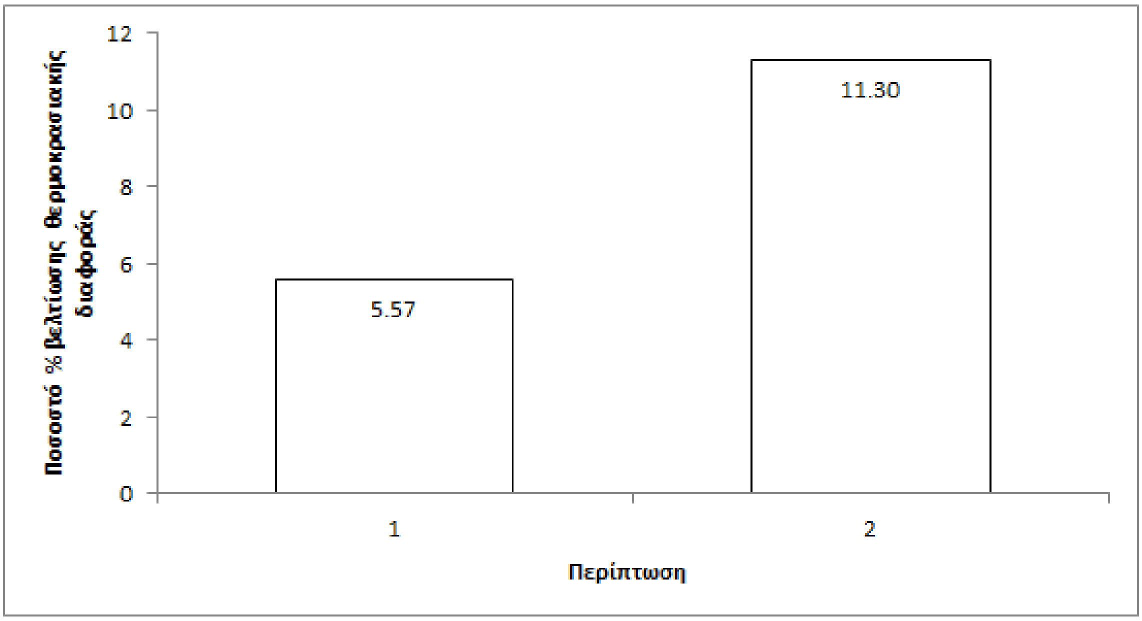
Κλείνοντας την παρουσίαση των αποτελεσμάτων για τον απλό αγωγό, κρίθηκε σκόπιμη η εξέταση μίας ακόμα περίπτωσης. Προκειμένου να δειχθεί η αποτελεσματικότητα των δεσμών στην ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας, προσομοιώθηκε μία περίπτωση κατά την οποία η παροχή στον αγωγό αυξάνεται κατά 3.3% χωρίς τη χρήση δεσμών. Για να διατηρηθεί το πλέγμα ως έχει, η επιπλέον παροχή αυτή θα προστεθεί μέσω της ταχύτητας της ροής. Από τα αποτελέσματα αυτής της προσομοίωσης βρέθηκε ότι η μέση θερμοκρασία στην έξοδο του αγωγού μειώθηκε κατά 0.1% σε σχέση με την αρχική περίπτωση, αποδεικνύοντας έτσι την ικανότητα των δεσμών να βελτιώσουν τη μετάδοση θερμότητας.

4.2 Διερεύνηση στο σύνθετο αγωγό

Η συμπεριφορά των δεσμών σε μία πιο σύνθετη γεωμετρία εξετάστηκε σε έναν αγωγό κυκλικής διατομής, όπως φάνηκε στο σχήμα 3.2. Ο αριθμός Reynolds με χαρακτηριστικό μήκος την ακτίνα της διατομής του αγωγού είναι ίδιος με αυτό για τον απλό αγωγό, δηλαδή 55000. Για την περίπτωση αυτή εξετάστηκαν δύο διαφορετικές ταχύτητες με την παροχή να αυξάνεται κατά 15% λόγω των δεσμών. Η ταχύτητα εισόδου των δεσμών είχε τιμές ίσες με $10\times U$ και $15\times U$. Οι τιμές για την ταχύτητα και την παροχή ελήφθησαν εσκεμμένα αρκετά μεγάλες προκειμένου να φανεί ότι οι δέσμες μπορούν επιδράσουν αρκετά στη ροή με επακόλουθο την ενίσχυση της μετάδοσης θερμότητας. Οι παραπάνω περιπτώσεις εξετάστηκαν για τις δύο διαφορετικές κατηγορίες δεσμών που αναφέρθηκαν στο παραπάνω τμήμα. Στα σχήματα 4.20, 4.21, 4.22 και 4.23 φαίνονται η θερμοκρασία εξόδου του αγωγού και η ποσοστιαία βελτίωση της

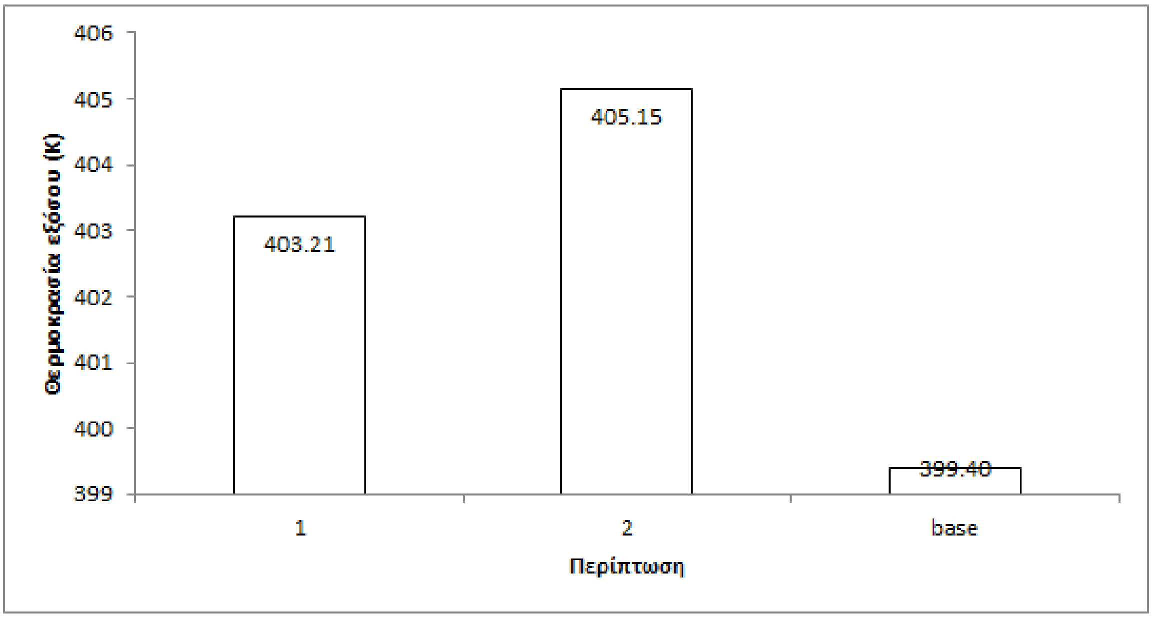


Σχήμα 4.20: Θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του αγωγού για τις δύο περιπτώσεις όταν οι δέσμες είναι κατηγορίας Α

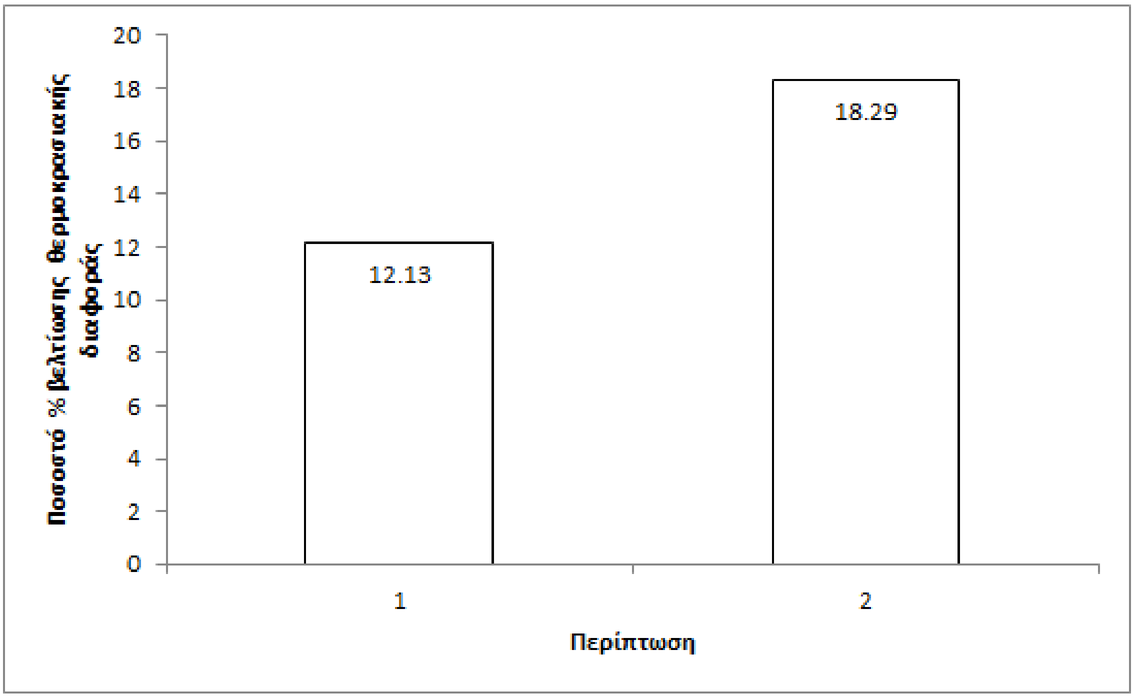


Σχήμα 4.21: Ποσοστιαία μεταβολή της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ εισόδου και εξόδου όταν οι δέσμες είναι κατηγορίας Α

θερμοκρασιακής διαφοράς λόγω των δεσμών, για τις περιπτώσεις των κατηγοριών Α και Β. Στα σχήματα αυτά, η περίπτωση 1 υποδηλώνει την περίπτωση όπου η ταχύτητα των δεσμών είναι $10\times U$ ενώ στην περίπτωση 2 η ταχύτητα των δεσμών είναι $15 \times U$. Παρατηρούμε ότι όσο μεγαλύτερη ταχύτητα έχουμε τόσο

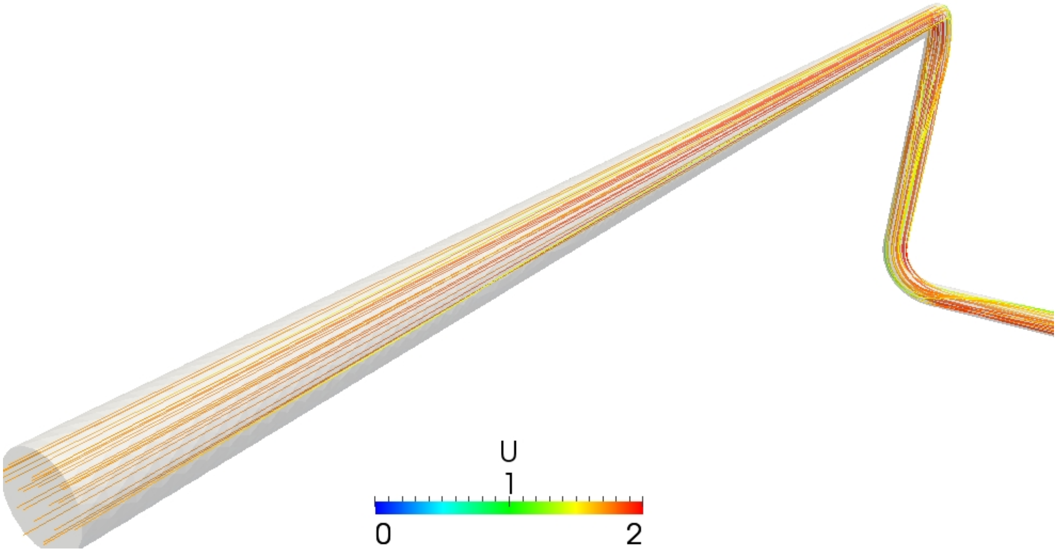


Σχήμα 4.22: Θερμοκρασία του ρευστού στην έξοδο του αγωγού για τι ς δύο περιπτώσεις όταν οι δέσμες είναι κατηγορίας B

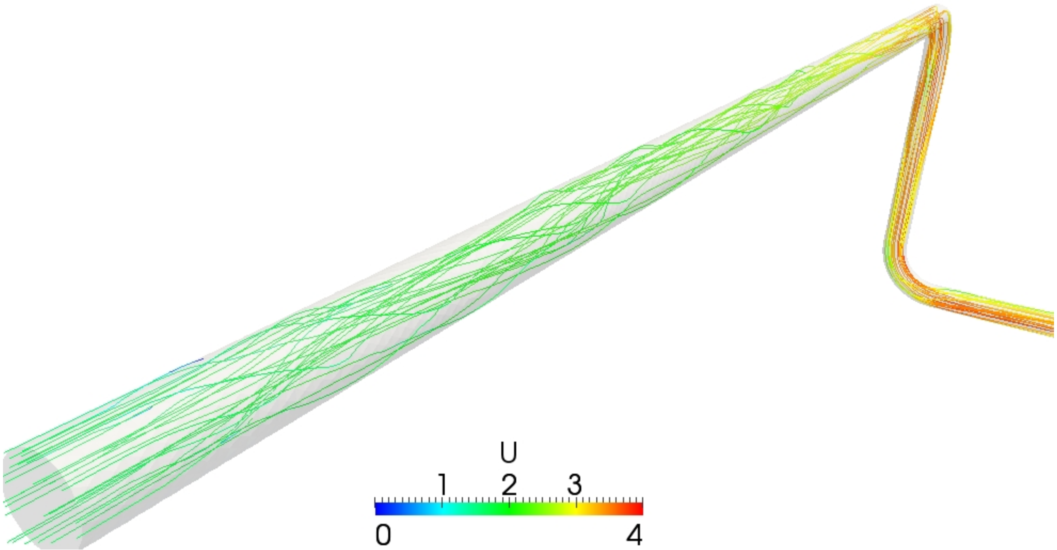


Σχήμα 4.23: Ποσοστιαία μεταβολή της θερμοκρασιακής διαφοράς μεταξύ εισόδου και εξόδου όταν οι δέσμες είναι κατηγορίας B

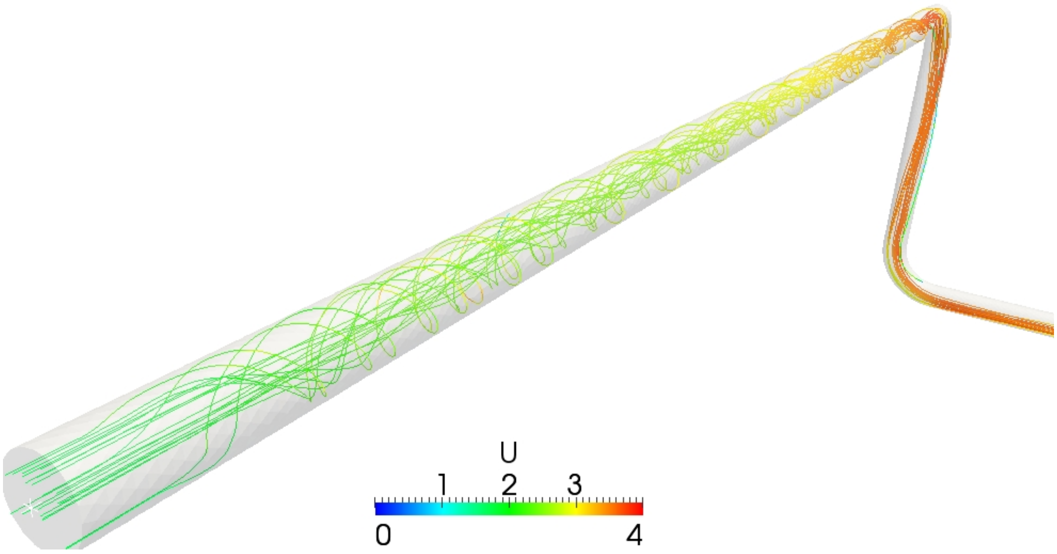
αυξάνεται η θερμοκρασιακή διαφορά. Στα σχήματα 4.25, 4.26, 4.27 και 4.28 φαίνονται οι γραμμές ροής στον αγωγό για την κάθε περίπτωση, όπου παρατηρείται ο στροβιλισμός που δημιουργείται από τις δέσμες σε αντίθεση με τον αγωγό χωρίς δέσμες ή τον αγωγό που περιέχει δέσμες κατηγορίας Α.



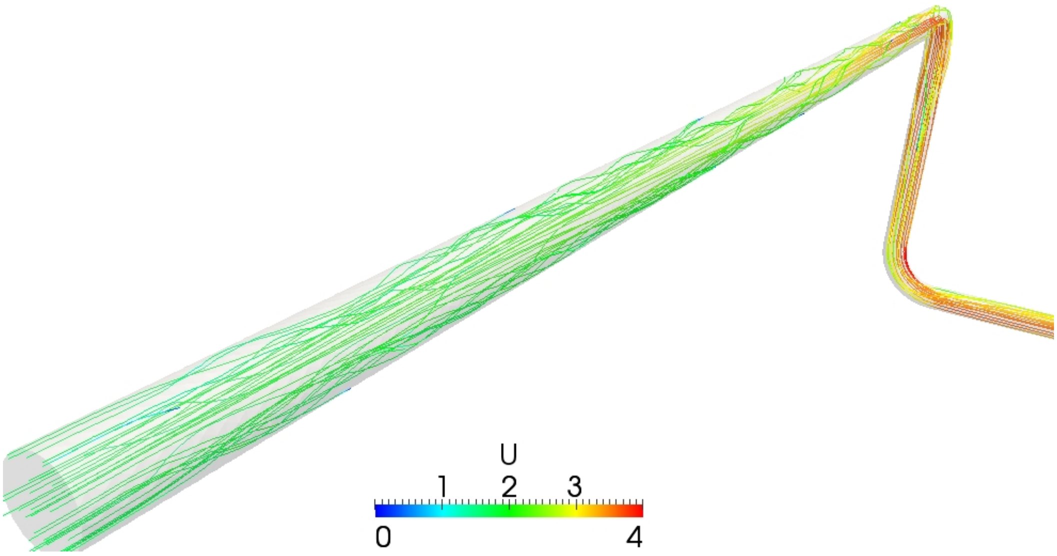
Σχήμα 4.24: Γραμμές ροής για την περίπτωση όπου δεν υπάρχουν δέσμες



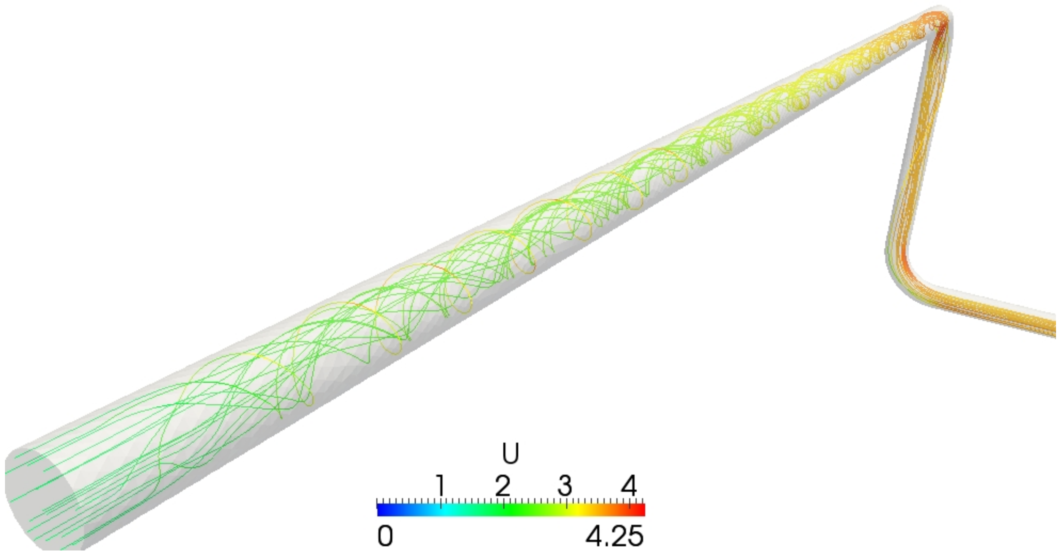
Σχήμα 4.25: Γραμμές ροής για την περίπτωση 1 όπου οι δέσμες είναι κατηγορίας Α



Σχήμα 4.26: Γραμμές ροής για την περίπτωση 1 όπου οι δέσμες είναι κατηγορίας Β



Σχήμα 4.27: Γραμμές ροής για την περίπτωση 2 όπου οι δέσμες είναι κατηγορίας Α



Σχήμα 4.28: Γραμμές ροής για την περίπτωση 2 όπου οι δέσμες είναι κατηγορίας Β

Όπως έγινε και για τον απλό αγωγό έτσι και εδώ εξετάστηκε η περίπτωση όπου η επιπλέον παροχή που εισάγεται μέσα από τις δέσμες, εισάγεται απευθείας στη ροή χωρίς χρήση δεσμών. Για να συμβεί αυτό (χωρίς να μεταβάλλουμε το πλέγμα), η διατομή παραμένει σταθερή και η ταχύτητα αυξάνεται. Όπως είναι αναμενόμενο, η θερμοκρασία στην έξοδο του αγωγού μειώνεται κατά 6.44% σε σχέση με την απλή περίπτωση.

4.3 Σύνοψη

Συνοψίζοντας τα αποτελέσματα που παρουσιάστηκαν παραπάνω, διαπιστώθηκε ότι οι δέσμες μπορούν ενισχύσουν την μετάδοση θερμότητας που λαμβάνει χώρα σε έναν αγωγό. Ωστόσο, το μέγεθος της βελτίωσης έχει άμεση σχέση με την γεωμετρία του αγωγού. Στον απλό αγωγό που δεν παρουσιάζει έντονη ανάμιξη, μπορούν να πετύχουν μικρή βελτίωση, ενώ στον σύνθετο αγωγό, του οποίου η γεωμετρία ευνοεί την ανάμιξη, η βελτίωση μπορεί να είναι μεγαλύτερου μεγέθους. Συγκεκριμένα, στον απλό αγωγό η βελτίωση που επιτεύχθηκε ήταν 3.22% και 3.54% για τις περιπτώσεις των δεσμών κατηγορίας A και κατηγορίας B αντίστοιχα, ενώ στον σύνθετο αγωγό η βελτίωση που επιτεύχθηκε ήταν 11.3% και 18.29% για δέσμες κατηγορίας A και B αντίστοιχα. Η μεγαλύτερη αύξηση για τον σύνθετο αγωγό πιθανότατα οφείλεται στο γεγονός ότι οι δέσμες στον σύνθετο αγωγό τοποθετούνται σε μικρό μήκος σχετικά με το συνολικό μήκος του αγωγού συγκριτικά με τον απλό αγωγό, αλλά και στο γεγονός ότι οι δέσμες συμβάλλουν στην ανάμιξη της ροής, η οποία αυξάνεται λόγω των γωνιών που παρουσιάζονται στον αγωγό.

Κεφάλαιο 5

Ανακεφαλαίωση - Συζήτηση - Συμπεράσματα

Η παρούσα διπλωματική εργασία επικεντρώνεται στην τεχνική των δεσμών συνεχούς έγχυσης με σκοπό την ενίσχυση της μεταφοράς θερμότητας, κάνοντας χρήση μεθόδων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Συγκεκριμένα, αναπτύχθηκε μία μέθοδος για τη μοντελοποίηση των δεσμών συνεχούς έγχυσης ρευστού, όπου οι δέσμες μοντελοποιούνται ως όροι πηγής. Οι όροι πηγής προστίθενται στις εξισώσεις ροής και θερμότητας και τα χαρακτηριστικά τους ελέγχονται μέσω ορισμένων ποσοτήτων. Η μέθοδος εφαρμόστηκε σε δύο αγωγούς, σε έναν απλό κυλινδρικό αγωγό και ένα σύνθετο αγωγό κυκλικής διατομής, όπου και πραγματοποιήθηκε παραμετρική μελέτη της επίδρασης των δεσμών στην μεταφορά θερμότητας.

Η εργασία που έγινε κινήθηκε σε δύο άξονες:

1. Τη μοντελοποίηση των δεσμών μέσα στις εξισώσεις ροής και θερμότητας με τη χρήση όρων πηγής, οι οποίοι περιγράφουν τα κύρια χαρακτηριστικά των δεσμών.

2. Την παραμετρική μελέτη της επίδρασης των δεσμών συνεχούς έγχυσης ρευστού στην μετάδοση της θερμότητας μέσα στους αγωγούς.

Σκοπός ήταν να δειχθεί ότι οι δέσμες αυτές μπορούν να βελτιώσουν τη μετάδοση θερμότητας, προσφέροντας στην κύρια ροή ενέργεια μέσω της ορμής των δεσμών, ενώ την ίδια στιγμή η δέσμες έχουν μικρότερη θερμοκρασία από την κύρια ροή. Η μέθοδος εφαρμόστηκε σε δύο αγωγούς, σε έναν απλό κυλινδρικό αγωγό και ένα σύνθετο αγωγό κυκλικής διατομής, όπου και πραγματοποιήθηκε παραμετρική μελέτη της επίδρασης των δεσμών στην μεταφορά θερμότητας. Κατά τη μελέτη αυτή, διερευνήθηκε η επίδραση των δεσμών στην κύρια ροή συναρτήσει παραμέτρων, οι οποίες είναι:

1. Η κατεύθυνση των δεσμών

2. Η παροχή των δεσμών

3. Η ταχύτητα των δεσμών

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν είναι ενθαρρυντικά και μπορούν να αποτελέσουν βάση για μελλοντική διερεύνηση της μεθόδου δεσμών συνεχούς έγχυσης. Ακολουθεί μία σύνοψη των αποτελεσμάτων και μερικές προτάσεις για τη μελλοντική χρήση των αποτελεσμάτων που εξήχθησαν.

Οι εξισώσεις *Navier-Stokes* για ασυμπίεστο, συνεκτικό ρευστό με χρήση των όρων πηγής για τις δέσμες επιλύθηκαν από το πακέτο OpenFOAM ακολουθώντας τον αλγόριθμο SIMPLE και συνοδευόμενες από το μοντέλο τύρβης $k-\omega$ SST.

Κατά τη διερεύνηση χρησιμοποιήθηκαν δύο κατηγορίες δεσμών. Η κατηγορία A περιλαμβάνει δέσμες των οποίων το διάνυσμα της ταχύτητας βρίσκεται σε μία μεσημβρινή τομή που διέρχεται από το κέντρο του αγωγού και η κατηγορία B περιλαμβάνει δέσμες των οποίων το διάνυσμα της ταχύτητας βρίσκεται σε μία τομή του αγωγού κάθετη στη ροή και είναι εφαπτομενικό στην ακτίνα του αγωγού. Τα αποτελέσματα που εξήχθησαν υποδεικνύουν ότι είναι προτιμότερη η χρήση δεσμών κατηγορίας B, καθώς προκαλούνται στροβιλισμοί οι οποίοι συμβάλλουν στην έντονη ανάμιξη, αυξάνοντας την τύρβη και κατ' επέκταση ενισχύουν τη μετάδοση θερμότητας. Βρέθηκε ότι η μεγαλύτερη ταχύτητα εισόδου των δεσμών στη ροή συνεισφέρει περαιτέρω, ενώ αν η ταχύτητα των δεσμών είναι μικρή, είναι προτιμότερη η έγχυση μικρότερης παροχής ρευστού προκειμένου να μην ψυχθεί το κύριο ρεύμα. Ωστόσο, το ζήτημα αυτό επιδέχεται περαιτέρω διερεύνηση. Συγκεκριμένα, βρέθηκε ότι όταν οι δέσμες είναι κατηγορίας A, η μέση θερμοκρασία στην έξοδο του αγωγού αυξήθηκε κατά 3.2% (η θερμοκρασία αυξήθηκε κατά 0.64 K) ενώ όταν οι δέσμες είναι κατηγορίας B, η μέση θερμοκρασία στην έξοδο του αγωγού αυξήθηκε κατά 3.54% (η θερμοκρασία αυξήθηκε κατά 0.71 K). Στην περίπτωση που οι δέσμες έχουν εναλλασσόμενη διεύθυνση, η αύξηση της θερμοκρασίας που παρατηρήθηκε ήταν 3.74% (η θερμοκρασία αυξήθηκε κατά 0.75 K). Για τον σύνθετο αγωγό, τα αποτελέσματα ήταν πιο ξεκάθαρα. Παρατηρήθηκε ότι όταν οι δέσμες κατηγορίας A, η μέση θερμοκρασία αυξάνεται κατά 11.3% (η θερμοκρασία αυξήθηκε κατά 3.54 K), ενώ όταν είναι κατηγορίας B η αύξηση της θερμοκρασίας άγγιξε το 18.29% (η θερμοκρασία αυξήθηκε κατά 5.74 K).

Η μέθοδος που χρησιμοποιήθηκε για τη μοντελοποίηση των δεσμών εμφανίζει ορισμένα πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα. Ένα πλεονέκτημα της μεθόδου είναι το γεγονός ότι όλα τα χαρακτηριστικά των δεσμών δίνονται μέσω τιμών οι οποίες δεν επηρεάζουν το υπολογιστικό πλέγμα (με την έννοια ότι δε απαιτείται αλλαγή γεωμετρίας), ούτε απαιτούν να κατασκευαστεί ξανά σε περίπτωση αλλαγής των παραμέτρων. Αυτό θα μπορούσε να φανεί χρήσιμο στην περίπτωση που είναι επιθυμητό να γίνει μία βελτιστοποίηση. Ωστόσο, μειονέκτημα αποτελεί το γεγονός ότι δεν μπορούμε να επιβάλλουμε τις τιμές που θέλουμε για τα χαρακτηριστικά των δεσμών μεσώ οριακών συνθηκών με αποτέλεσμα τη διάχυση τους στα γειτονικά κελιά.

Κλείνοντας αυτό το κεφάλαιο και ταυτόχρονα την παρουσίαση αυτής της εργασίας, ως μελλοντική χρήση προτείνεται η δοκιμή μοντελοποίησης των δεσμών με χρήση οριακών συνθηκών, προκειμένου να συγκριθούν τα αποτελέσματα. Ακόμα, προτείνεται η αυτοματοποίηση της διαδικασίας προκειμένου να εισαχθεί σε έναν αλγόριθμο βελτιστοποίησης, όπως η συζυγής μέθοδος. Τέλος, πρέπει να διερευνηθεί αν απαιτείται εισαγωγή όρων πηγής στα μοντέλα τύρβης προκειμένου να υπάρχει μία πληρέστερη εικόνα για τη συμπεριφορά των δεσμών.

Βιβλιογραφία

[1] R.K. Shah, E.C. Subbarao, and R.A. Mashelkar. *Heat Transfer Equipment Deign*. Hemisphere Publishing, 1988.

[2] Ramesh K. Shah and Dusan P. Sekulic. *Fundamntals of Heat Exchanger Design*. John Wiley and Sons, Inc, 2003.

[3] L. Huang, P.G. Huang, and R.P. LeBeau. Numerical study of blowing and suction control mechanism on naca0012 airfoil. *Journal Of Aircraft*, 2004.

[4] M. Amitay, B.L. Smith, and A. Glezer. Aerodynamic flow control using synthetic jet technology. Technical report, AIAA 98-0208, 1998.

[5] A. Zymaris, D. Papadimitriou, K. Giannakoglou, and C. Othmer. Optimal location of suction or blowing jets using the continuous adjoint approach. In *V European Conference on Computational Fluid Dynamics*, 2010.

[6] R. Viskanta. Heat transfer to impinging isothermal gas and flame jets. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1993.

[7] P. Hrycak. Heat transfer from a row of impinging jets to concave cylindrical surfaces. *International Journal of Heta and Mass Transfer*, 1981.

[8] S.D. Hwang, C.H. Lee, and H.H. Cho. Heat transfer and flow structures in axisymmetric impinging jet controlled by vortex pairing. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2001.

[9] R. Gardon and J.C. Akrifat. The role of turbulence in determining the heat-transfer characteristics of impinging jets. *International Journal of Heat Transfer*, 1965.

[10] Y.M. Chung and K.H. Luo. Unsteady heat transfer analysis of an impinging jet. *International Journal of Heat Transfer*, 2002.

[11] B.L. Smith and A. Glezer. The formation and evolution of synthetic jets. *Physics of Fluids*, 1998.

[12] B.L. Smith and G.W. Swift. A comparison between synthetic jets and continuous jets. *Experiment in Fluids*, 2003.

[13] V. Tesar and Z. Travnicek. Pulsating and synthetic jets. *Journal of Visualization*, 2005.

[14] T.T. Chandratilleke, D. Jaganaatha, and R. Narayanaswamy. Heat transfer enhancement in micro-channels with cross-flow synthetic jets. *International Journal of Thermal Sciences*, 2010.

[15] F. Menter. Zonal two-equation k-w turbulence models for aerodynamic flows. Technical report, AIAA paper 2906, 1993.

[16] A.J.C. King and D. Jaganaatha. Simulation of synthetic jets with non-sinusoidal forcing functionsfor heat transfer applications. In $18^{th} World IMACS/MODSIM Congress$, 2009.

[17] Openfoam v1.7 user guide (www.openfoam.com).

[18] Openfoam v1.7 programmer's guide (www.openfoam.com).

[19] Suhas V. Patankar. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere Publihing, 1980.

[20] Hrvoje Jasak. *Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method with Applications to Fluid Flows*. PhD thesis, Imperial College, University of London, 1996.

[21] Joel Ferziger and Miroslav Peric. *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer, 2002.

[22] J. Smagorinsky. General circulation experiments with the primitive equations. *Monthly Weather Review*, 1963.

[23] P.R. Spalart, W.H. Jou, M. Stretlets, and S.R. Allmaras. Comments of the feasibility of les for wings and on the hybrid rans/les approach. In *Proceedings of the First AFOSR International Conference on DNS/LES*, 1997.