



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΧΗΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΔΙΑΤΜΗΜΑΤΙΚΟ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ

ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΙΚΗ

**ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΕΛΕΤΗ ΑΝΤΛΙΑΣ ΔΕΣΜΗΣ
ΡΕΥΣΤΟΥ (JET PUMP)**

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

του

ΓΚΟΥΛΙΩΝΗ ΓΕΩΡΓΙΟΥ

Επιβλέπων : Βασίλειος Ριζιώτης
Αναπληρωτής Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Υπ' όψιν: Νικόλαου Μαρκάτου
Ομότιμου Καθηγήτη Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Οκτώβριος 2021

Η σελίδα αυτή είναι σκόπιμα λευκή.



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΧΗΜΙΚΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΔΙΑΤΜΗΜΑΤΙΚΟ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΩΝ ΣΠΟΥΔΩΝ
ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΜΗΧΑΝΙΚΗ

Υπολογιστική μελέτη αντλίας δέσμης ρευστού (jet pump)

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

του

ΓΚΟΥΛΙΩΝΗ ΓΕΩΡΓΙΟΥ

Επιβλέπων : Βασίλειος Ριζιώτης
Αναπληρωτής Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Υπ' όψιν: Νικόλαου Μαρκάτου
Ομότιμου Καθηγήτη Ε.Μ.Π.

Εγκρίθηκε από την τριμελή εξεταστική επιτροπή

(Υπογραφή)

.....
Ριζιώτης Βασίλειος
Αναπληρωτής Καθηγητής Ε.Μ.Π.

(Υπογραφή)

.....
Καβουσανάκης Μιχαήλ
Επίκουρος Καθηγητής Ε.Μ.Π.

(Υπογραφή)

.....
Μπούρης Δημήτριος
Αναπληρωτής Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Οκτώβριος 2021

(Υπογραφή)

.....

ΓΚΟΥΛΙΩΝΗΣ ΓΕΩΡΓΙΟΣ

Διπλωματούχος Μηχανολόγος και Αεροναυπηγός Μηχανικός Πανεπιστημίου Πατρών.

© 2021– All rights reserve

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην παρούσα εργασία μελετάται υπολογιστικά η ροή σε μια αξονική αντλία δέσμης νερού. Το κύριο αντικείμενο της μελέτης είναι η διερεύνηση της επίδρασης των λειτουργικών παραμέτρων στον βαθμό απόδοσης μιας αντλίας δέσμης ρευστού με δεδομένα γεωμετρικά χαρακτηριστικά. Για τον σκοπό αυτό σχεδιάστηκε η αντλία δέσμης ρευστού με βάση παρόμοιες εργασίες της σχετικής βιβλιογραφίας. Εν συνεχεία, εκτελέστηκαν αριθμητικές προσομοιώσεις χρησιμοποιώντας το λογισμικό υπολογιστικής ρευστοδυναμικής Phoenix για μοντελοποίηση της ροής της αντλίας δέσμης νερού. Συγκεκριμένα, υπολογιστική μελέτη πραγματοποιήθηκε για τον προσδιορισμό του βαθμού απόδοσης της αντλίας δέσμης νερού, επιλέγοντας ως παραμέτρους αξιολόγησης το λόγο πίεσης και το λόγο παροχής μάζας. Εξετάστηκαν τρία διαφορετικά μοντέλα τύρβης, το Standard k-ε, το Realisable k-ε και το SST k-ω. Το μοντέλο τύρβης SST k-ω αποδίδει ελαφρά καλύτερες εκτιμήσεις κοντά στα πραγματικά δεδομένα έναντι των άλλων μοντέλων. Με το μοντέλο αυτό εκτελέστηκαν οι προσομοιώσεις και ο μέγιστος βαθμός απόδοσης της αντλίας ήταν 33.5 % για λόγο παροχής μάζας ίσο με 1.62. Τα υπολογιστικά αποτελέσματα εξήχθησαν μεταβάλλοντας μόνο την παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής και διατηρώντας σταθερή την ταχύτητα της κύριας ροής στην είσοδο του ακροφυσίου. Επιπλέον, πραγματοποιήθηκε παραμετρική μελέτη μεταβάλλοντας την ταχύτητα στην είσοδο του ακροφυσίου. Από τη μελέτη αυτή, εξήχθησαν οι μεταβολές της πίεσης και της ταχύτητας και ορατοποιήθηκε η ροή στο εσωτερικό της αντλίας δέσμης ρευστού προκειμένου να ερμηνευτούν τα ροϊκά φαινόμενα που συμβάλλουν στη μείωση της απόδοσης της αντλίας. Η χρήση υπολογιστικών κωδίκων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD) μοιάζει να είναι το καταλληλότερο εργαλείο για τη μοντελοποίηση των αντλιών δέσμης ρευστού.

Λέξεις Κλειδιά: αντλία δέσμης ρευστού, βαθμός απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού, λειτουργικές παράμετροι, λόγος πίεσης, λόγος παροχής μάζας, CFD.

ABSTRACT

In this study, the flow inside an axial water jet pump is numerically investigated. The main objective of this study is to investigate the effect of operational parameters on the efficiency of a jet pump with specific geometrical characteristics. For this purpose, the jet pump was designed based on previous studies of the literature. Moreover, numerical simulations were carried out using the commercial CFD software Phoenix for the modeling of the water jet pump

Specifically, numerical study was carried out to determine the jet pump efficiency, using as parameters two dimensionless variables, the pressure ratio, and the mass flow ratio. Three different turbulence models were used, namely Standard $k-\varepsilon$, Realisable $k-\varepsilon$ and SST $k-\omega$. A comparison between the obtained numerical data from all these turbulence models and the experimental data from the literature shows that predictions of SST $k-\omega$ model are slightly more accurate than those of other models. All simulations were executed using this model and the optimum pump efficiency was 33.5% at a flow mass ratio of 1.62. The numerical results were obtained for a constant inlet velocity value of the motive fluid, by varying only the values of the mass flow rate of the entrained fluid. In addition, the second part of this study was performed for different velocity values of the motive flow at the inlet of the nozzle. The pressure and velocity variations were examined and the flow field inside the jet pump was visualized in order to interpret the flow phenomena that may influence a jet pump efficiency drop. CFD appears to be the most appropriate tool for model studies of jet pumps.

Keywords: jet pump, jet pump efficiency, pressure ratio, mass flow ratio, operational parameters, CFD.

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 2.4.1: Μεταβλητές αντλίας δέσμης ρευστού.....σελ.	38
Πίνακας 4.4.1. Τιμές των σταθερών του μοντέλου τύρβης Standard k-ε.....σελ.	63
Πίνακας 4.4.2. Τιμές των σταθερών του μοντέλου τύρβης Realisable k-ε.....σελ.	65
Πίνακας 4.4.3. Τιμές των σταθερών του μοντέλου τύρβης SSTk-ω.....σελ.	67
Πίνακας 5.3.1: Κύριες διαστάσεις αντλίας δέσμης ρευστού (mm).....σελ.	70
Πίνακας 5.4.1: Ιδιότητες ρευστών.....σελ.	71
Πίνακας 5.5.1: Συντελεστής Υποχαλάρωσης.....σελ.	76
Πίνακας 6.1.1: Κύριες διαστάσεις αντλίας δέσμης ρευστού (mm).....σελ.	79
Πίνακας 6.3.1: Οριακές συνθήκες.....σελ.	83
Πίνακας 6.4.1: Επιλογές παραμέτρων επίλυσης.....σελ.	85
Πίνακας 7.3.1: Τιμές λόγου πίεσης και βαθμού απόδοσης – Σχετικό σφάλμα.....σελ.	89
Πίνακας 7.3.2: Οριακές συνθήκες εισόδου – Λόγος παροχής μάζας.....σελ.	93
Πίνακας 7.3.3: Λόγος πίεσης (Pr) για τα διάφορα μοντέλα τύρβης.....σελ.	93
Πίνακας 7.3.4: Πειραματικά αποτελέσματα λόγου πίεσης και λόγου παροχής μάζας.....σελ.	94
Πίνακας 7.3.5: Υπολογιστικός βαθμός απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού.....σελ.	96
Πίνακας 7.3.6: Πειραματικός βαθμός απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού.....σελ.	96
Πίνακας 7.3.7: Ποσοστιαία σφάλματα του λόγου πίεσης Pr.....σελ.	98
Πίνακας 7.3.8: Ποσοστιαία σφάλματα βαθμού απόδοσης η.....σελ.	99
Πίνακας 7.4.1: Περιπτώσεις παραμετρικής ανάλυσης.....σελ.	108

ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΕΙΚΟΝΩΝ

Σχήμα 2.1.1: Αρχή λειτουργίας δέσμης ρευστού και κατανομή της πίεσης κατά μήκος της ροής	σελ. 5
Σχήμα 2.2.1: (α) Τομή αντλία δέσμης ρευστού (εκχυτήρα) (β) αρχή λειτουργίας ακροφυσίου.	σελ. 7
Σχήμα 2.2.2: Δημιουργία αναρρόφησης.	σελ. 8
Σχήμα 2.2.3: Δημιουργία αναρρόφησης με διαφορετική διάταξη.	σελ. 9
Σχήμα 2.2.4: Ροή στο εσωτερικό αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 9
Σχήμα 2.2.5: Αντλία δέσμης ρευστού και τα διαγράμματα κατανομής της πίεσης και της ταχύτητας.	σελ. 10
Σχήμα 2.2.6: Αντλία δέσμης ρευστού και οι μεταβολές της πίεσης και της ταχύτητας κατά μήκος της.	σελ. 11
Σχήμα 2.3.1: Κεντρική αντλία δέσμης ρευστού (Central Jet Pump or Fox eductor).	σελ. 15
Σχήμα 2.3.2: Εκχυτήρας άμμου και λάσπης (Sand and mud eductor) (Shutte avnd Koerting Co.).	σελ. 16
Σχήμα 2.3.3: Αντλία δέσμης ρευστού (jet pump).	σελ. 16
Σχήμα 2.3.4: Αντλία δέσμης ρευστού (jet pump).	σελ. 16
Σχήμα 2.3.5: Ροή στο ακροφύσιο.	σελ. 17
Σχήμα 2.3.6: Σωλήνας Venturi (feed venturi).	σελ. 17
Σχήμα 2.3.7: Εκχυτήρας (streamlined eductor) (Shutte and Koerting Co.).	σελ. 18
Σχήμα 2.3.8: Εκχυτήρας ομοαξονικού σωλήνα (Coaxial tube ejector).	σελ. 18
Σχήμα 2.3.9: Αντλία δέσμης ρευστού.	σελ. 19
Σχήμα 2.3.10: Εκχυτήρας σιφωνισμού (Siphon eductor) (Shutte and Koerting Co.)	σελ. 19
Σχήμα 2.3.11: Injector feeder.	σελ. 20
Σχήμα 2.3.12: Γενική αναπαράσταση δακτυλιοειδούς αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 20
Σχήμα 2.3.13: Αντλία δέσμης ρευστού με ακροφύσιο τροφοδοσίας κενού (Vacuum aerated nozzle)	σελ. 21
Σχήμα 2.3.14: Τομή μιας δακτυλιοειδούς αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 21
Σχήμα 2.3.15: Δακτυλιοειδές σιφόνι (Annular siphon) (Shutte and Koerting Co.)	σελ. 22
Σχήμα 2.3.16: Αντλία δέσμης ρευστού με ακροφύσιο σχήματος δακτυλιδιού (Jet pump with ring-shape nozzle).	σελ. 22
Σχήμα 2.3.17: PIAB ejector.	σελ. 22
Σχήμα 2.3.18: Αντλία δέσμης ρευστού με ακροφύσιο σχήματος δακτυλιδιού (Jet pump with ring-shape nozzle).	σελ. 23

Σχήμα 2.3.19: Αντλία δέσμης ρευστού με διακριτή περιφερειακή δέσμη (Jet pump with peripheral discrete jet).	σελ. 23
Σχήμα 2.3.20: Γενική απεικόνιση αντλίας δέσμης ρευστού με ακροφύσιο πολλαπλών οπών (Multi-nozzle jet pump).	σελ. 24
Σχήμα 2.3.21: Δακτυλιοειδής εκχυτήρας με ακροφύσιο πολλαπλών οπών (Annular multi-nozzle eductor) (Schutte and Koerting Co.).	σελ. 25
Σχήμα 2.3.22: Γενικός σχεδιασμός αντλίας αέρος (J.S. MelbourneCo.)	σελ. 25
Σχήμα 2.3.23: Steam primer (Schutte & Koerting Co.)	σελ. 26
Σχήμα 2.3.24: Proportioning eductor (Schutte & Koerting Co.)	σελ. 26
Σχήμα 2.3.25: Αντλία δέσμης ρευστού με ρυθμιζόμενο ακροφύσιο (Jet pump with adjustable nozzle)	σελ. 26
Σχήμα 2.3.26: Απλοποιημένα σχέδια δύο πολυβάθμιων αντλιών δέσμης ρευστού (a) from U.S. Patent 38576511 (b) from U.S. Patent 40280009	σελ. 27
Σχήμα 2.3.27: Flat Jet Pump	σελ. 28
Σχήμα 2.3.28: Συνδυασμός αντλίας δέσμης αέρα (εγχύτης) και αντλίας υγρού δακτυλίου για την παραγωγή κενού μέχρι 10 mbar.	σελ. 29
Σχήμα 2.3.29: Αντλία δέσμης νερού με συγκλίνον ακροφύσιο και χαρακτηριστική καμπύλη του μικρότερου μεγέθους της ίδιας σειράς.	σελ. 30
Σχήμα 2.3.30: Αντλία δέσμης νερού με θάλαμο αναρρόφησης.	σελ. 30
Σχήμα 2.3.31: Αντλία δέσμης νερού με κατασκευαστικές λεπτομέρειες.	σελ. 31
Σχήμα 2.4.1: Αντλία δέσμης υγρού με δευτερεύουσα ροή υγρού-αερίου.	σελ. 33
Σχήμα 2.4.2: Όγκος ελέγχου στον θάλαμο μείξης.	σελ. 35
Σχήμα 2.4.3: Όγκος ελέγχου διαχύτη.	σελ. 35
Σχήμα 2.4.4: Αρχή λειτουργίας υδραυλικής αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 38
Σχήμα 2.4.5: Διάγραμμα απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 40
Σχήμα 4.3.1: Το λογικό διάγραμμα ροής του αλγορίθμου SIMPLE.	σελ. 58
Σχήμα 5.1.1: Γεωμετρία εξεταζόμενης αντλίας δέσμης νερού.	σελ. 68
Σχήμα 5.3.1.: Γεωμετρία αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 70
Σχήμα 5.3.2: Κατασκευαστικά σχέδια αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 71
Σχήμα 5.5.1: Σχηματική αναπαράσταση λειτουργίας του υπολογιστικού κώδικα Phoenixics.	σελ. 72
Σχήμα 5.5.2: Διαδικασία υπολογιστικής προσομοίωσης.	σελ. 73
Σχήμα 5.5.3: Αναπαράσταση υπολογιστικού κελιού τριών διαστάσεων και οι γειτονικοί του κόμβοι.	σελ. 74

Σχήμα 6.1.1: Υπολογιστική γεωμετρία αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 79
Σχήμα 6.1.2: Γεωμετρία δέσμης ρευστού και κύριες διαστάσεις.	σελ. 79
Σχήμα 6.1.3: Υπολογιστικό χωρίο αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 80
Σχήμα 6.2.1: Υπολογιστικό πλέγμα.	σελ. 81
Σχήμα 6.3.1: Σχηματική απεικόνιση των οριακών συνθηκών.	σελ. 82
Σχήμα 6.3.2: Σχηματική απεικόνιση γεωμετρίας, υπολογιστικού χωρίου και οριακών συνθηκών.	σελ. 83
Σχήμα 7.3.1: Λόγος Πίεσης- Πλέγματα.	σελ. 89
Σχήμα 7.3.2: Βαθμός απόδοσης- Πλέγματα.	σελ. 90
Σχήμα 7.3.3: Μεταβολές της ταχύτητας κατά μήκος της αντλίας.	σελ. 91
Σχήμα 7.3.4: Μεταβολές της πίεσης κατά μήκος της αντλίας.	σελ. 92
Σχήμα 7.3.5: Σύγκριση πειραματικών και υπολογιστικών αποτελεσμάτων (P_r & M_r).	σελ. 95
Σχήμα 7.3.6: Σύγκριση πειραματικού και υπολογιστικού βαθμού απόδοσης της αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 97
Σχήμα 7.3.7: Διανύσματα της αξονικής ταχύτητας νερού (vectors) κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 0.25$.	σελ. 100
Σχήμα 7.3.8: Διανύσματα αξονικής ταχύτητας νερού στον θάλαμο αναρρόφησης της αντλίας και δημιουργία ανακυκλοφορίας της ροής για $M_r = 0.25$.	σελ. 101
Σχήμα 7.3.9: Διανύσματα της αξονικής ταχύτητας νερού (vectors) κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 1.62$.	σελ. 101
Σχήμα 7.3.10: Διανύσματα αξονικής ταχύτητας νερού στον θάλαμο αναρρόφησης της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 1.62$.	σελ. 102
Σχήμα 7.3.11: Διανύσματα της αξονικής ταχύτητας νερού (vectors) κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 2.50$.	σελ. 103
Σχήμα 7.3.12: Διανύσματα αξονικής ταχύτητας νερού στον θάλαμο αναρρόφησης της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 2.50$.	σελ. 104
Σχήμα 7.3.13: Μεταβολές της αξονικής ταχύτητας νερού κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 105
Σχήμα 7.3.14: Μεταβολές της πίεσης του νερού κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 106
Σχήμα 7.3.15: Μεταβολές της αξονικής ταχύτητας νερού κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για όλες τις τιμές του M_r .	σελ. 107
Σχήμα 7.3.16: Μεταβολές της πίεσης του νερού κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για όλες τις τιμές του M_r .	σελ. 107
Σχήμα 7.4.1: Διανύσματα της αξονικής ταχύτητας νερού (vectors) κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 0.40$.	σελ. 109

Σχήμα 7.4.2: Διανύσματα αξονικής ταχύτητας νερού στον θάλαμο αναρρόφησης της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 0.40$.	σελ. 109
Σχήμα 7.4.3: Διανύσματα της αξονικής ταχύτητας νερού (vectors) κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 1.62$.	σελ. 110
Σχήμα 7.4.4: Διανύσματα αξονικής ταχύτητας νερού στον θάλαμο αναρρόφησης της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 1.62$.	σελ. 110
Σχήμα 7.4.5: Διανύσματα της αξονικής ταχύτητας νερού (vectors) κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 2.16$.	σελ. 110
Σχήμα 7.4.6 Διανύσματα αξονικής ταχύτητας νερού στον θάλαμο αναρρόφησης της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 2.16$.	σελ. 111
Σχήμα 7.4.7: Κατανομές της πίεσης του νερού κατά μήκος της κεντρικής γραμμής της αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 113
Σχήμα 7.4.8: Κατανομές της αξονικής ταχύτητας του νερού κατά μήκος της κεντρικής γραμμής της αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 113
Σχήμα 8.1.1: Προκαταρκτικός σχεδιασμός της αντλίας δέσμης ρευστού.	σελ. 117

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

A (m²) – διατομή αγωγού

A_d (m²) – επιφάνεια στην έξοδο του διαχύτη

A_i (m²) – επιφάνεια στην είσοδο του ακροφυσίου δέσμης

A_j (m²) – επιφάνεια ακροφυσίου δέσμης

A_n (m²) – διατομή εξόδου ακροφυσίου

A_r (-) – λόγος διατομών

A_s (m²) – καθαρή επιφάνεια λαιμού

A_s (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης

A_t (m²) – διατομή θαλάμου μείξης

A_t (m²) – ολική επιφάνεια λαιμού

A_{th} (m²) – διατομή θαλάμου μείξης

A_w (m²) – επιφάνεια τοιχώματος θαλάμου μείξης

A_0 (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης

a (-) – λόγος διατομών διαχύτη, A_i/A_d

b (-) – λόγος διατομών αντλίας δέσμης ρευστού, A_n/A_t

C (m/s) – ταχύτητα του ήχου

C_D (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης

$CD_{k\omega}$ (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης

C_f (-) – συντελεστής αντίστασης τριβής

C_μ (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης

C_1 (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης

$C_{1\varepsilon}$ (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης

$C_{1\omega}$ (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης

C_2 (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης

C_{2G0} (m/s) – ταχύτητα του ήχου δευτερεύουσας ροής με φυσαλίδες στο σημείο 0

$C_{2\varepsilon}$ (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης

$C_{2\omega}$ (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης

$C_{3\varepsilon}$ (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης

c_D (m/s) – ταχύτητα στον διαχύτη
 c_{Te} (m/s) – ταχύτητα στην έξοδο του ακροφυσίου
 c_1 (m/s) – ταχύτητα στην έξοδο του ακροφυσίου
 c_4 (m/s) – ταχύτητα στο στόμιο κατάθλιψης
 D (m) – διάμετρος
 D_h (m) – υδραυλική διάμετρος αγωγού
 D_p (m) – διάμετρος αγωγού
 D_{th} (m) – διάμετρος θαλάμου μείξης
 d (m) – διάμετρος
 d_d (m) – διάμετρος εξόδου διαχύτη
 d_i (m) – υδραυλική διάμετρος αγωγού
 d_n (m) – διάμετρος εξόδου ακροφυσίου
 d_p (m) – διάμετρος εισόδου ακροφυσίου
 d_s (m) – διάμετρος θαλάμου αναρρόφησης
 d_s (m) – διάμετρος στομίου αναρρόφησης
 d_t (m) – διάμετρος θαλάμου μείξης
 d_1 (m) – διάμετρος εισόδου ακροφυσίου
 d_2 (m) – διάμετρος εξόδου ακροφυσίου
 E_{in} (W) – ισχύς εισόδου
 F_1 (-) – συντελεστές κλεισίματος της τύρβης
 F_2 (-) – συντελεστές κλεισίματος της τύρβης
 g (m/s²) – επιτάχυνση βαρύτητας
 g_i (m/s²) – συνιστώσα επιτάχυνσης της βαρύτητας στην i-th διεύθυνση
 g_r (m/s²) – συνιστώσα επιτάχυνσης της βαρύτητας στην ακτινική διεύθυνση
 g_z (m/s²) – συνιστώσα επιτάχυνσης της βαρύτητας στην κατακόρυφη διεύθυνση
 g_θ (m/s²) – συνιστώσα επιτάχυνσης της βαρύτητας στην γωνιακή διεύθυνση
 H (m) – βάθος άντλησης νερού
 H (-) – αδιάστατο μανομετρικό
 H_p (-) – αδιάστατο μανομετρικό H στη μέγιστη απόδοση
 H_T (m) – μανομετρικό κινητήριας αντλίας
 H_4 (m) – μανομετρικό στο στόμιο κατάθλιψης

h_f (-) – ύψος απωλειών
 j (-) – συντελεστής για τη σχετική θέση του ακροφυσίου
 K (-) – συντελεστής απωλειών λόγω τριβής
 K_{di} (-) – συντελεστής απωλειών λόγω τριβής στον διαχύτη
 K_{en} (-) – συντελεστής απωλειών λόγω τριβής στην είσοδο του λαιμού
 K_n (-) – συντελεστής απωλειών λόγω τριβής στο ακροφύσιο
 K_{th} (-) – συντελεστής απωλειών λόγω τριβής στον θάλαμο μείξης
 k (m^2/s^2) – τυρβώδης κινητική ενέργεια ανά μονάδα μάζας
 L_d (m) – Μήκος εξόδου αντλίας δέσμης ρευστού (κατάθλιψης)
 L_{dif} (m) – Μήκος διαχύτη
 L_n (m) – Απόσταση από την έξοδο του ακροφυσίου έως την είσοδο του θαλάμου μείξης
 L_s (m) – Μήκος θαλάμου αναρρόφησης
 L_{sn} (m) – Απόσταση από την έξοδο του θαλάμου αναρρόφησης έως την είσοδο του θαλάμου μείξης
 L_t (m) – Μήκος θαλάμου μείξης
 M (-) – αδιάστατη παροχή
 M_p (-) – αδιάστατη παροχή M στη μέγιστη απόδοση
 M_r (-) – λόγος παροχής μάζας
 MN (-) – Αριθμός Mach
 MN_{2G0} (-) – Αριθμός Mach δευτερεύουσας ροής με φουσαλίδες στο σημείο 0
 m (kg/s) – παροχή μάζας
 m_G (kg/s) – παροχή μάζας δευτερεύουσας ροής αερίου
 \dot{m}_p (kg/s) – παροχή μάζας της κύριας/κινητήριας ροής
 \dot{m}_s (kg/s) – παροχή μάζας της δευτερεύουσας/αναρροφούμενης ροής
 m_1 (kg/s) – παροχή μάζας κύριας ροής
 m_2 (kg/s) – παροχή μάζας δευτερεύουσας ροής
 \dot{m}_1 (kg/s) – παροχή μάζας ρευστού λειτουργίας στην είσοδο του ακροφυσίου
 \dot{m}_2 (kg/s) – παροχή μάζας αναρροφόμενου ρευστού στην είσοδο του ακροφυσίου
 \dot{m}_3 (kg/s) – συνολική παροχή μάζας στην έξοδο του διαχύτη
 P – μεταβλητή
 $P_{ambient}$ (Pa) – ατμοσφαιρική πίεση
 P_b – παραγωγή κινητικής ενέργειας λόγω της άνωσης

P_d (Pa) – πίεση στην έξοδο του διαχύτη

P_i (Pa) – πίεση στο ακροφύσιο

\bar{P}_i (Pa) – μέτρο πίεσης στο ακροφύσιο

P_k – ογκομετρικός ρυθμός παραγωγής της τυρβώδης κινητικής ενέργειας k

P_0 (Pa) – πίεση στη θέση 0

P_{out} (Pa) – πίεση εξόδου

P_r (-) – λόγος πίεσης

P_s (Pa) – πίεση στον θάλαμο αναρρόφησης

P_t (Pa) – πίεση στην έξοδο του θαλάμου μείξης

Pe (-) – αριθμός Peclet

Pe_c (-) – κρίσιμος αριθμός Peclet

Pr_t (-) – τυρβώδης αριθμός Prandtl για ενέργεια

p_A (Pa) – πίεση αναρρόφησης

p_D (Pa) – πίεση στον διαχύτη

p_{dt} (Pa) – ολική πίεση στην κατάθλιψη της αντλίας δέσμης ρευστού

p_K (Pa) – πίεση κατάθλιψης

p_{pt} – ολική πίεση της κύριας ροής στην είσοδο του ακροφυσίου

p_s (Pa) – πίεση στο στόμιο αναρρόφησης

p_{st} (Pa) – ολική πίεση στην είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης

p_T (Pa) – πίεση στην είσοδο του ακροφυσίου

p_{Te} (Pa) – πίεση στην έξοδο του ακροφυσίου

p_1 (Pa) – Πίεση κινητήριου ρευστού

p_1 (Pa) – πίεση ρευστού στην είσοδο του ακροφυσίου

p_1 (Pa) – πίεση στασιμότητας

p_2 (Pa) – Πίεση κατάθλιψης

p_2 (Pa) – πίεση ρευστού στην έξοδο του ακροφυσίου

p_3 (Pa) – πίεση εισαγωγής

Q_G (m³/s) – παροχή όγκου δευτερεύουσας ροής αερίου

Q_{Gs} (m³/s) – παροχή όγκου δευτερεύουσας ροής αερίου στον θάλαμο αναρρόφησης

Q_s (m³/h) – παροχή άντλησης νερού

Q_1 (m³/s) – παροχή όγκου κύριας ροής

Q_2 (m³/s) – παροχή όγκου δευτερεύουσας ροής
 q_1 (m³/s) – Παροχή όγκου κινητήριου ρευστού
 q_2 (m³/s) – Ολική παροχή όγκου στην στήλη επιστροφής
 q_3 (m³/s) – Παροχή όγκου εισαγωγής του δευτερεύοντος ρευστού
 R (-) – αδιάστατη διατομή του ακροφυσίου
 R (J/kg °K) – σταθερά αερίων
 r (m) – ακτίνα
 S (-) – λόγος πυκνοτήτων, ρ_2/ρ_1
 S (s⁻¹) – μέτρο του τανυστή παραμόρφωσης
 S_{ij} (s⁻¹) – ρυθμός παραμόρφωσης
 S_k – σταθερά μοντέλου τύρβης (ορίζεται από τον χρήστη)
 S_p – συνιστώσα όρου πηγής (γραμμική προσέγγιση)
 S_u – συνιστώσα όρου πηγής (γραμμική προσέγγιση)
 S_ε (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης (ορίζεται από τον χρήστη)
 S_Φ – όρος πηγής μεταβλητής Φ
 sp (m) – διάστημα ανάμεσα στην έξοδο του ακροφυσίου και της εισόδου του θαλάμου μείξης
 T (°C ή °K) - θερμοκρασία
 T_s (°K) – θερμοκρασία στον θάλαμο αναρρόφησης
 t (s) – χρόνος
 U (m/s) – μέση ταχύτητα
 U^* (m/s) – μέση ταχύτητα κοντά στο τοίχωμα
 u (m/s) – συνιστώσα ταχύτητας στην κάθετη διεύθυνση
 u_i (m/s) – μέση ταχύτητα στην διεύθυνση - i
 U'_i (m/s) – διακύμανση ταχύτητας στην διεύθυνση - i
 U'_j (m/s) – διακύμανση ταχύτητας στην διεύθυνση - j
 u_j (m/s) – μέση ταχύτητα στην διεύθυνση - j
 u_r (m/s) – συνιστώσα ταχύτητας στην ακτινική διεύθυνση
 u_z (m/s) – συνιστώσα ταχύτητας στην κατακόρυφη διεύθυνση
 u_θ (m/s) – συνιστώσα ταχύτητας στην γωνιακή διεύθυνση
 V (m/s) – ταχύτητα

\dot{V} (m³/s) – παροχή όγκου
 V_i (m/s) – ταχύτητα στο ακροφύσιο
 V_n (m/s) – ταχύτητα στην έξοδο του ακροφυσίου
 V_{2G0} (m/s) – ταχύτητα δευτερεύουσας ροής με φυσαλίδες στο σημείο 0
 V_{3d} (m/s) – ταχύτητα συνδυασμένης ροής στην έξοδο του διαχύτη
 V_{3t} (m/s) – ταχύτητα συνδυασμένης ροής στην έξοδο του θαλάμου μείξης
 v (m/s) – συνιστώσα ταχύτητας στην παράλληλη διεύθυνση
 v_1 (m/s) – ταχύτητα ρευστού στην είσοδο του ακροφυσίου
 v_2 (m/s) – ταχύτητα ρευστού στην έξοδο του ακροφυσίου
 W (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης
 W (J/s)– ρυθμός παραγωγής έργου ή ισχύς
 W_G (J/s) – ρυθμός παραγωγής έργου στην αέρια φάση
 W_L (J/s) – ρυθμός παραγωγής έργου στην υγρή φάση
 w (m/s) – ταχύτητα στη διεύθυνση z
 Y_M (kg/(m·s³)) – συνεισφορά της διακυμαινόμενης διαστολής της συμπιεστής τύρβης στο συνολικό ρυθμό εκφυλισμού
 y (m) – απόσταση των κέντρων των κελιών από το τοίχωμα
 Z (Pa) – δυναμική πίεση δέσμης
 z (m) – κατακόρυφη απόσταση
 z_1 (m) – απόσταση εισόδου ακροφυσίου από άξονα αναφοράς
 z_2 (m) – απόσταση εξόδου ακροφυσίου από άξονα αναφοράς
 α (-) – συντελεστής υποχαλάρωσης
 α_1 (-) – συντελεστής μοντέλου τύρβης
 α_2 (-) – συντελεστής μοντέλου τύρβης
 β – συντελεστής θερμικής διαστολής
 β^* – συντελεστής μοντέλου τύρβης
 γ (-) – λόγος πυκνοτήτων στον θάλαμο αναρρόφησης, ρ_{Gs}/ρ_l
 Γ_φ – συντελεστής εναλλαγής μεταβλητής φ
 ΔP_f (Pa) – πτώση πίεσης λόγω τριβής
 ε (m²/s³) – ρυθμός εκφυλισμού
 η (-) – μηχανικός βαθμός απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού

η (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης
 $\eta_{\text{comp,opt}}$ (-) – μέγιστος υπολογιστικός βαθμός απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού
 $\eta_{\text{exp,opt}}$ (-) – μέγιστος πειραματικός βαθμός απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού
 η_L (-) – βαθμός απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού υγρής φάσης
 η_G (-) – βαθμός απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού αέριας φάσης
 η_P (-) – μέγιστος βαθμός απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού
 η_r (-) – βαθμός απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού
 θ (μοίρες) – γωνία κλίσης αγωγού
 μ (kg/m·s ή Pa·s) – δυναμικό ιξώδες
 μ_t (kg/m·s ή Pa·s) – τυρβώδες δυναμικό ιξώδες
 ν (m²/s) – κινηματικό ιξώδες
 ν_T (m²/s) – τυρβώδες κινηματικό ιξώδες
 ρ (kg/m³) – πυκνότητα
 ρ_{Gs} (kg/m³) – πυκνότητα δευτερεύουσας ροής αερίου στον θάλαμο αναρρόφησης
 ρ_1 (kg/m³) – πυκνότητα κινητήριου ρευστού
 ρ_2 (kg/m³) – πυκνότητα δευτερεύοντος/αντλούμενου ρευστού
 ρ_{2G} (kg/m³) – πυκνότητα δευτερεύουσας ροής με φυσαλίδες
 ρ_{3d} (kg/m³) – πυκνότητα ρευστού στην έξοδο του διαχύτη
 ρ_{3t} (kg/m³) – πυκνότητα ρευστού στην έξοδο του θαλάμου μείξης
 σ_k (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης
 σ_ϵ (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης
 σ_ω (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης
 $\sigma_{\omega 2}$ (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης
 τ (Pa) – διατμητική τάση
 τ_{ij} – τανυστής τάσεων
 Φ – μεταβλητή
 φ – μεταβλητή
 φ (-) – λόγος παροχών όγκου, Q_G/Q_1
 φ (-) – σταθερά μοντέλου τύρβης
 φ_d (-) – λόγος παροχών όγκου στην έξοδο του διαχύτη
 φ_s (-) – λόγος παροχών όγκου στον θάλαμο αναρρόφησης, Q_{Gs}/Q_1

$\varphi_t (-)$ – λόγος παροχών όγκου στην έξοδο του θαλάμου μείξης

$\varphi_0 (-)$ – λόγος παροχών όγκου στη θέση 0

$\varphi_1 (-)$ – σταθερά μοντέλου τύρβης

$\varphi_2 (-)$ – σταθερά μοντέλου τύρβης

$\omega (s^{-1})$ – ειδικός ρυθμός εκφυλισμού

$\omega (-)$ – συντελεστής υποχαλάρωσης

$\omega_k (rad/s)$ – γωνιακή ταχύτητα

$\overline{\Omega}_{ij}$ – μέτρο του τανυστή περιστροφής

Ω_{ij} – διάνυσμα τανυστή περιστροφής

Ω_{ij} – τανυστής περιστροφής

Ευχαριστίες

Η παρούσα εργασία πραγματοποιήθηκε στα πλαίσια του Διατμηματικού Προγράμματος Μεταπτυχιακών Σπουδών «Υπολογιστική Μηχανική» του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.

Πρώτα από όλα θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον επιβλέποντα ομότιμο καθηγητή κύριο Νικόλαο Μαρκάτο για την πολύτιμη καθοδήγηση και την βοήθεια που μου παρείχε σε όλα τα στάδια της εργασίας αυτής. Στη συνέχεια θέλω να ευχαριστήσω τον αναπληρωτή καθηγητή κύριο Βασίλειο Ριζιώτη που ανέλαβε ως επιβλέπων της εργασίας.

Ιδιαίτερες ευχαριστίες θέλω να απευθύνω στο συμφοιτητή μου Γιάννη Ρεντούμη για την καθοριστική του βοήθεια στον σχεδιασμό και για την υποστήριξη του.

Τέλος, θέλω να ευχαριστήσω την οικογένεια και τους φίλους μου για την απαραίτητη ηθική συμπαράσταση και τη στήριξη για την ολοκλήρωση της μεταπτυχιακής μου εργασίας. Ένα μεγάλο ευχαριστώ θέλω να δώσω σε όλους τους συμφοιτητές μου, με τους οποίους καθ' όλη τη διάρκεια του μεταπτυχιακού προγράμματος μοιραστήκαμε τις αγωνίες και τα άγχη μας, καθώς και για τη βοήθεια τους μέσα από αυτή τη δύσκολη διαδικασία.

Πίνακας περιεχομένων

ΠΕΡΙΛΗΨΗ	I
ABSTRACT	II
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ.....	III
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ ΚΑΙ ΕΙΚΟΝΩΝ.....	IV
ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ.....	VIII
Ευχαριστίες	XVI
1 Εισαγωγή	1
1.1 Αντικείμενο εργασίας	1
1.2 Οργάνωση κειμένου.....	2
2 Θεωρητικό μέρος	4
2.1 Αντλίες δέσμης ρευστού	4
2.2 Αρχή λειτουργίας.....	6
2.2.1 Ρευστά λειτουργίας αντλιών δέσμης ρευστού.....	12
2.3 Κατηγοριοποίηση αντλιών δέσμης ρευστού.....	13
2.3.1 Τύποι αντλιών δέσμης ρευστού.....	15
2.3.2 Κεντρική αντλία δέσμης ρευστού (Central Jet Pump)	15
2.3.3 Δακτυλιοειδής αντλία δέσμης ρευστού (Annular Jet Pump)	20
2.3.4 Αντλία δέσμης ρευστού με ακροφύσιο πολλαπλών οπών (Multi-nozzle jet pump)	
23	
2.3.5 Proportioning Jet Pump	25
2.3.6 Πολυβάθμια αντλία δέσμης ρευστού (Multi-stage Jet Pump).....	27
2.3.7 Bi-dimensional Jet Pump.....	27
2.3.8 Διάφοροι τύποι αντλιών δέσμης ρευστού.....	28
2.3.9 Ορολογία αντλίας δέσμης ρευστού.....	31
2.4 Εξισώσεις-Επιλογή αντλίας δέσμης ρευστού	33
2.4.1 Θεωρία αντλίας δέσμης υγρού για 3 τύπους δευτερεύουσας ροής.....	33

2.4.2	Επιλογή αντλίας δέσμης ρευστού – Τεχνικές παράμετροι	38
2.5	Εφαρμογές.....	40
2.6	Πλεονεκτήματα - Μειονεκτήματα	43
3	Βιβλιογραφική ανασκόπηση	45
3.1	Σχετικές εργασίες.....	45
4	Θεωρητικό υπόβαθρο υπολογιστικής ρευστοδυναμικής CFD.....	50
4.1	Μέθοδοι διακριτοποίησης των Μερικών Διαφορικών Εξισώσεων	51
4.2	Μέθοδοι επίλυσης των εξισώσεων Navier-Stokes.....	53
4.3	Αλγόριθμοι επίλυσης των εξισώσεων Navier – Stokes	54
4.3.1	Αλγόριθμοι <i>SIMPLE</i> και <i>SIMPLEST</i>	55
4.4	Μοντέλα Τύρβης.....	58
4.4.1	Μοντέλο τύρβης <i>k-ε</i>	60
4.4.2	Μοντέλο τύρβης <i>Standard k-ε</i>	62
4.4.3	Μοντέλο τύρβης <i>Realisable k-ε</i>	64
4.4.4	Μοντέλο τύρβης <i>Standard k-ω</i>	65
4.4.5	Μοντέλο τύρβης <i>SST k-ω</i>	66
5	Ορισμός προβλήματος	68
5.1	Περιγραφή του προβλήματος.....	68
5.2	Μαθηματικό μοντέλο.....	69
5.2.1	Εξισώσεις διατήρησης μεγεθών.....	69
5.3	Γεωμετρία	70
5.4	Ιδιότητες ρευστών	71
5.5	Λογισμικό επίλυσης.....	72
5.5.1	Μέθοδος Πεπερασμένων Όγκων Ελέγχου	73
5.5.2	Σχήμα διαφορίσης	75
5.5.3	Υποχαλάρωση και κριτήρια σύγκλισης	75
6	Παρουσίαση Υπολογιστικής Προσομοίωσης	78
6.1	Υπολογιστική Γεωμετρία.....	78
6.2	Υπολογιστικό Πλέγμα.....	80
6.3	Οριακές Συνθήκες.....	82

6.4	Εισαγωγή παραμέτρων επίλυσης.....	84
6.4.1	<i>Επιλογή φυσικών μοντέλων και παραμέτρων επίλυσης</i>	84
7	Αξιολόγηση.....	86
7.1	Παράμετροι αξιολόγησης	86
7.2	Παραδοχές μοντελοποίησης	87
7.3	Αποτελέσματα.....	87
7.3.1	<i>Μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος</i>	88
7.3.2	<i>Μελέτη μοντέλων τύρβης</i>	92
7.4	Παραμετρική μελέτη.....	108
8	Επίλογος	114
8.1	Σύνοψη και συμπεράσματα.....	114
8.2	Μελλοντικές επεκτάσεις	116
9	Βιβλιογραφία.....	118

1

Εισαγωγή

1.1 Αντικείμενο εργασίας

Οι αντλίες δέσμης ρευστού αποτελούν μια ειδική κατηγορία αντλιών, οι οποίες διαφοροποιούνται από τις υπόλοιπες αντλίες, καθώς δεν διαθέτουν κινούμενα μέρη. Η αρχή λειτουργίας τους βασίζεται σε νόμους της ρευστομηχανικής. Το βασικό μειονέκτημα των αντλιών αυτού του τύπου, είναι ο χαμηλός βαθμός απόδοσης. Οι μελέτες που έχουν διεξαχθεί, εστιάζονται στην εύρεση των βέλτιστων γεωμετρικών και λειτουργικών παραμέτρων για την αύξηση του βαθμού απόδοσης των αντλιών δέσμης ρευστού. Επιπλέον, δίνεται βάση στους παράγοντες που δύναται να επηρεάσουν την απόδοση της αντλίας.

Από τα παραπάνω, προκύπτει η ανάγκη να εξεταστούν οι παράμετροι λειτουργίας, καθώς και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά των αντλιών δέσμης ρευστού, με απώτερο σκοπό την βελτιστοποίηση της απόδοσης των συστημάτων αυτών. Το αντικείμενο της παρούσας εργασίας είναι η υπολογιστική διερεύνηση του ροϊκού πεδίου μιας αξονικής αντλίας δέσμης ρευστού με δεδομένα γεωμετρικά χαρακτηριστικά. Μέσα από τη μελέτη του ροϊκού πεδίου, υπολογίζονται οι ορισμένοι αδιάστατοι παράμετροι, όπως ο λόγος πίεσης και ο λόγος παροχής μάζας. Με τη χρήση των αδιάστατων αυτών παραμέτρων εξάγεται ο βαθμός απόδοσης της αντλίας δέσμης ρευστού. Ως ρευστό λειτουργίας επιλέγεται το νερό, επομένως η εξεταζόμενη ροή είναι ασυμπύεστη και μονοφασική.

Για την υπολογιστική διερεύνηση, επιλέγονται τρία μοντέλα τύρβης, το Standard k-ε, το Realisable k-ε και το SST k-ω. Πραγματοποιείται προκαταρκτική μελέτη για την επιλογή του αποδοτικότερου μοντέλου τύρβης. Τα εξαγόμενα υπολογιστικά αποτελέσματα συγκρίνονται με πειραματικά δεδομένα για παρόμοια γεωμετρία αντλίας δέσμης ρευστού. Τα εξαγόμενα υπολογιστικά αποτελέσματα είναι ο λόγος πίεσης και ο βαθμός απόδοσης της αντλίας. Επιπροσθέτως, πραγματοποιείται ορατοποίηση του ροϊκού πεδίου στο εσωτερικό της αντλίας και υπολογίζονται οι μεταβολές της ταχύτητας και της πίεσης κατά μήκος της.

1.2 Οργάνωση κειμένου

Στην ενότητα αυτή περιγράφεται η διάρθρωση της παρούσας εργασίας.

Το Κεφάλαιο 2 έχει στόχο να εισαγάγει τον αναγνώστη στο πεδίο των αντλιών δέσμης ρευστού. Ειδικότερα, δίνεται το θεωρητικό μέρος για τις αντλίες δέσμης ρευστού, το οποίο αποτελεί τη βάση για την κατανόηση της βασικής θεωρίας γύρω από το συγκεκριμένο τύπο αντλίας. Αρχικά, περιγράφονται τα βασικά στοιχεία από τα οποία απαρτίζεται η αντλία δέσμης ρευστού. Στη συνέχεια, αναλύεται η αρχή λειτουργίας της και οι νόμοι της ρευστομηχανικής που εφαρμόζονται στα επιμέρους στοιχεία της. Ακολουθεί, η κατηγοριοποίηση των αντλιών δέσμης ρευστού με βάση ορισμένα κριτήρια που έχουν οριστεί. Επιπλέον, παρουσιάζεται η θεωρία με τις εξισώσεις που διέπουν την λειτουργία μιας αντλίας δέσμης ρευστού καθώς και οι βασικές τεχνικές παράμετροι που πρέπει να ληφθούν υπόψη κατά την επιλογή αυτού του τύπου αντλίας. Εν συνεχεία, παρατίθενται οι εφαρμογές στις οποίες συναντώνται οι αντλίες δέσμης ρευστού. Τέλος, συνοψίζονται τα κύρια πλεονεκτήματα και μειονεκτήματα των αντλιών αυτών.

Το Κεφάλαιο 3, αποτελεί μια βιβλιογραφική ανασκόπηση σε ερευνητικές εργασίες σχετικές με το θέμα, με στόχο την αναφορά αλλά και την κριτική συνθετική θεώρηση του συγκεκριμένου πεδίου έρευνας. Επιπλέον, η αναζήτηση στη βιβλιογραφία δίνει το έναυσμα για τις πιθανές κατευθύνσεις που πρέπει να ακολουθήσει η εργασία και εντοπίζονται οι ελλείψεις που πιθανώς να υπάρχουν.

Το Κεφάλαιο 4 αποδίδει το θεωρητικό υπόβαθρο της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD, Computational Fluid Dynamics). Αρχικά, τονίζεται η σημασία της προσέγγισης προβλημάτων με αριθμητικές μεθόδους και υπολογιστικά μέσα. Ακολουθώντας, παρουσιάζονται οι εφαρμογές και τα πλεονεκτήματα της χρήσης υπολογιστικών προσομοιώσεων για τη μελέτη φυσικών προβλημάτων. Επιπρόσθετα, παρατίθενται τα βήματα, τα οποία απαιτούνται για να μοντελοποιηθεί μια προσομοίωση με τη χρήση CFD λογισμικών. Στο υπόλοιπο αυτού του κεφαλαίου, περιέχονται οι μέθοδοι διακριτοποίησης των μερικών διαφορικών εξισώσεων που διέπουν την κίνηση των ρευστών. Πιο συγκεκριμένα παρουσιάζονται αριθμητικές μέθοδοι με τις οποίες επιλύονται αριθμητικά οι εξισώσεις ορμής (Navier-Stokes). Επίσης, αναλύονται οι διαθέσιμοι αλγόριθμοι επίλυσης των εξισώσεων αυτών. Τέλος, πραγματοποιείται εκτενέστατη περιγραφή των μοντέλων τύρβης που χρησιμοποιούνται στην εργασία αυτή.

Στο Κεφάλαιο 5, ορίζεται το πρόβλημα που εξετάζεται στην εργασία αυτή. Ειδικότερα, αναλύεται το φυσικό πρόβλημα, παρατίθενται οι εξισώσεις που διέπουν την ροή στην αντλία δέσμης ρευστού και παρουσιάζεται η γεωμετρία της. Τέλος, γίνεται μια σύντομη αναφορά στο λογισμικό επίλυσης (Phoenics).

Το Κεφάλαιο 6, αποτελεί συνέχεια του προηγούμενου κεφαλαίου. Στο κεφάλαιο αυτό, αναπτύσσονται τα βήματα, που ακολουθήθηκαν για την υπολογιστική διερεύνηση της εργασίας

αυτής. Ειδικότερα, περιγράφεται η γεωμετρία του μοντέλου, καθώς και το υπολογιστικό πλέγμα με το οποίο διακριτοποιήθηκε η γεωμετρία αυτή. Περαιτέρω, παρουσιάζονται οι οριακές συνθήκες του προβλήματος. Στο τέλος του κεφαλαίου, αποδίδονται οι παράμετροι επίλυσης και η επιλογή των φυσικών μοντέλων, οι οποίες εισάγονται στο λογισμικό Phoenix για την εκτέλεση των αριθμητικών προσομοιώσεων.

Στο Κεφάλαιο 7 πραγματοποιείται η παρουσίαση των αποτελεσμάτων της παρούσας εργασίας. Αρχικά, ορίζονται οι παράμετροι αξιολόγησης και παρατίθενται οι παραδοχές της μοντελοποίησης. Η αξιολόγηση των αποτελεσμάτων χωρίζεται σε τρία μέρη. Στο πρώτο μέρος πραγματοποιείται η μελέτη ανεξαρτησίας του πλέγματος από την λύση. Στο δεύτερο μέρος, μελετώνται τα μοντέλα τύρβης με σκοπό την επιλογή του καταλληλότερου για την διενέργεια των υπολογιστικών προσομοιώσεων μέσω του λογισμικού Phoenix. Στη μελέτη των τυρβωδών μοντέλων πραγματοποιείται η σύγκριση των υπολογιστικών αποτελεσμάτων με τα αντίστοιχα πειραματικά δεδομένα. Το τελευταίο μέρος, περιλαμβάνει την παραμετρική μελέτη της υπολογιστικής διερεύνησης.

Στο τελευταίο κεφάλαιο, συνοψίζονται τα αποτελέσματα της εργασίας και διατυπώνονται τα τελικά συμπεράσματα. Επιπλέον, παρουσιάζονται οι μελλοντικές επεκτάσεις της εργασίας αυτής.

2

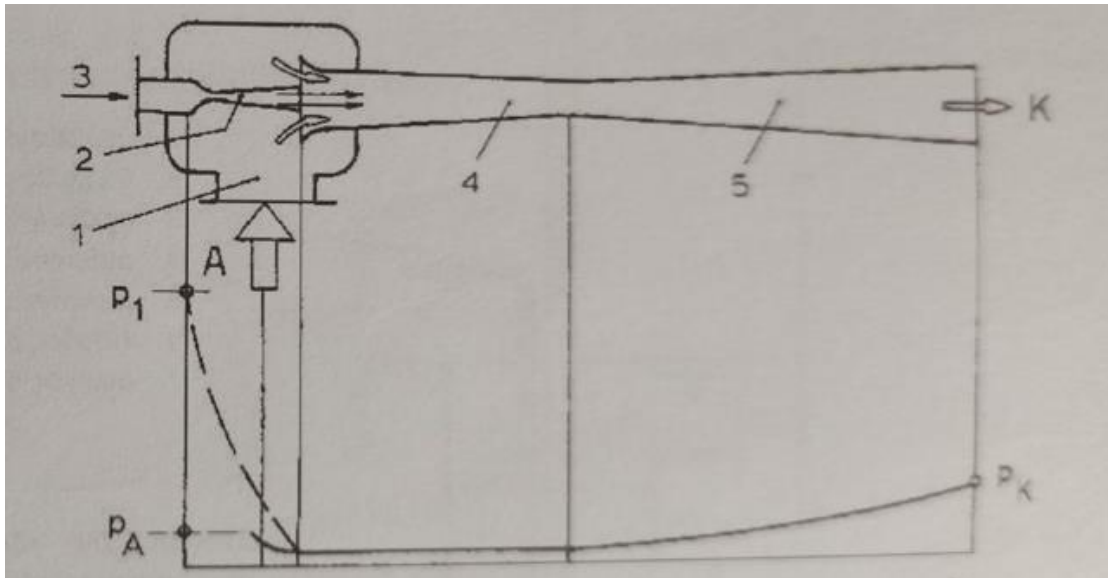
Θεωρητικό μέρος

2.1 Αντλίες δέσμης ρευστού

Οι αντλίες δέσμης ρευστού ή αντλίες ακροφυσίου (jet pump) ανήκουν στην κατηγορία αντλιών ελεύθερης εκροής. Εκτός από τις ευρέως γνωστές αντλίες υγρών οι οποίες λειτουργούν με μηχανικό τρόπο, υπάρχει μια σειρά άλλων ειδικών αντλιών, στις οποίες η ρευστομηχανική άντληση λαμβάνει χώρα χωρίς την χρήση μηχανικών στοιχείων, αλλά με την αλληλεπίδραση των ροϊκών πεδίων διαφορετικής πίεσης. Ενδεικτικά, εκτός από τις αντλίες δέσμης ρευστού, άλλοι δύο βασικοί τύποι που δεν χρησιμοποιούν μηχανικά μέρη για τη μετατροπή ενέργειας, είναι οι αντλίες πεπιεσμένου αέρα και οι ηλεκτρομαγνητικές αντλίες [1]. Οι αντλίες ακροφυσίου (jet pumps) ή εκχυτήρες είναι γνωστές και ως τζιφάρια από το όνομα του Γάλλου μηχανικού και εφευρέτη τους Henri Giffard (1825-1882). [2]

Με αντλίες δέσμης ρευστού μπορούν να παροχετεύονται υγρά ή αέρια αναρροφόμενα με τη βοήθεια της κινητικής ενέργειας μιας δέσμης υγρού ή αερίου, που εκρέει ελεύθερα στον ίδιο αγωγό, στον οποίο ρέει το παροχετευόμενο ρευστό [1]. Το ρευστό από το οποίο μεταφέρεται η κινητική ενέργεια ονομάζεται ρευστό λειτουργίας ή κινητήριο ρευστό, ενώ το ρευστό στο οποίο μεταφέρεται η ενέργεια αυτή καλείται αντλούμενο ή δευτερεύον ρευστό [2].

Στο Σχήμα 2.1.1 η κινητήρια ροή σχηματίζει στο ακροφύσιο 2 μια δέσμη υψηλής ταχύτητας, δηλαδή χαμηλής στατικής πίεσης, ίσης ή λίγο χαμηλότερης από την πίεση στον χώρο αναρρόφησης 1. Στο τμήμα 4 γίνεται η μείξη της κινητήριας ροής με την παροχετευόμενη. Ακολουθεί ο διαχύτης ανάκτησης πίεσης 5, όπου ένα μέρος της κινητικής ενέργειας μετατρέπεται σε πίεση της πλευράς κατάθλιψης Κ. Η μείξη των δύο ρευστών στον συγχύτη 4 και η ροή στον διαχύτη 5 συνοδεύονται από υψηλές απώλειες που μειώνουν τελικά τον βαθμό απόδοσης των αντλιών ελεύθερης δέσμης ρευστού σε τιμές που κυμαίνονται από 20 έως 30%. [1]



Σχήμα 2.1.2: Αρχή λειτουργίας δέσμης ρευστού και κατανομή της πίεσης κατά μήκος της ροής.

Συμπληρωματικά με το Σχήμα 2.1.1:

1. Θάλαμος αναρρόφησης
2. Ακροφύσιο Laval
3. Είσοδος κινητήριας ροής (ρευστό: ατμός)
4. Συγχύτης μείξης
5. Διαχύτης

A – Αναρρόφηση, K – Κατάθλιψη

p_1 – πίεση στασιμότητας

p_A – πίεση αναρρόφησης

p_K – πίεση κατάθλιψης

Γενικά, η άντληση με αντλίες ακροφυσίου επιτυγχάνεται λόγω της δημιουργίας υποπίεσεως σε έναν αγωγό, για την αναρρόφηση του υγρού, με τη βοήθεια του ρευστού λειτουργίας που εισάγεται στην αντλία μέσω ενός διαφορετικού αγωγού. Η κατάθλιψη και των δύο ρευστών πραγματοποιείται σε κοινό αγωγό, τον διαχύτη, για τον λόγο αυτό ενδέχεται και οι εφαρμογές των εκχυτήρων ως αντλίες να έχουν περιορισμούς. Αυτοί οι περιορισμοί εξαλείφονται στην περίπτωση που χρησιμοποιούνται όμοια ρευστά των οποίων τα χαρακτηριστικά συμπίπτουν (π.χ. το ρευστό λειτουργίας και το αντλούμενο ρευστό να είναι νερό) [2].

2.2 Αρχή λειτουργίας

Στην προηγούμενη ενότητα αναλύθηκε εν συντομία η αρχή λειτουργίας της αντλίας δέσμης ρευστού και αναφέρθηκαν τα κύρια μέρη που την απαρτίζουν. Στην ενότητα αυτή, πραγματοποιείται μια πιο λεπτομερής αναφορά στην αρχή λειτουργίας και στις εξισώσεις που διέπουν τα ροϊκά φαινόμενα εντός της αντλίας αυτής [2]. Εν γένει, η υψηλής ταχύτητας ροή της δέσμης (κινητήρια ροή) εισάγεται σε μια αργά κινούμενη ροή (δευτερεύουσα ροή ή ροή αναρρόφησης). Η ανάμειξη των δύο ρευστών είναι χαοτική, αλλά σε απόσταση λίγων διαμέτρων κατάντη, η ροή γίνεται πάλι ομοιόμορφη. Η κατάντη πίεση αυξάνεται από την ανάντη πίεση αναρρόφησης. Τα ισοζύγια μηχανικής ενέργειας ή ορμής μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την ανάλυση των ροϊκών φαινομένων εντός της αντλίας. Ωστόσο, στην εφαρμογή αυτή, δεν υπάρχει εύκολος τρόπος να υπολογιστούν οι ιξώδεις απώλειες λόγω τριβής. Αυτό σημαίνει ότι η εξίσωση διατήρησης της μηχανικής ενέργειας δε θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί. Αντ' αυτού, μπορεί να γίνει η παραδοχή ότι λόγω της μικρής απόστασης μεταξύ των παράλληλων τοιχωμάτων της αντλίας, ο όρος της δύναμης αντίστασης στο ισοζύγιο ορμής δεν είναι σημαντικός. Μια σωστή αντιμετώπιση του προβλήματος είναι να χρησιμοποιηθεί η εξίσωση ορμής [3].

Τα κυρία μέρη από τα οποία αποτελείται μια αντλία δέσμης ρευστού ή αντλία ακροφυσίου είναι το ακροφύσιο, ο αγωγός ή θάλαμος αναρρόφησης, ο θάλαμος ή σωλήνας μείξης και ο διαχύτης, όπως φαίνονται στο Σχήμα 2.2.1. Η λειτουργία αυτού του συστήματος βασίζεται στην αρχή του Bernoulli και στην εφαρμογή του σωλήνα Venturi (Venturi effect). Για τη μελέτη της εσωτερικής ροής των αντλιών δέσμης ρευστού απαιτείται να ληφθούν υπόψη η μεταβολή της πίεσεως και της ταχύτητας, που θα δημιουργήσουν οι συνθήκες στο εσωτερικό της αντλίας, άρα και στην άντληση. Επομένως, εάν η διάμετρος στην είσοδο του ρευστού λειτουργίας στο ακροφύσιο είναι d_1 , η ταχύτητα του v_1 και η πίεση p_1 και τα αντίστοιχα μεγέθη στην έξοδο του ακροφυσίου d_2 , v_2 και p_2 , ισχύει ότι: $p_2 > p_1$. Πιο συγκεκριμένα, αν το ρευστό λειτουργίας είναι υγρό, σύμφωνα με την εξίσωση συνέχειας ισχύει [2]:

$$\dot{V} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} v_1 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} v_2 \quad (1)$$

$$v_2 = v_1 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \quad (2)$$

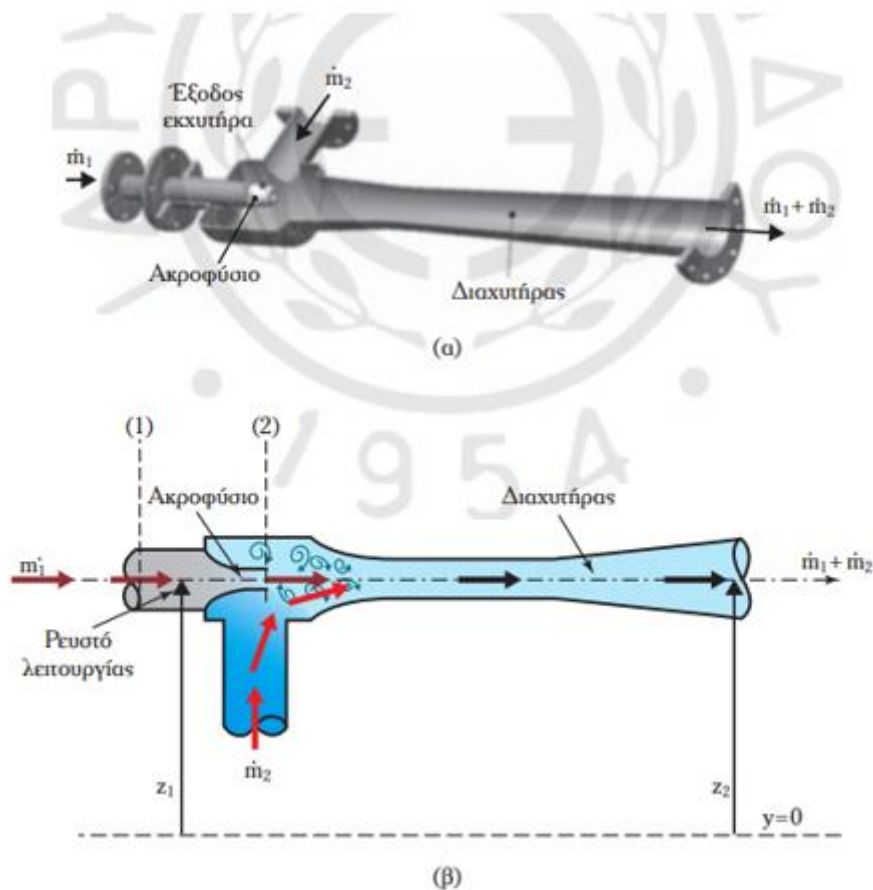
Σύμφωνα με την εξίσωση Bernoulli:

$$z_1 - z_2 + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} = h_f \quad (3)$$

Επειδή $z_1=z_2$, ισχύει:

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho \cdot (v_2^2 - v_1^2)}{2} + Y \cdot h_f \quad (4)$$

Όπου: p είναι η πίεση, v η ταχύτητα, ρ η πυκνότητα του υγρού, το h_f το ύψος απωλειών και g η επιτάχυνση της βαρύτητας.



Σχήμα 2.2.1: (α) Τομή αντλία δέσμης ρευστού (εκχυτήρα) (β) αρχή λειτουργίας ακροφυσίου.

Και λαμβάνοντας υπόψη την εξίσωση συνέχειας, η διαφορά πιέσεως γίνεται:

$$p_1 - p_2 = \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} \cdot \left[\left(\frac{d_1}{d_2} \right)^4 - 1 \right] + Y \cdot h_f \quad (6)$$

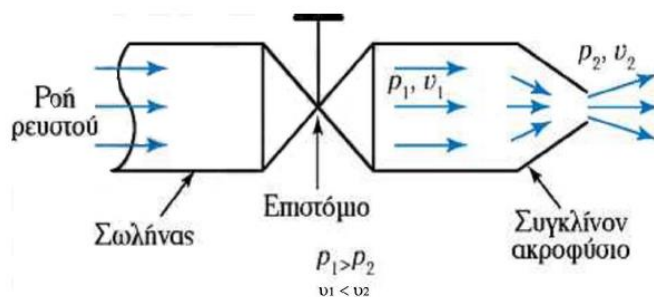
Η τελευταία εξίσωση δείχνει την πτώση πίεσεως που παρουσιάζεται στην έξοδο του ακροφυσίου λαμβάνοντας υπόψη το ύψος απωλειών h_f . Αν για παράδειγμα, το υγρό λειτουργίας είναι νερό, το οποίο εισέρχεται με ταχύτητα 1 m/s και ο λόγος των διαμέτρων του

ακροφυσίου είναι ($d_1/d_2=4$), ακόμα και αν οι απώλειες θεωρηθούν αμελητέες, υπολογίζεται ότι η πτώση της πίεσης είναι: $p_1-p_2=255$ kPa.

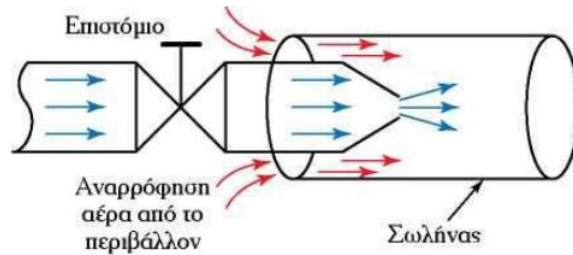
Η πτώση πίεσεως στην έξοδο του ακροφυσίου του σχήματος 2.2.1 (β) οδηγεί σε αναρρόφηση του αντλούμενου ρευστού (\dot{m}_2) από το σωλήνα αναρροφήσεως, με παροχή και ταχύτητα που εξαρτώνται από τη διαφορά πίεσεως και τα μεγέθη του σωλήνα αναρροφήσεως. Το αντλούμενο ρευστό αναμειγνύεται με το ρευστό λειτουργίας στο θάλαμο που περιβάλλει το ακροφύσιο και αποκτούν κοινή ταχύτητα, η οποία στο αποκλίνον τμήμα του αγωγού (διαχύτη), μειώνεται και αυξάνει η πίεση του ρευστού [2].

Στο σημείο αυτό, αναλύονται, βήμα – βήμα, τα ροϊκά φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα στα κύρια μέρη της αντλίας. Η αρχή του Bernoulli αναφέρει ότι σε ένα ιδανικό ρευστό (ρευστό με μηδενικό ιξώδες) κάθε μεταβολή στην πίεση συνοδεύεται με αντίστροφη μεταβολή της ταχύτητάς του. Με αυτόν τον τρόπο, όταν ένα ρευστό κινείται σε οριζόντια κατεύθυνση και η πίεση του μεταβάλλεται από μεγαλύτερη (ή μικρότερη) σε μικρότερη (ή μεγαλύτερη), η μεταβολή της πίεσεως επιφέρει τη μεταβολή της κινητικής ενέργειας, προκαλώντας επιτάχυνση του ρευστού από μικρότερη ταχύτητα (ή μεγαλύτερη) σε μεγαλύτερη (ή μικρότερη) σύμφωνα με τον δεύτερο νόμο του Νεύτωνα [4].

Σύμφωνα με την αρχή του Bernoulli, όταν η ταχύτητα ενός ρευστού αυξάνεται, η πίεση του μειώνεται και αντίστροφα. Αυτό επιτυγχάνεται όταν το ρευστό διέλθει μέσω ενός συγκλίνοντος ακροφυσίου. Στην διάταξη υπάρχει ένας σωλήνας με επιστόμιο, που διαρρέεται από ρευστό υπό πίεση και η κατάθλιψη του γίνεται στο περιβάλλον. Στην πλευρά της καταθλίψεως τοποθετείται ένα ακροφύσιο, ενώ η άλλη πλευρά του σωλήνα συνδέεται με την πηγή παροχής του ρευστού. Όταν το επιστόμιο ανοίξει, το ρευστό διέρχεται από τον σωλήνα και εξέρχεται από το ακροφύσιο, με αποτέλεσμα, καθώς το ρευστό εκτοξεύεται, να κινείται με μεγαλύτερη ταχύτητα από αυτή που κινείται μέσα στο σωλήνα και μικρότερη πίεση αντίστοιχα. Καθ' αυτόν τον τρόπο, μέσω του συγκλίνοντος ακροφυσίου η πίεση μετατρέπεται σε κινητική ενέργεια (ταχύτητα) [4].



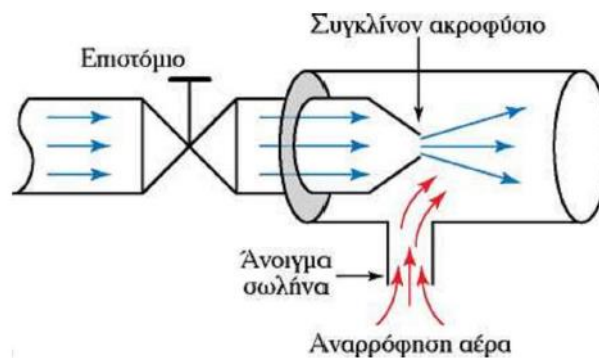
Σχήμα 2.2.2: Ροή σε διάταξη με συγκλίνον ακροφύσιο.



Σχήμα 2.2.3: Δημιουργία αναρρόφησης.

Λόγω της εκτόξευσης του ρευστού από το ακροφύσιο δημιουργείται μια δίνη του ρευστού λόγω της μεταφοράς της κινητικής του ενέργειας στο άλλο ρευστό που εισέρχεται μέσω ενός σωλήνα που περιβάλλει το ακροφύσιο (Σχήμα 2.2.3). Παρατηρείται ότι τα ρεύματα της δίνης εξαφανίζονται και δημιουργείται μια ομοιόμορφη ροή που κινείται μέσα στον σωλήνα [4].

Διαφοροποιώντας την παραπάνω διάταξη, καλύπτοντας τον σωλήνα που περιβάλλει το ακροφύσιο στην πλευρά αναρρόφησης του δεύτερου ρευστού και αφήνοντας μόνο μια είσοδο στον σωλήνα, δημιουργείται αναρρόφηση από την ελεύθερη είσοδο και κατάθλιψη προς την έξοδο του σωλήνα (Σχήμα 2.2.4). Η βασική μορφή λειτουργίας του εκχυτήρα, βασίζεται στην διαθέσιμη ενέργεια της ταχύτητας που αναπτύσσεται από τη μετατροπή της πίεσεως στο ακροφύσιο. Το ρευστό που εκτοξεύεται υπό πίεση λειτουργεί ως αντλία για το δευτερεύον ρευστό που αναρροφάται. Αυτό συμβαίνει διότι, καθώς το ρευστό εξέρχεται από το ακροφύσιο με υψηλή ταχύτητα, προσκρούει στο δευτερεύον ρευστό και μεταδίδει μέρος της κινητικής του ενέργειας, αναγκάζοντας το να κινηθεί προς την ίδια κατεύθυνση [4].



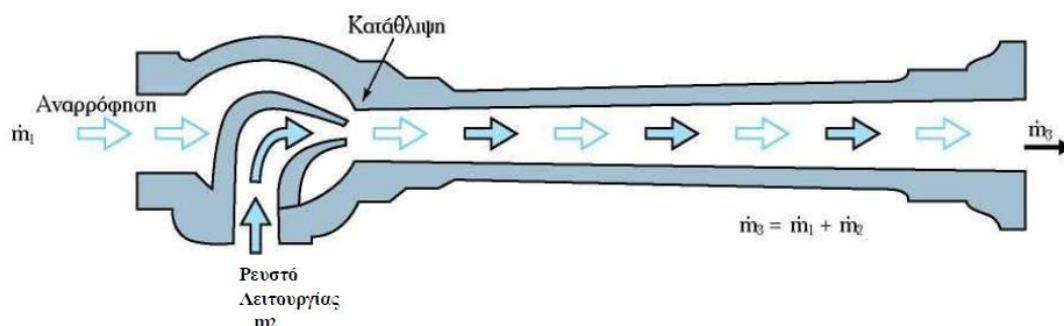
Σχήμα 2.2.4: Δημιουργία αναρρόφησης με διαφορετική διάταξη.

Με τον ίδιο τρόπο, το ρευστό υψηλής πίεσεως διερχόμενο από το συγκλίνον ακροφύσιο αποκτά υψηλή ταχύτητα και χαμηλή πίεση, ενώ στη συνέχεια εξερχόμενο από το ακροφύσιο αναμειγνύεται με το ρευστό που το περιβάλλει. Η διαφορά στην πίεση, εξωτερικά της εξαγωγής του ακροφυσίου με την κατάθλιψη των δύο ρευστών, δημιουργεί κενό στον θάλαμο που το περιβάλλει. Το κενό έχει ως αποτέλεσμα την αναρρόφηση του ρευστού, διότι στην επιφάνεια

του ασκείται ατμοσφαιρική πίεση. Εάν ο αγωγός όπου οδηγείται το μείγμα, είναι ένα αποκλίνον ακροφύσιο, η αύξηση της διατομής θα προκαλέσει πτώση της ταχύτητας, με συνέπεια αύξηση της πίεσεως. Το αποκλίνον ακροφύσιο ονομάζεται διαχύτης [4].

Το σύστημα συγκλίνοντος ακροφυσίου, θαλάμου και οχετού καταθλίψεως λειτουργεί μέσω του σωλήνα αναρροφήσεως, που συνδέεται στον θάλαμο, ως αντλία για το ρευστό. Οι εκχυτήρες είναι αντλίες, η λειτουργία των οποίων βασίζεται στην υψηλή ταχύτητα ενός ρευστού μέσου, που εκτοξεύεται σε έναν κυκλικό οχετό συμπαρασύροντας το ρευστό που υπάρχει γύρω από αυτό [4].

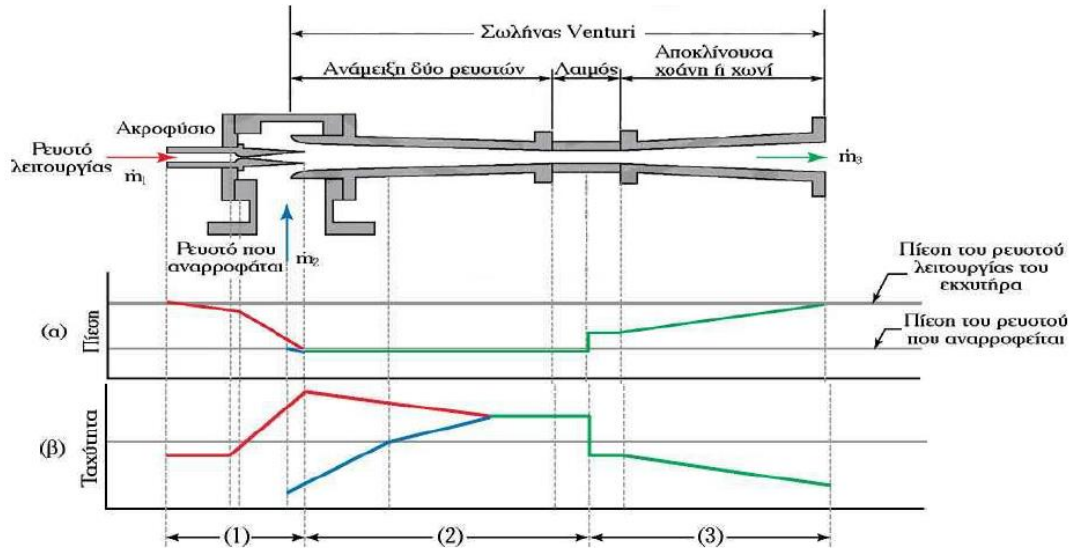
Στον οχετό τα δύο ρευστά αναμειγνύονται προοδευτικά και η υψηλή ταχύτητα του ρευστού λειτουργίας αρχίζει να μειώνεται, ενώ ταυτόχρονα αυξάνεται η πίεση του μείγματος στο αποκλίνον ακροφύσιο σε επίπεδο ανάλογο της πίεσης του δικτύου [4].



Σχήμα 2.2.5: Ροή στο εσωτερικό αντλίας δέσμης ρευστού.

Η λειτουργία του εκχυτήρα και οι μεταβολές στην πίεση και την ταχύτητά του ρευστού παριστάνονται σταδιακά στο σχήμα όπου:

- Στο διάγραμμα (α) του σχήματος 2.2.6 παρουσιάζεται η διακύμανση στην πίεση του ρευστού λειτουργίας και του ρευστού που αναρροφάται. Με την έξοδο του ρευστού λειτουργίας από το ακροφύσιο, η πίεση ελαττώνεται δημιουργώντας το κενό αναρροφήσεως (διάστημα 1). Τα δύο ρευστά αναμειγνύονται στο συγκλίνον τμήμα της χοάνης (διάστημα 2), ενώ στη συνέχεια η πίεση του μείγματος αυξάνεται σταδιακά στο αποκλίνον τμήμα της χοάνης (διάστημα 3).
- Αντιθέτως, στο διάγραμμα (β) του σχήματος 2.2.6 η ταχύτητα του ρευστού λειτουργίας αυξάνεται κατά την έξοδο του από το ακροφύσιο (διάστημα 1). Καθώς αναμειγνύεται με το ρευστό που αναρροφάται, η ταχύτητα του ελαττώνεται, ενώ η ταχύτητα του ρευστού που αναρροφάται αυξάνεται, με το μείγμα να ρέει με μια ενδιάμεση ταχύτητα (διάστημα 2). Τελικά, η ταχύτητα του μείγματος ελαττώνεται με τη διέλευση από τον διαχύτη (αποκλίνον τμήμα χοάνης) (διάστημα 3) [4].

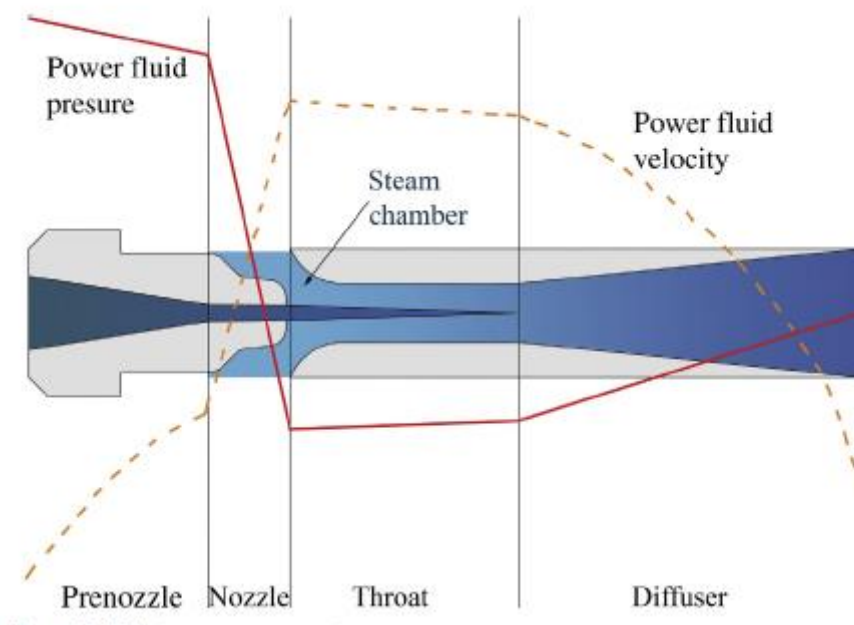


Σχήμα 2.2.6: Αντλία δέσμης ρευστού και τα διαγράμματα κατανομής της πίεσης και της ταχύτητας.

Ακολουθεί συμπληρωματικά η περιγραφή της αρχής λειτουργίας ενός εκχύτη (eductor). Οι εκχύτες είναι συσκευές σχεδιασμένες για να αντλούν ένα υγρό, χρησιμοποιώντας υγρό ως κινητήριο ρευστό. Με δεδομένο αυτό, η ροή είναι ασυμπίεστη για όλες τις τιμές των ταχυτήτων που αναπτύσσονται. Τα διαγράμματα που ακολουθούν δείχνουν ποιοτικά την πίεση και την ταχύτητα κατά το μήκος της αντλίας. Στην περιοχή πριν το ακροφύσιο (prenozle), η διατομή αρχίζει να μειώνεται, και αυτό έχει ως αποτέλεσμα η ταχύτητα να αυξάνεται ως τετραγωνική συνάρτηση, ενώ η πτώση πίεσης ως γραμμική συνάρτηση. Μέσα στο ακροφύσιο (nozle), η ταχύτητα γίνεται αρκετά υψηλή, ώστε η δυναμική πίεση να αποτελεί σημαντικό μέρος της συνολικής πίεσης, και η στατική πίεση μειώνεται γρήγορα, ενώ παράλληλα η ταχύτητα αυξάνεται απότομα. Όταν το ρευστό εισέλθει στον λαιμό (throat), το κινητήριο ρευστό ρέει πολύ γρήγορα και το αντλούμενο ρευστό έχει αρκετά πιο μικρή ταχύτητα. Στο σημείο που τα δύο ρευστά έρθουν σε επαφή, το αντλούμενο ρευστό πρέπει να επιταχυνθεί με την ταχύτητα της δέσμης, ενώ την ίδια στιγμή η αδράνεια του αντλούμενου ρευστού προσπαθεί να μειώσει την ταχύτητα της δέσμης, αλλά η κινητήρια ροή είναι σημαντικά πιο ισχυρή από αυτή του αντλούμενου ρευστού. Καθώς το μείγμα εισέρχεται στον διαχύτη (diffuser), αποκτά την ίδια ταχύτητα. Στον διαχύτη η ροή του μείγματος επιβραδύνεται και η δυναμική πίεση δεν αποτελεί πια σημαντικό κομμάτι της συνολικής πίεσης. Η μεταβολή της ταχύτητας εκφράζεται ξανά με μια τετραγωνική συνάρτηση [5].

Στην περίπτωση που η πυκνότητα του αναρροφώμενου ρευστού μειωθεί δραστικά (π.χ. αν η είσοδος αναρρόφησης είναι μπλοκαρισμένη ή αντλία εισάγει ένα μεγάλο βληματοειδούς σχήματος κομμάτι αέρα), η κινητήρια ροή δεν θα επιβραδυνθεί ικανοποιητικά στον θάλαμο μείξης και στον λαιμό, και αυτό θα έχει ως αποτέλεσμα να αυξηθεί ο κίνδυνος εμφάνισης

σπηλαιώσης στον λαιμό του σωλήνα λόγω του γρήγορου περάσματος της κινητήριας ροής από τον θάλαμο μείξης και της βίαιης συμπύκνωσης στον λαιμό ένεκα της αύξησης της πίεσης, καθώς η ταχύτητα εξασθενεί [5].



Σχήμα 2.2.7: Αντλία δέσμης ρευστού και οι μεταβολές της πίεσης και της ταχύτητας κατά μήκος της.

2.2.1 Ρευστά λειτουργίας αντλιών δέσμης ρευστού

Το ρευστό που χρησιμοποιείται στη λειτουργία ενός εκχυτήρα μπορεί να είναι ατμός, νερό, ή αέρας, με την πίεση παροχής του να είναι μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής προκειμένου [4]:

- Όταν το διερχόμενο ρευστό είναι ατμός υψηλής πίεσεως.
- Όταν το διερχόμενο ρευστό είναι νερό.
- Όταν το διερχόμενο ρευστό είναι αέρας.

Όταν το διερχόμενο ρευστό είναι ατμός υψηλής πίεσεως (p_1) που εκτονώνεται, μέσω ενός συγκλίνοντος ακροφυσίου, σε χαμηλότερη πίεση (p_2), μέρος της θερμικής του ενέργειας μετατρέπεται σε κινητική και αναπτύσσεται ως ταχύτητα του ατμού [4]. Η ταχύτητα που αποκτά ο ατμός διερχόμενος από αυτό, εξαρτάται από την αντίστοιχη πτώση πίεσης για μια συγκεκριμένη διατομή και η πτώση πίεσης από p_1 σε p_2 έχει αντίστοιχη αύξηση της ταχύτητας από u_1 σε u_2 . Η μεγαλύτερη τιμή της ταχύτητας επιτυγχάνεται κατά την έξοδο του ατμού από το ακροφύσιο, ενώ το βάρος του διερχόμενου ατμού είναι το ίδιο σε οποιαδήποτε διατομή του [4].

Στην περίπτωση που το διερχόμενο ρευστό είναι νερό ή υγρό, η ενέργεια του ακροφυσίου είναι ανάλογη δίχως να πραγματοποιείται εκτόνωση, όπως στον ατμό. Το νερό αποτελεί το πιο αποδοτικό μέσο λειτουργίας ενός εκχυτήρα. Η ταχύτητα του στην έξοδο του ακροφυσίου είναι

μεγαλύτερη από εκείνη που είχε στην είσοδο του και αυτό συμβαίνει λόγω της μείωσης του της διατομής του ακροφυσίου, εφόσον ο διερχόμενος όγκος (συνεπώς και το βάρος του νερού λόγω της διατήρησης της μάζας) είναι ο ίδιος. Έτσι, η ενέργεια πίεσης του νερού μετατρέπεται σε κινητική ενέργεια [4].

Ως κινητήριο ρευστό μπορεί να χρησιμοποιηθεί ο αέρας. Αυτό το μέσο λειτουργίας του εκχυτήρα επιλέγεται όταν πρόκειται να πραγματοποιηθεί άντληση αερίων ή κονιαμάτων [4].

2.3 Κατηγοριοποίηση αντλιών δέσμης ρευστού

Οι βασικές αρχές λειτουργίας των αντλιών αυτών βασίζονται στην ρευστοδυναμική και είναι αρκετά διαφορετικές από αυτές των άλλων τύπων αντλιών (π.χ. φυγοκεντρικής αντλίας, παλινδρομικής αντλίας κλπ.). Στις αντλίες δέσμης ρευστού, η κινητήρια ροή ρέει μέσω ενός ακροφυσίου δημιουργώντας μια δέσμη υψηλής ταχύτητας και χαμηλής στατικής πίεσης στην περιοχή του θαλάμου αναρρόφησης, το προς παροχέτευση ρευστό εισέρχεται από το στόμιο αναρρόφησης στον θάλαμο αναρρόφησης. Τα δύο ρευστά ρέουν με διαφορετική ταχύτητα, ή ακόμη και πυκνότητα σε κάποιες εφαρμογές, και αναμειγνύονται στον θάλαμο μείξης. Η μεταφορά ορμής από την κινητήρια ροή στην δευτερεύουσα ροή επιταχύνει το ρεύμα αναρρόφησης στην διεύθυνση κίνησης της ροής της δέσμης και παράγει ένα ομοιόμορφο μείγμα που κινείται σε μια ενδιάμεση ταχύτητα ανάμεσα σε αυτή της κινητήριας ροής και του ρεύματος αναρρόφησης προς την έξοδο του θαλάμου μείξης. Η συνδυασμένη ροή εξέρχεται από το στόμιο κατάθλιψης της αντλίας στο δίκτυο μεταφοράς σε μια προκαθορισμένη ταχύτητα και πίεση, αφού πρώτα διέλθει από τον διαχύτη, ο οποίος εξυπηρετεί ως μια συσκευή ανάκτησης της πίεσης. Ο διαχύτης διαμορφώνεται με τέτοιο τρόπο ώστε η ταχύτητα της ροής να μειωθεί σταδιακά και να μετατραπεί η κινητική ενέργεια σε ενέργεια πίεσης στην κατάθλιψη με τις λιγότερες δυνατές απώλειες πίεσης. Ως εκ τούτου, η προς παροχέτευση ροή αντλείται μέσω της ορμής της κινητήριας ροής [6].

Τα σημαντικά πλεονεκτήματα των αντλιών δέσμης ρευστού τις καθιστούν πολύ ελκυστικές στην επιλογή τους σε διάφορες μηχανικές εφαρμογές. Ως αποτέλεσμα, οι διαφορετικοί σχεδιασμοί των αντλιών αυτών έχουν συντελέσει στην πρόθεση για βελτίωση της απόδοσης τους και την εφαρμογή των αντλιών αυτών σε συγκεκριμένες περιοχές. Γενικά, η μεγάλη ποικιλία σχεδιασμού αντλιών δέσμης ρευστού βασίζεται στην γεωμετρία και το σχέδιο του ακροφυσίου, στις ιδιότητες του κινητήριου ρευστού και του ρευστού προς παροχέτευση, στις εφαρμογές και/ή στα υλικά κατασκευής τους. Μια σύντομη κατηγοριοποίηση δίνεται παρακάτω [6]:

1. Ταξινόμηση με βάση τη θέση του ακροφυσίου: σε συμφωνία με τη θέση του ακροφυσίου σύμφωνα με τον άξονα της αντλίας, υπάρχουν δύο βασικοί τύποι αντλίας δέσμης ρευστού.
 - **Κεντρική αντλία δέσμης ρευστού (Central jet pump):** Η κινητήρια δέσμη ρευστού ρέει κατά μήκος του άξονα του σωλήνα μείζης της αντλίας. Αυτός ο τύπος αντλίας δέσμης ρευστού περιλαμβάνει αντλίες με ακροφύσιο μονής οπής, ακροφύσιο πολλαπλών οπών, proportioning jet pump και flat jet pump. Σε αυτό το είδος αντλίας δέσμης ρευστού, ο θάλαμος μείζης είναι κυκλικής διατομής.
 - **Δακτυλιοειδής αντλία δέσμης ρευστού (annular jet pump):** Η κινητήρια ροή ρέει κατά μήκος του εσωτερικού τοιχώματος του θαλάμου ανάμειξης της αντλίας. Αυτό το είδος αντλίας δέσμης ρευστού καλύπτει αντλίες με δακτυλιοειδή σχισμή και αντλίες δέσμης ρευστού με δακτυλιοειδές ακροφύσιο πολλαπλών οπών.
2. Ταξινόμηση με βάση τη δομή του ακροφυσίου: βασισμένη στην γεωμετρία και τη δομή του ακροφυσίου, οι αντλίες δέσμης ρευστού ταξινομούνται ως εξής:
 - **Αντλία δέσμης ρευστού με ακροφύσιο μονής οπής (Single-nozzle jet pump):** Γενικά, οι αντλίες δέσμης ρευστού με ακροφύσιο μονής οπής είναι απλά γνωστές ως αντλίες δέσμης ρευστού.
 - **Αντλία δέσμης ρευστού με ακροφύσιο πολλαπλών οπών (Multi-nozzle jet pump):** Το ακροφύσιο των αντλιών αυτών διαθέτει περισσότερες από μία οπές στην έξοδό του.
 - **Proportioning jet pump:** Αυτός ο τύπος αντλίας δέσμης ρευστού ονομάζεται adjustable jet pump (ρυθμιζόμενη αντλία δέσμης ρευστού). Το σημαντικό χαρακτηριστικό αυτού του τύπου αντλίας είναι ότι η επιφάνεια ροής στην έξοδο του ακροφυσίου μπορεί να ρυθμιστεί σε ένα συγκεκριμένο εύρος, ώστε να ταιριάζει με τις συνθήκες λειτουργίας.
 - **Bi dimensional jet pump:** Στον τύπο αυτό αντλίας δέσμης ρευστού, είτε το ακροφύσιο είτε ο θάλαμος μείζης δεν είναι κυκλικού σχήματος ή τα κυκλικά ακροφύσια δεν είναι τοποθετημένα ομόκεντρα.
3. Ταξινόμηση με βάση το είδος του κινητήριου και του προς αναρρόφηση ρευστού: Αυτή η συγκεκριμένη ταξινόμηση δείχνει ότι η αντλία είναι σχεδιασμένη να διαχειρίζεται ένα συγκεκριμένο είδος ρευστού, χρησιμοποιώντας ένα συγκεκριμένο τύπο κινητήριου ρευστού. Επίσης, αν το κινητήριο και το προς παροχέτευση ρευστό είναι το ίδιο, η αντλία δέσμης ρευστού αναφέρεται ως αντλία μονής φάσης (π.χ. αντλία δέσμης αέρα), διαφορετικά, ονομάζεται πολυφασική αντλία δέσμης ρευστού. Αυτή η ταξινόμηση είναι επιτακτική για την πρόβλεψη και την αξιολόγηση της απόδοσης της αντλίας δέσμης ρευστού.

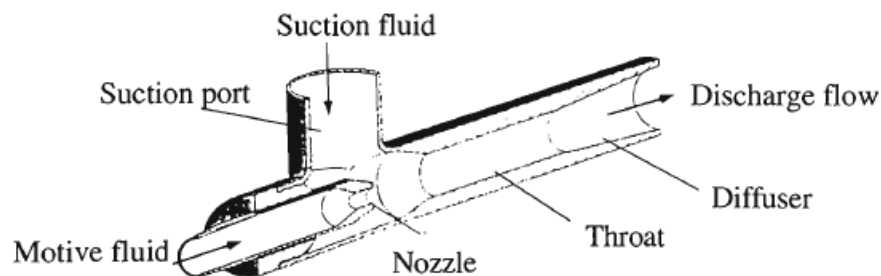
4. Ταξινόμηση με βάση την εφαρμογή και τη λειτουργία: αυτή η ταξινόμηση βασικά περιγράφει το σκοπό που εξυπηρετεί η αντλία.
5. Ταξινόμηση με βάση το υλικό κατασκευής: Το κριτήριο αυτό περιγράφει τα υλικά από τα οποία είναι κατασκευασμένη η αντλία και έτσι υποδεικνύεται η καταλληλότητα στον χειρισμό, σε λειαντικά ή μη ρευστά, σε ενεργά χημικά ή διαβρωτικά ρευστά κλπ.

2.3.1 Τύποι αντλιών δέσμης ρευστού

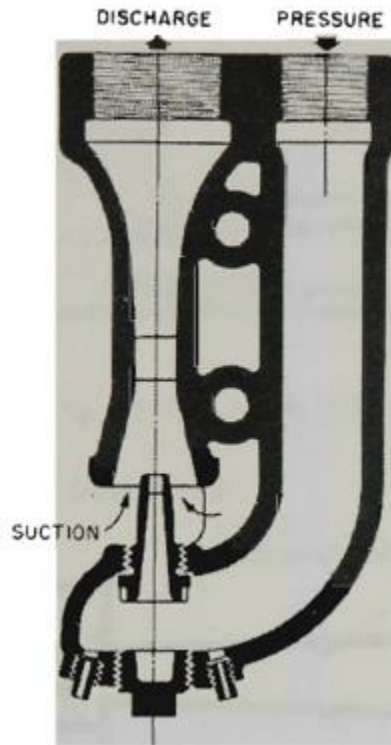
Ακολουθούν διάφοροι σχεδιασμοί αντλιών δέσμης ρευστού, ορισμένοι από τους οποίους αναφέρθηκαν στην προηγούμενη υποενότητα [6].

2.3.2 Κεντρική αντλία δέσμης ρευστού (Central Jet Pump)

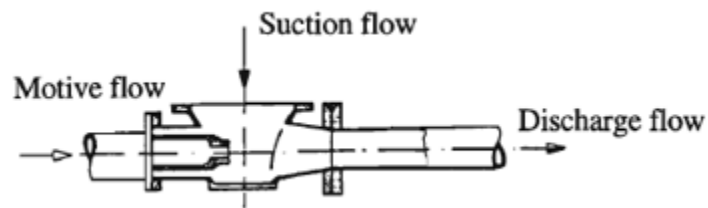
Μια τυπική αντλία δέσμης ρευστού, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα, αποτελείται από ένα κεντρικό ακροφύσιο, ένα δακτυλιοειδές πέρασμα αναρρόφησης, έναν κυλινδρικό σωλήνα μείξης και έναν συγκλίνον διαχύτη σε μια μικρή γωνία (7° έως 8°), ακόμα και αν αυτή η αντλία έχει διαφορετικά ονόματα και πιθανώς να είναι ελαφρά διαφορετική στην δομή της, ώστε να ταιριάζει σε συγκεκριμένες εφαρμογές. Προκειμένου να βελτιωθεί η απόδοση και να είναι πιο συμπαγής η κατασκευή, διάφοροι σχεδιασμοί έχουν εξεταστεί και εφαρμοστεί στην μηχανική πρακτική (ή στην πράξη), όπως δείχνουν τα σχήματα 2.3.1 έως 2.3.11.



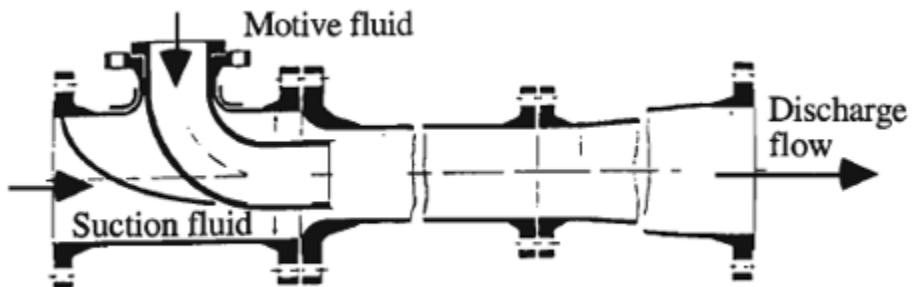
Σχήμα 2.3.1: Κεντρική αντλία δέσμης ρευστού (Central Jet Pump or Fox eductor) [7].



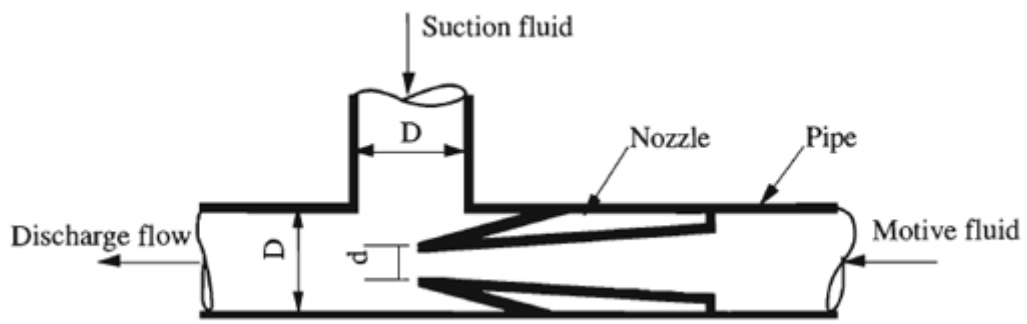
Σχήμα 2.3.2: Εχυτήρας άμμου και λάσπης (Sand and mud eductor) (Shutte and Koerting Co.) [8].



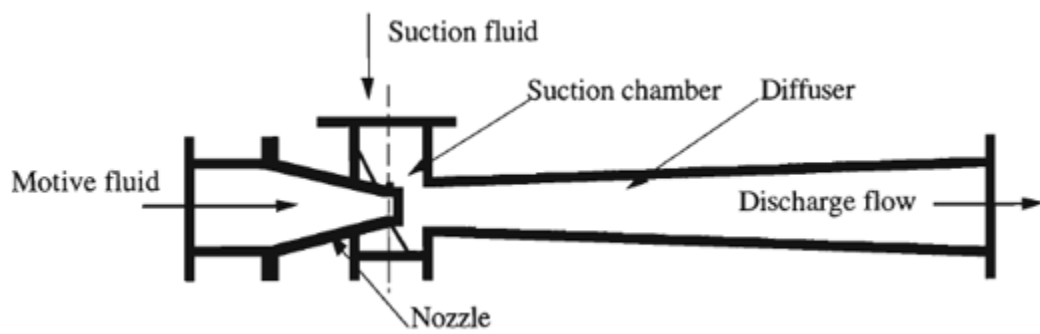
Σχήμα 2.3.3: Αντλία δέσμης ρευστού (jet pump) [9].



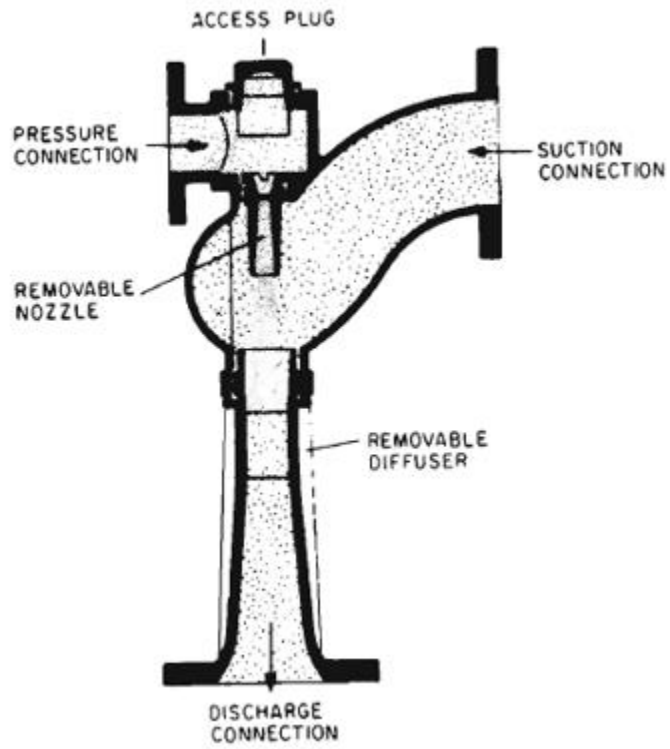
Σχήμα 2.3.4: Αντλία δέσμης ρευστού (jet pump) [9].



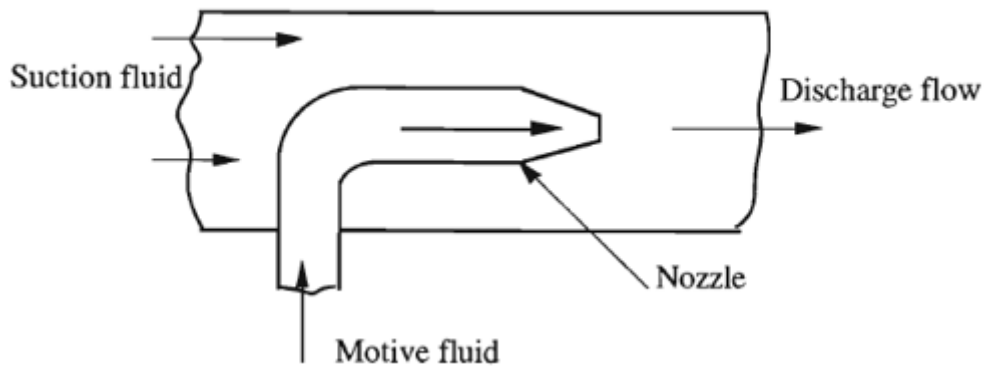
Σχήμα 2.3.5: Ροή στο ακροφύσιο [10].



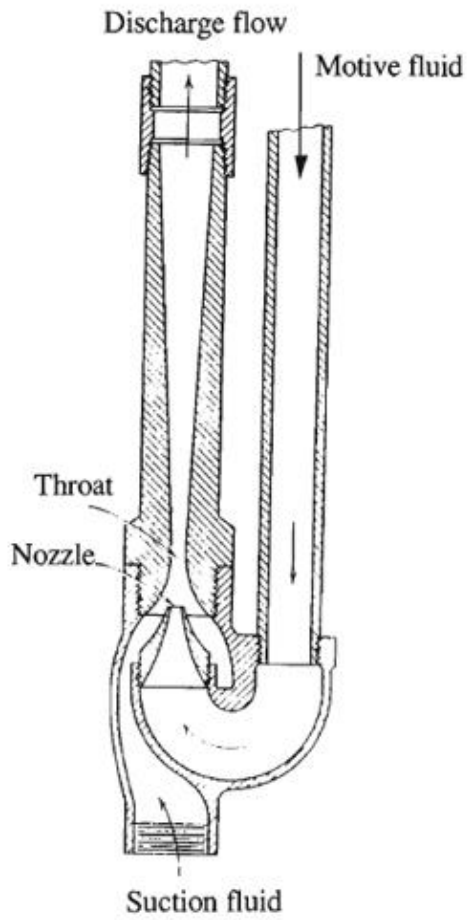
Σχήμα 2.3.6: Σωλήνας Venturi (feed venturi) [11].



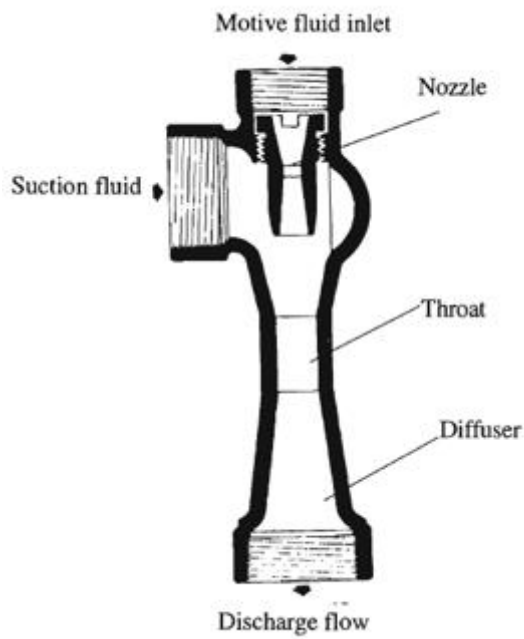
Σχήμα 2.3.7: Εκχυτήρας (streamlined eductor) (Shuttr and Koerting Co.) [8].



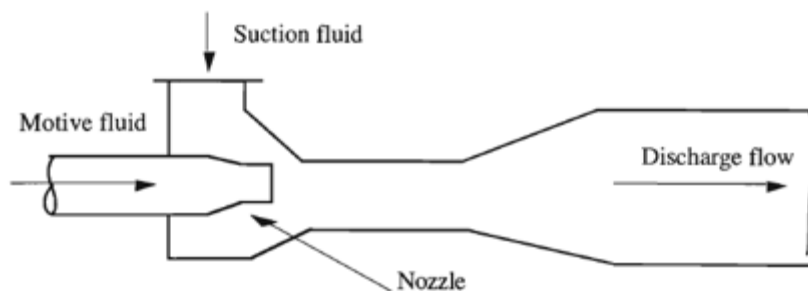
Σχήμα 2.3.8: Εκχυτήρας ομοαξονικού σωλήνα (Coaxial tube ejector) [12].



Σχήμα 2.3.9: Αντλία δέσμης ρευστού [13].



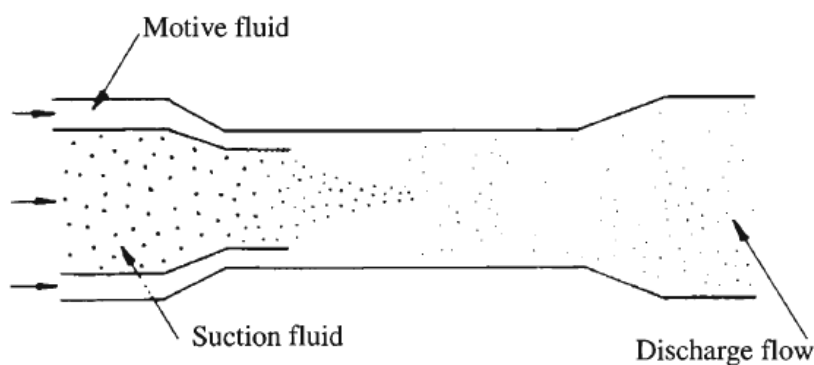
Σχήμα 2.3.10: Εκχυτήρας σιφωνισμού (Siphon eductor) (Shuttr and Koerting Co.) [8].



Σχήμα 2.3.11: Injector feeder [14-16].

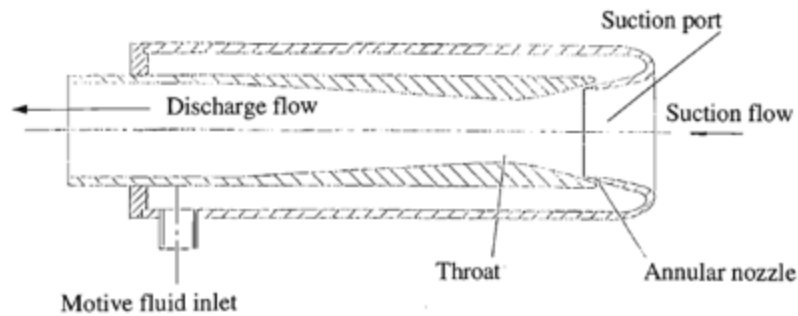
2.3.3 Δακτυλιοειδής αντλία δέσμης ρευστού (Annular Jet Pump)

Στο ακόλουθο σχήμα (Σχήμα 2.3.12) απεικονίζεται η γενική αναπαράσταση μιας δακτυλιοειδής αντλίας δέσμης ρευστού, στην οποία η κινητήρια ροή εισέρχεται στην δακτυλιοειδή περιοχή και η προς παροχέτευση ροή από τον πυρήνα. Η βασική αρχή λειτουργίας είναι ότι το κινητήριο ρευστό ρέει καταμήκος του δακτυλιοειδούς θαλάμου και τότε στραγγαλίζεται στο δακτυλιοειδές ακροφύσιο. Το σχήμα του δακτυλιοειδούς ακροφυσίου δημιουργεί ένα λεπτό στρώμα αέρα που ρέει με υψηλή ταχύτητα. Αυτό το γρήγορα κινούμενο λεπτό στρώμα του ρευστού ακολουθεί το προφίλ εξόδου του δακτυλιοειδούς ακροφυσίου, όπως φαίνεται στο σχήμα, σε υψηλή ταχύτητα δημιουργεί μια περιοχή χαμηλής πίεσης κοντά στο δακτυλιοειδές ακροφύσιο (coanda effect). Το προς αναρρόφηση ρευστό εισρέει στην ζώνη χαμηλής πίεσεως και μια μεγαλύτερη παροχή αναπτύσσεται στιγμιαία. Η υψηλής ταχύτητας δέσμη ρευστού επιδρά αποτρέποντας τα σωματίδια από τη ροή αναρρόφησης να προσκρούσουν στα τοιχώματα του ακροφυσίου και του σωλήνα αναρρόφησης. Επιπλέον, αυτός ο σχηματισμός δείχνει ικανοποιητικός για να ελαχιστοποιήσει την διάβρωση του ακροφυσίου της αντλίας και των περιοχών ανάμειξης, διαχωρίζοντας την διαβρωτική ροή αναρρόφησης από τα τοιχώματα της αντλίας [6].

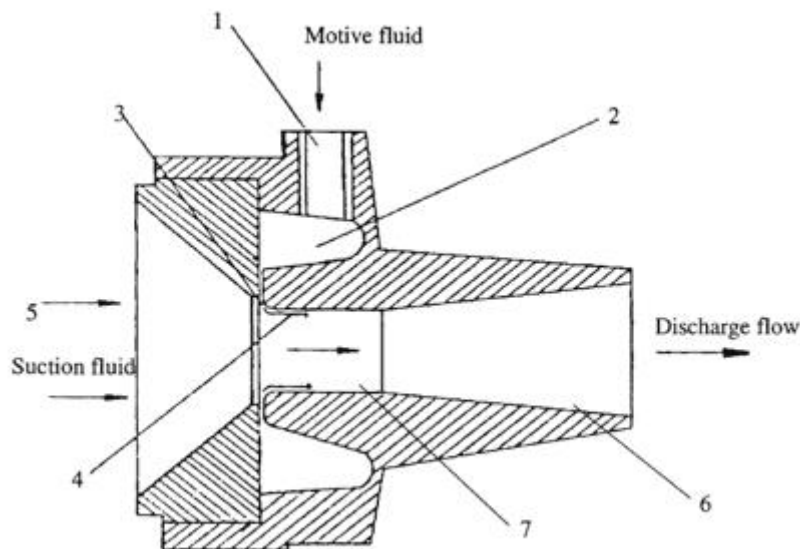


Σχήμα 2.3.12: Γενική αναπαράσταση δακτυλιοειδούς αντλίας δέσμης ρευστού [17].

Αυτός ο τύπος αντλίας δέσμης ρευστού μερικές φορές ονομάζεται ως αναβαθμισμένη αντλία δέσμης ρευστού. Στα Σχήματα 2.3.13 έως 2.3.19 παρουσιάζονται διάφορα τύποι δακτυλιοειδών αντλιών δέσμης ρευστού. Οι δακτυλιοειδείς αντλίες δέσμης ρευστού έχουν ορισμένα πλεονεκτήματα, όπως το μικρότερο μήκος σωλήνα μείξης και το χαμηλό κόστος, αλλά η χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας είναι εντελώς διαφορετική από τις συμβατικές αντλίες δέσμης ρευστού [6].

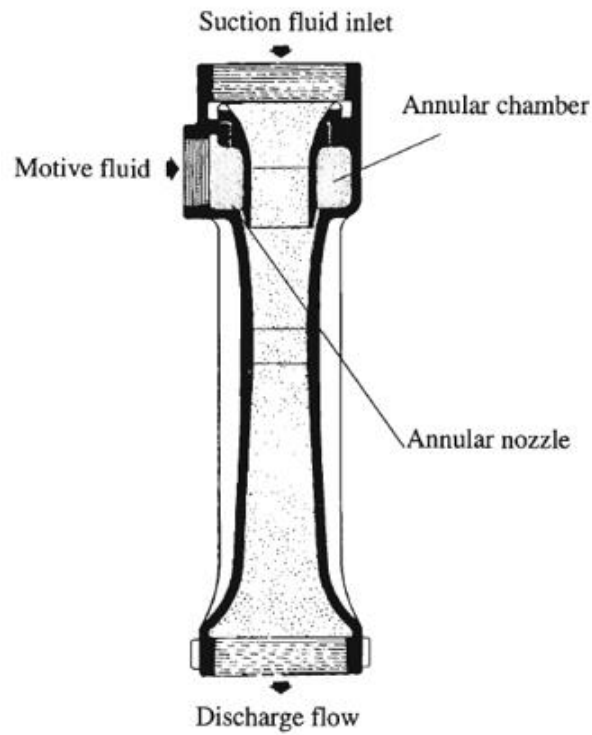


Σχήμα 2.3.13: Αντλία δέσμης ρευστού με ακροφύσιο τροφοδοσίας κενού (Vacuum aerated nozzle) [12].

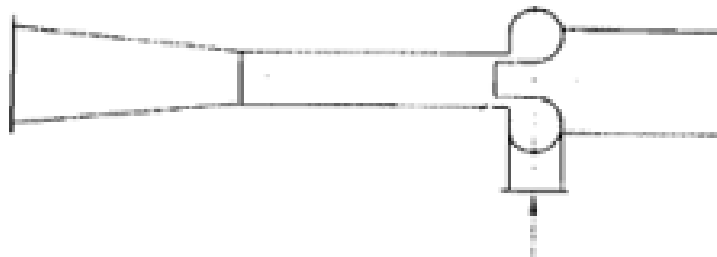


Σχήμα 2.3.14: Τομή μιας δακτυλιοειδούς αντλίας δέσμης ρευστού [18].

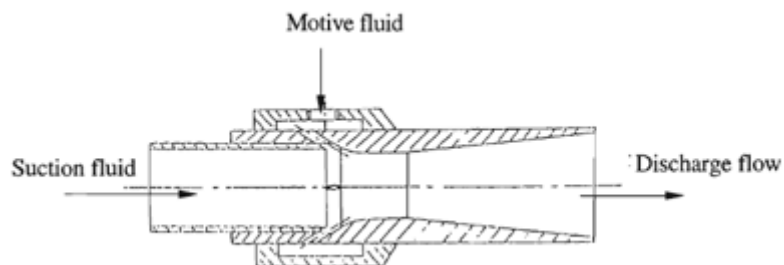
1. Είσοδος κινητήριου ρευστού, 2. Δακτυλιοειδής θάλαμος, 3. Δακτυλιοειδές ακροφύσιο,
4. Προφίλ εξόδου ακροφυσίου, 5. Πλευρά αναρρόφησης, 6. Διαχύτης, 7. Λαιμός/ Αγωγός μείξης.



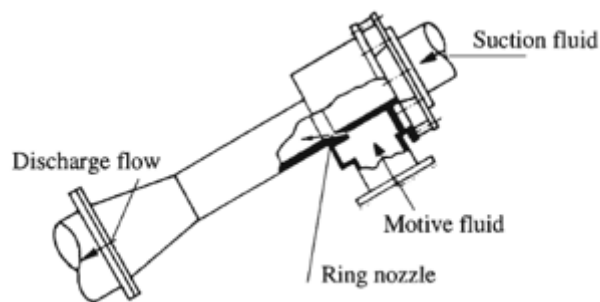
Σχήμα 2.3.15: Δακτυλιοειδές σιφόνι (Annular siphon) (Shuttr and Koerting Co.) [8].



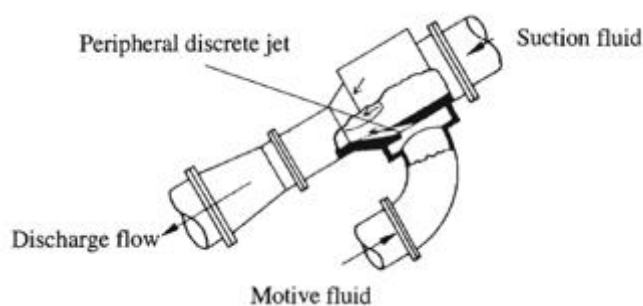
Σχήμα 2.3.16: Αντλία δέσμης ρευστού με ακροφύσιο σχήματος δακτυλιδιού (Jet pump with ring-shape nozzle) [19].



Σχήμα 2.3.17: PIAB ejector [12].



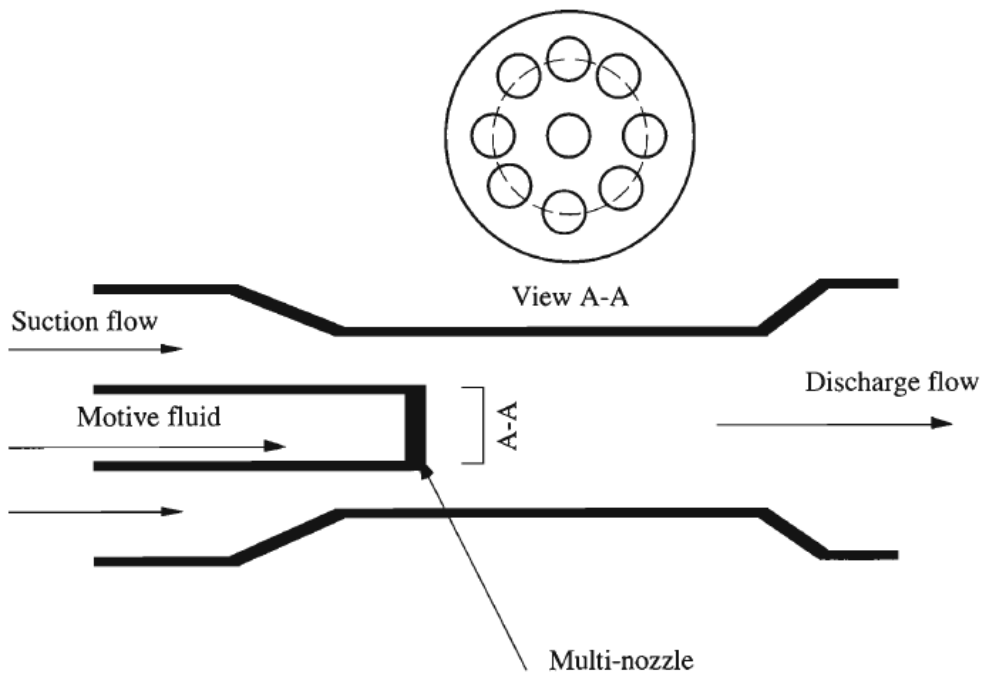
Σχήμα 2.3.18: Αντλία δέσμης ρευστού με ακροφύσιο σχήματος δακτυλιδιού (Jet pump with ring-shape nozzle) [20].



Σχήμα 2.3.19: Αντλία δέσμης ρευστού με διακριτή περιφερειακή δέσμη (Jet pump with peripheral discrete jet) [20].

2.3.4 Αντλία δέσμης ρευστού με ακροφύσιο πολλαπλών οπών (Multi-nozzle jet pump)

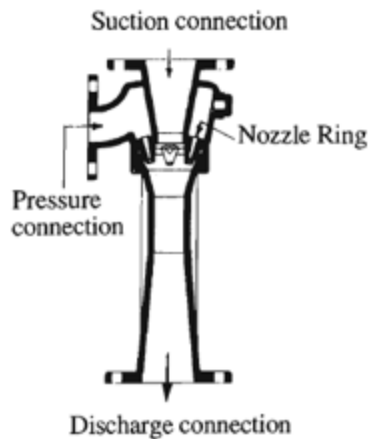
Το Σχήμα 2.3.20 δείχνει μια αναπαράσταση μιας τυπικής αντλίας με ακροφύσιο πολλαπλών οπών. Αυτός ο τύπος αντλίας αποτελείται από τρία έως εννιά ακροφύσια τοποθετημένα σε μια γωνιά ενός πλέγματος ισόπλευρων τριγώνων. Έχει παρατηρηθεί ότι η απόδοση αυξάνεται με τον αριθμό των ακροφυσίων. Ωστόσο, υπάρχουν συχνά πρακτικά όρια στον αριθμό των ακροφυσίων για έναν δεδομένο σχεδιασμό αντλίας δέσμης ρευστού [6].



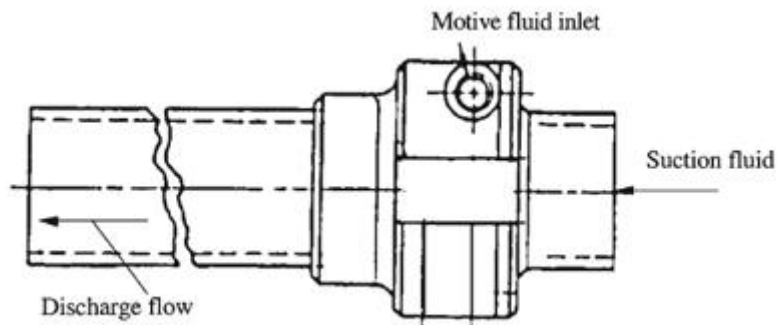
Σχήμα 2.3.20: Γενική απεικόνιση αντλίας δέσμης ρευστού με ακροφύσιο πολλαπλών οπών (Multi-nozzle jet pump).

Στα Σχήματα 2.3.21 και 2.3.22 αναπαρίστανται μερικές τυπικές αντλίες δέσμης ρευστού με πολλαπλά δακτυλιοειδή ακροφύσια, οι οποίες είναι σχεδιασμένες για ειδικές εφαρμογές. Σε αυτό τον τύπο αντλίας δέσμης ρευστού, η κινητήρια ροή εισέρχεται από οπές που είναι ομοιόμορφα κατανεμημένες γύρω από ένα δακτυλίδι, και το προς αναρρόφηση ρευστό εισέρχεται αξονικά κατά μήκος του κεντρικού περάσματος. Οι κατασκευαστές αναφέρουν αυτό τον τύπο αντλίας ως δακτυλιοειδής αντλία εκτόξευσης πολλαπλών ακροφυσίων (annular multi-nozzle eductor) (εκχυτήρας) [6].

Ένας παρόμοιος σχεδιασμός αναφέρεται απλά ως μια αντλία αέρα, όπως δείχνει το σχήμα 2.3.22, έχει παραχθεί από τον J.S. Melbourne και έχει χρησιμοποιηθεί σε εγκαταστάσεις πνευματικής μεταφοράς στην Αυστραλία. Το βασικό χαρακτηριστικό αυτού του τύπου αντλίας είναι ότι τα ακροφύσια είναι τοποθετημένα υπό γωνία, ώστε να δημιουργούν ένα ελικοειδές είδος ροής στον αγωγό κατάθλιψης [6].



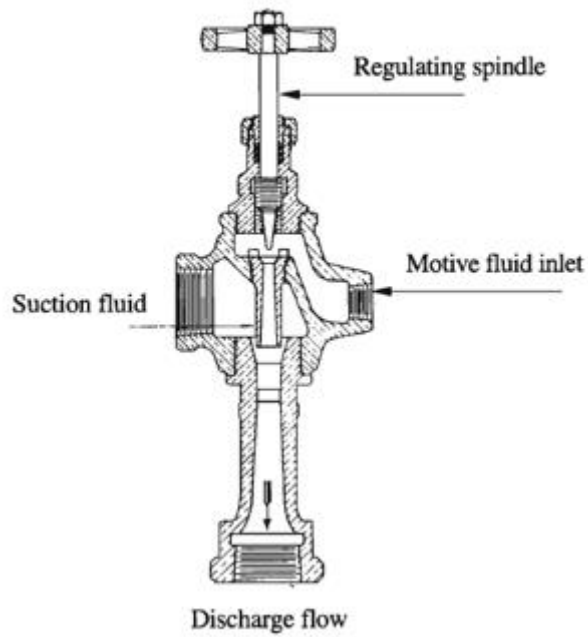
Σχήμα 2.3.21: Δακτυλιοειδής εκχυτήρας με ακροφύσιο πολλαπλών οπών (Annular multi-nozzle eductor) (Schutte and Koerting Co.) [8].



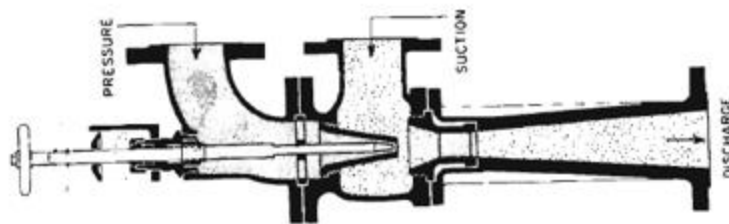
Σχήμα 2.3.22 Γενικός σχεδιασμός αντλίας αέρος (J.S. Melbourne Co.)

2.3.5 Proportioning Jet Pump

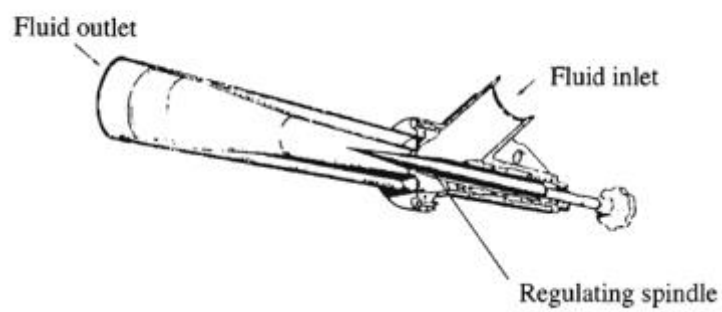
Στα σχήματα 2.3.23, 2.3.24, 2.3.25 αναπαρίστανται τυπικές αντλίες δέσμης ρευστού. Αυτός ο τύπος αντλίας δέσμης ρευστού καλείται επίσης και spindle proportioning eductor. Η διαφορά στην δομή ανάμεσα σε μια spindle proportioning και μια συμβατική αντλία δέσμης ρευστού είναι ότι η πρώτη αποτελείται από ένα ακροφύσιο με άτρακτο, δηλαδή την αναγκαία συσκευή σφραγίσματος και ρύθμισης. Αυτή η αντλία έχει τη δυνατότητα να ρυθμίζει την χαρακτηριστική απόδοσης κινώντας προς ή πίσω την άτρακτο χειροκίνητα ή αυτόματα ώστε να προσαρμόζεται στις συνθήκες λειτουργίας. Σε κρίσιμες εφαρμογές, η ρύθμιση της άτρακτου συνδέεται με ένα διαφραγματικό ενεργοποιητή, ώστε να επιτυγχάνεται κλειστός έλεγχος (close control) [6].



Σχήμα 2.3.23: Steam primer (Schutte & Koerting Co.) [21].



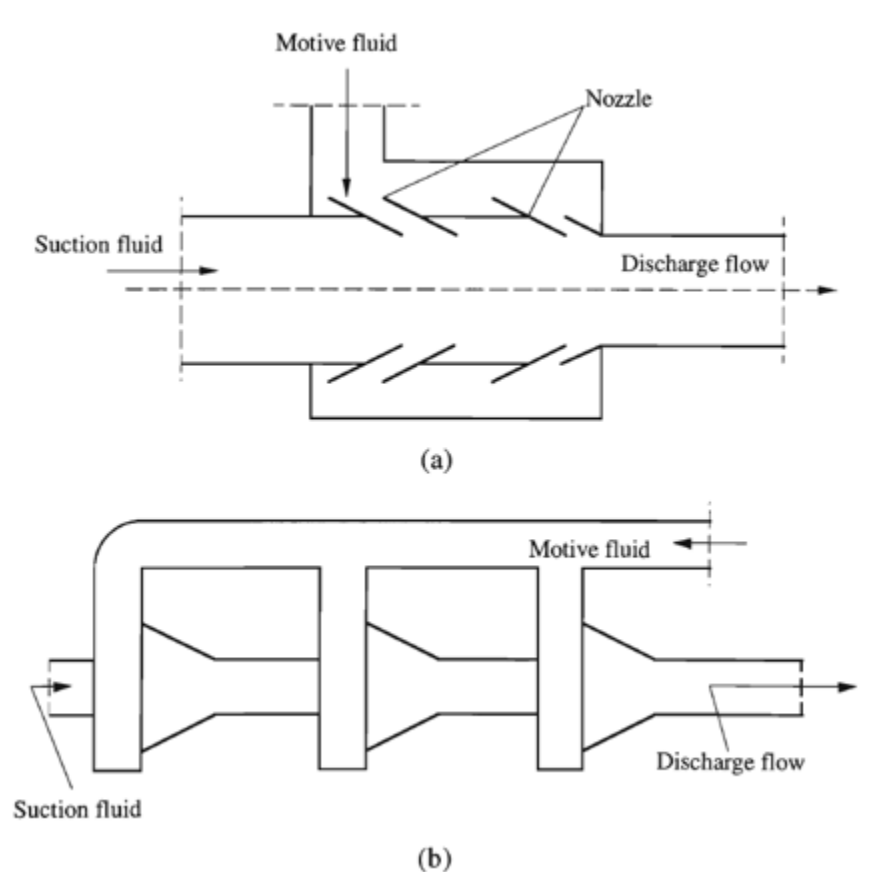
Σχήμα 2.3.24: Proportioning eductor (Schutte & Koerting Co.) [8].



Σχήμα 2.3.25: Αντλία δέσμης ρευστού με ρυθμιζόμενο ακροφύσιο (Jet pump with adjustable nozzle) [10].

2.3.6 Πολυβάθμια αντλία δέσμης ρευστού (Multi-stage Jet Pump)

Το Σχήμα 2.3.26 δείχνει δύο παραδείγματα αντλιών δέσμης ρευστού, οι οποίες χρησιμοποιούν πολλαπλές εισόδους έγχυσης. Αυτός ο τύπος αντλίας δέσμης ρευστού δε μπορεί να συμπεριληφθεί στην κατηγορία αντλιών δέσμης ρευστού με πολλαπλά δακτυλιοειδή ακροφύσια, επειδή μπορεί να διαχωριστεί σε διαφορετικές αντλίες δέσμης ρευστού χωρίς διαχύτη [6].

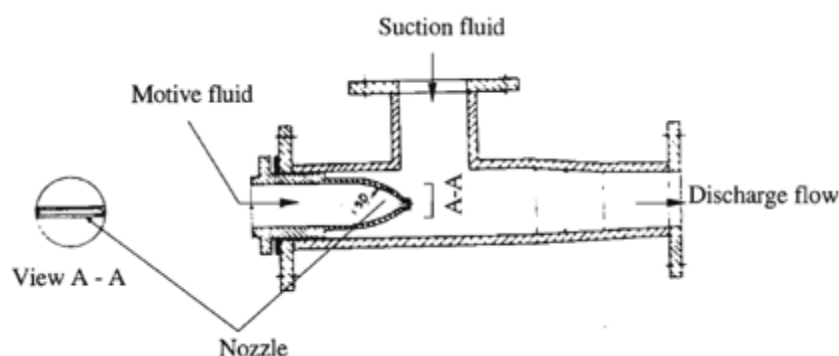


Σχήμα 2.3.26: Απλοποιημένα σχέδια δύο πολυβάθμιων αντλιών δέσμης ρευστού (a) from U.S. Patent 38576511 [22] (b) from U.S. Patent 40280009 [23].

2.3.7 Bi-dimensional Jet Pump

Οι bi-dimensional jet pumps αποτελούνται από σχισμές ή ακροφύσια σε σειρά. Έχει καταγραφεί ότι η απόδοση τους μπορεί να είναι παρόμοια με αυτή των αντλιών δέσμης ρευστού με πολλαπλά κεντρικά ακροφύσια με έναν ισοδύναμο χώρο κατανομής των ακροφυσίων στην είσοδο του σωλήνα μείξης. Το σχήμα 2.3.27 δείχνει μια αντλία δέσμης ρευστού που περιέχει (flat jet) επίπεδη δέσμη, η οποία είναι αρκετά διαφορετική από το σχήμα του ακροφυσίου συμβατικής αντλίας δέσμης ρευστού. Ένα συγκλίνον ακροφύσιο έχει χρησιμοποιηθεί για να

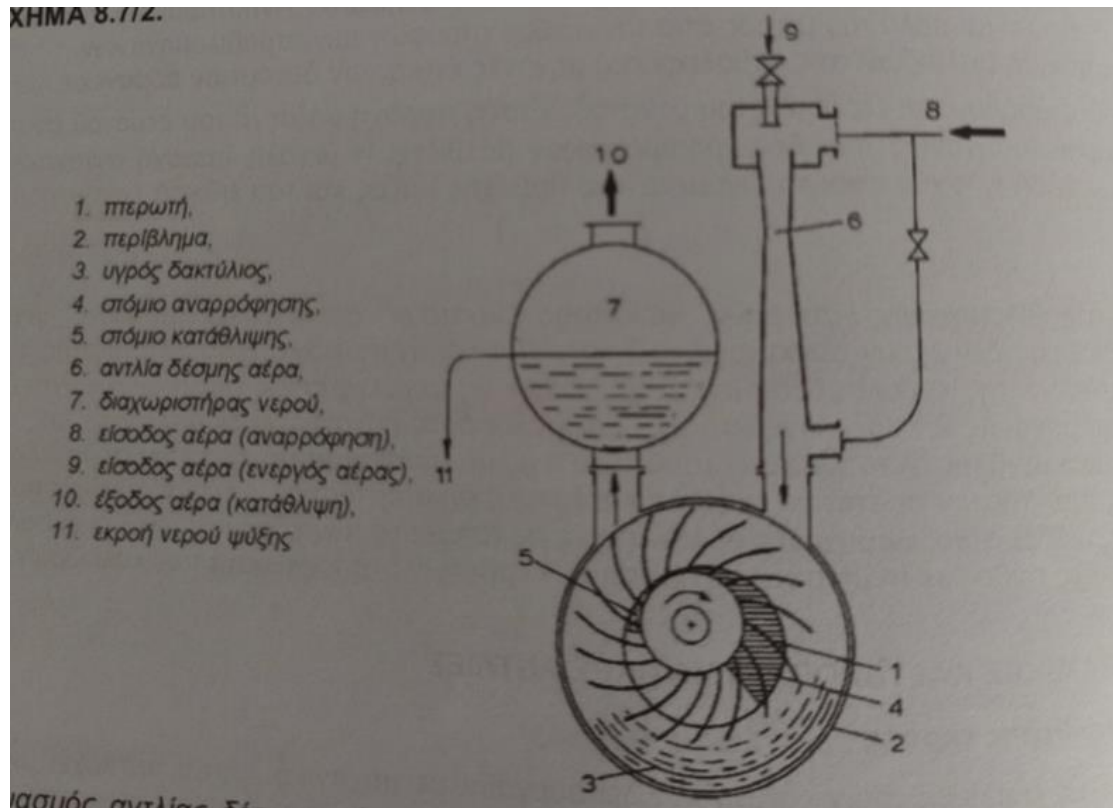
δημιουργήσει την επίπεδη δέσμη ρευστού παρέχοντας μια μεγαλύτερη επιφάνεια για την εισαγωγή του ρευστού παροχέτευσης [6].



Σχήμα 2.3.27: Flat Jet Pump [24].

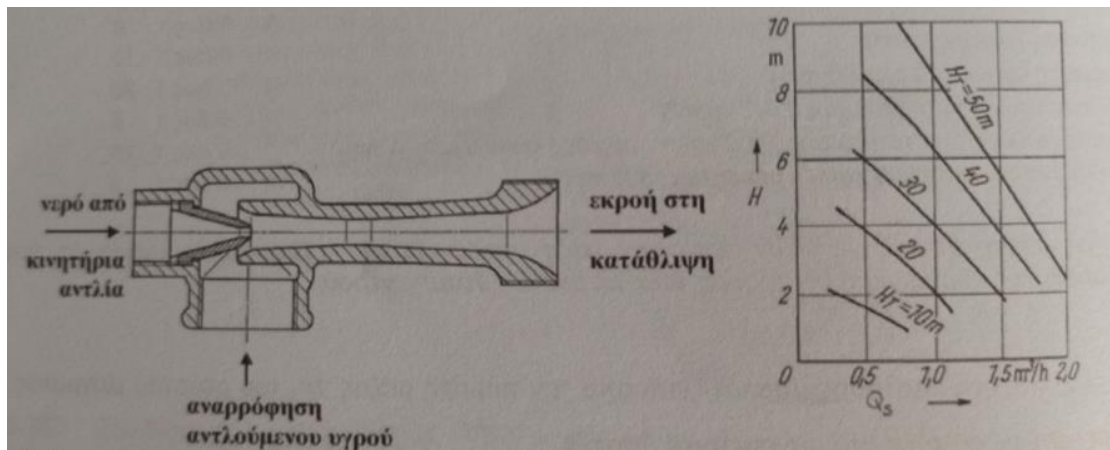
2.3.8 Διάφοροι τύποι αντλιών δέσμης ρευστού

Αντλίες δέσμης υγρού ή αερίου για την παροχέτευση αερίων, δηλ. φυσητήρες ή συμπιεστές δέσμης ρευστού έχουν επίσης πολλές εφαρμογές ως αντλίες παραγωγής υποπίεσης (κενού). Χρησιμοποιούν για κινητήρια δέσμη νερό για απόλυτες πιέσεις μέχρι 100 mbar (0,1 bar), ατμό για πιέσεις μέχρι 30 mbar (μόνο σε πολυβάθμιδη κατασκευή), όπου περίπου η τάση ατμών νερού σε τεχνικά κανονική θερμοκρασία (20 °C) ή ατμούς λαδιού ή υδραργύρου για την παραγωγή υψηλού κενού (μέχρι 10^{-5} mbar). Μια ιδιαίτερη εφαρμογή για την παραγωγή κενού μέχρι και 10 mbar βρίσκει ο συνδυασμός αντλίας δέσμης αέρα (ένας απλός σωλήνας Ventouri) με αντλία υγρού δακτυλίου, όπως παρουσιάζεται στο Σχήμα 2.3.28 [1].



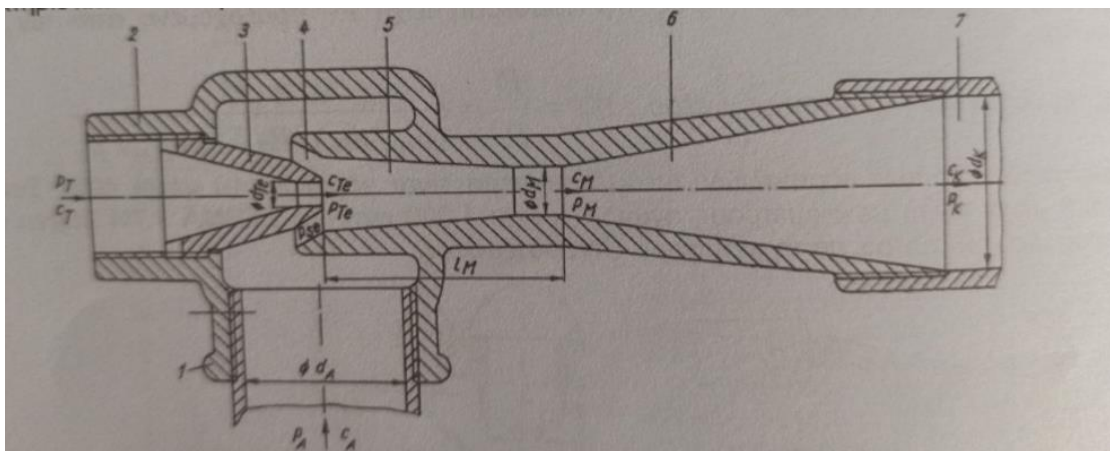
Σχήμα 2.3.28: Συνδυασμός αντλίας δέσμης αέρα (εγχύτης) και αντλίας υγρού δακτυλίου για την παραγωγή κενού μέχρι 10 mbar.

Εύχρηστες αντλίες δέσμης νερού μεγέθους από 130 έως 320 mm διαμέτρου αγωγού με δυνατότητα παροχέτευσης μέχρι 10 m³/h χρησιμοποιούνται για το άδειασμα χώρων από υπόγεια νερά, από νερά πλημμυρών και για ακάθαρτα νερά σε αγροτικές δραστηριότητες. Στο Σχήμα 2.3.29 φαίνεται η τομή μιας απλής αντλίας με κωνικό ακροφύσιο (αριστερά), στο οποίο προκαλείται δέσμη νερού παροχτευόμενου από μηχανική αντλία μανομετρικού έως 50 m (~50 bar) με αποτέλεσμα τη δημιουργία εκροής ακροφυσίου 5 έως 30 m/s με αντίστοιχες υποπιέσεις, οι οποίες αναρροφούν το προς παροχέτευση νερό από το κάτω άνοιγμα της αντλίας ελαστικού σωλήνα. Στο διάγραμμα του ίδιου σχήματος η χαρακτηριστική λειτουργία της αντλίας (του μικρότερου μεγέθους) δείχνει, ότι για την παροχή νερού άντλησης από αντίστοιχο βάθος άντλησης (μανομετρικό) απαιτούνται αντίστοιχες επιδόσεις της κινητήριας αντλίας. Έτσι π.χ. το συγκεκριμένο μέγεθος αντλίας η άντληση νερού σε παροχή $Q_s = 1 \text{ m}^3/\text{h}$ από βάθος $H=6 \text{ m}$ απαιτείται κινητήρια αντλία με μανομετρικό $H_T = 40 \text{ m}$ και – κατά τα δεδομένα του κατασκευαστή – με παροχή καθαρού νερού 0,6 m³/h. Για παροχή 10 m³/h από το ίδιο βάθος των 6 m απαιτείται από την κινητήρια αντλία παροχή 6 m³/h και το ίδιο προηγούμενο μανομετρικό 40 m. Φυσικά το μεγάλο πλεονέκτημα, των αντλιών δέσμης νερού είναι η δυνατότητα τους να αντλούν ακάθαρτα ύδατα, έστω και πολύ μικρής απόδοσης, όπως δείχνουν τα παρακάτω δεδομένα [1].



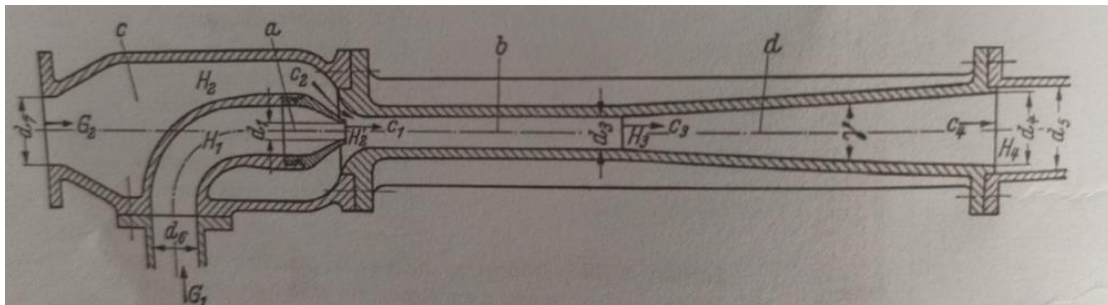
Σχήμα 2.3.29: Αντλία δέσμης νερού με συγκλίνον ακροφύσιο και χαρακτηριστική καμπύλη του μικρότερου μεγέθους της ίδιας σειράς.

Στα ακόλουθα σχήματα (Σχ. 2.3.30 και 2.3.31) απεικονίζονται δύο αντλίες δέσμης νερού με κατασκευαστικές λεπτομέρειες και λειτουργικά χαρακτηριστικά που ανήκουν σε αντίστοιχες σειρές παραγωγής.



Σχήμα 2.3.30: Αντλία δέσμης νερού με θάλαμο αναρρόφησης.

Στην παραπάνω αντλία δέσμης ρευστού, το νερό εισρέει μέσω του θαλάμου αναρρόφησης (2) στο ακροφύσιο 3 υπό υψηλή πίεση p_T . Η δημιουργούμενη στον χώρο (4) υπό πίεση p_{Te} , ένεκα υψηλής ταχύτητας c_{Te} , προκαλεί αναρρόφηση του προς παροχέτευση υγρού από το στόμιο (1) διαμέτρου d_s υπό πίεση p_s . Στο θάλαμο αναμείξεως (5) μετά από πλήρη ανταλλαγή ενέργειας το παροχετευόμενο μαζί με το κινητήριο ρευστό ρέουν μέσω του διαχύτη (6) προς το στόμιο κατάθλιψης (7) υπό πίεση $p_D > p_s$ και με ταχύτητα c_D [1].



Σχήμα 2.3.31: Αντλία δέσμης νερού με κατασκευαστικές λεπτομέρειες.

Στο παραπάνω σχήμα, η αντλία δέσμης νερού διαθέτει μια κινητήρια δέσμη που εισέρχεται από τον χώρο G_1 μέσω του ακροφυσίου a . Το παροχετευόμενο νερό G_2 αναρροφάται από την υποπίεση στην δέσμη της υψηλής ταχύτητας c_1 και μετά την ανταλλαγή ενέργειας στον θάλαμο μείξης b εκρέει μέσω του διαχύτη d από το στόμιο κατάθλιψης με ταχύτητα c_4 και μανομετρικό ύψος H_4 [1].

2.3.9 Ορολογία αντλίας δέσμης ρευστού

Λόγω της ανάπτυξης και της βελτίωσης του σχεδιασμού της αντλίας δέσμης ρευστού στο πέρασμα του χρόνου, διαφορετικά ονόματα ακόμη και για τον ίδιο τύπο αντλίας συνεχίζουν να εμφανίζονται στους καταλόγους των κατασκευαστών και στην βιβλιογραφία. Αυτό συχνά προκαλεί σύγχυση σχετικά με την κατανόηση και την χρήση των αντλιών δέσμης ρευστού στη μηχανολογική πρακτική. Ως εκ τούτου, μια συνεπής ορολογία για τις αντλίες δέσμης ρευστού είναι επιτακτικής σημασίας. Μέχρι τώρα, δεν υπάρχουν βιομηχανικά πρότυπα που ορίζουν τους όρους που χρησιμοποιούνται για τους διάφορους τύπους αντλίας δέσμης ρευστού. Ακολουθεί ένας ορισμός της ορολογίας σχετικά με τις αντλίες δέσμης ρευστού [6].

Ejector (Εκχυτήρας) : Το όνομα αυτό χρησιμοποιείται για να περιγράψει όλους τους τύπους αντλίας δέσμης ρευστού στους οποίους η πίεση στην κατάθλιψη είναι μια ενδιάμεση τιμή ανάμεσα σε αυτή της πίεσης της κινητήριας ροής και της πίεσης αναρρόφησης.

Eductor (Εκχυτήρας): Μια αντλία δέσμης ρευστού που χρησιμοποιεί υγρό ως κινητήριο ρευστό.

Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθούν ορισμένες διαφορές μεταξύ του ejector και eductor. Όπως αναφέρεται παραπάνω ο εκχυτήρας (eductor) χρησιμοποιεί ένα υγρό ως κινητήριο ρευστό, όπως το νερό, ενώ ο εκχυτήρας (ejector) χρησιμοποιεί ένα αέριο, όπως ατμό ή αέρα. Μια άλλη διαφοροποίηση είναι ότι οι εκχυτήρες (eductors) διαθέτουν συγκλίνον ακροφύσιο, ενώ από την άλλη πλευρά, οι εκχυτήρες (ejectors) διαθέτουν συγκλίνον-αποκλίνον ακροφύσιο.

Μεγαλύτερο μανομετρικό ύψος αναρρόφησης αναπτύσσεται στους eductors σε σχέση με τους ejectors. Οι ταχύτητες λειτουργίας είναι χαμηλές στους εκχυτήρες (eductors), π.χ. 10 ft/sec για το κινητήριο ρευστό, ενώ οι τιμές της ταχύτητας είναι πολύ υψηλές στους ejectors, περίπου 1000 ft/sec για την κινητήρια ροή. Ως προς τον παραγόμενο θόρυβο, οι eductors πλεονεκτούν έναντι των ejectors, παρέχοντας αθόρυβη λειτουργία. Τέλος, οι λόγοι συμπίεσης είναι υψηλοί στους eductors και χαμηλοί στους ejectors.

Injector (εγχύτης) : είναι ένας ειδικός τύπος αντλίας δέσμης ρευστού που χρησιμοποιεί ένα συμπυκνωμένο αέριο για να εισάγει ένα ρευστό και να καταθλίψει ενάντια μιας πίεσης υψηλότερης από αυτή της κινητήριας ροής ή της πίεσης αναρρόφησης.

Siphon (σιφώνι): Είναι μια αντλία δέσμης υγρού, η οποία χρησιμοποιεί ένα συμπυκνωμένο αέριο, συνήθως ατμό, ως κινητήριο ρευστό.

Σύμφωνα με τον παραπάνω ορισμό, ο όρος αντλίας δέσμης ρευστού και εκχυτήρας μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε εφαρμογές πνευματικής μεταφοράς. Ωστόσο, τα περισσότερα ονόματα στην βιβλιογραφία (όπως eductor, venturi eductor, gas-solid injector and venturi injector) που χρησιμοποιούνται περιγράφουν συσκευές τροφοδοσίας σε εφαρμογές πνευματικής μεταφοράς είναι αντιφατικά με βάση τον ορισμό που δίνεται παραπάνω. Λόγω της προκαλούμενης σύγχυσης, φαίνεται ότι μια συνεπής ορολογία απαιτείται. Για παράδειγμα, ο όρος eductor θα πρέπει να χρησιμοποιείται για να περιγράψει αντλίες δέσμης ρευστού που χρησιμοποιούν νερό ή άλλο υγρό (αλλά όχι πεπιεσμένο αέρα) για να μεταφέρει σωματίδια/στερεά. Air-jet pump ή ejector αντί για injector θα πρέπει να χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές πνευματικής μεταφοράς επειδή ο injector είναι ένας συγκεκριμένος όρος που αναφέρεται σε αντλία δέσμης ρευστού με κινητήριο ρευστό ένα συμπυκνωμένο αέριο. Επίσης, ο όρος venturi injector θα πρέπει να αντικατασταθεί από το venturi feeder για να αποφευχθεί η σύγχυση του συγκεκριμένου νοήματος ή του σκοπού των injectors. Επιπλέον, venturi eductor είναι ένα όνομα που προκαλεί σύγχυση. Οι αντλίες δέσμης ρευστού θα πρέπει επίσης να διακριτοποιούνται από τα venturi feeders, λόγω των διαφορών στην δομή και τη λειτουργία τους [6].

Από την ταξινόμηση της προηγούμενης υποενότητας, το όνομα της αντλίας δέσμης ρευστού προκύπτει κυρίως από τη γεωμετρία και διάταξη του ακροφυσίου, και την κατάσταση του κινητήριου ρευστού. Επιπλέον, προτείνεται ότι με ένα συγκεκριμένο όνομα θα πρέπει να αναφέρεται στη γεωμετρία και τη διάταξη του ακροφυσίου, στις καταστάσεις του κινητήριου ρευστού και του ρευστού αναρρόφησης, καθώς και της κύριας εφαρμογής. Η κατάσταση του ρευστού αναρρόφησης μπορεί να αμεληθεί όταν το κινητήριο και το ρευστό αναρρόφησης είναι του ίδιου είδους (π.χ., αν και τα δύο είναι αέρας) [6].

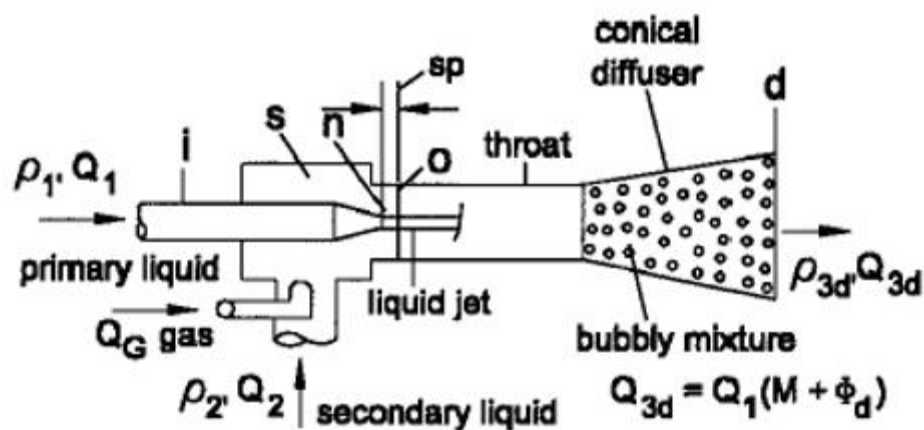
2.4 Εξισώσεις-Επιλογή αντλίας δέσμης ρευστού

2.4.1 Θεωρία αντλίας δέσμης υγρού για 3 τύπους δευτερεύουσας ροής

Το μοντέλο αντλίας δέσμης υγρού βασίζεται στις εξισώσεις διατήρησης ενέργειας, ορμής και μάζας. Οι πραγματικές απώλειες ρευστού υπολογίζονται από τον συντελεστή απωλειών λόγω τριβής (K). Το κύριο ή το κινητήριο ρευστό είναι υγρό πυκνότητας ρ_1 . Σε αυτή την ανάλυση, το δευτερεύον/αντλούμενο ρευστό μπορεί να είναι ένα δεύτερο ρευστό πυκνότητας ρ_1 ή ρ_2 , ή ένα μίγμα αερίου – υγρού (φουσαλίδες), ή ένα αέριο. Αυτά τα τρία είδη ροή αντλίας δέσμης ρευστού αναφέρονται ως δέσμης υγρού – υγρού, δέσμης υγρού – μίγματος αερίου – υγρού και δέσμης υγρού – αερίου [25].

Οι παραδοχές της ανάλυσης αυτής είναι οι εξής:

- Η κύρια και η δευτερεύουσα ροή εισέρχονται στον θάλαμο ανάμειξης με ομοιόμορφες κατανομές ταχύτητας, και η μεικτή ροή εξέρχεται από τον διαχύτη με ένα ομοιόμορφο προφίλ ταχύτητας.
- Η αέρια φάση – αν υπάρχει – υπόκειται ισόθερμη συμπίεση στον θάλαμο μείξης (throat) και στον διαχύτη.
- Όλες οι διφασικές ροές στην είσοδο του λαιμού (throat) και στην έξοδο αποτελούνται από μίγματα με ομοιογενείς φουσαλίδες αερίου μέσα σε ένα συνεχές υγρό.
- Μεταφορά θερμότητας από το αέριο στο ρευστό είναι αμελητέα – η θερμοκρασία του υγρού παραμένει σταθερή.
- Αλλαγή στην διαλυτότητα του αερίου μέσα στο υγρό από πίεση P_s σε P_d είναι αμελητέα.
- Εξέλιξη ατμού από και συμπύκνωση στο υγρό είναι αμελητέα μικρές.



Σχήμα 2.4.1: Αντλία δέσμης υγρού με δευτερεύουσα ροή υγρού-αερίου.

Η εξίσωση ακροφυσίου με αναφορά το Σχήμα 2.4.1:

$$P_i + \rho_1 \frac{V_i^2}{2} = P_o + \rho_1 \frac{V_n^2}{2} + K_n \rho_1 \frac{V_n^2}{2} \quad (7)$$

Για

$$P_i = \bar{P}_i$$

Η εξίσωση ακροφυσίου είναι:

$$P_i - P_o = Z(1 + K_n) \quad (8)$$

Η εξίσωση στην είσοδο του λαιμού (throat), η διαφασική δευτερεύουσα ροή περιγράφεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\frac{dP}{\rho} = VdV + d\left(K_{en} \frac{V^2}{2}\right) = 0 \quad (9)$$

Πυκνότητα του δευτερεύοντος ρευστού ως μια συνάρτηση της στατικής πίεσης και του λόγους ροής M και φ είναι:

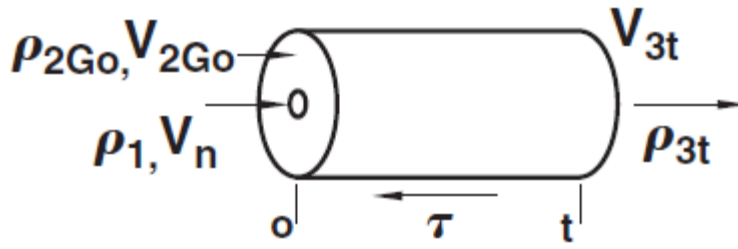
$$\rho_{2G} = \frac{m_2 + m_G}{Q_2 + Q_G} = \frac{m_1 \left[\frac{m_2}{m_1} + \frac{m_G}{m_1} \right]}{Q_1 (M + \varphi)} = \rho_1 \left[\frac{SM + \gamma\varphi_s}{m + \varphi} \right] \quad (10)$$

Ολοκληρώνοντας την Εξ. (9) χρησιμοποιώντας αυτή την συσχέτιση της πυκνότητας και της συνέχειας οδηγεί στην εξίσωση στην είσοδο του λαιμού (throat):

$$M(P_s - P_o) + P_s \varphi_s \ln \frac{P_s}{P_o} = Z \frac{SM + \gamma\varphi_s}{c^2} (1 + K_{en}) (M + \varphi_o^2) \quad (11)$$

ΕΞΙΣΩΣΗ ΟΡΜΗΣ ΣΩΛΗΝΑ ΜΕΙΞΗΣ:

Εξιτώνοντας τις δυνάμεις στον όγκο ελέγχου και τις μεταβολές της ορμής του ρευστού:



Σχήμα 2.4.2: Όγκος ελέγχου στον θάλαμο μείξης.

$$(P_0 - P_t) A_{th} = (m_1 + m_2 + m_G) V_{3t} m_1 V_n - (m_2 + m_G) V_{2Go} \quad (12)$$

όπου

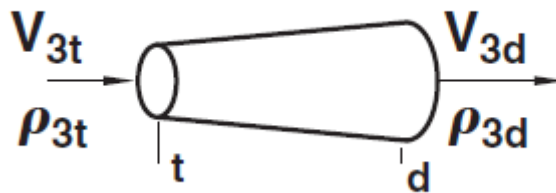
$$\frac{\tau A_w}{A_{th}} = \frac{K_{th} \rho_{3t} V_{3t}^2}{2} \quad (13)$$

Αντικαθιστώντας τις συσχετίσεις πυκνότητας και συνέχειας στην εξίσωση (12) και διαιρώντας με A_{th} παράγεται η τετραγωνική συνάρτηση με P_t . Η εξίσωση ορμής στο σωλήνα μείξης γίνεται:

$$P_t^2 - Z \left[2b - b^2 (2 + K_{th}) (1 + SM + \gamma \varphi_s) (1 + M) + 2 (SM + \gamma \varphi_s) (M + \varphi_0) \frac{b^2}{(1 - b)} + \frac{P_0}{Z} \right] P_t + Z \left[b^2 (2 + K_{th}) (1 + SM + \gamma \varphi_s) P_s \varphi_s \right] = 0 \quad (14)$$

ΕΞΙΣΩΣΗ ΔΙΑΧΥΤΗ:

Η αναμειγμένη κύρια και δευτερεύουσα ροή ρευστού από το σημείο t στο d:



Σχήμα 2.4.3: Όγκος ελέγχου διαχύτη.

Η ροή από το t στο d εκφράζεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\int_t^d \frac{dP}{\rho} + \int_t^d V dV + \int_t^d \frac{\Delta P_f}{\rho_{3t}} = 0 \quad (15)$$

Ολοκλήρωση της Εξ. (15) και αντικατάσταση των σχέσεων πυκνότητας και συνέχειας, η εξίσωση του διαχύτη γίνεται:

$$(P_d - P_t) + \frac{P_s \varphi_s}{1 + M} \ln \frac{P_d}{P_t} = Zb^2 \left[\frac{1 + SM + \gamma \varphi_s}{1 + M} \right] P_t^2 \times \left[(1 + M + \varphi_t)^2 - \alpha^2 (1 + M + \varphi_d)^2 - K_{di} (1 + M + \varphi_t)(1 + M) \right] \quad (16)$$

ΕΞΙΣΩΣΕΙΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΔΕΣΜΗΣ ΥΓΡΟΥ

Η αντλία δέσμης υγρού περιγράφεται από όρους τεσσάρων διεργασιών ροής από τις Εξισώσεις (7), (11), (14) και (16). Ο όρος $\gamma \varphi_s = \rho_{Gs} Q_{Gs} / \rho_1 Q_1$, για ισόθερμη ροή, $\gamma \varphi_s = 144 P_s \varphi_s / RT_s \rho_1$. Για αέρα, με $R = 286.92 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{kg} \cdot \text{°K}$ και για πυκνότητα νερού $\rho_1 = 1000 \text{ kg} / \text{m}^3$, και $\gamma \varphi_s = 0.00348 P_s \varphi_s / T_s$ με P_s σε kN/m^2 και T_s σε °K . Οι τιμές των R ή/και του ρ_1 πρέπει να αντικαθίστανται για ρευστά διαφορετικά από νερό και αέρα.

Στην αντλία δέσμης υγρού με μείγμα αερίου – υγρού, η δευτερεύουσα ροή είναι ένα μείγμα με φυσαλίδες αέρα στο υγρό. Φαινόμενα συμπίεσης ροής πρέπει να ληφθούν υπόψη, επειδή η ταχύτητα του ήχου είναι αρκετά χαμηλότερη στα ρευστά με φυσαλίδες. Για παράδειγμα, η ταχύτητα του ήχου σε ένα 50/50 ομοιόμορφο μείγμα αέρα σε νερό είναι γύρω στα 21.3 m/s, πολύ κάτω από τις ηχητικές ταχύτητες στον αέρα (335 m/s) ή στο νερό (1524 m/s).

Ο αριθμός Mach μιας δευτερεύουσας ροής με φυσαλίδες στην είσοδο του λαιμού (throat) είναι [26]:

$$MN_{2G0} = \frac{V_{2G0}}{C_{2G0}} = \frac{\varphi_0}{c} \sqrt{\frac{2Z}{P_s \varphi_s} (SM + \gamma \varphi_s)} \quad (17)$$

Όταν αυτός ο αριθμός Mach είναι ίσος με τη μονάδα, η αντλία δέσμης υγρού με μείγμα αερίου – υγρού έχει φτάσει την οριακή ροή, μια μείωση στην πίεση P_d δεν θα προκαλεί πια μείωση στην παροχή της δευτερεύουσας ροής με φυσαλίδες.

Αποδόσεις Αντλίας

Η αντλία δέσμης υγρού με μείγμα αερίου – υγρού παράγει δύο χρήσιμα αποτελέσματα:

1. Αύξηση της στατικής πίεσης του υγρού συστατικού στην δευτερεύουσα ροή.
2. Εάν ένα αέριο εισέρχεται μέσα στο ρεύμα υγρού, ισόθερμη συμπίεση του αερίου συστατικού.

Με W ως ρυθμός παραγωγής έργου (ισχύς), $W_L = Q_2 (P_d - P_s)$ είναι ο ρυθμός παραγωγής έργου στην υγρή φάση, και $W_G = \rho_{Gs} Q_{Gs} RT \ln(P_d - P_s)$ είναι ο ρυθμός παραγωγής έργου στην αέρια φάση. Η ισχύς εισόδου είναι $E_{in} = Q_1 (P_i - P_s)$. Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης της αντλία δέσμης υγρού με μείγμα αερίου – υγρού είναι η συνολική παραγόμενη ισχύς διαιρεμένη με την ισχύ εισόδου:

$$\eta = \frac{M(P_d - P_s) + P_s \varphi_s \ln \frac{P_d}{P_s}}{P_i - P_d} = \eta_L + \eta_G \quad (18)$$

Απώλειες δέσμης

Οι αντλίες δέσμης ρευστού στις πρακτικές εφαρμογές έχουν διαστήματα μεταξύ ακροφυσίου και λαιμού (throat) sr/D_{th} μιας ή περισσότερων διαμέτρων του θαλάμου ανάμειξης. Η δυναμική δέσμη υπόκειται μια πτώση στατικής πίεσης από ή κοντά στην P_s σε κάτω από P_o , χωρίς χρήσιμο έργο στην μονοδιάστατη θεωρία. Έτσι, μια απώλεια δέσμης συμβαίνει, η οποία είναι πρόσθετη στις απώλειες λόγω τριβής και ανάμειξης [27].

Στις αντλίες δέσμης υγρού με υγρό και στις αντλίες δέσμης υγρού με μείγμα αερίου – υγρού, αλλά όχι στις αντλίες δέσμης υγρού με αέριο, η πτώση πίεσης στην είσοδο του λαιμού και ως εκ τούτου απώλειες δέσμης – είναι σημαντική [28].

Βαθμός απόδοσης, συμπεριλαμβάνοντας την απώλεια δέσμης

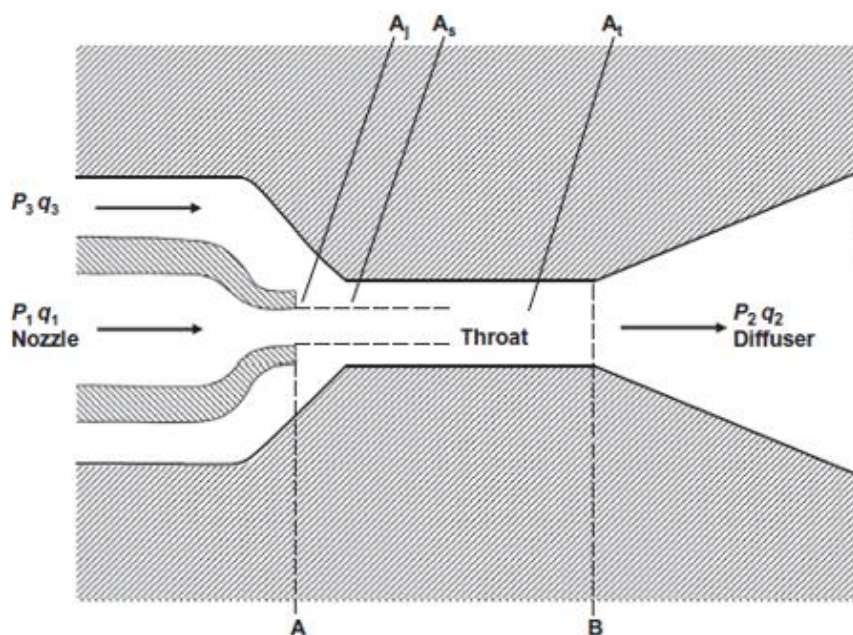
Στην Εξ. (18), ο όρος $(P_i - P_d)$ αναλύεται σε $(P_i - P_d) = (P_i - P_s) - (P_d - P_s)$ και $(P_i - P_s) = Z(1 + K_n) - j(P_s - P_o)$, όπου για $j=1$ για ένα πλήρως ένθετο ακροφύσιο, χωρίς απώλειες δέσμης, και για $j=0$ για τη συνήθη περίπτωση του retracted ακροφυσίου, το οποίο παράγει πλήρη απώλεια δέσμης. Η Εξ. (18) γίνεται:

$$\eta = \frac{M(P_d - P_s) + P_s \varphi_s \ln \frac{P_d}{P_s}}{Z(1 + K_n) - j(P_s - P_o) - (P_d - P_s)} = \eta_L + \eta_G \quad (19)$$

Η Εξ. (19) συνίσταται για να προσδιοριστούν οι βαθμοί απόδοσης αντλιών δέσμης υγρού όπως ακολουθεί. Χρησιμοποιώντας $j=0$ για αντλίες με normally retracted ακροφύσια (για πλήρη απώλεια δέσμης), χρησιμοποιώντας $j=1$ για αντλίες χωρίς απώλεια δέσμης (λεπτότοιχο ακροφύσιο πλήρως ένθετο $sr=0$). Η πίεση στην εξίσωση (19) πρέπει να υπολογιστεί με τη μονοδιάστατη θεωρία χρησιμοποιώντας τις Εξ. (7), (11), (14) και (16).

2.4.2 Επιλογή αντλίας δέσμης ρευστού – Τεχνικές παράμετροι

Η αρχή λειτουργίας μιας αντλίας δέσμης ρευστού περιεγράφηκε λεπτομερώς στις προηγούμενες ενότητες. Το σχήμα που ακολουθεί, Σχήμα 2.4.4, αναπαριστά την αρχή λειτουργίας μιας υδραυλικής αντλίας δέσμης ρευστού. Μια τέτοια αντλία, μετατρέπει την ενέργεια από το εισαγόμενο κινητήριο ρευστό (νερό ή πετρέλαιο) σε πίεση η οποία ανυψώνει το δευτερεύον ρευστό [29].



Σχήμα 2.4.4: Αρχή λειτουργίας υδραυλικής αντλίας δέσμης ρευστού.

Στον πίνακα που ακολουθεί περιλαμβάνονται όλα τα μεγέθη που χρησιμοποιούνται για τον προσδιορισμό των μεταβλητών των αντλιών δέσμης ρευστού.

Πίνακας 2.4.1: Μεταβλητές αντλίας δέσμης ρευστού.

Συμβολισμός	Μεταβλητή
p_1	Πίεση κινητήριου ρευστού
q_1	Παροχή κινητήριου ρευστού
p_2	Πίεση κατάθλιψης
$q_2 = q_1 + q_3$	Ολική παροχή στην στήλη επιστροφής
p_3	πίεση εισαγωγής
q_3	παροχή εισαγωγής του δευτερεύοντος ρευστού
A_j	επιφάνεια ακροφυσίου δέσμης
A_s	καθαρή επιφάνεια λαιμού
A_t	ολική επιφάνεια λαιμού

Οι παραπάνω μεταβλητές χρησιμοποιούνται για να οριστούν οι βασικές τεχνικές παράμετροι των αντλιών δέσμης ρευστού [30]:

$$R = \frac{A_j}{A_t} \quad (20)$$

$$M = \frac{q_3}{q_1} \quad (21)$$

$$H = \frac{p_2 - p_3}{p_1 - p_2} \quad (22)$$

$$\eta = MH \quad (23)$$

Όπου:

R: η αδιάστατη διατομή του ακροφυσίου

M: η αδιάστατη παροχή

H: το αδιάστατο μανομετρικό

η: ο βαθμός απόδοσης της αντλίας

Οι παραπάνω τεχνικές παράμετροι είναι οι πιο σημαντικοί για την επιλογή αντλιών δέσμης ρευστού. Η επιλογή αυτή γίνεται με βάση την βιβλιογραφία του κατασκευαστή όπου διαγράμματα απόδοσης της αντλίας είναι διαθέσιμα. Το ακόλουθο διάγραμμα (Σχήμα 2.4.5) αποτελεί ένα τέτοιο παράδειγμα. Πιο συγκεκριμένα, δείχνει την επίδραση της αδιάστατης παροχής (M) στο αδιαστάτο μανομετρικό (H) και στην απόδοση της αντλίας (η). Για δεδομένη αντλία, ορισμένη από την τιμή της αδιάστατης διατομής του ακροφυσίου, υπάρχει μια μέγιστη απόδοση η_p , η οποία προκύπτει από το σημείο βέλτιστης λειτουργίας.

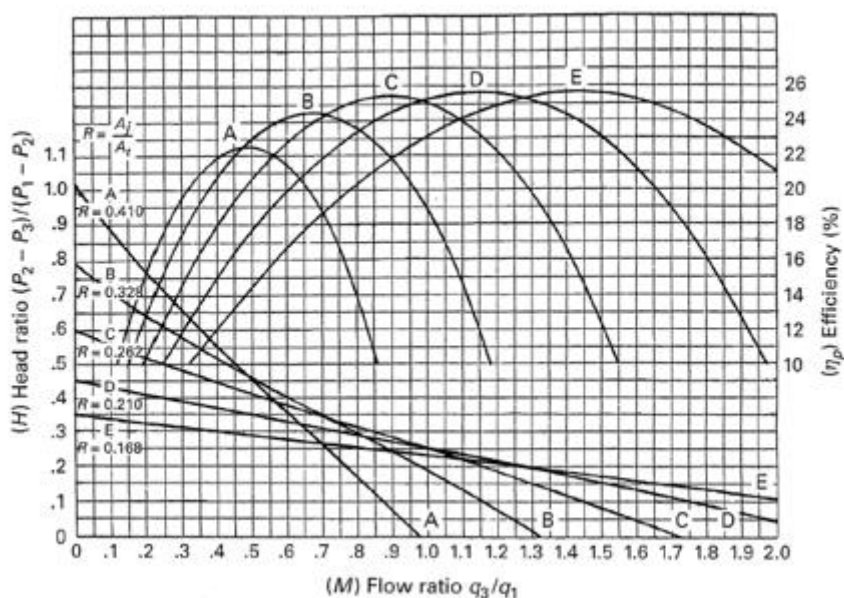
Αποτελεί καλή πρακτική να επιχειρήσει κάποιος να λειτουργήσει την αντλία στη μέγιστη απόδοση της. Εάν M_p και H_p χρησιμοποιούνται για να δηλώσουν την αδιάστατη παροχή M και το αδιαστάτο μανομετρικό H στη μέγιστη απόδοση, αντίστοιχα, οι παράμετροι της αντλίας πρέπει να σχεδιαστούν χρησιμοποιώντας τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$M_p = \frac{q_3}{q_1} \quad (24)$$

$$H_p = \frac{p_2 - p_3}{p_1 - p_2} \quad (25)$$

Όπου οι τιμές των M_p και H_p μπορούν να προσδιοριστούν από το δοσμένο διάγραμμα απόδοσης. Αν η κλίμακα του H δεν δίνεται στο διάγραμμα, η τιμή του H_p μπορεί να προσδιοριστεί ως εξής:

$$H_p = \frac{\eta_p}{M_p} \quad (26)$$



Σχήμα 2.4.5: Διάγραμμα απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού.

2.5 Εφαρμογές

Οι αντλίες δέσμης ρευστού αποκτούν ευρεία χρήση σε πολλούς κλάδους της μηχανικής. Οι αντλίες δέσμης ρευστού είναι απλές συσκευές σε όρους σχεδιασμού, εύκολες στην κατασκευή και την επισκευή τους, λειτουργούν με αξιοπιστία, δεν απαιτούν προκαταρκτική αναρρόφηση πριν την εκκίνηση τους (preliminary priming), και επιτρέπουν την άντληση μολυσμένων υγρών. Η απόδοση των αντλιών δέσμης ρευστού επηρεάζεται σημαντικά από τις γεωμετρικές και λειτουργικές παραμέτρους τους [31].

Οι αντλίες δέσμης ρευστού, οι οποίες χρησιμοποιούν το νερό ως κινητήριο ρευστό, χρησιμοποιούνται ευρέως σε διάφορες βιομηχανικές εφαρμογές, όπως η άντληση από πηγάδια, για την αναρρόφηση των φυγοκεντρικών αντλιών (priming), για την ψύξη πυρηνικών συστημάτων, σε συστήματα αφαλάτωσης, στην κατάθλιψη του νερού από κοιλάδες, στην μεταφορά στερεών υλικών από αγωγούς, σε υδραυλικές βυθοκορήσεις, για την άντληση

λάσπης, για την άντληση καυσίμου σε αεροσκάφη και διαστημικά λεωφορεία και στην άρδευση [32].

Η απλή αρχή λειτουργίας των αντλιών δέσμης ρευστών έχει ως πλεονέκτημα την κατασκευαστική απλότητα και την απλή λειτουργία, που είναι αποφασιστική για τις ευρείες εφαρμογές. Σαν υδραντλίες (γνωστές στην τεχνική πρακτική ως “τζιφάρια”) χρησιμοποιούνται για την αποχέτευση νερού από πλημμύρες σε υπόγειους χώρους, την παροχέτευση από βαθιά πηγάδια και ιδιαίτερα για την απάντληση ακάθαρτων νερών. Οι παροχές φθάνουν μέχρι και $100 \text{ m}^3/\text{h}$ και τα μανομετρικά μέχρι 50m (5 bar). Σε άλλες περιπτώσεις χρησιμοποιούνται αντλίες δέσμης νερού για τη μεταφορά άμμου και χαλικιού, (υδραυλική μεταφορά, συνήθως σε αναλογία 1:10 χαλίκι : νερό) σε εγκαταστάσεις ύδρευσης, όπου χρησιμοποιείται ειδικό χαλίκι για τα φίλτρα. Μια ιδιαίτερη εφαρμογή παρουσιάζεται και στην αλιεία: σε μεγάλα αλιευτικά πλοία η μεταφορά των μικρότερων ψαριών από τα δίχτυα πραγματοποιείται με κατάλληλες αντλίες δέσμης νερού, φυσικά με ειδικά κατασκευασμένες σωληνώσεις για να αποφεύγεται η αλλοίωση του αλιεύματος από τραυματισμός σε ακμές και απότομες καμπυλότητες (υδροδυναμική μεταφορά αλιεύματος) [1].

Μια από τις πρώτες χρήσεις της τεχνολογίας των αντλιών δέσμης ρευστού ήταν για ατμομηχανές τρένου τον 19^ο αιώνα, όπου χρησιμοποιούταν για να αντλήσει το νερό τροφοδοσίας στον λέβητα, έχοντας τον ατμό του λέβητα ως κινητήριο ρευστό. Σήμερα, χρησιμοποιείται στην χημική, φαρμακευτική, πετρελαϊκή και βιομηχανία τροφίμων [33]. Οι εφαρμογές της ποικίλουν από ψυκτικά και κλιματιστικά συστήματα έως ανάκτηση αερίου.

Οι αντλίες δέσμης ρευστού χρησιμοποιούνται επίσης για να δημιουργήσουν και να διατηρήσουν κενό σε περιβάλλον λειτουργίας στην χημική, πετροχημική, μεταλλευτική, και άλλες βιομηχανίες [34]. Επομένως, το πεδίο εφαρμογών των αντλιών δέσμης ρευστού είναι πολύ ευρύ από την χημική και πετροχημική βιομηχανία έως την πυρηνική μηχανική [35].

Οι εκχυτήρες χρησιμοποιούνται για την άντληση υγρών, τα οποία δύναται να περιέχουν και αέρια λόγω της δυνατότητάς τους να αναρροφούν τον αέρα όταν χρησιμοποιούνται για τη δημιουργία κενού. Στα πλοία συναντώνται εκχυτήρες αντλήσεως κυτών, έρματος, ακάθαρτων, προπληρώσεως των σωλήνων αναρρόφησης των φυγοκεντρικών αντλιών και σε άλλες εφαρμογές [2].

Στο σημείο αυτό αξίζει να αναφερθεί ότι καθώς η απόδοση των αντλιών δέσμης ρευστού αναπτύχθηκε εμπειρικά από δοκιμές κατασκευαστών, η εφαρμογή των αντλιών αυτού του τύπου για συγκεκριμένη λειτουργία εξαρτάται καθαρά από τις απαιτήσεις που πρέπει να ικανοποιηθούν. Οι αντλίες δέσμης ρευστού είναι συνήθως λιγότερο αποδοτικές από άλλες αντλητικές συσκευές και απαιτούν μια πηγή για τη λειτουργία του ρευστού υψηλής πίεσης. Τα παραπάνω περιορίζουν το εύρος εφαρμογής τους. Οι αντλίες δέσμης ρευστού χρησιμοποιούνται για να παράγουν και να διατηρήσουν ένα κενό αφαιρώντας υδρατμούς από

ένα κλειστό σύστημα. Σε αυτή τη λειτουργία, οι αντλίες αυτές καλούνται εκχυτήρες (ejectors). Συνήθως, ατμός προσδίδει την κινητήρια ισχύ. Αντλίες τέτοιου σκοπού συνήθως συνδυάζονται με εξοπλισμό συμπίκνωσης, και ολόκληρο το σύστημα αγοράζεται ως μονάδα. Επειδή οι αντλίες δέσμης ρευστού δεν διαθέτουν κινητά μέρη χρησιμοποιούνται για να αποστραγγίσουν βόθρους, ειδικά όταν βρώμικα υγρά πρέπει να διαχειριστούν. Οι αντλίες δέσμης ρευστού βρίσκουν μερικές φορές χρήση για την μείξη υγρών σε δοχεία. Μερικά από τα περιεχόμενα αντλούνται από το δοχείο διαμέσου μια βυθιζόμενης αντλίας σχεδιασμένη να εισάγει και να κυκλοφορεί το υπόλοιπο περιεχόμενου της δεξαμενής [36].

Οι εκχυτήρες έχουν μεγάλο εύρος εφαρμογών, όπως στην άντληση ενός υγρού, ενός στερεού σε μορφή μικρών σωματιδίων ή σκόνης και στη δημιουργία κενού [4].

Ειδικότερα μπορούν να αντλήσουν:

- α. Στερεά σωματίδια π.χ. άμμο ή σκόνη, τσιμέντο ή κάρβουνο.
- β. Ρευστά όπως τα λύματα, τα πετρέλαια και λιπαντικά, των οποίων η άντληση με εκχυτήρες μειώνει τον κίνδυνο εκρήξεων και το νερό που αντλείται από δεξαμενές.
- γ. Αέρια όπως οι αναθυμιάσεις πετρελαιοειδών που αντλούνται από τις δεξαμενές εξαλείφοντας τον κίνδυνο εκρήξεων, η άντληση καπνού και ο εξαερισμός κλειστών χώρων, καθώς και η άντληση του αέρα από φυγοκεντρικές αντλίες πριν την εκκίνηση με σκοπό τη δημιουργία κενού, όπου και όταν αυτό απαιτείται (π.χ. βραστήρες, ψυγεία συμπυκνωμάτων κλπ.).

Οι εκχυτήρες χρησιμοποιούνται σε πολλές εφαρμογές στα πλοία, όπως [4]:

- α. Στην πλήρωση και την άντληση των δεξαμενών έρματος (διαδικασίες ερματισμού/αφερματισμού).
- β. Στην άντληση νερού από τις δεξαμενές ακαθάρτων στο κύτος του πλοίου.
- γ. Στην αποστράγγιση του θαλασσινού νερού από τον χώρο αποθηκείσεως της αλυσίδας της άγκυρας.
- δ. Στην άντληση των λειτουργικών αποβλήτων του μηχανοστασίου, θαλασσινού νερού κ.ά., που συγκεντρώνονται στις σεντίνες του πλοίου.
- ε. Στην αποστράγγιση από τις δεξαμενές του εναπομείναντος φορτίου.
- στ. Στον εξαερισμό του μηχανοστασίου από τη συγκέντρωση αερίων.
- ζ. Στην απομάκρυνση της στάχτης από τον αποτεφρωτή (incinerator).
- η. Στην πλήρωση ή αποστράγγιση των πρωραίων ή πρυμναίων στεγανών (fore & after peak tanks).
- θ. Στην αναρρόφηση του αέρα από το κέλυφος μίας φυγοκεντρικής αντλίας, ώστε να δημιουργηθεί το απαραίτητο κενό για την εκκίνηση της.

Στην βιομηχανία πετρελαίου υπάρχουν διάφορες μέθοδοι ανύψωσης. Μια από αυτές είναι η υδραυλική άντληση με δέσμη ρευστού. Τα συστήματα που έχουν ως αρχή λειτουργίας τους αυτή τη μέθοδο είναι συστήματα συνεχούς άντλησης. Καθώς δεν υπάρχουν κινούμενα μέρη, ακάθαρτα ρευστά ή ρευστά που περιέχουν αέρια μπορούν να αντληθούν χωρίς να παρουσιάζονται προβλήματα στις αντλίες αυτές. Οι αντλίες δέσμης ρευστού μπορούν να εγκατασταθούν σε οποιοδήποτε βάθος εφόσον η πίεση αναρρόφησης είναι επαρκής ώστε να

αποτρέψει προβλήματα εμφάνισης σπηλαιώσης στην αντλία. Το μειονέκτημα των αντλιών αυτού του τύπου είναι ο χαμηλός βαθμός απόδοσης τους (20-30%) [29].

Μια πιο γενική κατηγοριοποίηση των εφαρμογών αντλιών δέσμης ρευστού προκύπτει από το είδος του κινητήριου και του αντλούμενου ρευστού. Μια από τις πιο κοινές εφαρμογές αντλίας δέσμης ρευστού είναι η άντληση υγρών χρησιμοποιώντας υγρό ως κινητήριο ρευστό. Σε βιομηχανική διεργασία, αυτή είναι η πιο αναγνωρίσιμη χρήση της αντλίας δέσμης ρευστού. Αυτού του τύπου οι αντλίες είναι απλές στον σχεδιασμό, χωρίς κινούμενα μέρη και απαίτηση για λίπανση. Επιπρόσθετα, δεν χρειάζονται συντήρηση και η εγκατάστασή τους δεν απαιτεί ειδικές κατασκευές [37].

Μια μέθοδος άντλησης είναι η άντληση υγρού χρησιμοποιώντας ατμό ως κινητήριο ρευστό. Αυτός ο τύπος αντλίας δέσμης ρευστού δουλεύει καλύτερα σε εφαρμογές, όπου απαιτείται μικρή ποσότητα του κινητήριου μέσου με το υγρό που μεταφέρεται. Όπως και οι αντλίες δέσμης υγρού/υγρού έτσι και οι αντλίες δέσμης ατμού/υγρού είναι απλές στον σχεδιασμό χωρίς να έχουν κινούμενα μέρη. Αυτές οι αντλίες προτιμώνται στις βιομηχανικές διεργασίες λόγω του αρχικού χαμηλού κόστους, της ευκολίας λειτουργίας και του μόνιμα χαμηλού κόστους συντήρησης [37].

Η τρίτη μέθοδος χρησιμοποιεί ατμό ή αέριο (αέρας) ως κινητήριο μέσο για την απομάκρυνση αερίων, την εκκένωση ή την αρχική αναρρόφηση αυτών. Κύριες χρήσεις αυτού του τύπου αντλίας είναι η απομάκρυνση ή εκκένωση αερίων. Εξάτμιση (exhausting) σημαίνει απομάκρυνση αερίων από μια περιοχή με σταθερό ρυθμό, διατηρώντας την πίεση σταθερή. Εκκένωση (evacuation) σημαίνει απομάκρυνση αερίων από ένα καθορισμένο όγκο αντλώντας από μια αρχική πίεση σε μια τελική χαμηλότερη πίεση. Αυτού του είδους αντλίες ανταπεξέρχονται στις πιο αυστηρές απαιτήσεις της βιομηχανίας, ενώ παρέχουν μια απλή και χαμηλού κόστους μέθοδο μεταφοράς αερίων, λειτουργώντας άψογα στα δυσμενέστερα περιβάλλοντα εργασίας [37].

Σε πολλές διεργασίες, είναι αναγκαίο να εκκενωθεί ή να μετακινηθεί ένα αέριο. Μπορεί να χρησιμοποιηθεί αντλία δέσμης υγρού. Αυτές οι ειδικά σχεδιασμένες αντλίες δέσμης υγρού προσφέρουν πολλά πλεονεκτήματα έναντι άλλων μεθόδων εκκένωσης ή μετακίνησης αερίων. Ο απλός σχεδιασμός αυτών των μονάδων δεν παρουσιάζει κινούμενα μέρη, συνεπώς δεν υπάρχει ανάγκη για λίπανση. Ως αποτέλεσμα, υπάρχει μικρή πιθανότητα η αντλία αυτή να εμφανίσει φθορές. Αυτές οι αντλίες δέσμης ρευστού είναι μια εναλλακτική χαμηλού κόστους, αν συγκριθεί με άλλες μεθόδους μεταφοράς αερίων. Η εγκατάστασή τους είναι εύκολη, οι μονάδες είναι συμπαγείς και μπορούν να προσαρμοστούν σε οποιαδήποτε απαίτηση εγκατάστασης [37].

2.6 Πλεονεκτήματα - Μειονεκτήματα

Η αντλία δέσμης ρευστού προσφέρει σημαντικά πλεονεκτήματα έναντι των μηχανικών αντλιών: απουσία κινούμενων μερών για βελτιωμένη αξιοπιστία, προσαρμοστικότητα στην εγκατάσταση σε απομακρυσμένα ή επικίνδυνα περιβάλλοντα, απλότητα και χαμηλό κόστος παραγωγής και συντήρησης. Το κύριο μειονέκτημα είναι η απόδοση: απώλειες λόγω τριβής και αναπόφευκτες απώλειες λόγω ανάμειξης λαμβάνουν χώρα. Ωστόσο, προσεκτικός σχεδιασμός μπορεί να παράγει αντλίες με αποδόσεις της τάξης του 30 – 40 % [25].

Οι αποδόσεις των αντλιών αυτών είναι μικρότερες από των αντλιών που απαρτίζονται από κινούμενα στοιχεία. Παρόλα αυτά, λόγω της έλλειψης κινούμενων μερών, οι αντλίες αυτές

κοστίζουν λιγότερο και είναι περισσότερο αξιόπιστες. Η πιθανότητα βλάβης είναι μικρότερη και επιπλέον απαιτούν λιγότερες επισκευές και ελάχιστη συντήρηση. Ειδικότερα, οι αντλίες δέσμης νερού είναι περισσότερο κατάλληλες για την διαχείριση βρώμικων/ακάθαρτων και διαβρωτικών ρευστών. Ωστόσο, αυτές οι αντλίες βασίζονται σε ένα υγρό υπό πίεση το οποίο είναι ισοδύναμο ενός άκαμπτου ενεργού μέρους [32]. Η απόδοση αυτού του τύπου αντλιών μπορεί να μειωθεί σε περίπτωση που η κατάθλιψη γίνεται σε περιβάλλον με πίεση [2].

Συγκρινόμενες με τις περιστροφικές αντλίες, οι αντλίες αυτές έχουν τη δυνατότητα διαχείρισης σε υψηλή θερμοκρασία λειτουργίας [38]. Η απουσία μηχανικών μερών εξαλείφει επίσης, τα πιθανά λειτουργικά προβλήματα που σχετίζονται με την λίπανση, τα έδρανα και την στεγανοποίηση [38,39]

Όπως ήδη έχει αναφερθεί, οι εγχυτήρες αποτελούν ένα είδος στατικής αντλίας, της οποίας η λειτουργία βασίζεται στην εκμετάλλευση της πίεσεως ενός ρευστού για την άντληση ενός άλλου, χωρίς να χρησιμοποιούνται κινούμενα μέρη (εξαρτήματα) [4].

Οι εγχυτήρες παρουσιάζουν τα ακόλουθα πλεονεκτήματα έναντι των υπόλοιπων δυναμικών και θετικής μετατοπίσεως αντλιών (εμβολοφόρες, περιστροφικές, φυγοκεντρικές) [4]:

- α. Είναι συμπαγείς κατασκευές με μεγάλη διάρκεια ζωής.
- β. Δεν αποτελούνται από κινούμενα μέρη, επομένως δεν παρουσιάζουν μεγάλη φθορά.
- γ. Δεν απαιτείται συχνή συντήρηση τους.
- δ. Είναι απλοί στην κατασκευή.
- ε. Είναι εύκολη η τοποθέτηση και η λειτουργία τους.
- στ. Έχουν χαμηλό αρχικό κόστος.
- ζ. Είναι ανθεκτικοί σε διαβρωτικά ρευστά.
- η. Έχουν απλή εκκίνηση.

Με βάση αυτά τα πλεονεκτήματα οι εγχυτήρες έχουν μεγάλο εύρος εφαρμογών, όπως στα κύττη των πλοίων όπου η λειτουργία και η προσέγγιση για τη συντήρηση μιας αντλίας είναι δύσκολη. Προσφέρουν ασφάλεια στην άντληση και κυκλοφορία εύφλεκτων υγρών εξαλείφοντας τους κινδύνους εκρήξεων. Επιπροσθέτως, οι εγχυτήρες χρησιμοποιούνται στο δίκτυο δημιουργίας κενού και κυκλοφορίας νερού των λεβήτων και δεν προκαλούν μεγάλες μεταβολές στην θερμοκρασία του νερού [4].

Τα μειονεκτήματά τους είναι τα εξής:

- α. Μικρή απόδοση και μεγάλη κατανάλωση όταν απαιτείται ατμός για τη λειτουργία τους.
- β. Διακυμάνσεις στην απόδοση σε απότομες μεταβολές της πίεσης και της θερμοκρασίας των ρευστών.
- γ. Είναι αναπόφευκτη η ανάμειξη των ρευστών.
- δ. Χαμηλή απόδοση και χαμηλό ύψος άντλησης [35].

3

Βιβλιογραφική ανασκόπηση

Μέσα από τα τυρβώδη μοντέλα που αναπτύχθηκαν τα τελευταία χρόνια, η προσομοίωση υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD) επεκτείνει το πεδίο εφαρμογής της και δίνει περισσότερο αξιόπιστα αποτελέσματα [32]. Η υπολογιστική ρευστοδυναμική (CFD) χρησιμοποιείται πλέον ευρέως στην προσομοίωση υδραυλικών στροβιλομηχανών με περίπλοκη γεωμετρία, όπως ένας υδροστρόβιλος τύπου Francis και μια πολυβάθμια φυγοκεντρική αντλία (Qian et al., 2011 [40]; Salvadori et al., 2012 [41]). Η μοντέρνα τεχνική παρέχει αριθμητικά αποτελέσματα με ικανοποιητική ακρίβεια ακόμη και στην βελτιστοποίηση αντλιών δέσμης αερίου, όπου κρουστικά κύματα (shock waves) εμφανίζονται και η ροή είναι υπερηχητική (Li and Li, 2011 [42]; Hemidi et al., 2009 [43]; Fan et al., 2011 [44]). Για τον λόγο αυτό, αυτή η τεχνική μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον σχεδιασμό, την ανάλυση και την δοκιμή αντλιών δέσμης ρευστού.

3.1 Σχετικές εργασίες

Στην βιβλιογραφία υπάρχει μεγάλος αριθμός μελετών που αναλύουν τις αντλίες δέσμης ρευστού χρησιμοποιώντας κώδικες και λογισμικά υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD). Σήμερα, ένα σημαντικό μέρος των μελετών σε αντλίες δέσμης νερού αφορά την βελτίωση της απόδοσης τους και την διεύρυνση των πεδίων εφαρμογής τους χρησιμοποιώντας τεχνικές προσομοίωσης της ροής σε συνδυασμό με πειραματικές μεθόδους. Η πιο αξιοσημείωτη από τις μελέτες αυτές είναι των Narabayashi et al. (2006) [45], οι οποίοι πραγματοποίησαν μια σειρά πειραματικών και αριθμητικών μελετών προσομοίωσης για την βελτίωση της απόδοσης αντλιών δέσμης νερού που χρησιμοποιούνταν για να ανακυκλοφορούν το ψυκτικό του πυρήνα του αντιδραστήρα μέσω του υψηλής πίεσης δοχείου του, σε εγκαταστάσεις αντιδραστήρα ζέοντος ρευστού (Boiling Water Reactor- BWR). Οι ερευνητές χρησιμοποίησαν ένα μοντέλο σε κλίμακα 1 προς 5 (1:5) της αντλίας δέσμης ρευστού στον αντιδραστήρα στις πειραματικές τους εργασίες και προτίμησαν το μοντέλο τύρβης k-ε στον κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής StarCD CFD για τις μελέτες προσομοίωσης. Αυτοί διερεύνησαν τις

επιδράσεις του αριθμού των ακροφυσίων, της θέσης του ακροφυσίου, της κλίμακας, της επιφανειακής τραχύτητας και της γεωμετρίας του σωλήνα μείξης στην απόδοση της αντλίας δέσμης νερού. Βασισμένοι στα αποτελέσματα τους, η καλύτερη απόδοση επιτυγχάνεται όταν η έξοδος του ακροφυσίου είναι τοποθετημένη στην είσοδο του σωλήνα μείξης και η απόδοση μειώνεται σημαντικά με την αύξηση της τραχύτητας της επιφάνειας. Συνεπώς, οι συγγραφείς έδειξαν ότι χρησιμοποιώντας έναν κώδικα υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD) και ένα μοντέλο δοκιμής, η απόδοση της αντλίας δέσμης ρευστού μπορεί να βελτιωθεί.

Οι Long et al. (2008) [46] διερεύνησαν αριθμητικά τις επιδράσεις του πάχους της μύτης εξόδου του ακροφυσίου στην απόδοση και το ροϊκό πεδίο, σε μια αντλία δέσμης ρευστού χρησιμοποιώντας το μοντέλο τύρβης k-ε. Σύμφωνα με τα αποτελέσματα τους, το πάχος έχει μόνο μια μικρή επίδραση στον λόγο πίεσης και στην απόδοση της αντλίας, ενώ η επίδραση στο ροϊκό πεδίο είναι σχετικά μεγάλη.

Στη μελέτη των Winoto et al. (2000) [47], ο λόγος πίεσης και η απόδοση των αντλιών δέσμης ρευστού αναλύθηκαν θεωρητικά και πειραματικά ως συνάρτηση του λόγου ταχύτητας και τα εξαγόμενα αποτελέσματα συγκρίθηκαν. Οι συγγραφείς εξέτασαν μια αντλία δέσμης ρευστού χρησιμοποιώντας τρία διαφορετικά ακροφύσια (κυκλικό, τετράγωνο και τριγωνικό) στην αντλία με σταθερή την επιφάνεια του θαλάμου μείξης. Η καλύτερη απόδοση επιτεύχθηκε με ένα κυκλικό ακροφύσιο.

Οι Hayek and Hammoud (2006) [48], προέβλεψαν την απόδοση αντλιών δέσμης νερού χρησιμοποιώντας τα μοντέλα τύρβης standard k-ε και RMS. Συνέκριναν τα αριθμητικά τους αποτελέσματα με τα πειραματικά και αναλυτικά αποτελέσματα της βιβλιογραφίας και διατύπωσαν ότι το RMS μοντέλο δίνει καλύτερα αποτελέσματα έναντι του μοντέλου k-ε. Τα αριθμητικά αποτελέσματα δείχνουν γενική συμφωνία με τα πειραματικά αποτελέσματα, αλλά τα αναλυτικά αποτελέσματα συμφωνούν με τα αντίστοιχα πειραματικά, μόνο με την προϋπόθεση ότι, οι συντελεστές απωλειών της αντλίας ρυθμιστούν σε συγκεκριμένες τιμές.

Οι El-Sawaf et al. (2011) [49] σχεδίασαν μια ειδική αντλία δέσμης ρευστού για την άντληση επιπλέοντων πετρελαίων και κατασκεύασαν μια πειραματική εγκατάσταση για να μελετήσουν τις επιδράσεις των διαφόρων παραμέτρων στην απόδοση της αντλίας. Τα αποτελέσματα τους έδειξαν ότι η απόδοση είναι μικρότερη από αυτή των αντλιών δέσμης νερού χρησιμοποιώντας πετρέλαιο στα πειράματά τους.

Οι Yamazaki et al. (2006) [50] διερεύνησαν τις επιδράσεις της τραχύτητας της επιφάνειας του σωλήνα μείξης και την θέση της τραχύτητας στην απόδοση μιας αντλίας δέσμης νερού. Τα πειραματικά τους αποτελέσματα έδειξαν ότι η τραχύτητα στην ανάντη περιοχή του σωλήνα μείξης έχει μεγαλύτερη επίδραση στην απόδοση σε σχέση με την τραχύτητα σε άλλες περιοχές. Επιπλέον, οι ερευνητές προσδιόρισαν ότι ο λόγος παροχής μάζας και ο βέλτιστος λόγος απόδοσης μειώνεται γραμμικά καθώς η σχετική τραχύτητα αυξάνεται.

Στην έρευνα τους, οι Yamazaki et al. (2007) [51] επικεντρώθηκαν στην ανάμειξη δύο ροών με στόχο την βελτίωση της απόδοσης των αντλιών δέσμης ρευστού. Επιχείρησαν να προσδιορίσουν τον βέλτιστο τύπο χρησιμοποιώντας αντλίες δέσμης ρευστού με διαφορετικές γεωμετρίες. Ως αποτέλεσμα της μελέτης τους, έδειξαν ότι η μέγιστη απόδοση μπορεί να επιτευχθεί χρησιμοποιώντας ένα κυκλικό ακροφύσιο και ένα αποκλίνον τμήμα αγωγού στην κατάντη περιοχή του αγωγού μείξης.

Οι Prakeao et al. (2002) [52] ανέλυσαν το είδος ροής και την κατανομή της πίεσης σε μια αντλία δέσμης νερού χρησιμοποιώντας ένα τρισδιάστατο μοντέλο τύρβης το RNG k-ε. Αυτή η έρευνα επικεντρώνεται στον προσδιορισμό του βέλτιστου μήκους του σωλήνα μείξης. Συνεπώς, διατύπωσαν ότι η μέγιστη απόδοση της αντλίας δέσμης ρευστού σημειώνεται για έναν λόγο διατομών ίσο με 2,77 και μια σχετική απόσταση ακροφυσίου ίση με 0.5, όταν το σχετικό μήκος του σωλήνα μείξης είναι 3.5.

Οι Schultz, F. (1952) [53], Schultz, H. (1977) [54] και Raabe, J. (1989) [55] ετοίμασαν έναν πρώτο σχεδιασμό αντλίας δέσμης ρευστού σε συμφωνία με σχεδιαστικές κατευθύνσεις και οδηγίες.

Οι Chamlong και Aoki (2002, August) [56] ανέπτυξαν μια αριθμητική διερεύνηση για το βέλτιστο μήκος του θαλάμου μείξης και τη θέση του ακροφυσίου μιας κεντρικής αντλίας δέσμης ρευστού. Εξέτασαν τις ροϊκές γραμμές και τα γραφήματα τους (contours), καθώς και την κατανομή της πίεσης καταμήκος της αντλίας με την αλλαγή της θέσης του ακροφυσίου σε τρισδιάστατη αριθμητική προσομοίωση χρησιμοποιώντας το Re-Normalization Group method (RNG) k-ε μοντέλο τύρβης. Τα αποτελέσματα κατέληξαν ότι, όταν ο λόγος των διαμέτρων ακροφυσίου και του λαιμού μείξης (d_n/d_i) της αντλίας δέσμης ρευστού είναι 0.6, η απόδοση της είναι μέγιστη.

Ο Hammoud (2006) [57] παρουσίασε πειραματικές παρατηρήσεις για την απόδοση αντλίας δέσμης ρευστού με νερό χρησιμοποιώντας δύο τύπους αναρρόφησης και σχεδιασμούς. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η βέλτιστη τιμή για τον λόγο απόστασης ακροφυσίου-λαιμού προς διάμετρο ακροφυσίου είναι 1,25 και η βέλτιστη τιμή για την πίεση του κινητήριου ρευστού είναι 1.5 bar σε απόσταση από την είσοδο της αντλίας (Z) 1.25.

Οι Vyas και Kar (1972) [58] πρότειναν γενικά μια μέθοδο για τον καλύτερο σχεδιασμό των εξαρτημάτων της αντλίας δέσμης νερού και συνεπώς όλων των μερών της αντλητικής μονάδας.

Οι Teaima και Meakhail (2013) [59] διερεύνησαν πειραματικά και αριθμητικά τις επιδράσεις της πίεσης της κινητήριας ροής και την απόσταση του ακροφυσίου στην απόδοση της αντλίας. Συμπέραναν ότι η μέγιστη απόδοση είναι 25,6% και συμβαίνει σε $Z=0,5$ και ότι το αντλούμενο ρευστό είναι επιρρεπές σε σπηλαίωση, καθώς η απόσταση μεταξύ ακροφυσίου και λαιμού μειώνεται στο μηδέν. Ως κατάλληλη γωνία διαχύτη προτείνουν τις $5,5^\circ$.

Οι Cunningham και Dorpin (1974) [60] πρότειναν μια έκφραση με την οποία μπορεί να οριστεί ένα βέλτιστο μήκος λαιμού. Πραγματοποίησαν μερικά πειράματα για να διερευνήσουν την επίδραση των αλλαγών στα σχήματα του ακροφυσίου στην απόδοση της αντλίας. Οι ερευνητές κατέληξαν ότι το βέλτιστο μήκος αγωγού μείζης είναι ίσο με $6D_{th}$.

Σύμφωνα με τους Prabkeao και Aoki (2005) [61], το μήκος του λαιμού μειώνεται καθώς αυξάνει ο λόγος ακροφυσίου-λαιμού. Επιπλέον, ο λόγος παροχής μάζας μειώνεται καθώς το μήκος του θαλάμου μείζης αυξάνει, όταν η θέση του ακροφυσίου είναι πλησιέστερη στην είσοδο του λαιμού.

Οι Hansen και Kinnavy (1965) [62] πραγματοποίησαν πειραματική εργασία για να προσδιορίσουν τις βέλτιστες σχεδιαστικές παραμέτρους αντλιών δέσμης νερού. Βρήκαν ότι η βέλτιστη τιμή του x αυξάνεται με κάποιο τρόπο με το λόγο των διατομών.

Οι Zou et al. (2015) [63] πραγματοποίησαν αριθμητική μελέτη για να δείξουν την επίδραση της οριζόντιας εγκατάστασης και της κάθετης εγκατάστασης στην απόδοση της αντλίας δέσμης ρευστού. Χρησιμοποίησαν τρία μοντέλα τύρβης για να υπολογίσουν το ροϊκό πεδίο στην αντλία δέσμης ρευστού για μια τρισδιάστατη μονοφασική ροή. Σύγκριναν τα αποτελέσματα με πειραματικά δεδομένα για να επικυρώσουν τα αριθμητικά αποτελέσματα. Κατέληξαν ότι η κάθετη είσοδος παρουσίασε την υψηλότερη απόδοση.

Οι Brijesh και Sagar (2016) [64] πραγματοποίησαν μια πειραματική μελέτη για να δείξουν την επίδραση της αλλαγής γωνίας του διαχύτη στην απόδοση της αντλίας δέσμης ρευστού. Τα πειραματικά αποτελέσματα έδειξαν ότι η μεταβολή στην γωνία του διαχύτη επηρεάζει τη συμπεριφορά της αντλίας. Το μέγιστο μανομετρικό ύψος αναρρόφησης της αντλίας και η γωνία του διαχύτη στις 5° δίνουν την υψηλότερη απόδοση.

Οι Xiaogang et al. (2017) [65] διερεύνησαν αριθμητικά τα χαρακτηριστικά της εσωτερικής ροής για συμβατική και βελτιωμένη δακτυλιοειδή αντλία δέσμης νερού-αέρα. Κατέληξαν ότι η αριθμητική σύγκριση επέδειξε μια αύξηση περίπου 10% της αντλητικής απόδοσης της βελτιωμένης αντλίας δέσμης νερού σε σύγκριση με τη συμβατική αντλία.

Ανεξάρτητα με τον τύπο της αντλίας, η τεχνική προσομοίωσης με κώδικες υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD) μοιάζει να είναι πολύ ελκυστική και προσιτή για την μοντελοποίηση μελετών και τον προσδιορισμό της απόδοσης παρόμοιων αντλιών διαφόρων μεγεθών. Η απόδοση των αντλιών δέσμης ρευστού, ανεξάρτητα αν το αντλούμενο ρευστό είναι υγρό ή αέριο, είναι χαμηλότερη από αυτή των άλλων συνήθως χρησιμοποιούμενων δυναμικών και θετικής μετατόπισης αντλιών ή συμπιεστών. Επιπλέον, οι αποδόσεις τους θα πρέπει να βελτιωθούν ή τουλάχιστον οι αντλίες χρειάζεται να λειτουργούν στις βέλτιστες συνθήκες ή στην υψηλότερη δυνατή απόδοση μέσα στην υπάρχουσα διαμόρφωση [32].

Στο σημείο αυτό, να τονιστεί ότι φαίνεται να υπάρχει μια έλλειψη στις εργασίες των ερευνητών που αφορά αξονικές αντλίες δέσμης νερού χρησιμοποιώντας CFD κώδικες, δισδιάστατες τεχνικές σε ένα μεγάλο εύρος σχεδιαστικών παραμέτρων.

Οι αντλίες δέσμης νερού λειτουργούν γενικά κάτω από αυστηρές συνθήκες, επιπλέον, η εσωτερική επιφανειακή τραχύτητά τους μπορεί να διαφοροποιείται από διάφορους παράγοντες όπως η διάβρωση, η οξειδωση και η δημιουργία κρούστας (incrustation). Ακόμα και αν αυτές οι αντλίες είναι κατασκευασμένες με υψηλά στάνταρντ και προδιαγραφές, η επιφανειακή τραχύτητά τους μπορεί να φτάσει πολύ υψηλές τιμές με το πέρασμα του χρόνου. Από την άλλη πλευρά, καθώς οι μεγάλης κλίμακας αντλίες δέσμης ρευστού μπορεί να είναι πιο αποδοτικές, μόνο μια από αυτές της μεγάλης κλίμακας αντλίες λειτουργώντας μόνη της στο ίδιο αντλητικό σύστημα θα μπορούσε να προσφέρει περισσότερα πλεονεκτήματα έναντι ενός γκρουπ μικρότερης-κλίμακας αντλιών που λειτουργούν παράλληλα. Στην βιβλιογραφία δεν συναντάται κάποια μελέτη στην απόδοση αντλιών δέσμης ρευστού για ένα μεγάλο εύρος σχετικής τραχύτητας, λόγω διατομών και κλίμακας.

Σκοπός της μελέτης των Yarıcı και Aldas [32] ήταν να προσδιορίσουν αν η απόδοση μιας αντλίας δέσμης νερού μπορεί να βελτιωθεί μειώνοντας την σχετική τραχύτητα μέσω του scaling-up ή μειώνοντας το μέγεθος της απόλυτης τραχύτητας σε μια σταθερή κλίμακα, και αν είναι δυνατό, να παρουσιάσουν μια αξιολόγηση της αύξησης του λόγου απόδοσης των βελτιωμένων μεθόδων. Αυτός ο σκοπός μπορεί εύκολα να επιτευχθεί χρησιμοποιώντας CFD σε αντίθεση μια τέτοια δουλειά είναι περισσότερο ακριβή, και απαιτεί περισσότερο χρόνο και προσπάθεια χρησιμοποιώντας μια πειραματική μέθοδο. Οι ερευνητές χρησιμοποίησαν το εμπορικό λογισμικό ANSYS Fluent 14.0 ως επιλύτη των υπολογιστικών προσομοιώσεων ρευστοδυναμικής. Η απόδοση και το ροϊκό πεδίο μιας αντλίας δέσμης ρευστού σε πλήρη κλίμακα με έναν λόγω διατομών ίσο με 5,92 και με διάμετρο εξόδου ακροφυσίου στα 15 mm εξετάστηκαν χρησιμοποιώντας τέσσερα μοντέλα τύρβης RANS. Μια σύγκριση των εξαγόμενων αριθμητικών αποτελεσμάτων με όλα τα μοντέλα τύρβης με τα πειραματικά δεδομένα από την βιβλιογραφία (Yarıcı, 1990) [66] έδειξε ότι οι προβλέψεις του transition SST μοντέλου είναι ελαφρώς πιο ακριβείς από αυτές των άλλων μοντέλων.

Στο δεύτερο μέρος της εργασίας τους, οι επιδράσεις της κλίμακας και της τραχύτητας στην απόδοση εξετάστηκαν χρησιμοποιώντας το transition SST τυρβώδες μοντέλο για μοντέλα κλίμακας στο εύρος από 1:4 έως 20:1 για την ίδια αντλία. Επίσης, εξετάστηκε η μεταβολή της απόδοσης με το μέγεθος της κλίμακας σε ένα εύρος λόγου διατομών από 2-16.5.

4

Θεωρητικό υπόβαθρο υπολογιστικής ρευστοδυναμικής CFD

Η Υπολογιστική Ρευστοδυναμική (Computational Fluid Dynamics, CFD) είναι η επιστήμη του προσδιορισμού της ροής ρευστών, της μεταφοράς θερμότητας, της μεταφοράς μάζας, των χημικών αντιδράσεων και παρόμοιων φαινομένων, λύνοντας μαθηματικές εξισώσεις που διέπουν αυτές τις διαδικασίες και χρησιμοποιώντας αριθμητικούς αλγορίθμους και μεθόδους. Οι προσεγγίσεις της Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής (CFD) χρησιμοποιούν αριθμητικές τεχνικές για να επιλύσουν τις εξισώσεις συνέχειας, ενέργειας και ορμής (Navier-Stokes), για δεδομένη γεωμετρία και οριακές συνθήκες, υλοποιώντας μοντέλα για πτυχές της ροής όπως η τύρβη, η μεταφορά μάζας και θερμότητας, οι επιδράσεις των δυνάμεων σώματος, σχετικά με το συγκεκριμένο μοντέλο. Τα αποτελέσματα των αναλύσεων της Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής είναι σχετικά με μελέτες νέων σχεδιασμών, λεπτομερή ανάπτυξη προϊόντων, αντιμετώπιση προβλημάτων και επανασχεδιασμό [67]. Η μαθηματική μοντελοποίηση και η αριθμητική ανάλυση, όπως οι τρισδιάστατες προσομοιώσεις, ελκύουν ιδιαίτερα το ενδιαφέρον των ερευνητών στην σημερινή εποχή. Προσφέρουν επίσης, μεγάλη ευελιξία σε εργασίες που περιέχουν πολλές παραμέτρους, όπως γεωμετρικά χαρακτηριστικά, ιδιότητες ρευστών, οριακές συνθήκες κλπ., και επιδρούν στα κύρια χαρακτηριστικά της ροής [68]. Επιπλέον, η Υπολογιστική Ρευστοδυναμική είναι άμεσα συνυφασμένη με την ανάπτυξη της υπολογιστικής ισχύος, η οποία την υποστηρίζει. Επομένως, υπάρχει η δυνατότητα να προσομοιωθούν και να κατανοηθούν πολύπλοκες ροές, ειδικά όταν οι πειραματικές μέθοδοι είναι πολύ απαιτητικές [169]. Συνεπώς, η ανάλυση με CFD συμπληρώνει τις δοκιμές και τα πειράματα, μειώνοντας τον απαιτούμενο χρόνο και το κόστος.

Όπως αναφέρθηκε προηγουμένως, η Υπολογιστική Ρευστοδυναμική στηρίζεται στις θεμελιώδεις εξισώσεις της δυναμικής των ρευστών. Αντιπροσωπεύει μαθηματικές εκφράσεις των νόμων διατήρησης της φυσικής. Είναι σημαντικό, οι μελετητές που ασχολούνται με την Υπολογιστική Ρευστοδυναμική, να κατανοήσουν τα φυσικά φαινόμενα της κίνησης του ρευστού, καθώς αυτά τα φαινόμενα αναλύει και προσδιορίζει η προσομοίωση με CFD. Οι εξισώσεις, οι οποίες προαναφέρθηκαν, αποκτούν μορφές που είναι ιδιαίτερα κατάλληλες και χρήσιμες στη διαμόρφωση των λύσεων του CFD. Οι φυσικές πτυχές των οριακών συνθηκών και οι κατάλληλες μαθηματικές εκφράσεις τους θα αναπτυχθούν, επίσης, δεδομένου ότι η

επιθυμητή αριθμητική μορφή της φυσικής οριακής συνθήκης εξαρτάται από τη συγκεκριμένη μαθηματική μορφή των εξισώσεων που τη διέπουν και τον αριθμητικό αλγόριθμο που χρησιμοποιείται [70]. Οι λύτες των περισσότερων λογισμικών Υπολογιστικής Ρευστοδυναμικής (CFD), βασίζονται στην μέθοδο των πεπερασμένων όγκων [71]. Αρχικά, πραγματοποιείται διακριτοποίηση του τομέα σε ένα σύνολο όγκων ελέγχου. Οι γενικές εξισώσεις διατήρησης (μεταφοράς) για την μάζα, την ορμή και την ενέργεια, επιλύονται στο σύνολο των όγκων ελέγχου. Οι μερικές διαφορικές εξισώσεις διακριτοποιούνται σε ένα σύστημα αλγεβρικών εξισώσεων, οι οποίες επιλύονται αριθμητικά. Επομένως, η Υπολογιστική Ρευστοδυναμική δεν παρέχει ακριβή αναλυτική λύση στα προβλήματα ροής. Ουσιαστικά, υπολογίζει διακριτές τιμές της λύσης που δεν ανταποκρίνονται συνήθως στις πραγματικές λύσεις, επειδή, κατά τον υπολογισμό, υπάρχει απώλεια πληροφορίας από τις τιμές της λύσης που δεν λαμβάνονται υπόψη και δεν υπολογίζονται.

Για να μοντελοποιηθεί μια προσομοίωση ενός φυσικού προβλήματος με CFD και να επιλυθεί, η διαδικασία είναι η εξής :

- Ορίζεται η γεωμετρία του προβλήματος.
- Επιλέγεται το υπολογιστικό πλέγμα, το οποίο διαιρεί την γεωμετρία σε πολλά στοιχεία, με βάση την επιθυμητή ανάλυση και τα χαρακτηριστικά του εκάστοτε φυσικού προβλήματος.
- Επιλέγεται το κατάλληλο φυσικό μοντέλο.
- Ορίζονται, επίσης, οι οριακές συνθήκες και οι συνθήκες λειτουργίας του προβλήματος.
- Παρέχονται οι αρχικές τιμές των λύσεων
- Ορίζονται οι έλεγχοι και τα κριτήρια σύγκλισης των λύσεων
- Τέλος, εξετάζονται τα αποτελέσματα, τα οποία θα πρέπει να ελεγχθούν. Σε περίπτωση που δεν είναι ικανοποιητικά, κρίνεται απαραίτητο να πραγματοποιηθούν αλλαγές σε προηγούμενα στάδια της μοντελοποίησης.

4.1 Μέθοδοι διακριτοποίησης των Μερικών Διαφορικών

Εξισώσεων

Ως γνωστόν, οι μερικές διαφορικές εξισώσεις περιγράφουν την κίνηση των ρευστών. Οι εξισώσεις αυτές εκφράζονται από συνδυασμούς των παραμέτρων της ροής, όπως οι συνιστώσες ταχύτητας και πίεσης του ρευστού, συμπεριλαμβανομένων και των παραγώγων αυτών. Δεν καθίσταται δυνατή η χρήση υπολογιστικών μέσων για την επίλυση αυτών των εξισώσεων. Επομένως, οι μερικές διαφορικές εξισώσεις πρέπει να μετατραπούν σε αλγεβρικές,

οι οποίες περιέχουν μόνο αριθμούς και ο συνδυασμός τους εύκολα περιγράφεται με απλές σχέσεις [72].

Ο μετασχηματισμός μιας μερικής διαφορικής εξίσωσης στο αριθμητικό της ανάλογο καλείται αριθμητική διακριτοποίηση. Στην διαδικασία διακριτοποίησης, κάθε όρος που *απαρτίζει* μια μερική διαφορική εξίσωση, πρέπει να αντιστοιχιστεί σε ένα αριθμητικό ανάλογο. Στη συνέχεια, ο υπολογιστής μπορεί να προγραμματιστεί, ώστε να υπολογίζει αυτό το αριθμητικό ανάλογο. Μια ποικιλία τεχνικών μπορεί να χρησιμοποιηθεί, ώστε να πραγματοποιηθεί η αριθμητική διακριτοποίηση, ενώ καθεμία είναι βασισμένη σε διαφορετικές αρχές. Ωστόσο, αυτές οι μέθοδοι έχουν πολλά κοινά χαρακτηριστικά μεταξύ τους. Τρεις είναι οι επικρατέστερες: α) η μέθοδος των πεπερασμένων διαφορών, β) η μέθοδος των πεπερασμένων στοιχείων και γ) η μέθοδος των πεπερασμένων όγκων [72]. Η πρώτη μέθοδος βασίζεται στις σειρές Taylor με τις οποίες δημιουργείται ένα σύστημα εξισώσεων που χαρακτηρίζουν τις παραγώγους μιας μεταβλητής ως τις διαφορές μεταξύ των τιμών της μεταβλητής σε διάφορα σημεία του χώρου ή στον χρόνο [73]. Η μέθοδος των πεπερασμένων στοιχείων αποτελεί μια δεύτερη τεχνική αριθμητικής διακριτοποίησης. Με τη χρήση της μεθόδου αυτής, ο τομέας, για τον οποίο ισχύει η μερική διαφορική εξίσωση, διαιρείται σε ένα πεπερασμένο αριθμό στοιχείων. Σε κάθε στοιχείο, θεωρείται μια απλή μεταβολή των ανεξάρτητων παραμέτρων και αυτή η τμηματική περιγραφή χρησιμοποιείται για να αποδώσει τον τρόπο με τον οποίο διαφέρουν οι μεταβλητές σε όλο το πεδίο. Συμπεραίνεται ότι, η διαδικασία διακριτοποίησης διαφέρει από αυτή της μεθόδου των πεπερασμένων διαφορών όντας πιο περίπλοκη [74, 75]. Τέλος, η μέθοδος των πεπερασμένων όγκων αποτελεί την δημοφιλέστερη μέθοδο διακριτοποίησης στο πεδίο της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Μπορούν να εντοπιστούν αρκετές ομοιότητες αυτής της μεθόδου με τη μέθοδο των πεπερασμένων διαφορών. Σε ορισμένες όμως εφαρμογές, η μέθοδος των πεπερασμένων όγκων παρουσιάζει κοινά χαρακτηριστικά με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων. Πρακτικά μπορεί να αποτελέσει έναν συνδυασμό των άλλων δύο μεθόδων. Η ανάγκη για την επίλυση των εξισώσεων της μετάδοσης θερμότητας και της ροής των ρευστών είναι ο λόγος για τον οποίο εξελίχθηκε αυτή η μέθοδος. Η μετατροπή των μερικών διαφορικών εξισώσεων σε αλγεβρικές, βασίζεται στη φυσική του προβλήματος [72].

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, στην εισαγωγική ενότητα αυτού του κεφαλαίου, οι γενικές εξισώσεις διατήρησης της μάζας, της ορμής (Navier-Stokes) και της ενέργειας είναι μερικές διαφορικές εξισώσεις. Επομένως, πρέπει να ακολουθηθεί μια διαδικασία διακριτοποίησης αυτών των εξισώσεων, ώστε να είναι εφικτό να επιλυθούν αριθμητικά. Με αυτόν τον τρόπο, οι εξισώσεις αυτές αποτελούν συνάρτηση μόνο των άγνωστων τιμών της λύσης στα σημεία που είναι επιθυμητή η προσέγγιση. Η διαδικασία της διακριτοποίησης έχει ως αποτέλεσμα την μετατροπή της κάθε μερικής διαφορικής εξίσωσης σε ένα σύστημα αλγεβρικών εξισώσεων. Συνήθως, χρησιμοποιούνται αλγόριθμοι για την επίλυση του συστήματος των αλγεβρικών

εξισώσεων και προκύπτει η λύση στα σημεία που επιλέχθηκαν για την διακριτοποίηση. Οι αλγόριθμοι αυτοί προσφέρουν είτε προσεγγιστική είτε απευθείας επίλυση του συστήματος. Τα σημεία αυτά (κόμβοι) αποτελούν το αριθμητικό πλέγμα (mesh ή grid), το οποίο δημιουργείται στο πεδίο μελέτης, όπου είναι επιθυμητό να υπολογιστούν τα ροϊκά μεγέθη. Σε χρονικά μεταβαλλόμενες ροές, η διαδικασία της διακριτοποίησης πραγματοποιείται στο χώρο αλλά και στον χρόνο. Ο βαθμός με τον οποίο η αριθμητική λύση της διαφορικής εξίσωσης προσεγγίζει την πραγματική εξαρτάται από την μέθοδο διακριτοποίησης, την πυκνότητα του πλέγματος, την τάξη των σχημάτων, καθώς και από τον αλγόριθμο επίλυσης. Σε ορισμένα σημεία του πλέγματος απαιτείται η εφαρμογή οριακών και αρχικών συνθηκών, ώστε να εξαχθεί η λύση της διαφορικής εξίσωσης [71].

Στο υπολογιστικό πρόγραμμα PHOENICS, για την διακριτοποίηση των εξισώσεων της ροής χρησιμοποιείται η μέθοδος των πεπερασμένων όγκων. Συγκεκριμένα, η υπό εξέταση γεωμετρία διακριτοποιείται σε ένα σύνολο πεπερασμένων όγκων. Οι εξισώσεις που διέπουν την ροή επιλύονται αριθμητικά σε αυτό το σύνολο των πεπερασμένων όγκων, αφού πρώτα μετασχηματιστούν σε ένα σύνολο αλγεβρικών εξισώσεων.

4.2 Μέθοδοι επίλυσης των εξισώσεων Navier-Stokes

Τα διαθέσιμα εμπορικά λογισμικά υπολογιστικής ρευστοδυναμικής, όπως το ANSYS FLUENT, διαθέτουν δύο αριθμητικές μεθόδους επίλυσης, οι οποίες είναι οι εξής: α) η μέθοδος διακριτής (segregated) επίλυσης και β) η μέθοδος συνδυαστικής επίλυσης (coupled) επίλυσης. Σε καθεμία από τις παραπάνω μεθόδους, το λογισμικό επιλύει τις εξισώσεις που διέπουν την διατήρηση της ορμής, της μάζας και της ενέργειας, καθώς και άλλων φυσικών ποσοτήτων όπως η τύρβη. Αμφότερες οι μέθοδοι χρησιμοποιούν μια τεχνική, η οποία βασίζεται στη μέθοδο των πεπερασμένων όγκων. Αρχικά, χρησιμοποιείται ένα υπολογιστικό πλέγμα ώστε να χωριστεί το πεδίο σε πεπερασμένους όγκους ελέγχου. Έπειτα, ολοκληρώνονται οι εξισώσεις στους διακριτούς όγκους για να προκύψουν αλγεβρικές εξισώσεις για τις εξαρτημένες παραμέτρους, όπως είναι οι ταχύτητες, η θερμοκρασία, η πίεση και τα διατηρούμενα βαθμωτά μεγέθη. Τέλος, ακολουθεί η γραμμικοποίηση (linearization) των διακριτών εξισώσεων και η επίλυση του συστήματος των γραμμικών εξισώσεων που εξάγεται, ώστε με αυτόν τον τρόπο να προκύψουν οι ενημερωμένες τιμές των εξαρτημένων μεταβλητών. Παρά το γεγονός ότι και οι δύο αριθμητικές μέθοδοι ακολουθούν μια παρόμοια τεχνική διακριτοποίησης, όπως είναι οι πεπερασμένοι όγκοι, για τη γραμμικοποίηση και την επίλυση των αλγεβρικών εξισώσεων χρησιμοποιείται διαφορετική προσέγγιση [71].

Υπάρχουν δύο είδη λυτών στο υπολογιστικό πρόγραμμα ANSYS FLUENT. Το πρώτο είδος αφορά λύτες που βασίζονται στην πίεση (Pressure based), ενώ το δεύτερο είδος βασίζεται στην πυκνότητα (Density based). Οι λύτες, οι οποίοι βασίζονται στην πίεση, θεωρούν ως κύριες μεταβλητές την ορμή και την πίεση (ή την διόρθωση της πίεσης). Οι συνδυαστικοί αλγόριθμοι πίεσης-ταχύτητας διαιρούνται αναδιαμορφώνοντας την εξίσωση συνέχειας. Επιπλέον, δύο αλγόριθμοι είναι διαθέσιμοι με τους λύτες που βασίζονται στην πίεση. Ο ένας είναι ο διακριτός λύτης (segregated solver), ο οποίος επιλύει τις εξισώσεις για την ορμή και την διόρθωση της πίεσης διαδοχικά, δηλαδή επιλύονται διακριτά η μία από την άλλη. Αντίθετα η συνδυαστική μέθοδος (Pressure Based Coupled Solver-PBCS) επιλύει τις εξισώσεις ορμής και της πίεσης ταυτόχρονα, σαν ένα σύστημα. Στους λύτες, οι οποίοι βασίζονται στην πυκνότητα (Density-Based Coupled Solver), οι εξισώσεις συνέχειας, ορμής και ενέργειας επιλύονται σε διανυσματική μορφή. Η πίεση προκύπτει από μια καταστατική εξίσωση και οι επιπρόσθετες βαθμωτές εξισώσεις επιλύονται με διακριτό τρόπο [71].

Όσον αφορά στην επιλογή της μεθόδου επίλυσης, ο λύτης που βασίζεται στην πίεση είναι εφαρμόσιμος για ένα μεγάλο εύρος ειδών ροής από χαμηλής ταχύτητας ασυμπίεστες ροές έως υψηλής ταχύτητας συμπιεστές ροές. Η συνδυαστική μέθοδος επίλυσης βασισμένη στην πίεση (PBCS) εφαρμόζεται περισσότερο σε μονοφασικές ροές και αποδίδει καλύτερα από την προαναφερθείσα μέθοδο. Σε εφαρμογές στις οποίες υπάρχει ισχυρή σύνδεση ή αλληλεξάρτηση μεταξύ της πυκνότητας, ενέργειας και της ορμής, προτιμάται η μέθοδος επίλυσης που βασίζεται στην πυκνότητα [71].

4.3 Αλγόριθμοι επίλυσης των εξισώσεων Navier – Stokes

Η απευθείας επίλυση των εξισώσεων Navier-Stokes δεν καθίσταται δυνατή και για τον λόγο αυτό έχουν αναπτυχθεί αλγόριθμοι, οι οποίοι με επαναληπτικές διαδικασίες αποδίδουν τη λύση των εξισώσεων αυτών. Η αδυναμία της άμεσης επίλυσης οφείλεται στο γεγονός ότι το μέγεθος της πίεσης δεν εμπεριέχεται στην εξίσωση συνέχειας. Επομένως, είναι αδύνατο να επιλυθεί το σύστημα των γραμμικών εξισώσεων, το οποίο προκύπτει από τις εξισώσεις ορμής και την εξίσωση συνέχειας, εάν πρώτα δεν προσδιοριστεί το πεδίο της πίεσης. Συνεπώς, στις επαναληπτικές διαδικασίες των αλγορίθμων, θεωρείται ένα αρχικό πεδίο πίεσης και σε κάθε επαναληπτικό βήμα αυτό διορθώνεται, μέχρις ότου προσδιοριστούν τα μεγέθη της πίεσης και των ταχυτήτων που ικανοποιούν τις εξισώσεις διατήρησης. Οι Patankar και Spalding (1972) [76] δημιούργησαν έναν αλγόριθμο, παρόμοιο με αυτόν που παρουσιάστηκε παραπάνω. Ο αλγόριθμός τους ονομάζεται SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) και βάσει αυτού ακολούθησαν νέοι βελτιωμένοι αλγόριθμοι.

Η σύνδεση πίεσης-ταχύτητας αναφέρεται στον αριθμητικό αλγόριθμο, ο οποίος χρησιμοποιεί τον συνδυασμό των εξισώσεων συνέχειας και ορμής για να παράγει μια εξίσωση για την πίεση (ή την διόρθωση της) όταν χρησιμοποιείται μια μέθοδος επίλυσης βασισμένη στην πίεση. Η μέθοδος SIMPLE είναι η προκαθορισμένη από το υπολογιστικό πρόγραμμα FLUENT και χαρακτηρίζεται για την ευστάθεια της. Η μέθοδος SIMPLEC (SIMPE-Consistent) επιτρέπει ταχύτερη σύγκλιση για απλά προβλήματα, όπως η στρωτή ροή χωρίς άλλα φυσικά μοντέλα. Για μη μόνιμες ροές ή για πλέγματα που περιέχουν κελιά με υψηλότερη από την μέση λοξότητα ενδείκνυται η χρήση της μεθόδου PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators).

Οι αλγόριθμοι που είναι διαθέσιμοι στο λογισμικό FLUENT είναι οι εξής:

- SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations)
- SIMPLEC (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations Consistent)
- PISO (Pressure-Implicit with Splitting of Operators)
- FSM (Fractional Step Method)
- Coupled (Pressure based)

Πολλοί από τους παραπάνω αλγορίθμους είναι διαθέσιμοι και στο λογισμικό PHOENICS.

Όλοι οι προαναφερθέντες αλγόριθμοι χρησιμοποιούν την μέθοδο διακριτής επίλυσης βασισμένη στην πίεση, ενώ ο Coupled χρησιμοποιεί την συνδυαστική μέθοδο επίλυσης βασισμένη στην πίεση. Στην εργασία αυτή, αναλύονται οι αλγόριθμοι SIMPLE και SIMPLEST για την επίλυση των εξισώσεων, ώστε να εξαχθούν ακριβή αποτελέσματα. Στις επόμενες υποενότητες, περιγράφονται οι δύο αλγόριθμοι.

4.3.1 Αλγόριθμοι SIMPLE και SIMPLEST

Σε ένα πρόβλημα μόνιμης κατάστασης που επιλύεται επαναληπτικά, δεν είναι αναγκαίο να επιλυθεί πλήρως η γραμμική σύνδεση πίεσης-ταχύτητας, καθώς οι αλλαγές ανάμεσα στις διαδοχικές λύσεις είναι πλέον μικρές.

Για την εφαρμογή του αλγορίθμου SIMPLE [76] χρησιμοποιείται η ιδέα του μετατοπισμένου πλέγματος, στο οποίο υπάρχουν οι υπολογιστικοί όγκοι για τις τρεις συνιστώσες της ταχύτητας και για την πίεση. Πιο συγκεκριμένα, γίνεται η θεώρηση ότι οι αντίστοιχοι όγκοι για τις ταχύτητες u, v και w προκύπτουν από τα μέσα των εδρών του πλέγματος.

Για να βρεθεί λύση μιας μεταβλητής ϕ , απαραίτητη προϋπόθεση είναι να υπάρχει μια εξίσωση όπου η ϕ θα είναι ανεξάρτητη μεταβλητή. Οι συνιστώσες της ταχύτητας ικανοποιούν την παραπάνω απαίτηση μέσω των εξισώσεων ορμής, αλλά για την πίεση δεν υπάρχει μια τέτοια εξίσωση. Η επιπλέον εξίσωση, που χρειάζεται, είναι η εξίσωση της συνέχειας, στην οποία όμως

απουσιάζει η πίεση [77]. Για το λόγο αυτό χρησιμοποιείται ο αλγόριθμος SIMPLEST, ο οποίος στηρίζεται στην εκτίμηση ενός πεδίου πίεσης P^* και στη διόρθωση του μέχρις ότου οι ταχύτητες που προκύπτουν να ικανοποιούν την εξίσωση της συνέχειας καθώς και τις εξισώσεις της ορμής.

Τα βήματα του αλγορίθμου SIMPLEST είναι τα εξής:

1. Εκτίμηση του πεδίου πίεσης P^*
2. Επίλυση των εξισώσεων ορμής για $(u^*, v^*$ και $w^*)$
3. Επίλυση της διορθωμένης πίεσης
4. Υπολογισμός του νέου πεδίου πίεσης από $P = P^* + P'$
5. Διόρθωση των ταχυτήτων
6. Επίλυση της εξίσωσης ενέργειας και λοιπών βαθμωτών μεγεθών
7. Επιστροφή στο Βήμα 1, θέτοντας $P^* = P$ και επανάληψη της διαδικασίας μέχρι την επίτευξη σύγκλισης

Στον αλγόριθμο SIMPLE, δίνεται μια προσέγγιση του πεδίου ταχύτητας επιλύοντας την εξίσωση ορμής. Ο όρος της βαθμίδας πίεσης υπολογίζεται χρησιμοποιώντας την κατανομή της πίεσης από προηγούμενη επανάληψη ή από μια αρχική υπόθεση. Επιπλέον, η εξίσωση πίεσης σχηματίζεται και επιλύεται για να εξαχθεί η νέα κατανομή πίεσης. Οι ταχύτητες διορθώνονται και ένα νέο σύνολο διατήρησης των ροών υπολογίζεται. Η διακριτοποιημένη εξίσωση ορμής και η εξίσωση διόρθωσης της πίεσης λύνονται άρρητα (implicit), ενώ η διόρθωση της ταχύτητας επιλύεται ρητά (explicit).

Τα βήματα που ακολουθεί ο αλγόριθμος SIMPLE για να επιλύσει τις εξισώσεις Navier-Stokes είναι τα εξής:

- i. Εκτίμηση του πεδίου πίεσης p^* .
- ii. Εύρεση των ταχυτήτων του πεδίου u^*, v^*, w^* , επιλύοντας τις εξισώσεις ορμής.
- iii. Επίλυση της εξίσωσης διόρθωσης της πίεσης, η οποία προκύπτει από την εξίσωση συνέχειας χρησιμοποιώντας τις εκφράσεις των σωστών ταχυτήτων u_p, v_p, w_p ($u_p = u^* - \frac{\partial u}{\partial (\Delta p)}(p'_D - p'_p)$: όπου $\Delta p = p_D^* - p_p^*$ και $p'_D - p'_p$ οι διορθωμένες τιμές των p_D^*, p_p^*) που ικανοποιούν και το μη μηδενικό ισοζύγιο μάζας, το οποίο προκύπτει από την εξίσωση συνέχειας, με χρήση των ταχυτήτων που προέκυψαν u^*, v^*, w^* .
- iv. Υπολογισμός νέας τιμής της πίεσης p , από την εξίσωση $p = p_D^* - p'$, όπου p' η διόρθωση της πίεσης.
- v. Υπολογισμός των νέων τιμών των ταχυτήτων u_p, v_p, w_p .

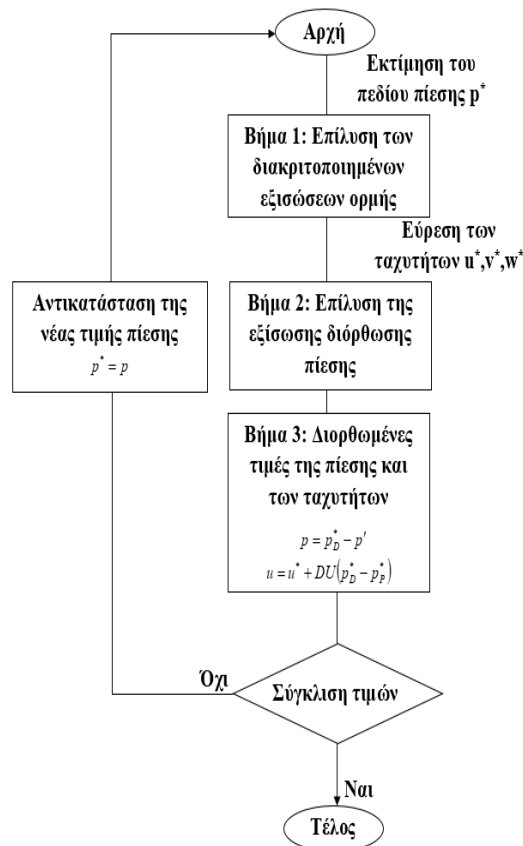
Ο αλγόριθμος που παρουσιάζεται παραπάνω επαναλαμβάνεται, μέχρις ότου οι τιμές των ταχυτήτων u_p , v_p , w_p συγκλίνουν. Ο καθορισμός της σύγκλισης των τιμών αυτών εκφράζεται από την επιθυμητή ακρίβεια, η οποία δίνεται από την ποσότητα $\varepsilon = \phi_{new} - \phi_{old}$.

Η σύγκλιση των ταχυτήτων u_p , v_p , w_p πραγματοποιείται μετά από έναν ορισμένο αριθμό επαναληπτικών βημάτων, σε καθένα από τα οποία διορθώνεται το πεδίο της πίεσης και των άλλων υδροδυναμικών ή μη μεγεθών. Εκτός των εξισώσεων διόρθωσης των μεγεθών αυτών, η διόρθωση αυτή οφείλεται και σε μια σχέση, η οποία προκύπτει πολλαπλασιάζοντας μια προηγούμενη διαφορά του μεγέθους με ένα συντελεστή. Οι συντελεστές αυτοί, καλούνται συντελεστές υποχαλάρωσης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα, να υπάρχει η δυνατότητα επιτάχυνσης της σύγκλισης, καθώς τα βήματα μεταβολής των αγνώστων μεγεθών γίνονται μεγαλύτερα και με αυτόν τον τρόπο εξάγεται γρηγορότερα η λύση. Γρήγορη γίνεται η σύγκλιση όταν οι τιμές των συντελεστών είναι υψηλές. Η σύγκλιση επιταχύνεται έως κάποιο όριο, υπέρβαση του οποίου οδηγεί σε αστάθεια του αλγορίθμου και κατ' επέκταση σε εσφαλμένη λύση. Επομένως, οι τιμές των συντελεστών υποχαλάρωσης είναι ελάχιστα χαμηλότερες από τα όρια που καθιστούν τον αλγόριθμο ασταθή. Με αυτόν τον τρόπο, επιτυγχάνεται η κατά το δυνατόν, μεγαλύτερη σύγκλιση των αγνώστων μεγεθών. Στην εξίσωση που ακολουθεί εφαρμόζεται ο συντελεστής υποχαλάρωσης.

$$\phi = \phi_{old} + \alpha \cdot \Delta\phi \quad (-) \quad (27)$$

όπου ϕ νέα τιμή, ϕ_{old} η παλιά τιμή (μετά την αρχική διόρθωση), α ο συντελεστής υποχαλάρωσης και $\Delta\phi$ μια υπολογισμένη προηγούμενη διαφορά του μεγέθους του ϕ , δηλαδή μια διαφορά των τιμών, από τις δυο προηγούμενες επαναλήψεις.

Ο αλγόριθμος SIMPLE μπορεί να χαρακτηριστεί αποδοτικός και εν γένει χρησιμοποιείται, όμως έχει ορισμένα μειονεκτήματα. Τα μειονεκτήματα αφορούν τον αριθμό των επαναλήψεων, δηλαδή πιο αργή σύγκλιση, καθώς και τις τεχνικές υποχαλάρωσης (μικρότερα βήματα). Στο Σχήμα 4.3.1 παρατίθεται το λογικό διάγραμμα του αλγορίθμου.



Σχήμα 4.3.1: Το λογικό διάγραμμα ροής του αλγορίθμου SIMPLE.

Η πιο αξιοσημείωτη διαφορά μεταξύ του αλγορίθμου SIMPLEST και του SIMPLE είναι ότι στον πρώτο οι συντελεστές της ορμής στο πεπερασμένο χωρίο περιλαμβάνουν μόνο συνεισφορές διάχυσης, οι όροι μεταφοράς προστίθενται στο γραμμικοποιημένο όρο πηγής των εξισώσεων. Επομένως, σε περιπτώσεις όπου απουσιάζει η διάχυση, οι εξισώσεις ορμής επιλύονται με τη μέθοδο Jacobi σημείο προς σημείο, αντίθετα με τις δημοφιλείς μεθόδους ταυτόχρονης επίλυσης γραμμή προς γραμμή. Αυτό η μικτή πρακτική (χρήση μεθόδου Jacobi για τους όρους μεταφοράς και χρήση επίλυσης γραμμή προς γραμμή για τους όρους διάχυσης) έχει βρεθεί ότι επιταχύνει σημαντικά τη σύγκλιση [78].

4.4 Μοντέλα Τύρβης

Σύμφωνα με τον οδηγό χρήσης του υπολογιστικού προγράμματος ANSYS FLUENT [71], ένα τυρβώδες μοντέλο είναι μια υπολογιστική διαδικασία για να ολοκληρωθεί το σύστημα των εξισώσεων της μέσης ροής. Στις περισσότερες εφαρμογές είναι ανέφικτο να επιλυθούν οι λεπτομέρειες των τυρβωδών διακυμάνσεων. Τα τυρβώδη μοντέλα επιτρέπουν τον υπολογισμό της μέσης ροής χωρίς πρώτα να έχει υπολογιστεί το πλήρες χρονικά εξαρτημένο πεδίο ροής.

Επομένως, είναι αναγκαίο να προσδιοριστεί η επίδραση της τύρβης στην μέση ροή. Ειδικότερα, πρέπει να αναπτυχθούν εκφράσεις για τις τάσεις Reynolds. Χαρακτηριστικό των τυρβωδών ροών είναι τα μεταβαλλόμενα πεδία ταχυτήτων τους. Οι εναλλαγές αυτές αναμιγνύουν μεταφερόμενες ποσότητες, όπως είναι η ενέργεια, η ορμή και η συγκέντρωση των φάσεων, καθιστώντας και αυτές εναλλασσόμενες. Επιπλέον, οι εναλλαγές αυτές χαρακτηρίζονται από μικρό πλάτος και υψηλή συχνότητα. Για τον λόγο αυτό, έχουν υψηλό υπολογιστικό κόστος και είναι δύσκολο να προσομοιωθούν άμεσα με πρακτικούς υπολογισμούς της μηχανικής των ρευστών. Επομένως, οι στιγμιαίες εξισώσεις ροής τροποποιούνται σε μέσες εξισώσεις ποικιλοτρόπως. Αντικειμενικός στόχος είναι οι στιγμιαίες τιμές να εξαλειφθούν και οι τελικές προς επίλυση εξισώσεις να έχουν τέτοια μορφή, ώστε να επιλυθούν με μικρότερη υπολογιστική ισχύ. Ωστόσο, οι νέες μορφές των εξισώσεων εμπεριέχουν πρόσθετες άγνωστες μεταβλητές. Συνεπώς, είναι απαραίτητο να επιλεγεί ένα μοντέλο τύρβης ώστε να προσδιοριστούν αυτές οι μεταβλητές σαν συνάρτηση άλλων γνωστών μεγεθών.

Για την μοντελοποίηση της τύρβης υπάρχουν τρεις προσεγγίσεις. Μία είναι, οι εξισώσεις RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes). Στην προσέγγιση αυτή, τα μοντέλα της τύρβης χωρίζονται σε μοντέλο μηδενικής εξίσωσης ή αλγεβρικό μοντέλο (zero-equation/algebraic model), μίας εξίσωσης μοντέλο (one-equation model), δύο εξισώσεων μοντέλο (two-equation model), τριών εξισώσεων μοντέλο (three-equation model), τεσσάρων εξισώσεων μοντέλο (four-equation model) και εξίσωσης τάσης μοντέλο (stress equation model) [79]. Τα περισσότερα μοντέλα χαρακτηρίζονται ως μοντέλα τυρβώδους ιξώδους (Eddy Viscosity Models- EVM) και βασίζονται στην υπόθεση του Boussinesq, ενώ το τελευταίο ονομάζεται μοντέλο τάσης Reynolds (Reynolds Stress Models-RSM). Ο διαχωρισμός αυτός, βασίζεται στον τρόπο με τον οποίο υπολογίζεται ο όρος της τάσης Reynolds στις εξισώσεις RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) [71]. Η προσομοίωση μεγάλων δινών (Large Eddies Simulation- LES) και απευθείας αριθμητική προσομοίωση (Direct Numerical Simulation- DNS) των εξισώσεων Navier-Stokes είναι οι υπόλοιπες δύο προσεγγίσεις [79].

Όπως αναφέρθηκε παραπάνω, μια πλήρης χρονικά εξαρτημένη λύση των εξισώσεων ορμής (Navier-Stokes) για τυρβώδη ροή, η οποία συναντάται σε μια περίπλοκη γεωμετρία και χαρακτηρίζεται από υψηλό αριθμό Reynolds, δεν είναι εφικτή. Επομένως, είναι απαραίτητο να εφαρμοστούν μέθοδοι με τις οποίες οι εξισώσεις Navier-Stokes αποκτούν μορφή, τέτοια ώστε οι ταλαντώσεις μικρής κλίμακας της τύρβης να μην απαιτείται να συμπεριληφθούν στην προσομοίωση. Δύο είναι επικρατέστερες μέθοδοι, ο μέσος όρος (averaging) και το φιλτράρισμα (filtering). Οι μέθοδοι αυτές συμβάλλουν στο κλείσιμο (closure), το οποίο σημαίνει ίσος αριθμός αγνώστων και εξισώσεων προς επίλυση, εισάγοντας επιπρόσθετους όρους στις εξισώσεις που διέπουν την ροή. Η μέθοδος με το φιλτράρισμα (filtering) των εξισώσεων Navier-Stokes χρησιμοποιείται στην προσομοίωση μεγάλων δινών. Από την άλλη

πλευρά, οι εξισώσεις RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) περιέχουν τους μέσους όρους των μεγεθών που τις απαρτίζουν και με βάση τα μεγέθη αυτά μοντελοποιείται η τύρβη κάθε κλίμακας. Αυτή η τεχνική μειώνει αισθητά την υπολογιστική ισχύ που απαιτείται, διότι η επίλυση λαμβάνει υπόψη μόνο τους μέσους όρους των μεγεθών. Στην περίπτωση κατά την οποία η μέση ροή είναι στρωτή, οι παράγωγοι ως προς το χρόνο στις εξισώσεις κίνησης μηδενίζονται και η λύση της σταθερής κατάστασης εξάγεται γρήγορα. Ένα επιπλέον πλεονέκτημα, όσον αφορά την υπολογιστική ισχύ, είναι ότι στις μεταβατικές εξισώσεις το χρονικό βήμα καθορίζεται βάσει της συνολικής αστάθειας της μέσης ροής αντί της τύρβης [80].

Τα διαθέσιμα μοντέλα τύρβης είναι τα εξής:

- Μοντέλο Spalart-Allmaras (One-Equation Model)
- Standard k-ε μοντέλο
- RNG k-ε μοντέλο (Renormalization Group- RNG)
- Realizable k-ε μοντέλο
- Standard k-ω μοντέλο
- SST k-ω μοντέλο (Shear Stress Transport k-ω Model)
- Τεσσάρων εξισώσεων ν2f (Four-Equation Model)
- Μοντέλο τάσεων Reynolds (Reynolds Stress Model- RSM)
- Μοντελοποίηση μεγάλων δινών (Large Eddy Simulation- LES)

Τα παραπάνω μοντέλα είναι διαθέσιμα στο λογισμικό ANSYS FLUENT και όλα, εκτός του τελευταίου, βασίζονται στην προσέγγιση με τις εξισώσεις RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes). Πολλά από τα παραπάνω μοντέλα είναι διαθέσιμα και στο λογισμικό PHOENICS. Στην βιβλιογραφία υπάρχουν και άλλα μοντέλα τύρβης. Στις CFD προσομοιώσεις εσωτερικών ροών, τα μοντέλα τύρβης που χρησιμοποιούνται συχνά είναι τα μοντέλα k-ε (Standard k-ε, RNG k-ε, Realizable k-ε), τα μοντέλα k-ω (Standard k-ω, SST k-ω) και το μοντέλο τάσεων Reynolds (RSM) [72]. Στις υποενότητες που ακολουθούν περιγράφονται τα μοντέλα k-ε και k-ω, επειδή στην μοντελοποίηση της παρούσας εργασίας επιλέχθηκαν μερικά μοντέλα από αυτά.

4.4.1 Μοντέλο τύρβης k-ε

Σύμφωνα με τον οδηγό χρήσης του λογισμικού ANSYS FLUENT [71], το Standard k-ε μοντέλο είναι το πιο ευρέως χρησιμοποιούμενο μοντέλο τύρβης δύο εξισώσεων για βιομηχανικές εφαρμογές. Το μοντέλο αυτό επιλύει δύο εξισώσεις μεταφοράς, μία για την τυρβώδη κινητική ενέργεια (k) και μία για τον ρυθμό εκφυλισμού (ε), υπολογίζοντας με αυτόν τον τρόπο τις τάσεις Reynolds. Ο ρυθμός εκφυλισμού είναι η μετατροπή της κινητικής

ενέργειας της τύρβης σε θερμική εσωτερική ενέργεια. Οι συντελεστές των εξισώσεων έχουν εξαχθεί εμπειρικά. Το μοντέλο είναι έγκυρο μόνο για πλήρως ανεπτυγμένες τυρβώδεις ροές. Το τυρβώδες ιξώδες υπολογίζεται ως συνάρτηση της τυρβώδους κινητικής ενέργειας (k) και του ρυθμού εκφυλισμού (ϵ). Αποτελεί ένα ημι-εμπειρικό μοντέλο, καθώς οι εξισώσεις του βασίζονται σε εμπειρικές εκτιμήσεις και στη μελέτη φαινομένων. Είναι εύρωστο, υπολογιστικά αποδοτικό, κατάλληλο για παραμετρικές μελέτες, ικανοποιητικά ακριβές και χρησιμοποιείται ευρέως. Ωστόσο, το Standard k - ϵ μοντέλο έχει αρκετούς περιορισμούς. Σε ροές με υψηλότερη βαθμίδα πίεσης, ροές με ισχυρό διαχωρισμό, στροβιλώδεις και περιστρεφόμενες ροές, αυτή η μέθοδος δεν αποδίδει ικανοποιητικά. Αρκετά σημαντικό είναι ότι η παραγωγή της τυρβώδους κινητικής ενέργειας είναι υπερβολική (αφύσικη) σε περιοχές με μεγάλο ρυθμό παραμόρφωσης π.χ. κοντά σε σημείο ανακοπής, οδηγώντας σε αρκετά ανακριβείς προβλέψεις του μοντέλου. Στην προσπάθεια για βελτίωση της στάνταρντ μορφής του μοντέλου k - ϵ , αναπτύχθηκαν νέα μοντέλα δύο εξισώσεων. Δύο παραλλαγές του προαναφερθέντος μοντέλου είναι το RNG k - ϵ μοντέλο (Yakhot και Orszag) [81] και το Realizable k - ϵ μοντέλο (Shih) [82], τα οποία είχαν βελτιωμένη απόδοση. Τα τρία αυτά μοντέλα έχουν παρόμοια μορφή, με εξισώσεις για την τυρβώδη κινητική ενέργεια (k) και τον ρυθμό εκφυλισμού (ϵ).

Στο RNG k - ϵ μοντέλο, οι εξισώσεις k - ϵ παράγονται από την εφαρμογή της στατιστικής τεχνικής (Renormalization Group Method) στις στιγμιαίες εξισώσεις Navier-Stokes. Οι εξισώσεις έχουν παραπλήσια μορφή με αυτές του στάνταρντ μοντέλου, περιέχουν όμως στην εξίσωση του ρυθμού εκφυλισμού έναν πρόσθετο όρο για την αλληλεπίδραση μεταξύ του εκφυλισμού της τύρβης και της μέσης διάτμησης. Επιπλέον, συμπεριλαμβάνονται η επίδραση της στροβιλότητας στην τύρβη, ο αναλυτικός τρόπος υπολογισμού του τυρβώδους αριθμού Prandtl και η διαφορική μορφή για το ιξώδες, η οποία αποτυπώνει τις επιδράσεις του χαμηλού αριθμού Reynolds. Η παραλλαγή αυτή προσφέρει βελτιωμένες προβλέψεις για πολύπλοκες διατμητικές ροές που περιλαμβάνουν υψηλούς ρυθμούς παραμόρφωσης, μεσαίους στροβίλους, διαχωρισμό και την μεταφορά μάζας και θερμότητας τοιχώματος. Σύμφωνα με τις βελτιώσεις αυτές, το μοντέλο RNG αποκτά μεγαλύτερη ακρίβεια και αξιοπιστία για μια ποικιλία ροών συγκριτικά με το Standard k - ϵ . Αδυναμία του μοντέλου είναι οι περιορισμοί εξαιτίας της θεώρησης ισοτροπικού τυρβώδους ιξώδους.

Το Realizable k - ϵ μοντέλο προσφέρει τα ίδια πλεονεκτήματα με το RNG k - ϵ , αλλά αυτό μπορεί να επιλύσει την ανωμαλία κυκλικής ροής (round jet), δηλαδή προσδιορίζει το ρυθμό διασποράς αξονο-συμμετρικών και επίπεδων εκροών. Αποτελεί μια βελτιωμένη παραλλαγή του Standard k - ϵ . Το ρεαλιστικό αυτό μοντέλο, περιέχει μια νέα εξίσωση για το τυρβώδες ιξώδες, καθώς και μια νέα εξίσωση για τον ρυθμό εκφυλισμού (ϵ). Χαρακτηρίζεται ως ρεαλιστικό, επειδή ικανοποιεί μαθηματικούς περιορισμούς για τις τάσεις Reynolds, οι οποίοι είναι συνεπείς με τη φυσική των τυρβωδών ροών. Τα δύο προηγούμενα μοντέλα (Standard, RNG k - ϵ) δεν

θεωρούνται ρεαλιστικά. Επιπλέον, το ρεαλιστικό μοντέλο δίνει την δυνατότητα για βελτιωμένη απόδοση σε ροές που περιλαμβάνουν, περιστροφή, οριακά στρώματα υπό υψηλή βαθμίδα πίεσης, διαχωρισμό και ανακυκλοφορία. Συγκριτικά με το RNG k-ε μοντέλο, το ρεαλιστικό μοντέλο πιθανώς να είναι περισσότερο ακριβές και συγκλίνει ευκολότερα. Αδυναμία του είναι, όπως και στο μοντέλο Standard k-ε, η θεώρηση ισοτροπικού τυρβώδους ιξώδους.

Οι νέες μορφές του Standard k-ε μοντέλου, μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε ροές με μεγάλη καμπυλότητα των ροϊκών γραμμών, στροβίλους και περιστροφή. Έχει αποδειχθεί από δοκιμές σε ροές που περιλαμβάνουν διαχωρισμό και δευτερεύουσες ροές, ότι το ρεαλιστικό μοντέλο είναι το πιο αποδοτικό σε σχέση με τα άλλα μοντέλα k-ε.

4.4.2 Μοντέλο τύρβης Standard k-ε

Η τυρβώδης κινητική ενέργεια (k) και ο ρυθμός εκφυλισμού (ε) υπολογίζονται από τις ακόλουθες εξισώσεις μεταφοράς [83]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (28)$$

Ο ρυθμός εκφυλισμού, ε, προκύπτει από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (P_k + C_{3\varepsilon} P_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \quad (29)$$

Το τυρβώδες δυναμικό ιξώδες μοντελοποιείται ως εξής:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (30)$$

Στις εξισώσεις αυτές, το μέγεθος P_k αντιπροσωπεύει την παραγωγή κινητικής ενέργειας λόγω των βαθμίδων της μέσης ταχύτητας. P_b είναι η παραγωγή κινητικής ενέργειας λόγω της άνωσης. Τα μεγέθη αυτά υπολογίζονται από τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$P_k = -\rho \overline{u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (31)$$

$$P_b = \mu_t S^2$$

Όπου S είναι το μέτρο του τανυστή των τάσεων, που ορίζεται ως:

$$S \equiv \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (32)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (33)$$

$$P_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (34)$$

Όπου Pr_t είναι ο τυρβώδης αριθμός Prandtl για ενέργεια, g_i η συνιστώσα του βαρυτικού διανύσματος στην i -th διεύθυνση. Για το standard k-ε, η τιμή του Pr_t είναι 0.85.

Ο συντελεστής θερμικής διαστολής ορίζεται ως:

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (35)$$

Η ποσότητα Y_M αντιπροσωπεύει την συνεισφορά της διακυμαινόμενης διαστολής της συμπιεστής τύρβης στο συνολικό ρυθμό εκφυλισμού. Οι τιμές των όρων S_k και S_ε ορίζονται από τον χρήστη. Τα $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$, C_μ , σ_k , και σ_ε είναι σταθερές.

Πίνακας 4.4.1. Τιμές των σταθερών του μοντέλου τύρβης standard k-ε.

Σταθερά	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_{3\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
Τιμή	1.44	1.92	-*	0.09	1.0	1.314

Η τιμή του $C_{3\varepsilon}$ εξαρτάται από την κατάσταση της ροής (είναι 0 για σταθερά στρωματοποιημένη ροή, 1.0 για ασταθή στρωματοποιημένη ροή). Στο λογισμικό Phoenics η προεπιλεγμένη τιμή του προκύπτει από υπολογισμό της συνάρτησης που προτάθηκε από τους Henkes et al. (1991) [84]:

$$C_{3\varepsilon} = \tanh \left(\frac{v}{u} \right) \quad (36)$$

Όπου v , u είναι οι συνιστώσες της ταχύτητας παράλληλη και κάθετη στο διάνυσμα της βαρύτητας, αντίστοιχα.

4.4.3 Μοντέλο τύρβης Realisable k-ε

Η τυρβώδης κινητική ενέργεια (k) και ο ρυθμός εκφυλισμού (ε) υπολογίζονται από τις ακόλουθες εξισώσεις μεταφοράς [82].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (37)$$

Ο ρυθμός εκφυλισμού, ε, προκύπτει από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \varepsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} P_b + S_\varepsilon \quad (38)$$

Όπου

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (39)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (40)$$

Μοντελοποίηση του τυρβώδους δυναμικού ιξώδους

Το τυρβώδες ιξώδες δίνεται από την Εξ. (30):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (30)$$

Όπου

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{k U^*}{\varepsilon}} \quad (41)$$

$$U^* = \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \Omega_{ij} \Omega_{ij}} \quad (42)$$

$$\Omega_{ij} = \Omega_{ij} - 2 \varepsilon_{ijk} \omega_k \quad (43)$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk} \omega_k \quad (44)$$

Όπου $\overline{\Omega_{ij}}$ είναι το μέτρο του τανυστή περιστροφής, βλέποντας σε ένα περιστρεφόμενο σύστημα αναφοράς με γωνιακή ταχύτητα ω_k .

Οι συντελεστές του μοντέλου A_0 και A_s δίνονται ως εξής:

$$A_0 = 4.04 \quad (45)$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \varphi \quad (46)$$

$$\varphi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W) \quad (47)$$

$$W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{S^3} \quad (48)$$

$$S = \sqrt{S_{ij}S_{ij}} \quad (49)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (50)$$

Πίνακας 4.4.2. Τιμές των σταθερών του μοντέλου τύρβης Realisable k-ε.

Σταθερά	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	A_0	σ_k	σ_ε
Τιμή	1.44	1.92	4.04	1.0	1.2

4.4.4 Μοντέλο τύρβης Standard k- ω

Αποτελεί το πρώτο μοντέλο τύρβης δύο εξισώσεων (Kolmogorov, 1942) [85], το οποίο περιέχει την επίλυση των εξισώσεων μεταφοράς για την τυρβώδη κινητική ενέργεια (k) και τη συχνότητα τύρβης (ω). Θα πρέπει να σημειωθεί ότι το ω ορίζεται και ως ειδικός ρυθμός εκφυλισμού (ε/k) όπου ε είναι ο ρυθμός εκφυλισμού της τυρβώδους κινητικής ενέργειας (k). Ο ειδικός ρυθμός εκφυλισμού (ω) είναι μια μεταβλητή που προσδιορίζει την κλίμακα μεγέθους της τύρβης.

Στο λογισμικό Phoenics χρησιμοποιείται η βελτιωμένη εκδοχή του μοντέλου k- ω , αυτή του Wilcox (1988) [86], η οποία περιλαμβάνει μια επέκταση για τύρβη κοντά στο τοίχωμα.

Παρόλο που το μοντέλο k- ω δεν είναι τόσο φημισμένο όσο το k-ε μοντέλο, έχει μερικά πλεονεκτήματα. Αυτά είναι τα εξής:

- α. το μοντέλο αποδίδει καλύτερα σε μεταβατικές ροές και σε ροές με αντίστροφες κλίσεις πίεσης,
- β. είναι αριθμητικά πολύ ευσταθές, ειδικά η εκδοχή με χαμηλό αριθμό Reynolds, καθώς τείνει να παράγει λύσεις που έχουν συγκλίνει πιο γρήγορα σε σχέση με τα μοντέλα k-ε, και

- γ. η εκδοχή με χαμηλό αριθμό Reynolds είναι υπολογιστικά πιο οικονομική σε σχέση με την αντίστοιχη εκδοχή με χαμηλό αριθμό Reynolds των k-ε μοντέλων, επειδή δεν απαιτείται ο υπολογισμός αποστάσεων τοιχώματος, επιπρόσθετων όρων πηγής ή/και συναρτήσεων βασισμένων στην ταχύτητα τριβής.

Από την άλλη μεριά, η κυριότερη αδυναμία του Standard k-ω μοντέλου τύρβης είναι ότι παρουσιάζει ευαισθησία στην οριακή συνθήκη ελεύθερου ρεύματος για το ω στις ελεύθερες-διατμητικές ροές. Τροποποιημένες παραλλαγές του ισχυρίζονται ότι η ευαισθησία αυτή απαλείφεται με την εισαγωγή όρων πηγής στην εξίσωση για το ω [87]. Περιλαμβάνει επιλογές για φαινόμενα συμπίεστικότητας, μεταβατικές ροές και διατμητικές ροές.

4.4.5 Μοντέλο τύρβης SST k-ω

Το SST (Shear Stress Transport) k-ω (Menter, 1993) [88] είναι ένα μοντέλο δύο εξισώσεων, το οποίο αποτελεί βελτιωμένη εκδοχή του Standard k-ω. Συνδυάζει το αρχικό μοντέλο του Wilcox για χρήση κοντά στα τοιχώματα και του standard k-ε μοντέλου μακριά από τα τοιχώματα μέσω μιας συνάρτησης ανάμειξης. Με το SST k-ω ξεπερνιέται η αδυναμία του standard k-ω. Αυτή η συνάρτηση ανάμειξης χρησιμοποιείται για την βαθμιαία μετάβαση από το standard k-ω κοντά στο τοίχωμα σε μία εκδοχή k-ε υψηλού αριθμού Reynolds σε μια περιοχή έξω από το οριακό στρώμα. Επιπλέον, το μοντέλο αυτό περιέχει μια τροποποιημένη διατύπωση για να λάβει υπόψη τις επιδράσεις μεταφοράς της κύριας τυρβώδους διατμητικής τάσης. Γενικά, το SST δίνει ακριβή πρόβλεψη της έναρξης και του μεγέθους του διαχωρισμού σε ανάστροφη κλίση πίεσης. Δεν περιλαμβάνει επιλογές για συμπίεστικότητα. Η εξάρτηση του από την απόσταση τοιχώματος, το καθιστά λιγότερο κατάλληλο για ελεύθερες διατμητικές ροές. Πολλοί ερευνητές συχνά αναφέρουν ότι το μοντέλο αυτό συμπεριφέρεται ικανοποιητικά σε ροές με ανάστροφη κλίση πίεσης και σε ροές διαχωρισμού. Ωστόσο, υπερεκτιμάει τα επίπεδα τύρβης σε περιοχές όπως είναι τα σημεία ανακοπής.

Το τυρβώδες κινηματικό ιξώδες δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$v_T = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (51)$$

Η τυρβώδης κινητική ενέργεια (k) και ο ειδικός ρυθμός εκφυλισμού (ω) υπολογίζονται από τις ακόλουθες εξισώσεις μεταφοράς .

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_k v_T) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (52)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = aS^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(v + \sigma_{\omega} v_T) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \quad (53)$$

Όπου v και v_T είναι το γραμμικό και το τυρβώδες κινηματικό ιξώδες, αντίστοιχα.

P_k είναι ο ογκομετρικός ρυθμός παραγωγής της τυρβώδης κινητικής ενέργειας k .

Ακολουθούν οι συντελεστές κλεισίματος της τύρβης και βοηθητικές συσχετίσεις.

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (54)$$

$$P_k = \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right) \quad (55)$$

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500v}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (56)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (57)$$

$$\varphi = \varphi_1 F_1 + \varphi_2 (1 - F_1) \quad (58)$$

Πίνακας 4.4.3. Τιμές των σταθερών του μοντέλου τύρβης SST k- ω .

Σταθερά	α_1	α_2	β_1	β_2	β^*	σ_{k1}	σ_{k2}	$\sigma_{\omega 1}$	$\sigma_{\omega 2}$
Τιμή	5/9	0.44	0.075	0.0828	0.09	0.85	1	0.5	0.856

Στο λογισμικό ορίζονται επίσης ως σταθερές:

$$C_D=0.09, C_{1\omega}=5/9, C_{2\omega}=3/40.$$

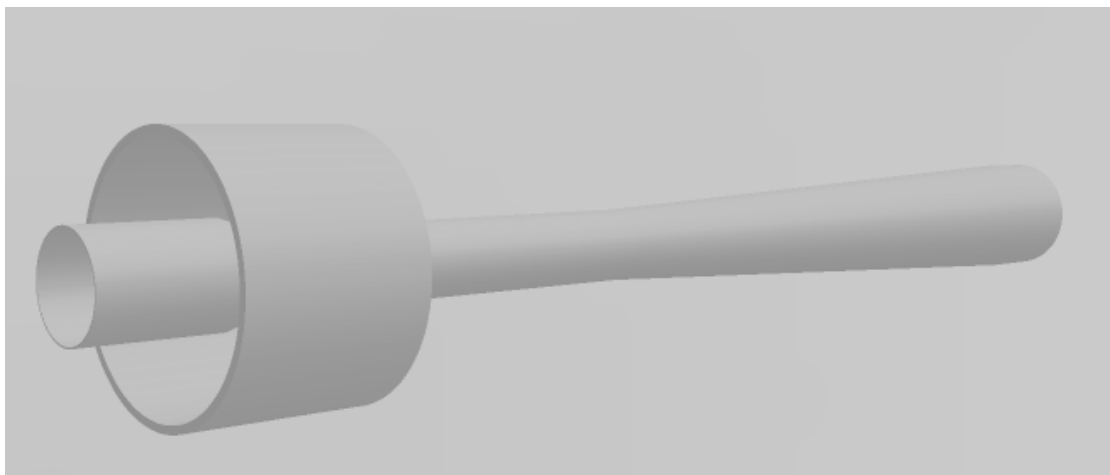
5

Ορισμός προβλήματος

5.1 Περιγραφή του προβλήματος

Στο Κεφάλαιο 2 πραγματοποιήθηκε εκτενέστατη αναφορά στους τύπους αντλίας δέσμης ρευστού. Στην παρούσα εργασία επιλέχθηκε μια αντλία δέσμης υγρού-υγρού. Το κινητήριο και το προς άντληση ρευστό είναι το ίδιο και συγκεκριμένα το νερό. Επομένως, η αντλία μπορεί να χαρακτηριστεί ως μονοφασική. Το ακροφύσιο είναι τοποθετημένο ομόκεντρα στον άξονα του κυλινδρικού θαλάμου αναρρόφησης. Η κινητήρια ροή εισέρχεται στην αντλία μέσω της εισόδου του ακροφυσίου, ενώ η δευτερεύουσα ροή από την είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Στη διάταξη της αντλίας δέσμης νερού περιλαμβάνεται ο θάλαμος μείξης, όπου αναμειγνύονται οι δύο ροές και ο διαχύτης, του οποίου η έξοδος ταυτίζεται με την κατάθλιψη της αντλίας. Στην εργασία αυτή παρουσιάζεται η προσομοίωση της ροής στο εσωτερικό μιας αντλίας δέσμης ρευστού μέσω της οποίας μπορούν να προσδιοριστούν τα πεδία ταχύτητας και πίεσης.

Η γεωμετρία της αντλίας δέσμης ρευστού που περιεγράφηκε, παρουσιάζεται στο ακόλουθο σχήμα (Σχήμα 5.1.1).



Σχήμα 5.1.1: Γεωμετρία εξεταζόμενης αντλίας δέσμης νερού.

5.2 Μαθηματικό μοντέλο

Όπως σε κάθε πρόβλημα ροής ρευστών, οι βασικές εξισώσεις που πρέπει να επιλυθούν είναι η εξίσωση συνέχειας και οι εξισώσεις ορμής. Οι εξισώσεις αυτές είναι διαφορικές εξισώσεις με μερικές παραγώγους οι οποίες διατυπώνουν τους νόμους διατήρησης της μάζας και της ορμής. Για να επιλυθεί το πρόβλημα πρέπει οι εξισώσεις αυτές να συνοδεύονται από οριακές και αρχικές συνθήκες.

5.2.1 Εξισώσεις διατήρησης μεγεθών

Λόγω της γεωμετρίας του προβλήματος, οι εξισώσεις πρέπει να γραφτούν σε κυλινδρικές συντεταγμένες.

Εξίσωση συνέχειας σε κυλινδρικές συντεταγμένες (r, θ, z) [89]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\rho r u_r) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho u_\theta) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho u_z) = 0 \quad (59)$$

Εξίσωση ορμής- r – συνισταμένη (ρ και μ σταθερά):

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial u_r}{\partial t} + \rho \left(u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial r} + \\ + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_r) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] + \rho g_r \end{aligned} \quad (60)$$

Εξίσωση ορμής- θ – συνισταμένη (ρ και μ σταθερά):

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial u_\theta}{\partial t} + \rho \left(u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_\theta u_r}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) = - \frac{1}{r} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \\ + \mu \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r u_\theta) \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right] + \rho g_\theta \end{aligned} \quad (61)$$

Εξίσωση ορμής- z – συνισταμένη (ρ και μ σταθερά):

$$\rho \frac{\partial u_z}{\partial t} + \rho \left(u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = - \frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] + \rho g_z \quad (62)$$

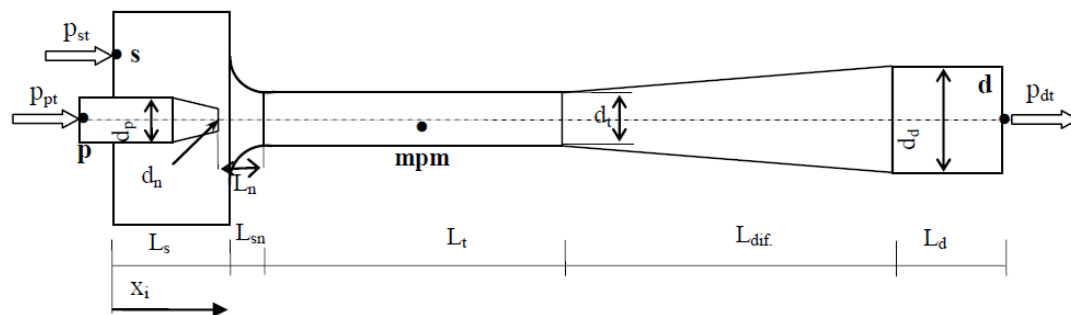
Οι παραπάνω εξισώσεις μπορούν να εκφραστούν σε μια πιο συμπαγή μορφή ως εξής:

$$\frac{\partial (\rho \phi)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho U \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right] = S_\phi \quad (63)$$

Όπου αν αντικατασταθεί η μεταβλητή φ με το κατάλληλο μέγεθος (1, ταχύτητα (u,v,w)) προκύπτουν οι αντίστοιχες εξισώσεις συνέχειας και ορμής. Οι εξισώσεις αυτές επιλύονται με τη χρήση του λογισμικού Phoenics.

5.3 Γεωμετρία

Η γεωμετρία του προβλήματος σχεδιάστηκε σε λογισμικό τρισδιάστατης σχεδίασης και οι κύριες διαστάσεις του συνοψίζονται στον Πίνακα 5.3.1. Να σημειωθεί ότι όλες οι διαστάσεις είναι σε mm και οι διάμετροι είναι εσωτερικές. Επιπλέον, το Σχήμα 5.3.1 δίνεται για την καλύτερη κατανόηση της γεωμετρίας και των διαστάσεων της αντλίας δέσμης ρευστού.



Σχήμα 5.3.1.: Γεωμετρία αντλίας δέσμης ρευστού.

Πίνακας 5.3.1: Κύριες διαστάσεις αντλίας δέσμης ρευστού (mm)

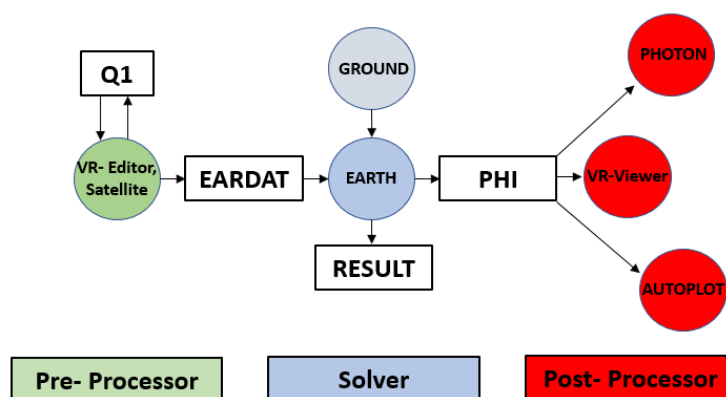
d_n	d_p	d_s	d_t	d_d	L_s	L_{sn}	L_n	L_t	L_{dif}	L_d
19	60	152.4	36.5	80	115	22.1	42.69	198	485	50

Στο σημείο αυτό, πρέπει να διευκρινιστεί ότι οι παραπάνω διαστάσεις αφορούν το τμήμα της γεωμετρίας που εξετάζεται, δηλαδή έχοντας την τομή της αντλίας δέσμης ρευστού. Αυτό βοηθά στην ορατοποίηση της ροής στο εσωτερικό της αντλίας.

Στο Σχήμα 5.3.2 παρουσιάζονται τα κατασκευαστικά σχέδια της αντλίας δέσμης ρευστού, τα οποία αποδίδουν λεπτομερώς τη γεωμετρία της.

5.5 Λογισμικό επίλυσης

Στην παρούσα εργασία χρησιμοποιείται ο κώδικας υπολογιστικής ρευστοδυναμικής PHOENICS [90], προκειμένου να εκτελεστούν οι υπολογισμοί. Στο Σχήμα 5.5.1 παρουσιάζεται σχηματικά η λειτουργία του υπολογιστικού κώδικα Phoenics. Όπως όλα τα λογισμικά υπολογιστικής ρευστοδυναμικής αποτελείται από τρία μέρη: α) τον προ-επεξεργαστή (pre- processor), β) τον επίλυτη (solver) και γ) τον μετεπεξεργαστή (post-processor). Στον προ-επεξεργαστή εισάγεται η υπολογιστική γεωμετρία διακριτοποιημένη μέσω ενός υπολογιστικού πλέγματος. Στο στάδιο αυτό, ορίζεται το πεδίο ροής, οι ιδιότητες των ρευστών, τα μοντέλα τύρβης, οι οριακές συνθήκες, οι αρχικές συνθήκες, οι τεχνικές και οι αλγόριθμοι επίλυσης, οι εξισώσεις που θα επιλυθούν, τα κριτήρια σύγκλισης και οι συντελεστές υποχαλάρωσης. Στο επόμενο στάδιο πραγματοποιείται η επίλυση των εξισώσεων με επαναληπτικό τρόπο μέχρι την επίτευξη σύγκλισης. Τέλος, μέσω του μετεπεξεργαστή είναι εφικτό να απεικονιστούν τα αποτελέσματα σε διαγράμματα και γραφικές απεικονίσεις (contours, vector plots, streamlines, κτλ.).

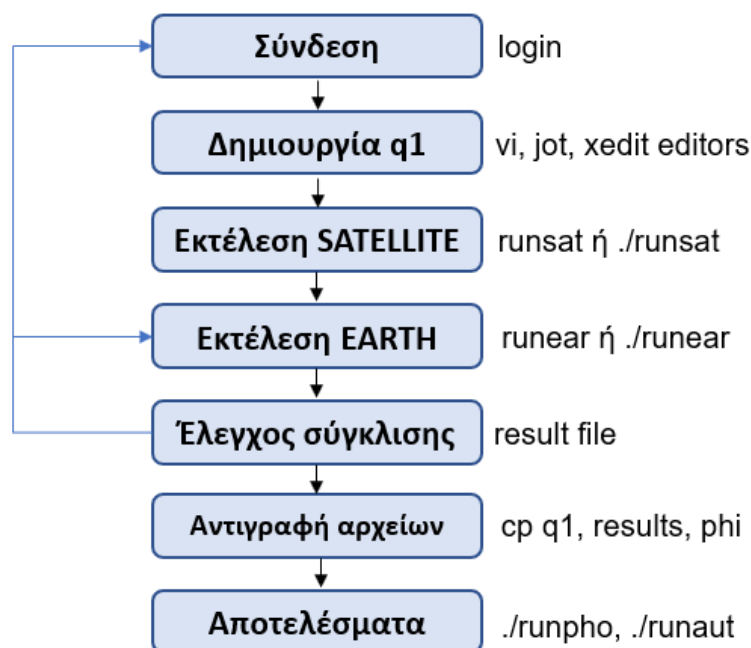


Σχήμα 5.5.1: Σχηματική αναπαράσταση λειτουργίας του υπολογιστικού κώδικα

Phoenics [91].

Στο Σχήμα 5.5.2 απεικονίζεται η βασική δομή του λογισμικού Phoenics. Αρχικά, ο χρήστης πρέπει να δημιουργήσει ένα αρχείο εισόδου (q1.txt), το οποίο βασίζεται στη γλώσσα προγραμματισμού Fortran. Στη συνέχεια, ο κώδικας επεξεργάζεται τα εισαγόμενα δεδομένα και παρέχει ένα αρχείο δεδομένων το EARDAT (pre-processing), το οποίο αποτελεί αρχείο εισόδου του κώδικα EARTH. Το πρόγραμμα EARTH ανήκει στο στάδιο επίλυσης (Solving) και εκτελεί τους υπολογισμούς, παράγοντας ένα αρχείο αποτελεσμάτων (result), το οποίο μπορεί να διαβαστεί από τον χρήστη. Εκτός από το αρχείο result, δημιουργείται και ένα άλλο αρχείο αποτελεσμάτων το phi, το οποίο αποτελεί αρχείο εισόδου για τους διάφορους διαθέσιμους μετεπεξεργαστές (VR-Viewer, AUTOPLOT, PHOTON) και μπορεί να χρησιμοποιηθεί και από τον κώδικα EARTH για τη διενέργεια νέων υπολογισμών. Στο αρχείο

PHI περιλαμβάνονται όλες οι απαραίτητες πληροφορίες της γεωμετρίας και των αποτελεσμάτων των μεταβλητών, για την τελική απεικόνιση των αποτελεσμάτων [91].

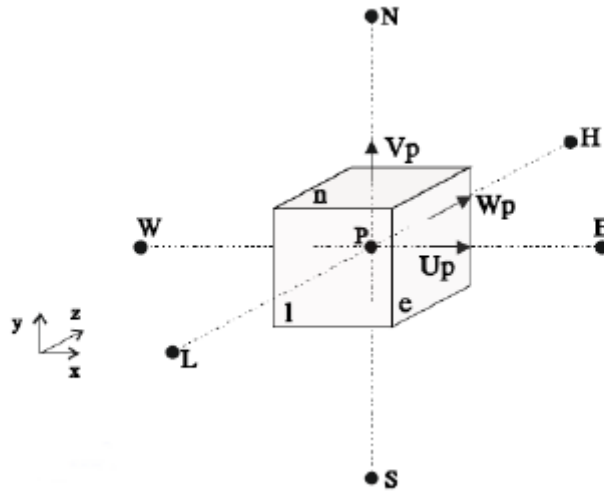


Σχήμα 5.5.2: Διαδικασία υπολογιστικής προσομοίωσης [91].

5.5.1 Μέθοδος Πεπερασμένων Όγκων Ελέγχου

Στην ενότητα 4.1, παρουσιάστηκαν οι μέθοδοι διακριτοποίησης των μερικών διαφορικών εξισώσεων. Η μέθοδος των πεπερασμένων όγκων αποτελεί την δημοφιλέστερη μέθοδο διακριτοποίησης στο πεδίο της υπολογιστικής ρευστοδυναμικής. Μπορούν να εντοπιστούν αρκετές ομοιότητες αυτής της μεθόδου με τη μέθοδο των πεπερασμένων διαφορών. Σε ορισμένες όμως εφαρμογές, η μέθοδος των πεπερασμένων όγκων παρουσιάζει κοινά χαρακτηριστικά με τη μέθοδο των πεπερασμένων στοιχείων. Πρακτικά μπορεί να αποτελέσει έναν συνδυασμό των άλλων δύο μεθόδων. Η ανάγκη για την επίλυση των εξισώσεων της μετάδοσης θερμότητας και της ροής των ρευστών είναι ο λόγος για τον οποίο εξελίχθηκε αυτή η μέθοδος.

Κύριος στόχος της μεθόδου είναι η διακριτοποίηση των μερικών διαφορικών εξισώσεων που διέπουν το πρόβλημα σε ένα σετ αλγεβρικών εξισώσεων. Εκτός από τις μερικές διαφορικές εξισώσεις πρέπει να συμπεριληφθούν και οι συνοριακές συνθήκες, για να επιτευχθεί η διακριτοποίηση. Το υπολογιστικό χωρίο διαιρείται σε υπολογιστικά κελιά που δεν επικαλύπτει το ένα το άλλο. Οι μερικές διαφορικές εξισώσεις ολοκληρώνονται σε ένα στοιχειώδη όγκο ελέγχου (υπολογιστικό κελί), το οποίο περιλαμβάνει κάθε κόμβο του πλέγματος.



Σχήμα 5.5.3: Αναπαράσταση υπολογιστικού κελιού τριών διαστάσεων και οι γειτονικοί του κόμβοι.

Μετά την ολοκλήρωση στον όγκο ελέγχου, με τη χρήση του θεωρήματος Gauss-Green, προκύπτει ένα επιφανειακό ολοκλήρωμα το οποίο προσεγγίζεται από το θεώρημα μέσης τιμής στο μέσο κάθε έδρας. Στη συνέχεια, για τον υπολογισμό των επιφανειακών ροών χρησιμοποιείται ένα σχήμα διαφορών, επομένως η αρχική διαφορική εξίσωση αλλάζει μορφή ως εξής [76]:

$$(A_p - S_p) \Phi_p = A_E \Phi_E + A_W \Phi_W + A_S \Phi_S + A_N \Phi_N + S_u \quad (64)$$

Όπου:

$$A_p = A_E + A_W + A_S + A_N$$

Οι συντελεστές A_i της γενικής εξίσωσης μεταφοράς εμπεριέχουν τους όρους μεταφοράς και διάχυσης της εκάστοτε εξαρτημένης μεταβλητής ϕ . Στη γενική περίπτωση ο όρος πηγής S_ϕ είναι συνάρτηση της εξαρτημένης μεταβλητής ϕ . Επομένως, ο όρος πηγής γραμμικοποιείται σύμφωνα με την ακόλουθη εξίσωση:

$$S_\phi = S_u + S_p \Phi_p \quad (65)$$

Η διαδικασία αυτή πρέπει να επαναληφθεί για όλους τους όγκους ελέγχου του χωρίου, αυτό έχει ως αποτελέσματα τη δημιουργία ενός σετ αλγεβρικών εξισώσεων με αγνώστους τις τιμές της εξαρτημένης μεταβλητής εκφρασμένες στους βασικούς κόμβους του πλέγματος. Επαναληπτικές μέθοδοι χρησιμοποιούνται για την επίλυση των αλγεβρικών συστημάτων όπως η Jacobi, η Gauss-Seidel και άλλες.

5.5.2 Σχήμα διαφόρισης

Η αριθμητική προσέγγιση των συντελεστών A_i της αλγεβρικής εξίσωσης (64) έχει να κάνει με το σχήμα πεπερασμένων διαφορών που επιλέγεται (ανάτη, κατάντη, κεντρικές διαφορές κλπ.). Ως προεπιλογή το Phoenics έχει το υβριδικό σχήμα διαφóρισης. Το υβριδικό σχήμα συνδυάζει τα πλεονεκτήματα των κεντρικών και των ανάτη διαφορών και ταυτόχρονα ελαχιστοποιεί τα μειονεκτήματά τους. Στο υβριδικό σχήμα η προσέγγιση των τιμών της ϕ στα μέτωπα του όγκου ελέγχου (ϕ_e, ϕ_w) είναι συνάρτηση της απόλυτης τιμής του τοπικού αριθμού Peclet (Pe).

Όταν $|Pe_C| \leq 2$ χρησιμοποιούνται κεντρικές διαφορές.

Όταν $|Pe_C| > 2$ χρησιμοποιούνται ανάτη διαφορές και αφαιρείται ο όρος της διάχυσης.

Επειδή η ψευδής διάχυση μπορεί να επηρεάσει τη σύγκλιση της λύσης, πρέπει να δοθεί ιδιαίτερη προσοχή στην ανεξαρτησία της λύσης από το πλέγμα.

5.5.3 Υποχαλάρωση και κριτήρια σύγκλισης

Στην Ενότητα 4.3 έγινε μια γρήγορη αναφορά στους συντελεστές υποχαλάρωσης και στη σύγκλιση των αλγορίθμων επίλυσης. Στην παράγραφο αυτή εξηγούνται με περισσότερη λεπτομέρεια οι έννοιες αυτές.

Οι εξισώσεις μεταφοράς περιέχουν και μη γραμμικούς όρους, η μη γραμμικότητα τους μπορεί να οδηγήσει σε απόκλιση της επαναληπτικής διαδικασίας. Αυτό συμβαίνει συνήθως όταν οι αρχικές υποθέσεις των τιμών των μεταβλητών απέχουν σημαντικά από την τελική λύση. Στο σημείο αυτό υπεισέρχονται οι συντελεστές υποχαλάρωσης, οι οποίοι βοηθούν στην επίτευξη σύγκλισης.

Έστω ότι η λύση της Εξίσωσης (64) είναι η Φ_n και η τιμή της Φ στην αμέσως προηγούμενη επανάληψη ήταν η Φ_{n-1} , τότε ως νέα λύση στην τρέχουσα επανάληψη λαμβάνεται η:

$$\Phi_n = \omega \Phi_n + (1 - \omega) \Phi_{n-1} \quad (66)$$

Όπου ο συντελεστής υποχαλάρωσης ω λαμβάνει τιμές ($0 < \omega < 1$).

Η παραπάνω εξίσωση εφαρμόζεται πριν από τη λύση της βασικής εξίσωσης αντικαθιστώντας ως εξής:

$$A_p = \frac{A_p}{\omega} \quad (67)$$

$$S_\phi = S_\phi (1 - \omega) A_p \Phi_{n-1} \quad (68)$$

Η πρώτη από τις εξισώσεις εξασφαλίζει πολλές φορές και τη δυνατότητα επίλυσης του συστήματος των εξισώσεων καθώς ισχυροποιεί τη διαγώνιο, αφού $0 < \omega < 1$. Μικρές τιμές του

ω σημαίνει αργή σύγκλιση, επειδή η Φ_n εξαρτάται από τη Φ_{n-1} . Ωστόσο, μικρές τιμές του ω εξασφαλίζουν σύγκλιση.

Είναι δυνατό να οριστεί διαφορετικός συντελεστής υποχαλάρωσης για κάθε μεταβλητή.

Ειδικά για την επίλυση της διορθωτικής εξίσωσης της πίεσης δεν έχει νόημα η εφαρμογή των παραπάνω εξισώσεων, καθώς οι νέες πιέσεις προκύπτουν εφαρμόζοντας άμεσα την εξίσωση υποχαλάρωσης.

$$P_n = \omega P_n + (1 - \omega) P_{n-1} \quad (69)$$

Ως λύση ορίζεται αυτή που για όλες τις εξαρτημένες μεταβλητές ισχύει το ακόλουθο κριτήριο μεταξύ των επαναλήψεων n και $n+1$:

$$\max |\varphi^{n+1} - \varphi^n| \leq 10^{-7} \quad (70)$$

Μία σύνοψη των κριτηρίων σύγκλισης είναι η ακόλουθη:

1. Σταθεροποίηση σε πολύ πυκνά πλέγματα $\frac{\text{Equations' Residuals}}{\text{RESREF}} < 1$
2. Σταθεροποίηση των τιμών των μεταβλητών επίλυσης σε προεπιλεγμένο σημείο του πεδίου επίλυσης
3. «Κλείσιμο» συνολικών ισοζυγίων
4. Επίτευξη ρεαλιστικής λύσης

Οι τιμές των συντελεστών υποχαλάρωσης κυμαίνονται από 10^{-4} έως 1.000 ανάλογα τη μεταβλητή και χρησιμοποιούνται για βελτίωση της σύγκλισης του προβλήματος. Οι συντελεστές υποχαλάρωσης κάθε μεταβλητής για την παρούσα εργασία παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα.

Πίνακας 5.5.1: Συντελεστής Υποχαλάρωσης.

Μεταβλητή	Συντελεστής Υποχαλάρωσης
P1 (πίεση)	0.5 και 1.0
V1 (ταχύτητα r-διεύθυνση)	10^{-3}
W1 (ταχύτητα z-διεύθυνση)	10^{-3}
KE (τυρβώδης κινητική ενέργεια)	10^{-3} και $5 \cdot 10^{-4}$
EP (ρυθμός εκφυλισμού)	10^{-3} και $5 \cdot 10^{-4}$
OMEG (ειδικός ρυθμός εκφυλισμού)	0.5

6

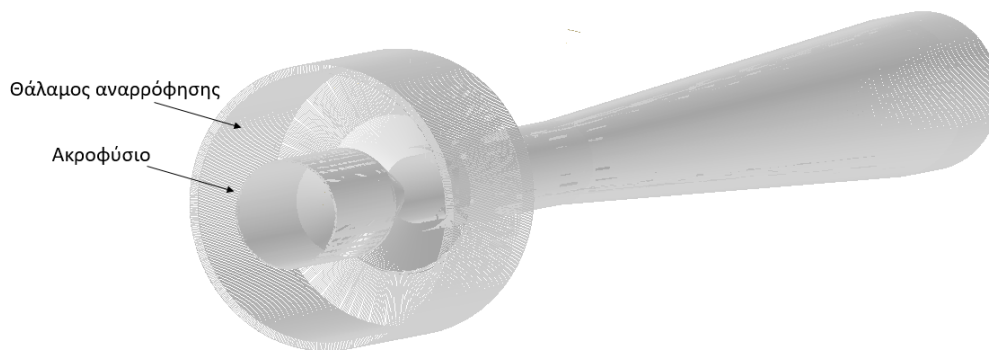
Παρουσίαση Υπολογιστικής Προσομοίωσης

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζεται η υπολογιστική προσομοίωση της εργασίας αυτής, που είναι στην ουσία η ανάπτυξη των μεθόδων και των αλγορίθμων για την επίλυση του προβλήματος που ορίστηκαν στα Κεφάλαια 4 και 5.

Για την υπολογιστική προσομοίωση της ροής σύμφωνα με την γεωμετρία του προβλήματος της αντλίας δέσμης ρευστού χρησιμοποιήθηκε το εμπορικό λογισμικό PHOENICS. Ακολουθώντας την διαδικασία που αναλύθηκε στο Κεφάλαιο 4, για τη μοντελοποίηση ενός φυσικού προβλήματος με τη χρήση κωδίκων υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD), αρχικά πραγματοποιήθηκε περιγραφή του προβλήματος (Κεφάλαιο 5). Το παρόν κεφάλαιο αποτελεί τη συνέχεια της διαδικασίας για τη μοντελοποίηση του προβλήματος.

6.1 Υπολογιστική Γεωμετρία

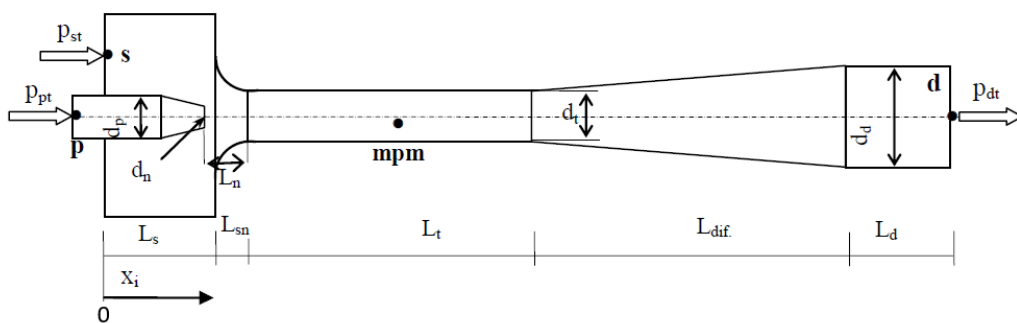
Στην εργασία αυτή, μελετάται η μονοφασική ροή σε μια αντλία δέσμης ρευστού, η οποία χρησιμοποιεί ως ρευστό λειτουργίας το νερό. Η γεωμετρία της αντλίας αυτής παρουσιάστηκε λεπτομερώς στην Ενότητα 5.3. Ως συνέχεια του σχεδιασμού της αντλίας, εξάγεται από το λογισμικό τρισδιάστατης σχεδίασης, ένα αρχείο σε μορφή (.stl) και εισάγεται στο λογισμικό PHOENICS με σκοπό να είναι διαθέσιμη η γεωμετρία για την εκτέλεση της προσομοίωσης. Στο Σχήμα 6.1, παρουσιάζεται η αντλία δέσμης ρευστού μέσα από το λογισμικό PHOENICS. Επιπροσθέτως, υποδεικνύονται οι θέσεις του ακροφυσίου και του θαλάμου αναρρόφησης, όπου αποτελούν την είσοδο της αντλίας.



Σχήμα 6.1.1: Υπολογιστική γεωμετρία αντλίας δέσμης ρευστού.

Είναι συνηθέστερο, σε λογισμικά υπολογιστικής ρευστοδυναμικής να σχεδιάζεται μόνο η γεωμετρία της ροής. Σε αυτή την περίπτωση, έχοντας το κατασκευαστικό σχέδιο της αντλίας θεωρήθηκε σκόπιμο να εισαχθεί η πλήρης γεωμετρία, δηλαδή μαζί και με τα τοιχώματα. Ωστόσο, κατά τη διενέργεια των προσομοιώσεων η ροή ακολουθεί τους γεωμετρικούς περιορισμούς που θέτει η αντλία, καθώς η αντλία εισάγεται στο λογισμικό ως στερεό αντικείμενο (τύπου: BLOCKAGE, υλικό: 198 Solid with smooth – wall friction).

Οι λεπτομερείς διαστάσεις της υπολογιστικής γεωμετρίας παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα και παρατίθεται και το σκίτσο της γεωμετρίας για την καλύτερη κατανόηση των διαστάσεων.



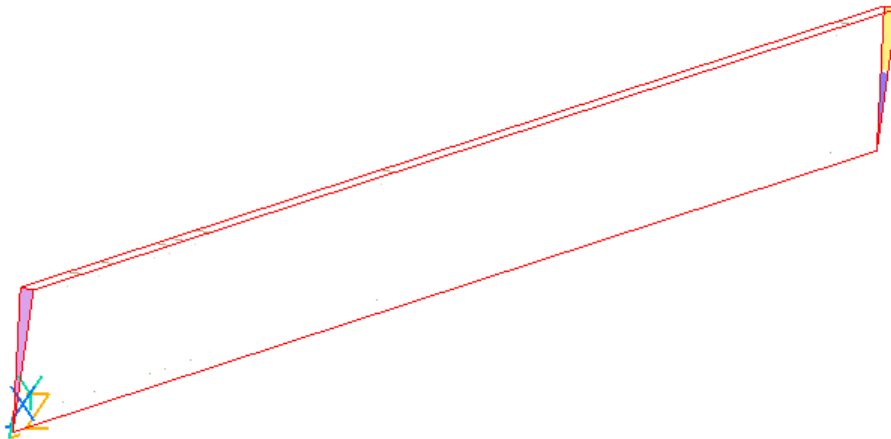
Σχήμα 6.1.2: Γεωμετρία δέσμης ρευστού και κύριες διαστάσεις.

Πίνακας 6.1.1: Κύριες διαστάσεις αντλίας δέσμης ρευστού (mm)

d_n	d_p	d_s	d_t	d_d	L_s	L_{sn}	L_n	L_t	L_{dif}	L_d
16	57	149	36.50	77	115	22.1	42.69	198	485	50

Η υπολογιστική γεωμετρία έχει κάποιες μικρές διαφοροποιήσεις με τη γεωμετρία της αντλίας δέσμης ρευστού που παρουσιάζεται στην Ενότητα 5.3, ως προς τις εσωτερικές διαστάσεις των διαμέτρων. Όλες οι διαστάσεις δίνονται σε mm και αποτελούν εσωτερικές διαστάσεις, προκειμένου να αποδώσουν τη γεωμετρία της ροής.

Η φύση του συγκεκριμένου προβλήματος παρέχει την δυνατότητα να πραγματοποιηθεί η προσομοίωση προσεγγίζοντας τη τρισδιάστατη (3-D) γεωμετρία της αντλίας δέσμης ρευστού σε δισδιάστατο (2-D) αξονοσυμμετρικό σχήμα. Ουσιαστικά, το υπολογιστικό χωρίο, στο οποίο επιλύονται οι εξισώσεις που διέπουν το πρόβλημα και όπου γίνεται η διακριτοποίηση του σε κελιά (πεπερασμένοι όγκοι ελέγχου), σχεδιάζεται ως ένα 2-D επίπεδο (plane), μήκους $L = 920.90$ mm και ύψους ακτίνας 74.5 mm με γωνία περιστροφής ως προς τον άξονα Z ίση με 0.1 rad. Η είσοδος της ροής έχει οριστεί κατά τη θετική φορά του άξονα Z. Λόγω του σχήματος της αντλίας δέσμης ρευστού, επιλέγεται κυλινδρικό σύστημα συντεταγμένων, με τη X – διεύθυνση να αποτελεί τη γωνιακή διεύθυνση (θ), τη Y – διεύθυνση την ακτινική διεύθυνση (r) και τη Z – διεύθυνση την z – διεύθυνση (κατά μήκος της αντλίας).

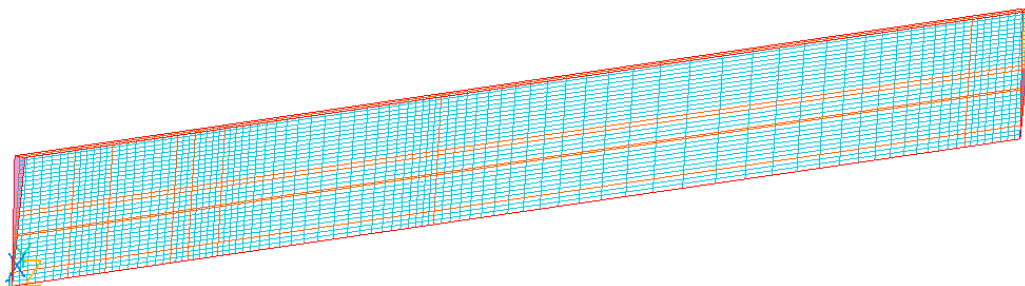


Σχήμα 6.1.3: Υπολογιστικό χωρίο αντλίας δέσμης ρευστού.

6.2 Υπολογιστικό Πλέγμα

Στην υπολογιστική ρευστοδυναμική (CFD) είναι σημαντικό να επαληθεύεται αν το επιλεγμένο υπολογιστικό πλέγμα είναι κατάλληλο για το συγκεκριμένο πρόβλημα που μελετάται. Επίσης, είναι επιθυμητό το πλέγμα να είναι ανεξάρτητο της λύσης, ώστε να υπάρχει εμπιστοσύνη στα αποτελέσματα. Με άλλα λόγια, σε περίπτωση που το πλέγμα πυκνώσει περαιτέρω, η λύση να μην διαφοροποιείται [80]. Το επίπεδο της ανάλυσης της λύσης ενός ροϊκού πεδίου εξαρτάται από υπολογιστικό πλέγμα για τις CFD προσομοιώσεις [92]. Όπως ήδη έχει αναφερθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο (Κεφάλαιο 4), ένα πλέγμα χωρίζει την γεωμετρία σε πολλά στοιχεία.

Τα στοιχεία αυτά μπορεί να είναι τριγωνικά, τετράπλευρα, τετράεδρα, εξάεδρα, πρισματικά ή και πυραμιδικά. Αυτά χρησιμοποιούνται από τους λύτες του CFD, για να δημιουργήσουν τους πεπερασμένους όγκους [71]. Στην παρούσα εργασία, έχουν χρησιμοποιηθεί τετράεδρα (τετράπλευρα) στοιχεία για να διακριτοποιήσουν τη γεωμετρία, όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.2.1.



Σχήμα 6.2.1: Υπολογιστικό πλέγμα.

Οι γραμμές με το πορτοκαλί χρώμα ορίζουν τις περιοχές του πλέγματος και προκύπτουν από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της γεωμετρίας της αντλίας. Στο σημείο αυτό αξίζει να αναφερθεί ότι κάθε περιοχή διαθέτει συγκεκριμένο αριθμό κελιών. Όσο μικρότερη είναι η περιοχή, τα μέγεθος των κελιών είναι μικρότερο και το πλέγμα πυκνότερο. Επομένως, σε περιοχές ενδιαφέροντος, το πλέγμα πρέπει να είναι πυκνό ώστε να προσομοιάζονται καλύτερα τα ροϊκά πεδία. Σε περιοχές λιγότερης σημασίας, το πλέγμα μπορεί να είναι πιο αραιό. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, το πρόβλημα είναι η ροή νερού σε αντλία δέσμης ρευστού. Η κινητήρια ροή εισάγεται σε ένα ακροφύσιο, στην έξοδο του οποίου παρουσιάζονται σημαντικές μεταβολές τόσο στο πεδίο ταχύτητας, όσο και στο πεδίο πίεσης. Επομένως, στην περιοχή αυτή απαιτείται ειδική και προσεκτική διαχείριση του πλέγματος. Επιπλέον, κοντά στην έξοδο του θαλάμου αναρρόφησης, πραγματοποιείται η αναρρόφηση του δευτερεύοντος ρευστού μέσω της κινητήριας ροής. Με αυτό τον τρόπο, η κινητήρια ροή συμπαρασύρει την προς άντληση ροή και πλέον η συνδυασμένη ροή κατευθύνεται προς τον θάλαμο μείξης. Στην περιοχή αυτή, η ροή του μείγματος χαρακτηρίζεται ως χαοτική. Συνεπώς, η περιοχή του θαλάμου μείξης πρέπει να προσεγγιστεί προσεκτικά ως προς το υπολογιστικό πλέγμα. Στη συνέχεια, η ροή καθώς κατευθύνεται προς τον διαχύτη γίνεται ομοιόμορφη. Αυτό υποδεικνύει ότι το πλέγμα μπορεί να αραιώσει καθώς δεν λαμβάνουν χώρα σημαντικές μεταβολές στα πεδία πίεσης και ταχύτητας. Κοντά στην έξοδο του διαχύτη, η οποία ταυτίζεται με την έξοδο της αντλίας (κατάθλιψη), το πλέγμα πυκνώνει ξανά, ώστε να εκτιμηθούν καλύτερα η πίεση κατάθλιψης και η ταχύτητα του ρευστού στην έξοδο της αντλίας.

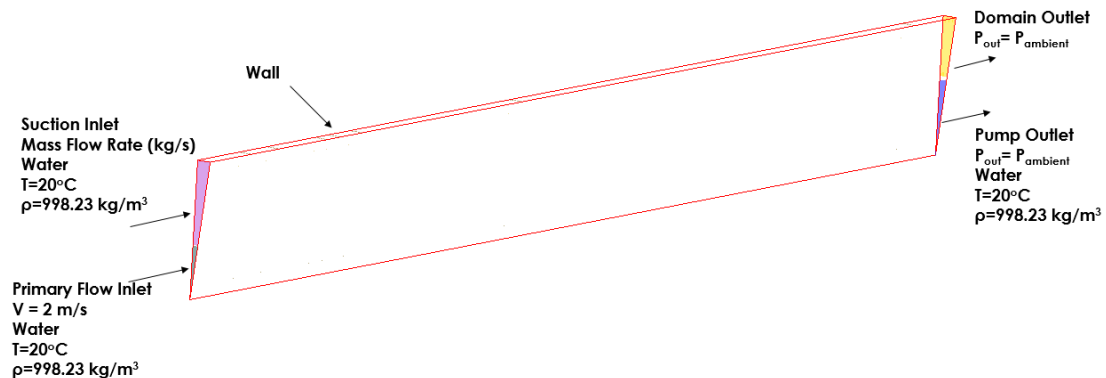
Με την παραπάνω λογική, δημιουργήθηκε το υπολογιστικό πλέγμα της εργασίας αυτής. Χρησιμοποιήθηκαν τα αντικείμενα NULL του λογισμικού Phoenics για τη δημιουργία των περιοχών του πλέγματος. Η χρήση της εντολής αυτής, αποσκοπεί μόνο στον έλεγχο του

πλέγματος και στη δημιουργία επιπρόσθετων περιοχών σε αυτό. Το πλέγμα χωρίζεται σε 6 περιοχές κατά την ακτινική διεύθυνση (Y – διεύθυνση) και σε 8 περιοχές κατά μήκος της αντλίας (Z - διεύθυνσης). Η διεύθυνση X θεωρείται ως μια περιοχή, λόγω του διαστάτου προβλήματος. Η κατανομή των κελιών στις περιοχές του πλέγματος γίνεται με γεωμετρική πρόοδο (Geom Prog) στην διεύθυνση Z, ενώ στην διεύθυνση Y με νόμο δύναμης (Power law).

6.3 Οριακές Συνθήκες

Για την επίλυση του προβλήματος πρέπει να οριστούν οι οριακές συνθήκες. Ορίζονται οριακές συνθήκες στην είσοδο της αντλίας δέσμης ρευστού, καθώς και στην έξοδο της. Οι παράμετροι της ροής στις εισόδους και τις εξόδους της αντλίας παίρνουν σταθερές τιμές. Στην περίπτωση αυτή οι οριακές συνθήκες είναι τύπου Dirichlet.

Στο Σχήμα 6.3.1, δίνεται η σχηματική απεικόνιση των οριακών συνθηκών στο υπολογιστικό χωρίο της αντλίας δέσμης ρευστού.



Σχήμα 6.3.1: Σχηματική απεικόνιση των οριακών συνθηκών.

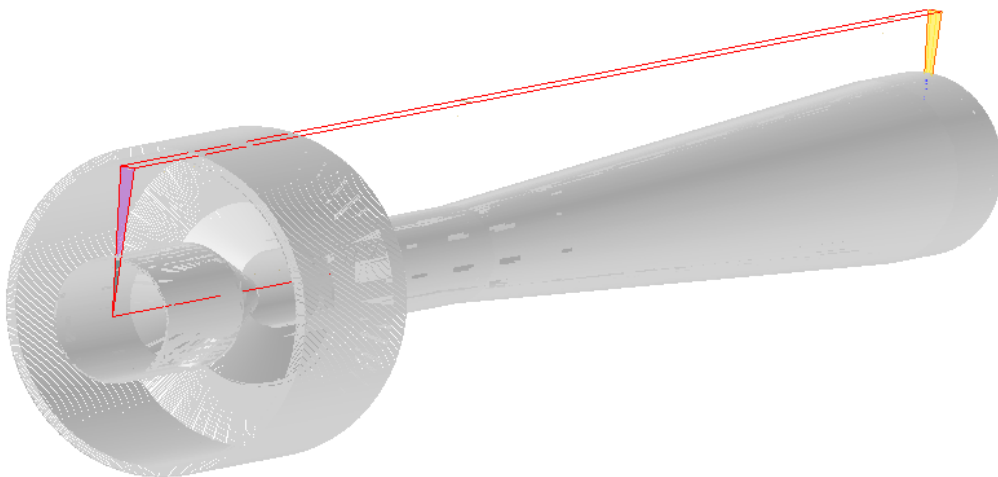
Όπως φαίνεται από το παραπάνω σχήμα, η κινητήρια ροή εισέρχεται στην αντλία από την είσοδο του ακροφυσίου, με σταθερή ταχύτητα 2 m/s. Το κινητήριο ρευστό είναι νερό σε θερμοκρασία 20°C. Επομένως, η διατομή εισόδου του ακροφυσίου είναι οριακή συνθήκη εισόδου με σταθερή ταχύτητα. Από την υπόλοιπη διαθέσιμη επιφάνεια, από το εξωτερικό τοίχωμα του ακροφυσίου έως το εσωτερικό τοίχωμα του θαλάμου αναρρόφησης, εισέρχεται η δευτερεύουσα ροή. Αυτή η οριακή συνθήκη είναι τύπου εισόδου με σταθερή παροχή μάζας. Το ρευστό της δευτερεύουσας ροής είναι το νερό. Επομένως, η ροή της αντλίας δέσμης ρευστού είναι μονοφασική και ασυμπίεστη. Ως έξοδο της αντλίας, έχει οριστεί η έξοδος του διαχύτη, όπου το νερό εξέρχεται σε πίεση περιβάλλοντος. Η οριακή συνθήκη αυτή είναι τύπου εξόδου μηδενικής σχετικής πίεσης. Επιπλέον, υπάρχει μια ίδια οριακή συνθήκη εξόδου, η οποία είναι εκτός της γεωμετρίας της αντλίας και χρησιμοποιείται για τον πλήρη ορισμό του προβλήματος και το κλείσιμο του υπολογιστικού χωρίου. Το πάνω όριο του υπολογιστικού

χωρίου μοντελοποιείται ως τοίχωμα. Στον Πίνακα 6.3.1 συνοψίζονται οι οριακές συνθήκες της προσομοίωσης.

Πίνακας 6.3.1: Οριακές συνθήκες

Όνομα Ο.Σ.	Τύπος	Ταχύτητα (m/s)	Παροχή μάζας (kg/s)	Πίεση (Pa)	Ρευστό
Primary Flow Inlet (INL_P)	INLET (Εισόδου)	2	-	-	Νερό T=20°C $\rho=998.23 \text{ kg/m}^3$ $\nu=10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
Suction Inlet (INL_S)	INLET (Εισόδου)	-	0,02027-0,2027	-	
Pump Outlet (OUT_P)	OUTLET (Εξόδου)	-	-	0	
Domain Outlet (PR_AMB)	OUTLET (Εξόδου)	-	-	0	-

Για την καλύτερη κατανόηση και την απεικόνιση του υπολογιστικού χωρίου σε σχέση με τη τρισδιάστατη γεωμετρία της αντλίας δέσμης ρευστού δίνεται το ακόλουθο σχήμα.



Σχήμα 6.3.2: Σχηματική απεικόνιση γεωμετρίας, υπολογιστικού χωρίου και οριακών συνθηκών.

6.4 Εισαγωγή παραμέτρων επίλυσης

Στις προηγούμενες ενότητες παρουσιάστηκαν τα βήματα της διαδικασίας για τη δημιουργία της υπολογιστικής γεωμετρίας, του αριθμητικού πλέγματος και των οριακών συνθηκών. Στην ενότητα αυτή περιγράφονται οι παράμετροι που πρέπει να επιλεγθούν στο λογισμικό Phoenix για να οριστούν τα μοντέλα που διέπουν το φυσικό πρόβλημα, οι μέθοδοι καθώς και οι παράμετροι επίλυσης για την διενέργεια των υπολογισμών.

6.4.1 Επιλογή φυσικών μοντέλων και παραμέτρων επίλυσης

Για τον προσδιορισμό του φυσικού προβλήματος στο λογισμικό Phoenix πρέπει να οριστούν τα κατάλληλα μοντέλα, οι όροι πηγής και οι ιδιότητες των ρευστών. Δεδομένου ότι η αντλία δέσμης ρευστού λειτουργεί με νερό, ως ρευστό ορίζεται το νερό σε θερμοκρασία 20 °C. Επιπροσθέτως ορίζονται η πίεση (103564 Pa) και η θερμοκρασία αναφοράς (273 K). Στη συγκεκριμένη μελέτη δεν ενεργοποιήθηκε κάποιος όρος πηγής. Ο συντελεστής για τη συνάρτηση τοίχου επιλέχθηκε ως λογαριθμική συνάρτηση. Εν συνεχεία, η ροή ορίστηκε ως μονοφασική και επιλέχθηκε η λύση να αποδίδει τα πεδία πίεσης και ταχύτητας.

Στην ενότητα 4.4 αναλύθηκαν λεπτομερώς τα μοντέλα τύρβης και εκφράστηκαν οι εξισώσεις τους. Στη συγκεκριμένη μελέτη, επιλέχθηκαν τα μοντέλα τύρβης Standard k-ε, το Realisable k-ε και το SST k-ω. Με την επιλογή του εκάστοτε μοντέλου τύρβης, ορίζονται και οι τιμές των αντίστοιχων σταθερών του.

Απαραίτητη επίσης είναι η αρχικοποίηση των μεταβλητών που επιλύονται. Η πίεση αρχικοποιήθηκε με τιμή ίση της πίεσης περιβάλλοντος, ενώ οι τιμές των ταχυτήτων και των μεγεθών της τύρβης με μικρές τιμές (10^{-10}).

Στο πεδίο που αφορά τις παραμέτρους επίλυσης, ορίζονται ο μέγιστος αριθμός επαναλήψεων, το σχήμα διαφόρισης, οι παράμετροι ελέγχου της υποχαλάρωσης καθώς και το κριτήριο σύγκλισης. Στον Πίνακα 6.4.1 συνοψίζονται οι επιλογές για την επίλυση του προβλήματος.

Έχοντας ορίσει όλα τα παραπάνω μπορεί να αρχίσει η υπολογιστική προσομοίωση και τα υπολογιστικά τρεξίματα μέσω του επιλύτη του λογισμικού Phoenix.

Πίνακας 6.4.1: Επιλογές παραμέτρων επίλυσης.

Μεταβλητή	Συντελεστής Υποχαλάρωσης	Κριτήριο σύγκλισης
P1 (πίεση)	0.5 και 1.0	10^{-3}
V1 (ταχύτητα r-διεύθυνση)	10^{-3}	10^{-3}
W1 (ταχύτητα z-διεύθυνση)	10^{-3}	10^{-3}
ΚΕ (τουρβώδης κινητική ενέργεια)	10^{-3} και $5 \cdot 10^{-4}$	10^{-3}
ΕΡ (ρυθμός εκφυλισμού)	10^{-3} και $5 \cdot 10^{-4}$	10^{-3}
ΟΜΕΓ (ειδικός ρυθμός εκφυλισμού)	0.5	10^{-3}
Συντελεστής κανονικοποίησης υπολοίπων		10^{-5}
Μέγιστος αριθμός επαναλήψεων		2500-5000
Σχήμα διαφόρισης		Υβριδικό

7

Αξιολόγηση

Στο Κεφάλαιο 6, αναλύθηκε η υπολογιστική μοντελοποίηση του προβλήματος και έπειτα από την εκτέλεση των προσομοιώσεων εξήχθησαν τα αποτελέσματα, τα οποία παρουσιάζονται στο παρόν κεφάλαιο. Για την εκτέλεση των προσομοιώσεων χρησιμοποιήθηκε το εμπορικό λογισμικό υπολογιστικής ρευστοδυναμικής Phoenics. Αντικείμενο της μελέτης είναι η ροή εντός μιας αντλίας δέσμης ρευστού με ρευστό λειτουργίας το νερό. Πιο συγκεκριμένα, υπολογίστηκαν τα πεδία ταχύτητας και πίεσης, καθώς και ο βαθμός απόδοσης της αντλίας. Το λογισμικό παρέχει πολλές δυνατότητες για την αναπαράσταση των δομών της ροής και την ορατοποίηση της.

7.1 Παράμετροι αξιολόγησης

Για τον προσδιορισμό και τη σύγκριση της απόδοσης όλων των αντλιών δέσμης ρευστού (υγρού, αέριου και αέριου-υγρού) χρησιμοποιούνται αδιάστατες παράμετροι, οι οποίες είναι λόγοι διαφόρων ιδιοτήτων ή μεταβλητών. Αυτές οι παράμετροι για αντλίες δέσμης υγρού ορίζονται παρακάτω.

Ο λόγος παροχής μάζας, είναι ο λόγος της παροχής μάζας της δευτερεύουσας ροής στην αναρρόφηση προς την εισαγόμενη παροχή μάζας της κύριας ροής στο ακροφύσιο και δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$M_r = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (71)$$

Ο λόγος πίεσης ορίζεται ως ο λόγος της αύξησης στην ολική πίεση του εισαγόμενου ρευστού προς τη μείωση στην ολική πίεση του κινητήριου ρευστού και γράφεται ως εξής:

$$P_r = \frac{(p_{dt} - p_{st})}{(p_{pt} - p_{dt})} \quad (72)$$

Όπου p_{st} είναι η ολική πίεση στην είσοδο της αναρρόφησης, p_{pt} είναι η ολική πίεση της κινητήριας ροής στην είσοδο του ακροφυσίου και p_{dt} είναι η πίεση στην κατάθλιψη της αντλίας δέσμης ρευστού.

Ο βαθμός απόδοσης της αντλίας δέσμης ρευστού (η) υπολογίζεται πολλαπλασιάζοντας το λόγο παροχής μάζας (M_r) με τον λόγο πίεσης (P_r),

$$\eta_r = M_r P_r \quad (73)$$

Μια άλλη παράμετρος, είναι ο λόγος διατομών, ο οποίος ορίζεται ως το κλάσμα της διατομής του θαλάμου μείξης προς την διατομή εξόδου του ακροφυσίου:

$$A_r = \frac{A_t}{A_n} \quad (74)$$

Αντλώντας στοιχεία από τις γεωμετρικές διαστάσεις της αντλίας δέσμης ρευστού, ο λόγος διατομών είναι ίσος με $A_r=5.2$. Η τιμή αυτή αφορά την υπολογιστική γεωμετρία, η οποία δίνει διάμετρο εξόδου ακροφυσίου $d_t = 16 \text{ mm}$ και διάμετρο θαλάμου μείξης $d_n = 36.5 \text{ mm}$.

Από τα παραπάνω, η βασική παράμετρος αξιολόγησης είναι ο βαθμός απόδοσης της αντλίας, ο οποίος προκύπτει μετά τον υπολογισμό του λόγου πίεσης (P_r). Ο λόγος διατομών A_r προσδιορίζει απλώς γεωμετρικά την αντλία.

7.2 Παραδοχές μοντελοποίησης

Στο σημείο αυτό παρατίθενται οι παραδοχές της μοντελοποίησης του προβλήματος:

1. Η γεωμετρία της αντλίας είναι συμμετρική, άρα το υπολογιστικό χωρίο ορίστηκε ως 2-D αξονοσυμμετρικό σχήμα για την επίλυση του προβλήματος.
2. Η ροή είναι μονοφασική και ασυμπίεστη.
3. Ο λόγος διατομής της αντλίας $A_r=5.2$.

7.3 Αποτελέσματα

Τα αποτελέσματα της εργασίας αυτής χωρίζονται σε τρία μέρη. Στο πρώτο μέρος παρουσιάζεται η μελέτη ανεξαρτησίας του πλέγματος από τη λύση. Με τον τρόπο αυτόν ευρίσκεται το κατάλληλο πλέγμα για τη διενέργεια των υπολογιστικών προσομοιώσεων. Ακολούθως, γίνεται η μελέτη των μοντέλων τύρβης που επιλέγονται, με σκοπό την εύρεση του καλύτερου μοντέλου, το οποίο θα συμφωνεί καλύτερα με τα πειραματικά αποτελέσματα. Τέλος, η παραμετρική μελέτη πραγματοποιείται για το επιλεγμένο πλέγμα και το καλύτερο μοντέλο τύρβης μεταβάλλοντας τις οριακές συνθήκες.

7.3.1 Μελέτη ανεξαρτησίας πλέγματος

Στην υπολογιστική ρευστοδυναμική (CFD) είναι σημαντική η δημιουργία ενός ανεξάρτητου πλέγματος, ώστε να επαληθευτεί μια έγκυρη αριθμητική λύση. Στην παράγραφο αυτή εξετάζεται η επίδραση διαφορετικών πλεγμάτων σε διάφορες παραμέτρους, όπως ο λόγος πίεσης, ο βαθμός απόδοσης της αντλίας, η ταχύτητα και η πίεση του ρευστού.

Στη διαδικασία αυτή επιλέγονται διάφορα πλέγματα που κυμαίνονται από αραιό έως πυκνό. Εξετάζεται επίσης, η επίδραση του πλέγματος στις τιμές των επιθυμητών παραμέτρων. Η πύκνωση του πλέγματος σταματά μέχρις ότου τα αποτελέσματα της εξεταζόμενης μεταβλητής δεν διαφοροποιούνται σημαντικά με περαιτέρω αύξηση των υπολογιστικών κελιών (όγκων ελέγχου).

Στην παρούσα εργασία επιλέχθηκε το standard k-ε μοντέλο τύρβης και οι συντελεστές υποχαλάρωσης που αναφέρθηκαν στην Ενότητα 5.5.3. Για τη μελέτη αυτή, όλες οι οριακές συνθήκες και οι παράμετροι παραμένουν σταθερές και μόνο το μέγεθος του πλέγματος διαφοροποιείται. Το μέγεθος του πλέγματος μεταβάλλεται από αραιό (NX:NY:NZ=1x30x91) έως πυκνό (1x100x201).

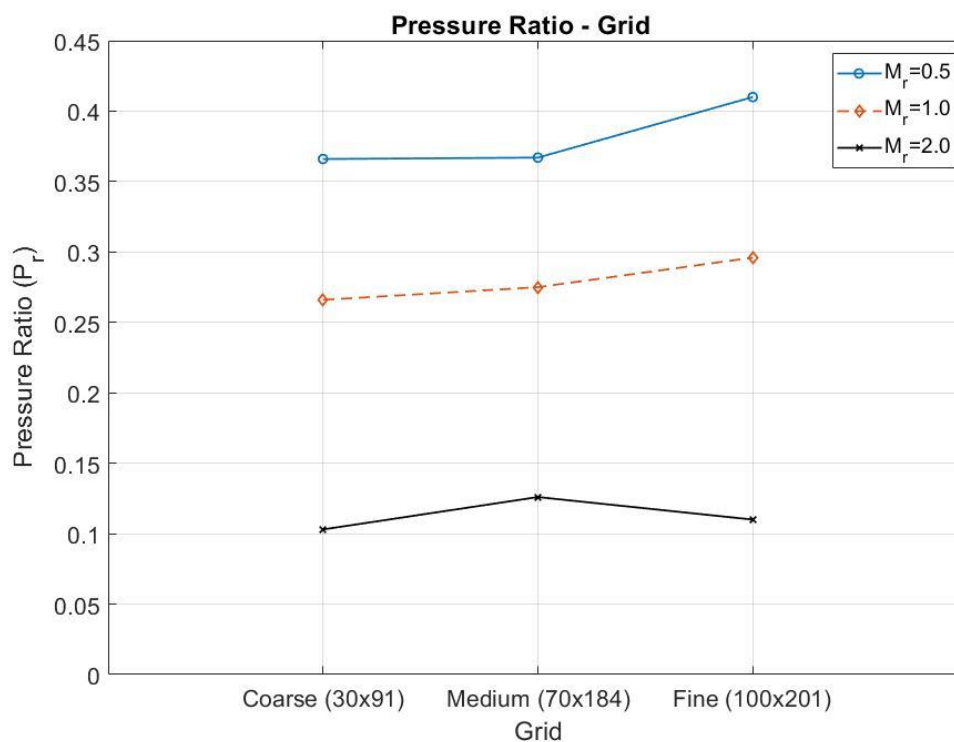
Το μέγεθος του πλέγματος επηρεάζει τον χρόνο εκτέλεσης της υπολογιστικής προσομοίωσης. Με το αραιό πλέγμα η υπολογιστική προσομοίωση ολοκληρώνεται σε λίγα λεπτά, δηλαδή επιτυγχάνεται γρήγορα η σύγκλιση. Αντίθετα, στο πυκνό πλέγμα, η επίτευξη σύγκλισης απαιτεί περισσότερο χρόνο. Οι παράμετροι ενδιαφέροντος για τη μελέτη ανεξαρτησίας της λύσης από το πλέγμα, είναι ο λόγος πίεσης, ο βαθμός απόδοσης της αντλίας δέσμης ρευστού, η πίεση καθώς και η ταχύτητα της ροής κατά μήκος της αντλίας. Επομένως, οι τιμές των παραμέτρων αυτών αποτελούν το κριτήριο για τη μελέτη ανεξαρτησίας των λύσεων από το πλέγμα.

Στον Πίνακα 7.3.1, παρατίθενται τα πλέγματα που επιλέχθηκαν και οι εξαγόμενες τιμές των παραμέτρων για καθένα από τα πλέγματα αυτά. Οι τιμές αυτές προέκυψαν από προσομοιώσεις με τρεις διαφορετικούς λόγους μάζας, δηλαδή για M_r ίσο με 0.5, 1.0 και 2.0. Εκτός από τις αριθμητικές τιμές του λόγου πίεσης του βαθμού απόδοσης, δίνεται και το σχετικό σφάλμα. Το σχετικό σφάλμα υπολογίζεται για κάθε πλέγμα σε σχέση με το αμέσως πιο αραιό πλέγμα, δηλαδή, οι τιμές των μεταβλητών για το κάθε πλέγμα συγκρινόμενες με τις αντίστοιχες τιμές του αμέσως αραιότερου πλέγματος.

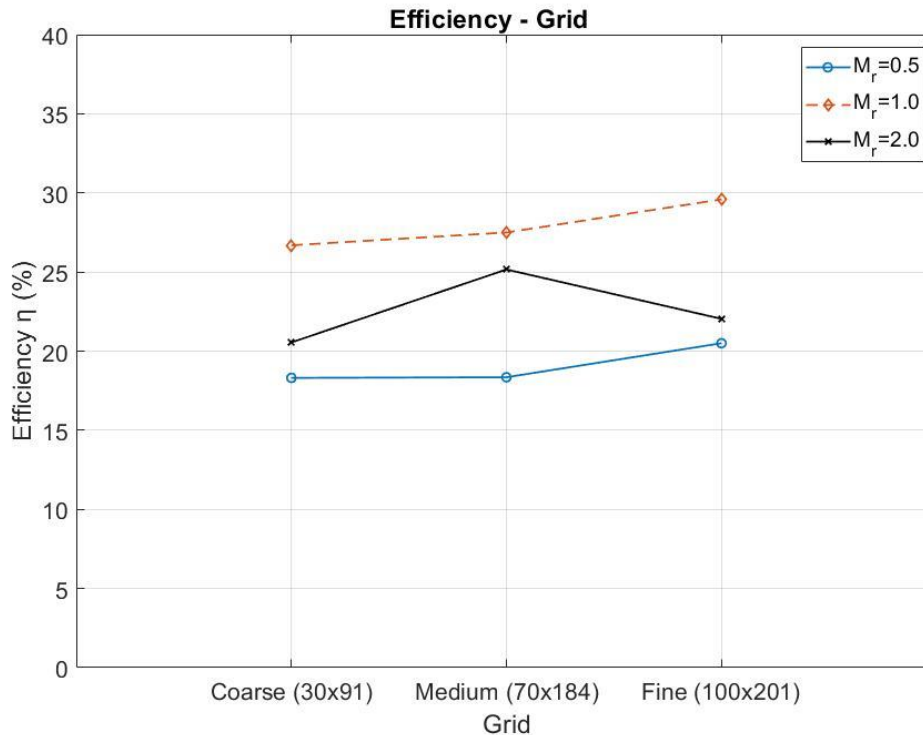
Πίνακας 7.3.1: Τιμές λόγου πίεσης και βαθμού απόδοσης – Σχετικό σφάλμα.

Περίπτωση	Πλέγμα (NX, NY, NZ)	Λόγος πίεσης (Pr)	Σχετικό Σφάλμα [%]	Βαθμός απόδοσης (η) [%]	Σχετικό Σφάλμα [%]
$M_r = 0.50$	1x30x91	0.366	-	18.31	-
	1x70x184	0.367	0.21	18.35	0.21
	1x100x201	0.410	10.49	20.50	10.49
$M_r = 1.00$	1x30x91	0.266	-	26.69	-
	1x70x184	0.275	2.94	27.50	2.94
	1x100x201	0.296	7.06	29.59	7.06
$M_r = 2.00$	1x30x91	0.103	-	20.55	-
	1x70x184	0.126	18.34	25.16	18.34
	1x100x201	0.110	12.39	22.04	12.39

Στα Σχήμα 7.3.1 και 7.3.2 παρουσιάζονται οι τιμές του λόγου πίεσης (P_r) και του βαθμού απόδοσης (η) αντίστοιχα.



Σχήμα 7.3.1: Λόγος Πίεσης- Πλέγματα.



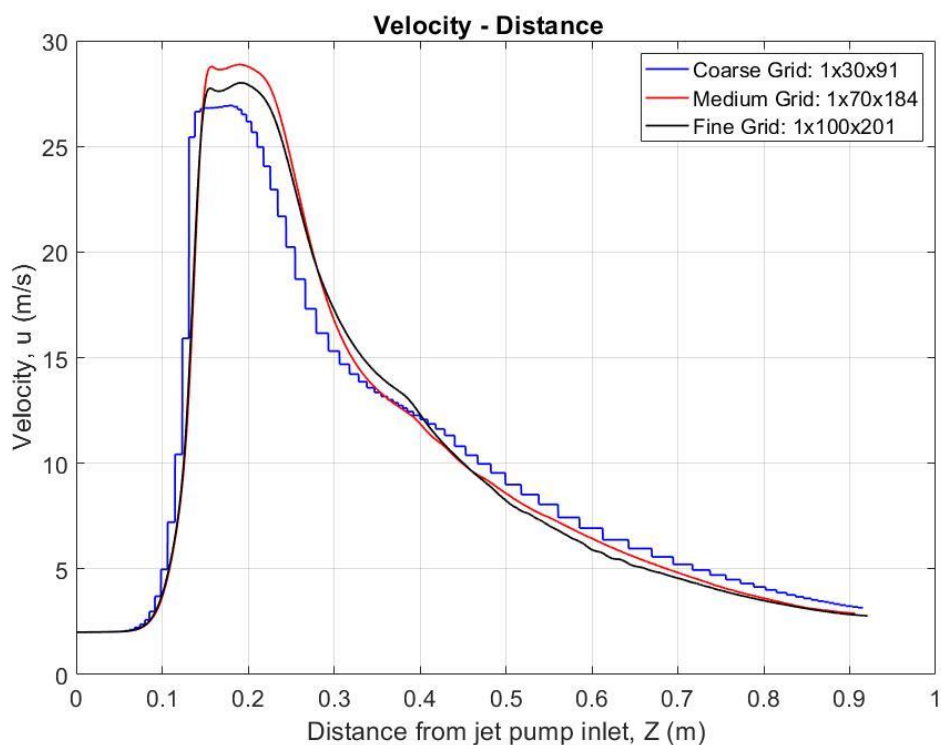
Σχήμα 7.3.2: Βαθμός απόδοσης- Πλέγματα.

Στόχος της μελέτης αυτής είναι να σταθεροποιηθούν οι τιμές του λόγου πίεσης και του βαθμού απόδοσης της αντλίας, ώστε να βρεθεί το κατάλληλο πλέγμα και η λύση πια να μην εξαρτάται από τον αριθμό των υπολογιστικών κελιών (ή πλεγματικών σημείων).

Όπως προκύπτει από τα παραπάνω γραφήματα, μετά από κάποιο αριθμό πλεγματικών σημείων οι τιμές του λόγου πίεσης και του βαθμού απόδοσης δεν επηρεάζονται σημαντικά από το πλέγμα. Ωστόσο, σε ορισμένες περιπτώσεις, η πυκνωση μπορεί να επιφέρει αντίστροφα αποτελέσματα. Στην προκειμένη περίπτωση, το πλέγμα (1x70x184), φαίνεται καταλληλότερο, καθώς οδηγεί σε ικανοποιητικές τιμές και για τις δύο παραμέτρους. Αυτό συμβαίνει στις περισσότερες περιπτώσεις για διαφορετικούς λόγους μάζας. Το παραπάνω συμπέρασμα επιβεβαιώνεται και από τις τιμές του Πίνακα 7.3.1, καθώς και από τα σχετικά σφάλματα, τα οποία αποτελούν μια ποσοτική ερμηνεία των παραπάνω διαγραμμάτων (Σχήμα 7.3.1 και 7.3.2). Επομένως, έχοντας και ως κριτήριο τις τιμές του σχετικού σφάλματος επιβεβαιώνεται η επιλογή του πλέγματος (1x70x184). Ο υπολογισμός του σχετικού σφάλματος αποτελεί μια ένδειξη για να ενισχύσει την απόφαση της επιλογής του καταλληλότερου πλέγματος με κριτήριο την ανεξαρτησία της λύσης.

Επειδή η παραπάνω ανάλυση δεν είναι αρκετά ασφαλής για την εξαγωγή συμπερασμάτων είναι αναγκαίο να συγκριθούν οι κατανομές των μεταβλητών και όχι απλά οι τιμές των αδιάστατων παραμέτρων. Για τον λόγο αυτόν, χρησιμοποιείται μια ευθεία στα σημεία της οποίας υπολογίζονται οι τιμές της πίεσης και της ταχύτητας. Η ευθεία αυτή τρέχει κατά μήκος του

άξονα συμμετρίας της αντλίας δέσμης ρευστού. Με αυτό τον τρόπο, εξάγονται οι μεταβολές της πίεσης και της ταχύτητας κατά μήκος του κεντρικού άξονα της αντλίας. Στο Σχήμα 7.3.3 παρουσιάζονται οι μεταβολές της ταχύτητας για τρία διαφορετικά πλέγματα για δεδομένο λόγο παροχής μάζας ίσο με τη μονάδα ($M_f=1$).



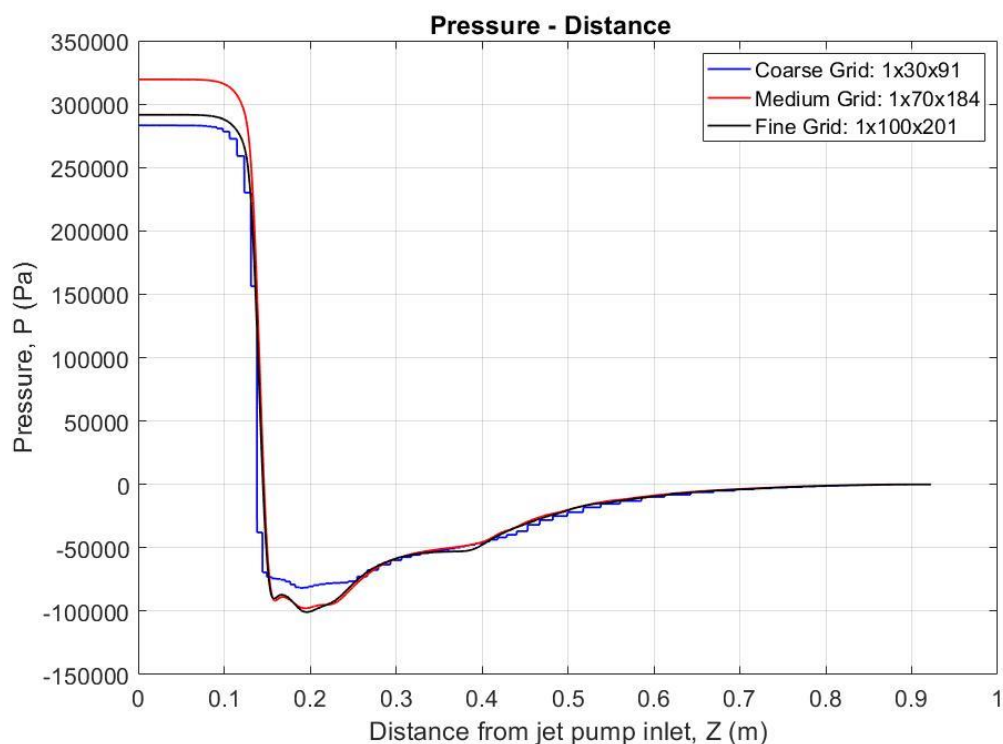
Σχήμα 7.3.3: Μεταβολές της ταχύτητας κατά μήκος της αντλίας.

Συγκρίνοντας τις καμπύλες της ταχύτητας κατά μήκος του άξονα της αντλίας, παρατηρείται ότι αυτή που αντιστοιχεί στο αραιό πλέγμα δεν είναι αντιπροσωπευτική, παρόλο που ακολουθεί την αναμενόμενη τάση. Με αύξηση των πλεγματικών σημείων οι καμπύλες παίρνουν καλύτερη μορφή. Το πλέγμα (1x70x184), φαίνεται να είναι αρκετά ικανοποιητικό, βάσει της κατανομής που αποδίδει.

Στο Σχήμα 7.3.4 παρουσιάζονται οι μεταβολές της πίεσης για τρία διαφορετικά πλέγματα για δεδομένο λόγο παροχής μάζας ίσο με τη μονάδα ($M_f=1$). Συγκρίνοντας τις καμπύλες πίεσης κατά μήκος του άξονα της αντλίας, παρατηρείται καλή συμφωνία μεταξύ αυτών. Ωστόσο, η καμπύλη που αντιστοιχεί στο αραιό πλέγμα δεν είναι τόσο ομαλή λόγω έλλειψης ικανοποιητικού αριθμού κελιών για τον υπολογισμό της πίεσης. Το πρόβλημα αυτό φαίνεται να εξαλείφεται με πυκνωση του πλέγματος και αύξηση των σημείων υπολογισμού των μεγεθών. Επομένως, το πλέγμα (1x70x184), μοιάζει να είναι ικανοποιητικό, βάσει της κατανομής πίεσης που αποδίδει.

Η επιλογή του πυκνού πλέγματος (1x100x201) δεν θα συνέβαλλε ουσιαστικά σε εξαγωγή καλύτερων αποτελεσμάτων. Στο σημείο αυτό, γίνεται η παραδοχή ότι το επιλεγμένο πλέγμα

(1x70x184) κρίνεται αρκετά ικανοποιητικό ώστε να διεξαχθούν οι προσομοιώσεις. Συνεπώς, οι μελέτες που ακολουθούν πραγματοποιήθηκαν για το δεδομένο πλέγμα (1x70x184).



Σχήμα 7.3.4: Μεταβολές της πίεσης κατά μήκος της αντλίας.

7.3.2 Μελέτη μοντέλων τύρβης

Στην ενότητα αυτή εξετάζονται τρία μοντέλα τύρβης: Standard k-ε, Realizable k-ε και SST k-ω. Τα αποτελέσματα των μοντέλων τύρβης συγκρίνονται με τα πειραματικά αποτελέσματα της εργασίας του Yarıcı (1990) [66]. Κριτήριο για την επιλογή του κατάλληλου μοντέλου τύρβης είναι οι τιμές του λόγου πίεσης (P_r) και του βαθμού απόδοσης της αντλίας (η).

Σε όλες τις περιπτώσεις, οι προσομοιώσεις διεξήχθησαν με σταθερή τη ταχύτητα της κινητήριας ροής στην είσοδο του ακροφυσίου, ίση με $u_p = 2$ m/s, ενώ οι τιμές της παροχής μάζας της δευτερεύουσας ροής (\dot{m}_s) στην είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης μεταβάλλονταν. Στον Πίνακα 7.3.2, παρατίθενται οι τιμές των οριακών συνθηκών για τις οποίες πραγματοποιήθηκαν οι προσομοιώσεις. Οι τιμές της παροχής μάζας της δευτερεύουσας ροής επιλέχθηκαν, ώστε να υπολογιστεί ο λόγος παροχής μάζας (M_r) και να διεξαχθούν οι προσομοιώσεις σε ένα εύρος από 0.25 έως 2.5. Οι τιμές της παροχής μάζας στην είσοδο της κινητήριας ροής και στην είσοδο της δευτερεύουσας ροής καταγράφονται σε κάθε επανάληψη και υπολογίζεται η μέση τιμή τους, προκειμένου να εκτιμηθεί ο λόγος παροχής μάζας. Επομένως, ο λόγος παροχής μάζας (M_r) είναι το πηλίκο της παροχής μάζας στην είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης προς την παροχή μάζας στην είσοδο του ακροφυσίου της αντλίας

δέσμης ρευστού. Συνεπάγεται ότι η παράμετρος αυτή (M_r) είναι αποτέλεσμα της υπολογιστικής προσομοίωσης και εξάγεται σε ένα αρχείο εξόδου.

Πίνακας 7.3.2: Οριακές συνθήκες εισόδου – Λόγος παροχής μάζας.

Περίπτωση	u_p (m/s)	\dot{m}_s (kg/s)	M_r
1	2	0.02027	0.25
2	2	0.04054	0.50
3	2	0.06081	0.75
4	2	0.081081	1.00
5	2	0.10135	1.25
6	2	0.12162	1.50
7	2	0.13135	1.62
8	2	0.14189	1.75
9	2	0.16216	2.00
10	2	0.18243	2.25
11	2	0.20270	2.50

Εκτός από το λόγο παροχής μάζας, υπολογίζεται και ο λόγος πίεσης (P_r) μέσω των πιέσεων που καταγράφονται στην είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης, στην είσοδο του ακροφυσίου και στην έξοδο της αντλίας (κατάθλιψη). Στον Πίνακα 7.3.3 παρατίθενται τα αποτελέσματα του λόγου πίεσης (P_r) για τα επιλεγμένα μοντέλα τύρβης.

Πίνακας 7.3.3: Λόγος πίεσης (P_r) για τα διάφορα μοντέλα τύρβης.

Περίπτωση	M_r	P_r (Standard k-ε)	P_r (Realizable k-ε)	P_r (SST k-ω)
1	0.25	0.445	0.431	0.459
2	0.50	0.0376	0.380	0.380
3	0.75	0.329	0.338	0.333
4	1.00	0.290	0.301	0.295
5	1.25	0.254	0.266	0.260
6	1.50	0.221	0.232	0.226
7	1.62	0.207	0.216	0.210
8	1.75	0.187	0.198	0.193

9	2.00	0.153	0.163	0.159
10	2.25	0.123	0.130	0.126
11	2.50	0.093	0.096	0.092

Στην εργασία των Aldas και Yarıci (2014) [66], δίνονται τα πειραματικά δεδομένα της εργασίας του Yarıci (1990) [66]. Τα δεδομένα αφορούσαν τις τιμές της πίεσης που μετρήθηκαν στην πειραματική διάταξη. Έχοντας τις τιμές της πίεσης στις εισόδους και στην έξοδο της αντλίας, υπολογίστηκαν οι πειραματικοί λόγοι πίεσης για ένα εύρος λόγων παροχής μάζας. Τα πειραματικά αποτελέσματα συνοψίζονται στον Πίνακα 7.3.4.

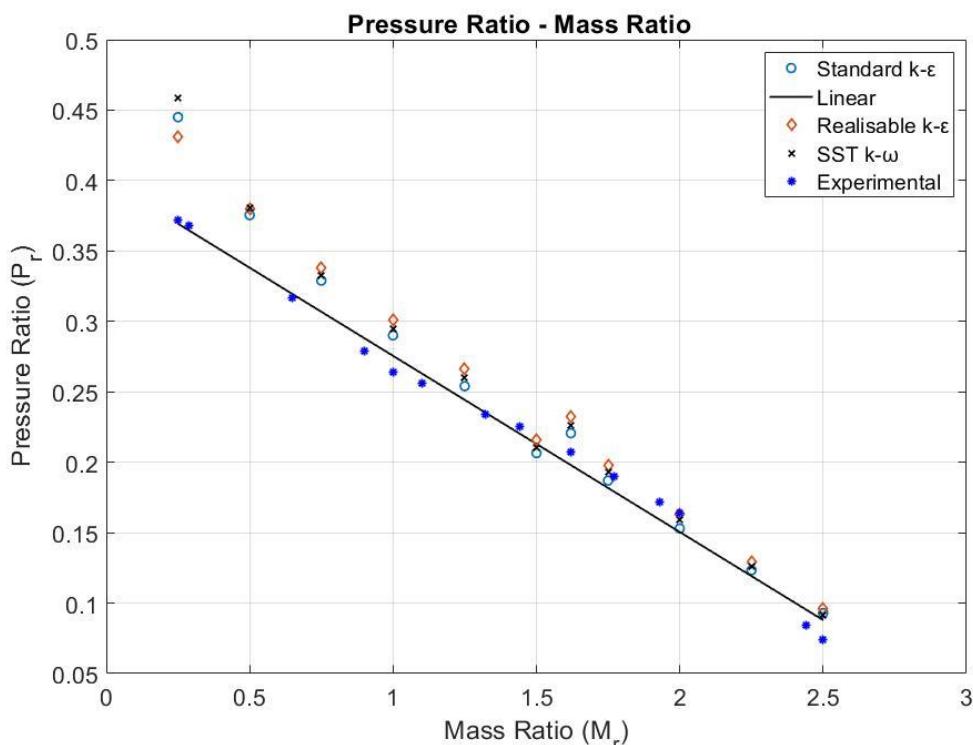
Πίνακας 7.3.4: Πειραματικά αποτελέσματα λόγου πίεσης και λόγου παροχής μάζας [66].

Περίπτωση	M_r (Πειραματικό)	P_r (Πειραματικό)
1	0.25	0.372
2	0.29	0.368
3	0.65	0.317
4	0.90	0.279
5	1.00	0.264
6	1.10	0.256
7	1.32	0.234
8	1.44	0.225
9	1.62	0.207
10	1.77	0.190
11	1.93	0.172
12	2.00	0.164
13	2.44	0.084
14	2.50	0.074

Στο Σχήμα 7.3.5 δίνεται το συγκριτικό διάγραμμα λόγου πίεσης (P_r) με τον λόγο παροχής μάζας (M_r) για τα μοντέλα τύρβης standard k- ϵ , realizable k- ϵ , SST k- ω , καθώς και για τα πειραματικά αποτελέσματα. Το διάγραμμα αυτό είναι ένα διάγραμμα διασποράς. Οι πειραματικές τιμές ακολουθούν μια αρνητική συσχέτιση μεταξύ των δύο μεταβλητών (M_r και P_r). Για τα

πειραματικά δεδομένα σχεδιάζεται κι ευθεία ελαχίστων τετραγώνων, η οποία είναι της μορφής $y = -0.1251x + 0.4007$.

Προκειμένου να συγκριθούν τα υπολογιστικά αποτελέσματα με τα πειραματικά δεδομένα, οι καμπύλες του λόγου πίεσης σχεδιάζονται (P_r) ως συνάρτηση του λόγου παροχής μάζας (M_r).



Σχήμα 7.3.5: Σύγκριση πειραματικών και υπολογιστικών αποτελεσμάτων (P_r & M_r).

Ο λόγος πίεσης της αντλίας δέσμης ρευστού μειώνεται σχεδόν γραμμικά με την αύξηση του λόγου παροχής μάζας. Αυτή είναι μια αναμενόμενη συμπεριφορά επειδή περισσότερη ενέργεια μεταφέρεται από το κινητήριο ρευστό προς το αναρροφώμενο ρευστό καθώς μεγαλύτερη ποσότητα ρευστού αντλείται.

Τα υπολογιστικά αποτελέσματα για τα τρία μοντέλα τύρβης δίνουν καμπύλες με την ίδια τάση, δηλαδή αύξηση του λόγου μάζας επιφέρει μείωση στον λόγο πίεσης. Στους χαμηλούς λόγους παροχής μάζας, τα μοντέλα φαίνεται να υπερεκτιμούν την τιμή του λόγου πίεσης. Ωστόσο, καθώς ο λόγος των παροχών μάζας αυξάνεται, οι εκτιμήσεις των μοντέλων είναι πιο κοντά στις πειραματικές τιμές. Για λόγους παροχής μάζας μεγαλύτερους από 1.5, τα τρία μοντέλα τύρβης δίνουν ικανοποιητικά αποτελέσματα. Οι διαφορές μεταξύ των υπολογιστικών αποτελεσμάτων για τον λόγο πίεσης είναι πολύ μικρές.

Διαθέτοντας τις τιμές των αδιάστατων μεταβλητών M_r και P_r μέσω της Εξ. (73), με έναν απλό υπολογισμό προκύπτουν οι τιμές του βαθμού απόδοσης της αντλίας δέσμης ρευστού. Στον Πίνακα 7.3.5 δίνονται οι υπολογιστικές τιμές του βαθμού απόδοσης (η) για τα τρία μοντέλα

τύρβης, ενώ στον Πίνακα 7.3.6 συνοψίζονται οι τιμές του πειραματικού βαθμού απόδοσης της αντλίας δέσμης ρευστού.

Πίνακας 7.3.5: Υπολογιστικός βαθμός απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού.

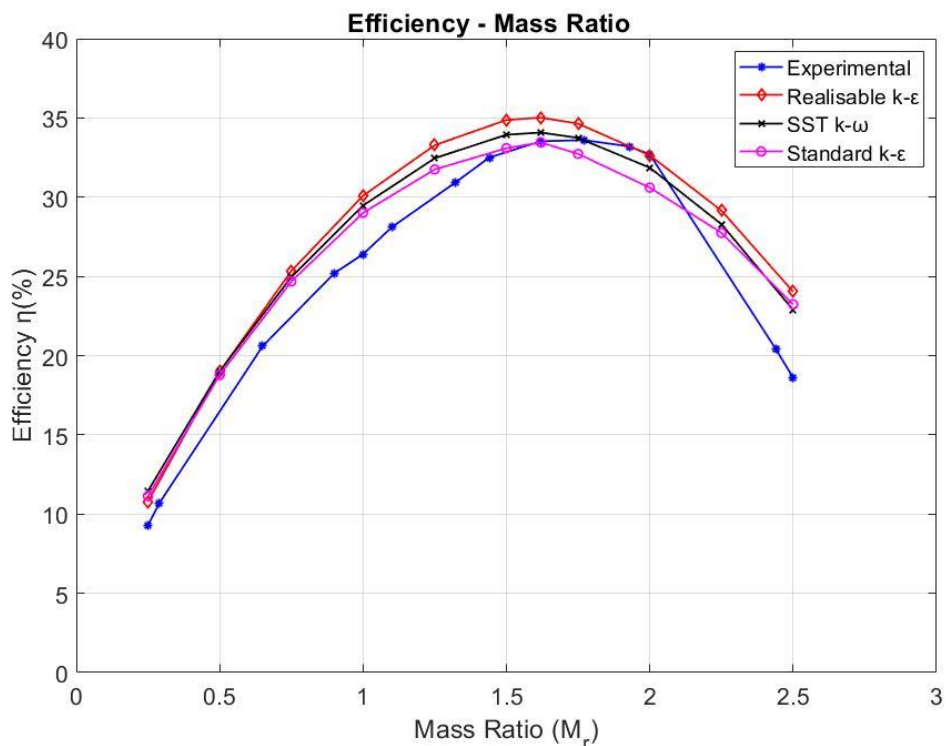
Περίπτωση	M_r	η (Standard k- ϵ) [%]	η (Realizable k- ϵ) [%]	η (SST k- ω) [%]
1	0.25	11.13	10.78	11.46
2	0.50	18.78	18.99	19.01
3	0.75	24.68	25.34	24.96
4	1.00	29.01	30.09	29.47
5	1.25	31.75	33.28	32.46
6	1.50	33.09	34.87	33.94
7	1.62	33.45	35.02	34.08
8	1.75	32.73	34.64	33.74
9	2.00	30.60	32.64	31.86
10	2.25	27.75	29.15	28.29
11	2.50	23.23	24.03	22.88

Πίνακας 7.3.6: Πειραματικός βαθμός απόδοσης αντλίας δέσμης ρευστού.

Περίπτωση	M_r (Πειραματικό)	η (Πειραματικό) [%]
1	0.25	9.30
2	0.29	10.70
3	0.65	20.60
4	0.90	25.20
5	1.00	26.40
6	1.10	28.10
7	1.32	30.90
8	1.44	32.50
9	1.62	33.50
10	1.77	33.60
11	1.93	33.20

12	2.00	32.70
13	2.44	20.40
14	2.50	18.60

Έχοντας διαθέσιμα τα υπολογιστικά και τα πειραματικά αποτελέσματα εξάγεται το συγκριτικό διάγραμμα (Σχήμα 7.3.6) του βαθμού απόδοσης της αντλίας δέσμης ρευστού σε συνάρτηση με τον λόγο παροχής μάζας.



Σχήμα 7.3.6: Σύγκριση πειραματικού και υπολογιστικού βαθμού απόδοσης της αντλίας δέσμης ρευστού.

Η τάση αυτών των χαρακτηριστικών καμπυλών υποδεικνύει ότι οι μεταβολές των αδιάστατων παραμέτρων είναι παρόμοιες με αυτές των πτερυγοφόρων αντλιών. Τόσο η πειραματική όσο και οι υπολογιστικές καμπύλες ακολουθούν την ίδια συμπεριφορά. Οι αποδόσεις τους αρχικά αυξάνονται με την αύξηση του λόγου παροχής μάζας μέχρι μια τιμή και μετά τη τιμή αυτή η απόδοση της αντλίας δέσμης ρευστού μειώνεται. Από τα πειραματικά δεδομένα, ο βέλτιστος βαθμός απόδοσης επιτυγχάνεται για λόγο παροχής μάζας M_r ίσο περίπου με 1.70. Πέρα αυτής της τιμής, η οποιαδήποτε αύξηση του λόγου παροχής επιφέρει μείωση του βαθμού απόδοσης της αντλίας. Για τα υπολογιστικά μοντέλα υπάρχει ένα βέλτιστο εύρος τιμών του λόγου παροχής μάζας, στο οποίο οι αποδόσεις λαμβάνουν μέγιστες τιμές. Αυτό το εύρος κυμαίνεται από 1.50 έως 1.75.

Από το παραπάνω συγκριτικό διάγραμμα, τα μοντέλα τύρβης αποδίδουν παρόμοιες τιμές για τον βαθμό απόδοσης της αντλίας. Επομένως οι αποκλίσεις μεταξύ των μοντέλων τύρβης είναι μικρές μεταξύ τους. Ως προς τα πειραματικά δεδομένα, για χαμηλούς λόγους παροχής μάζας τα μοντέλα τύρβης υπερεκτιμούν τον λόγο πίεσης και αυτό έχει ως αποτέλεσμα να υπερεκτιμούν και τον βαθμό απόδοσης της αντλίας. Στο εύρος του λόγου παροχής μάζας από 1.5 έως 2, οι υπολογιστικές τιμές του βαθμού απόδοσης είναι κοντά στις αντίστοιχες πειραματικές. Την καλύτερη συμπεριφορά στο εύρος αυτό, την παρουσιάζει το μοντέλο τύρβης SST k- ω . Ενώ το μοντέλο τύρβης Standard k- ϵ , αποδίδει ικανοποιητικές τιμές της απόδοσης στο στενό εύρος λόγων παροχής μάζας 1.5 έως 1.70, στη συνέχεια υπερεκτιμάει την απόδοση σε μεγαλύτερους λόγους παροχής μάζας. Το realizable k- ϵ , υπερεκτιμάει τις τιμές της απόδοσης ως προς τα πειραματικά δεδομένα και ως εκ τούτου δεν φαίνεται να είναι αρκετά ικανοποιητικό. Στην περιοχή υψηλής απόδοσης (>30%) στην οποία το M_r μεταβάλλεται από 1.5 έως το 2.2, το μοντέλο τύρβης SST k- ω παρέχει περισσότερο ακριβείς προβλέψεις έναντι των άλλων δύο μοντέλων.

Για να αιτιολογηθεί καλύτερα η επιλογή του μοντέλου τύρβης παρουσιάζονται τα μέσα ποσοστιαία σφάλματα του λόγου πίεσης (P_r) και του βαθμού απόδοσης της αντλίας δέσμης ρευστού (η). Η εκτίμηση των σφαλμάτων πραγματοποιείται ως προς τις αντίστοιχες πειραματικές τιμές των παραπάνω αδιάστατων παραμέτρων. Η αξιολόγηση αυτή είναι ποσοτική και συμβάλλει στην αποτίμηση των μοντέλων τύρβης, ενισχύοντας τις παραπάνω παρατηρήσεις που προέκυψαν από τα συγκριτικά διαγράμματα. Το ποσοστιαίο σφάλμα δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\text{Error} = \frac{|\text{Experimental} - \text{Computational}|}{|\text{Experimental}|} \cdot 100\% \quad (75)$$

Τα ποσοστιαία σφάλματα αποδίδονται για τιμές του λόγου παροχής μάζας που εξετάστηκαν τόσο υπολογιστικά όσο και πειραματικά (0.25, 1.00, 1.62, 1.75, 2.00 και 2.50).

Πίνακας 7.3.7: Ποσοστιαία σφάλματα του λόγου πίεσης P_r .

M_r	Standard k- ϵ	Realizable k- ϵ	SST k- ω
0.25	19.71 %	15.94 %	23.47 %
1.00	9.97 %	14.14 %	11.87 %
1.62	0.02 %	4.37 %	1.47 %
1.75	1.56 %	4.23 %	1.59 %
2.00	6.48 %	0.37 %	2.81 %
2.50	24.93 %	28.96 %	23.58 %
Average Error	10.44 %	11.33 %	10.80 %

Με βάση τον Πίνακα 7.3.7, για χαμηλό λόγο παροχής μάζας και τα τρία μοντέλα υπερεκτιμούν την τιμή του λόγου πίεσης, όπως παρατηρήθηκε προηγουμένως και στο διάγραμμα (Pr-Mr) του Σχήματος 7.3.5. Καθώς ο λόγος παροχής μάζας αυξάνεται τα μοντέλα δίνουν καλύτερες εκτιμήσεις και αυτό έχει ως αποτέλεσμα να μειώνονται τα ποσοστιαία σφάλματα του λόγου πίεσης. Ωστόσο για τη μεγαλύτερη τιμή του $M_r = 2.50$ τα σφάλματα αυξάνονται και είναι σχετικά υψηλά. Συγκρίνοντας το μέσο ποσοστιαίο σφάλμα για τα τρία μοντέλα τύρβης, το SST k- ω και το Standard k- ϵ δείχνουν να είναι πιο αποδοτικά. Ελαφρά καλύτερο μπορεί να θεωρηθεί το SST k- ω καθώς παρουσιάζει πιο σταθερή συμπεριφορά. Το realizable k- ϵ έχει σταθερά υψηλότερες τιμές ποσοστιαίου σφάλματος, πλην της περίπτωσης όπου το M_r ισούται με 2.00.

Πίνακας 7.3.8: Ποσοστιαία σφάλματα βαθμού απόδοσης η .

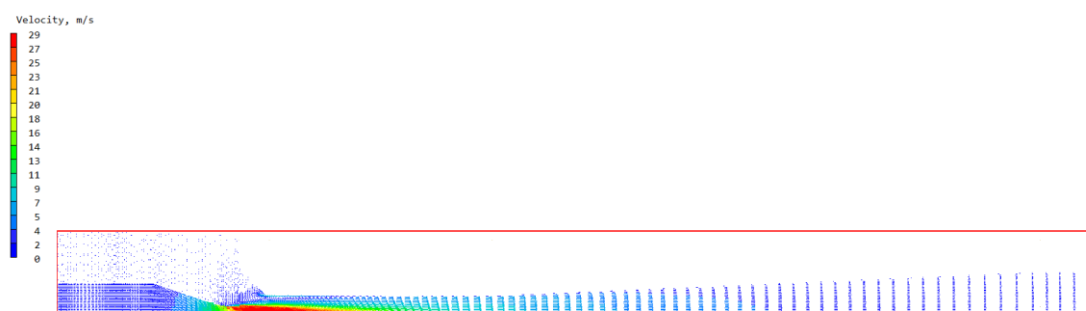
M_r	Standard k- ϵ	Realizable k- ϵ	SST k- ω
0.25	19.71 %	15.99 %	23.35 %
1.00	10.01 %	14.09 %	11.75 %
1.62	0.22 %	4.45 %	1.65 %
1.75	2.68 %	3.03 %	0.35 %
2.00	6.48 %	0.24 %	2.61 %
2.50	24.79 %	29.11 %	22.91 %
Average Error	10.65 %	11.15 %	10.44 %

Σύμφωνα με τον Πίνακα 7.3.8, τα ποσοστιαία σφάλματα του βαθμού απόδοσης (η) της αντλίας ακολουθούν παρόμοια συμπεριφορά με τα αντίστοιχα του λόγου πίεσης. Αυτό δικαιολογείται από το γεγονός ότι ο βαθμός απόδοσης προκύπτει από τον πολλαπλασιασμό του λόγου πίεσης με τον λόγο παροχής μάζας. Επιπροσθέτως, επαληθεύονται και οι παρατηρήσεις που προέκυψαν από το συγκριτικό διάγραμμα του Σχήματος 7.3.6. Επομένως, στους μικρούς λόγους παροχής μάζας, τα μοντέλα τύρβης υπερεκτιμούν την τιμή του βαθμού απόδοσης με σφάλμα της τάξης 16-23%. Για $M_r = 2.5$, το ποσοστιαίο σφάλμα κυμαίνεται από 22.91% έως 29.11%. Τα μοντέλα παρουσιάζουν καλύτερη συμπεριφορά στην περιοχή όπου μεγιστοποιείται η απόδοση. Την παρατήρηση αυτή την επαληθεύουν οι τιμές των ποσοστιαίων σφαλμάτων του βαθμού απόδοσης στο εύρος του λόγου μάζας από 1.62 έως 2.00. Με κριτήριο το μέσο ποσοστιαίο σφάλμα το αποδοτικότερο μοντέλο τύρβης είναι το SST k- ω και ακολουθεί με μικρή διαφορά το Standard k- ϵ , ενώ και το realizable k- ϵ δείχνει να είναι κοντά στα υπόλοιπα. Το SST k- ω μοντέλο τύρβης αποδίδει καλύτερα και αυτό δικαιολογείται από τις χαμηλές τιμές ποσοστιαίου σφάλματος για τις περιπτώσεις που ο βαθμός απόδοσης είναι υψηλός.

Συνοψίζοντας, από την παραπάνω ανάλυση εξάγεται το συμπέρασμα ότι το μοντέλο τύρβης SST k- ω πλεονεκτεί έναντι των άλλων δύο εξεταζόμενων μοντέλων παρά τις μικρές διαφορές που παρατηρήθηκαν μεταξύ τους.

Στην παρούσα εργασία, για την εκτέλεση των υπολογιστικών προσομοιώσεων, η ταχύτητα της κινητήριας ροής στην είσοδο του ακροφυσίου παραμένει σταθερή με 2 m/s και μεταβάλλεται μόνο η παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής στην είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Με τον τρόπο αυτό, υπολογίζεται ο λόγος παροχής μάζας M_r .

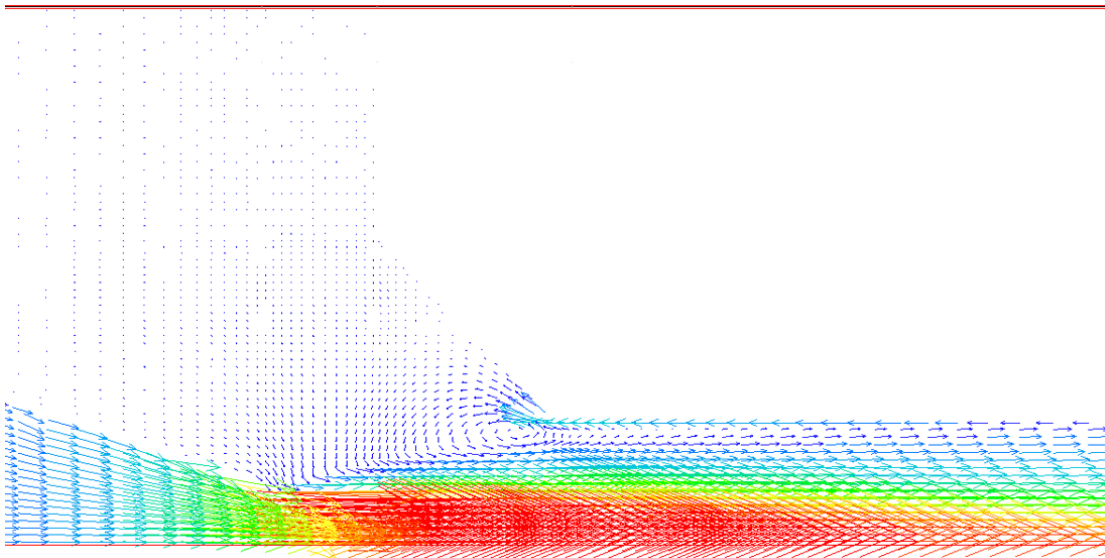
Εν συνεχεία πραγματοποιείται εποπτική απεικόνιση του πεδίου ροής με τη χρήση του μετεπεξεργαστή (post-processor) του λογισμικού Phoenix (VR-Viewer), για το καλύτερο μοντέλο τύρβης, δηλαδή το SST k- ω . Πιο συγκεκριμένα, εξάγονται γραφήματα με τα διανύσματα της ταχύτητας του νερού (vectors), ώστε να απεικονιστεί η ροή στο εσωτερικό της αντλίας δέσμης ρευστού και να εντοπιστούν τυχόν ανακυκλοφορίες. Με την απεικόνιση της ροής δίνεται η δυνατότητα να αξιολογηθεί ποιοτικά η προσομοίωση της αντλίας δέσμης ρευστού. Τα διανύσματα εξάγονται σε ένα επίπεδο του άξονα X (X – plane), και αποδίδουν την αξονική ταχύτητα κατά την Z – διεύθυνση. Τα σχήματα που ακολουθούν ενδεικτικά τα διανύσματα της αξονικής ταχύτητας του νερού για τρεις λόγους παροχής μάζας.



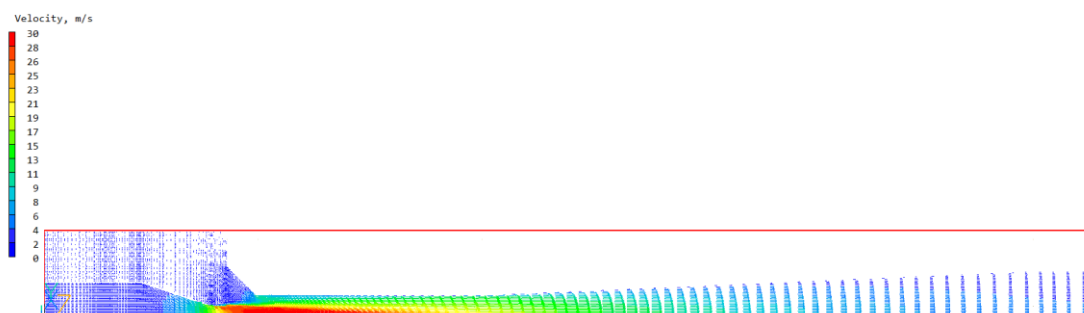
Σχήμα 7.3.7: Διανύσματα της αξονικής ταχύτητας νερού (vectors) κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 0.25$.

Στο Σχήμα 7.3.7, παρουσιάζεται το διανυσματικό πεδίο της αξονικής ταχύτητας του νερού για λόγο παροχής μάζας $M_r=0.25$. Όπως φαίνεται από το σχήμα, η κινητήρια ροή εισέρχεται μέσω του ακροφυσίου με μικρή ταχύτητα 2 m/s, και στην έξοδο του η ροή έχει επιταχυνθεί και η τιμή της ταχύτητας έχει φτάσει 29 m/s. Η επιταχυνόμενη δέσμη νερού στην έξοδο του ακροφυσίου συμπαρασύρει την δευτερεύουσα ροή που εισέρχεται από την είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Η δευτερεύουσα ροή στην είσοδο της εισέρχεται με μικρή ταχύτητα, μέχρις ότου αναμειχθεί με την κινητήρια ροή στην έξοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Στον θάλαμο μείξης που ακολουθεί, η κινητήρια ροή μεταφέρει ορμή στην δευτερεύουσα. Μετά από απόσταση μερικών διαμέτρων, η ροή του μείγματος πλέον γίνεται ομοιόμορφη και οδηγείται προς τον διαχύτη και ουσιαστικά προς την έξοδο της αντλίας (κατάθλιψη).

Στο Σχήμα 7.3.8, παρουσιάζεται σε μεγέθυνση η περιοχή του θαλάμου αναρρόφησης κοντά στην έξοδο του ακροφυσίου. Η περιοχή αυτή είναι ιδιαίτερου ενδιαφέροντος λόγω των σημαντικών μεταβολών του πεδίου ταχύτητας. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, η παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής είναι η μικρότερη που εξετάστηκε ($M_r = 0.25$). Κοντά στο τοίχωμα της αντλίας και προς την είσοδο του θαλάμου μείξης παρατηρείται μια περιοχή ανακυκλοφορίας της ροής. Στο σημείο αυτό της ανάμειξης, η συνδυασμένη πια ροή κρίνεται ως χαοτική, καθώς πραγματοποιείται ανταλλαγή ορμής μεταξύ των δύο ρευστών.



Σχήμα 7.3.8: Διανύσματα αξονικής ταχύτητας νερού στον θάλαμο αναρρόφησης της αντλίας και δημιουργία ανακυκλοφορίας της ροής για $M_r = 0.25$.

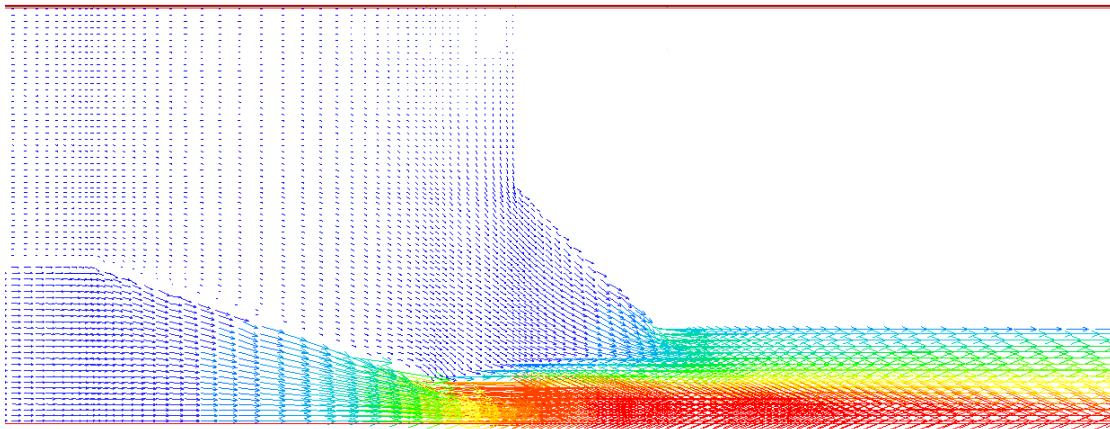


Σχήμα 7.3.9: Διανύσματα της αξονικής ταχύτητας νερού (vectors) κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 1.62$.

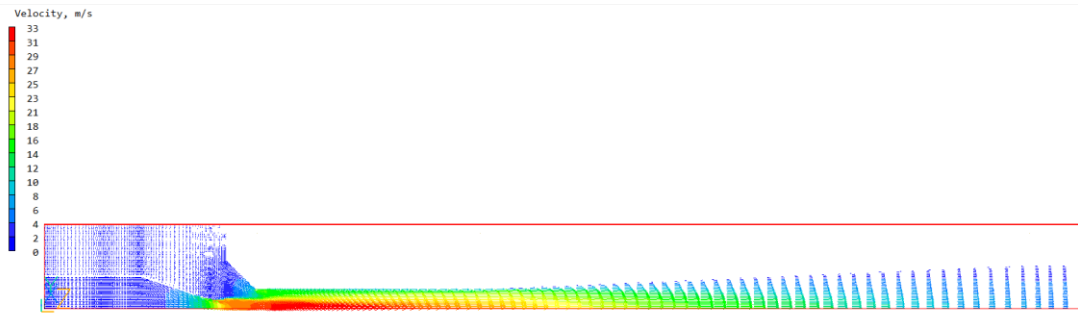
Στο Σχήμα 7.3.9, παρουσιάζεται το διανυσματικό πεδίο της αξονικής ταχύτητας του νερού για λόγο παροχής μάζας $M_r=1.62$. Όπως φαίνεται από το σχήμα, η κινητήρια ροή εισέρχεται μέσω του ακροφυσίου με μικρή ταχύτητα 2 m/s, και στην έξοδο του η ροή έχει επιταχυνθεί και η τιμή της ταχύτητας έχει φτάσει 30 m/s. Η επιταχυνόμενη δέσμη νερού στην έξοδο του

ακροφυσίου συμπαρασύρει την δευτερεύουσα ροή που εισέρχεται από την είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Η δευτερεύουσα ροή στην είσοδο της εισέρχεται με μικρή ταχύτητα, μέχρις ότου αναμειχθεί με την κινητήρια ροή στην έξοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Στον θάλαμο μείξης που ακολουθεί, η κινητήρια ροή μεταφέρει ορμή στην δευτερεύουσα. Μετά από απόσταση μερικών διαμέτρων, η ροή του μείγματος πλέον γίνεται ομοιόμορφη και οδηγείται προς τον διαχύτη και ουσιαστικά προς την έξοδο της αντλίας (κατάθλιψη). Στην περίπτωση αυτή επειδή η παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής είναι μεγαλύτερη σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση, απαιτείται μεγαλύτερη απόσταση για την ομαλοποίηση της ροής. Στο σημείο αυτό αξίζει να αναφερθεί ότι η χρήση του διαχύτη συμβάλει στην επιβράδυνση της ροής υψηλής ταχύτητας, καθώς η ροή μετά τον διαχύτη εξέρχεται από την αντλία δέσμης ρευστού με ταχύτητα ίση με 4 m/s, δηλαδή περίπου ίση με την ταχύτητα εισόδου της κινητήριας ροής.

Στο Σχήμα 7.3.10, παρουσιάζεται σε μεγέθυνση η περιοχή του θαλάμου αναρρόφησης κοντά στην έξοδο του ακροφυσίου. Η περιοχή αυτή είναι ιδιαίτερου ενδιαφέροντος λόγω των σημαντικών μεταβολών του πεδίου ταχύτητας. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, η παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής αντιστοιχεί σε λόγο παροχής μάζας $M_r = 1,62$. Σημειώνεται ότι σε αυτή την τιμή του λόγου παροχής μάζας, η απόδοση της αντλίας δέσμης ρευστού ήταν η βέλτιστη. Στην περίπτωση αυτή, δεν παρατηρείται ανακυκλοφορία της ροής στην περιοχή κοντά στο τοίχωμα της αντλίας και προς την έξοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Η συμπεριφορά αυτή ευνοεί την απόδοση της αντλίας, καθώς στην περίπτωση αυτή δεν απαιτείται να υπερνικηθούν οι απώλειες πίεσης που δημιουργούνται λόγω της ανακυκλοφορίας.



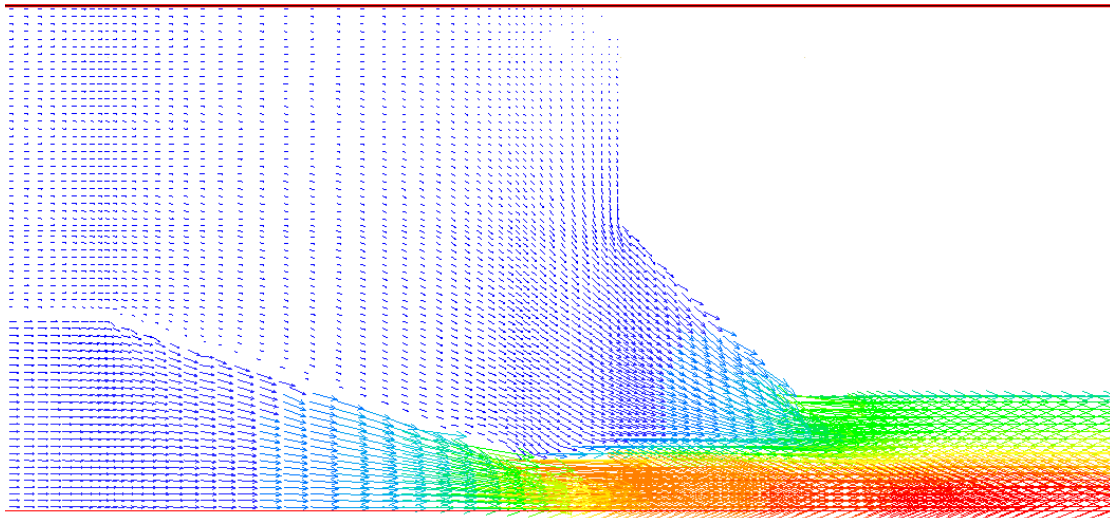
Σχήμα 7.3.10: Διανύσματα αξονικής ταχύτητας νερού στον θάλαμο αναρρόφησης της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 1.62$.



Σχήμα 7.3.11: Διανύσματα της αξονικής ταχύτητας νερού (vectors) κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 2.50$.

Στο Σχήμα 7.3.11, παρουσιάζεται το διανυσματικό πεδίο της αξονικής ταχύτητας του νερού για λόγο παροχής μάζας $M_r=2.50$. Όπως φαίνεται από το σχήμα, η κινητήρια ροή εισέρχεται μέσω του ακροφυσίου με μικρή ταχύτητα 2 m/s, και στην έξοδο του η ροή έχει επιταχυνθεί και η τιμή της ταχύτητας έχει φτάσει 33 m/s. Η επιταχυνόμενη δέσμη νερού στην έξοδο του ακροφυσίου συμπαρασύρει την δευτερεύουσα ροή που εισέρχεται από την είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Η δευτερεύουσα ροή στην είσοδο της εισέρχεται με μικρή ταχύτητα, μέχρις ότου αναμειχθεί με την κινητήρια ροή στην έξοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Στον θάλαμο μείξης που ακολουθεί, η κινητήρια ροή μεταφέρει ορμή στην δευτερεύουσα. Μετά από απόσταση μερικών διαμέτρων, η ροή του μείγματος πλέον γίνεται ομοιόμορφη και οδηγείται προς τον διαχύτη και ουσιαστικά προς την έξοδο της αντλίας (κατάθλιψη). Στη περίπτωση αυτή επειδή η παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής είναι μεγαλύτερη σε σχέση με την προηγούμενη περίπτωση, απαιτείται ακόμα μεγαλύτερη απόσταση για την ομαλοποίηση της ροής. Συγκεκριμένα, η ροή γίνεται ομοιόμορφη λίγο πριν την έξοδο του διαχύτη. Στο σημείο αυτό αξίζει να αναφερθεί ότι η χρήση του διαχύτη συμβάλει στην επιβράδυνση της ροής υψηλής ταχύτητας, καθώς η ροή μετά τον διαχύτη εξέρχεται από την αντλία δέσμης ρευστού με ταχύτητα περίπου ίση με 5 m/s.

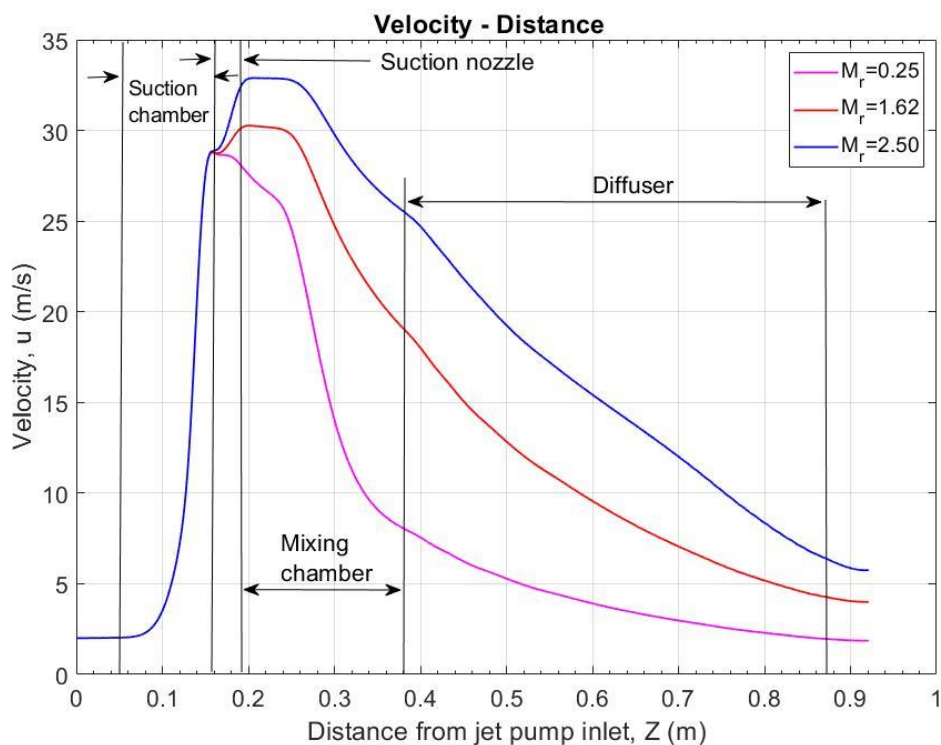
Στο Σχήμα 7.3.12, παρουσιάζεται σε μεγέθυνση η περιοχή του θαλάμου αναρρόφησης κοντά στην έξοδο του ακροφυσίου. Η περιοχή αυτή είναι ιδιαίτερου ενδιαφέροντος λόγω των σημαντικών μεταβολών του πεδίου ταχύτητας. Στη συγκεκριμένη περίπτωση, η παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής αντιστοιχεί σε λόγος παροχής μάζας $M_r = 2,50$. Σημειώνεται ότι αυτή η τιμή του λόγου παροχής μάζας είναι η μέγιστη που εξετάστηκε. Στην περίπτωση αυτή, δεν παρατηρείται ανακυκλοφορία της ροής στην περιοχή κοντά στο τοίχωμα της αντλίας και προς την έξοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Η συμπεριφορά αυτή ευνοεί την απόδοση της αντλίας, καθώς στην περίπτωση αυτή δεν απαιτείται να υπερνικηθούν οι απώλειες πίεσης που δημιουργούνται λόγω της ανακυκλοφορίας.



Σχήμα 7.3.12: Διανύσματα αξονικής ταχύτητας νερού στον θάλαμο αναρρόφησης της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 2.50$.

Οι μεταβολές της αξονικής ταχύτητας του νερού κατά μήκος του κεντρικού άξονα της αντλίας δέσμης ρευστού παρουσιάζονται στο Σχήμα 7.3.13, για τρεις διαφορετικούς λόγους παροχής μάζας. Στο πρώτο διάστημα κατά μήκος του άξονα Z , οι τρεις καμπύλες ταυτίζονται μεταξύ τους, καθώς αυτό το διάστημα αντιπροσωπεύει τη ροή του κινητήριου ρευστού μέσα στο ακροφύσιο έως την έξοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Οι διαφοροποιήσεις προκύπτουν στο διάστημα αναρρόφησης της δευτερεύουσας ροής από την επιταχυνόμενη δέσμη νερού που εξέρχεται από το ακροφύσιο. Οι τρεις καμπύλες διαφοροποιούνται καθώς για να προκύψουν οι αντίστοιχοι λόγοι παροχής μάζας, έχουν εισαχθεί διαφορετικές παροχές μάζας του δευτερεύοντος ρευστού στην είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Επομένως, διατηρώντας σταθερή την ταχύτητα στην είσοδο του ακροφυσίου (2 m/s) και μεταβάλλοντας μόνο την παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής στην είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης, προκύπτουν οι καμπύλες του Σχήματος 7.3.13. Διαπιστώνεται ότι και στις τρεις εξεταζόμενες περιπτώσεις, οι μεταβολές της ταχύτητας ακολουθούν παρόμοια συμπεριφορά. Ειδικότερα, η κινητήρια ροή εισέρχεται στο ακροφύσιο με χαμηλή ταχύτητα. Η διαμόρφωση της γεωμετρίας του ακροφυσίου αυξάνει την ταχύτητα της ροής, επομένως το κινητήριο ρευστό εξέρχεται σε υψηλή ταχύτητα. Με αυτόν τον τρόπο, η κινητήρια ροή συμπαρασύρει την δευτερεύουσα και η συνδυασμένη ροή ρέει με μέγιστη ταχύτητα στην περιοχή πριν την είσοδο του θαλάμου μείξης. Στο θάλαμο μείξης, μεταφέρεται ροή από το ένα ρευστό στο άλλο και επομένως η ταχύτητα του μείγματος αρχίζει να φθίνει. Εν συνεχεία το ρευστό εισέρχεται στον διαχύτη, ο οποίος είναι ειδικά διαμορφωμένος ώστε να επιβραδύνει την ταχύτητα της ροής. Η ταχύτητα

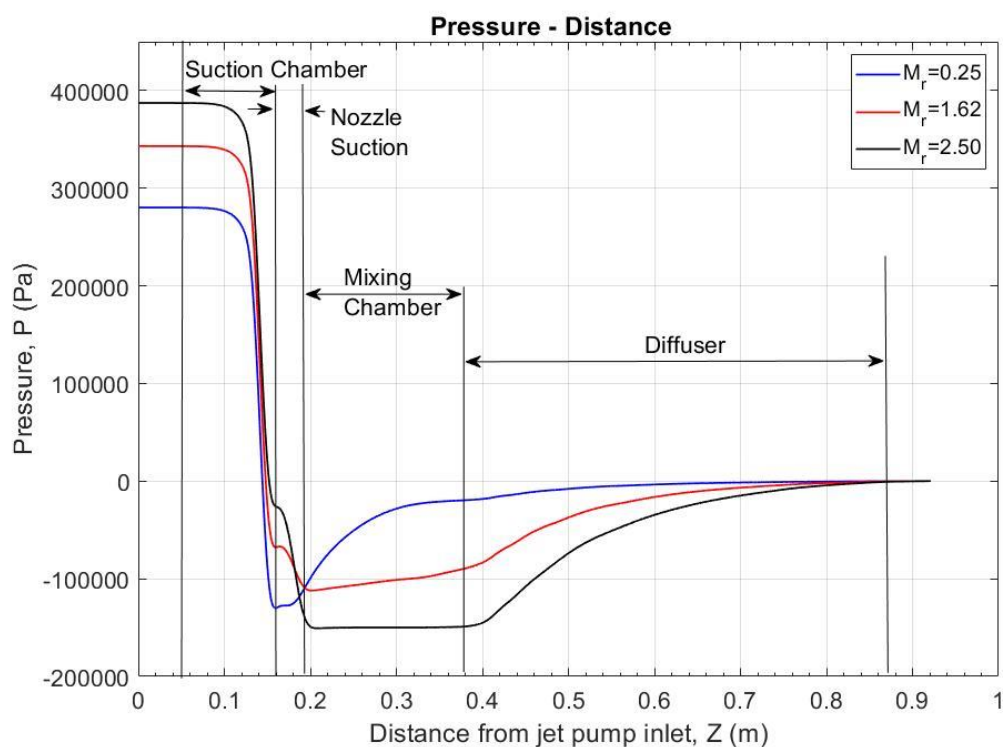
της ροής ελαττώνεται μέχρις ότου λάβει μια σταθερή τιμή καθώς οδηγείται προς την έξοδο του διαχύτη. Η τιμή της ταχύτητας του νερού στην έξοδο της αντλίας είναι λίγο μεγαλύτερη συγκριτικά με τη τιμή της ταχύτητας εισόδου της κινητήριας ροής. Όπως διαπιστώθηκε και από τις απεικονίσεις των διανυσματικών πεδίων της ταχύτητας του νερού, για τους υψηλούς λόγους παροχής μάζας, η ροή ομαλοποιείται κοντά στην έξοδο του διαχύτη, ενώ στους χαμηλούς λόγους η ταχύτητα γίνεται ομοιόμορφη σε μικρότερη απόσταση από την είσοδο του διαχύτη. Στο συγκεκριμένο πρόβλημα, παρατηρείται ότι καθώς αυξάνεται η τιμή του λόγου παροχής μάζας, αυξάνεται και η μέγιστη ταχύτητα του ρευστού. Αυτό δικαιολογείται από το γεγονός ότι η οριακή συνθήκη εισόδου της κινητήριας ροής είναι σταθερή (2 m/s) και για τις τρεις περιπτώσεις και το μόνο που διαφοροποιείται είναι η τιμή εισόδου της παροχής μάζας της δευτερεύουσας ροής. Επομένως, υψηλότερη παροχή μάζας στην είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης, οδηγεί σε υψηλότερες τιμές της ταχύτητας στο σημείο αναρρόφησης στην περιοχή εξόδου του ακροφυσίου.



Σχήμα 7.3.13: Μεταβολές της αξονικής ταχύτητας νερού κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού.

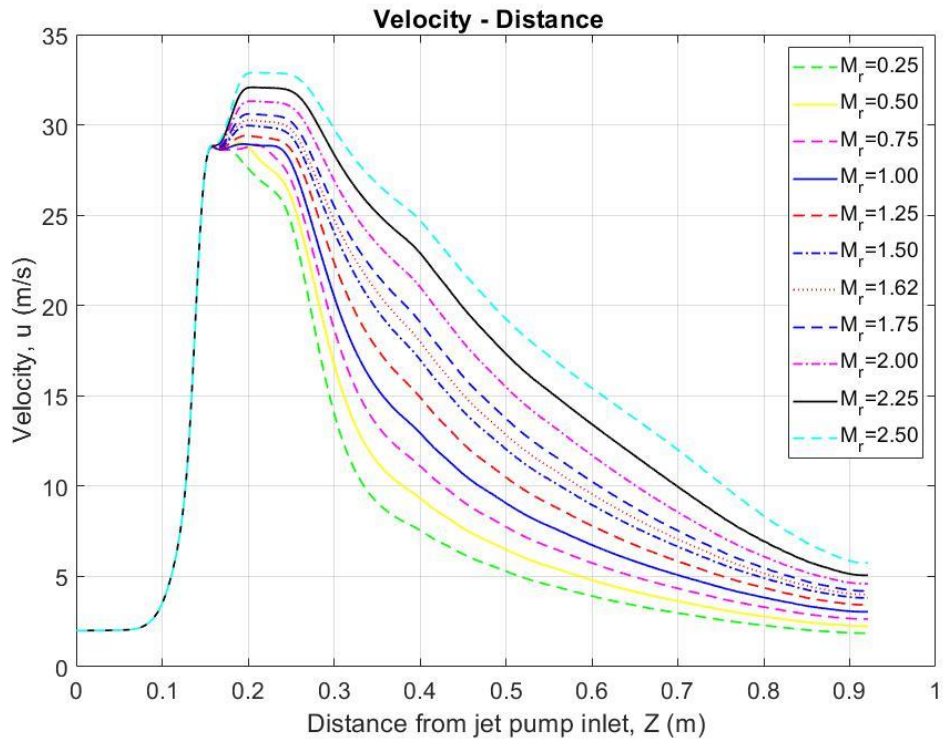
Οι μεταβολές της πίεσης του νερού κατά μήκος του κεντρικού άξονα της αντλίας δέσμης ρευστού απεικονίζονται στο Σχήμα 7.3.14, για τρεις διαφορετικούς λόγους παροχής μάζας. Διαπιστώνεται ότι και στις τρεις εξεταζόμενες περιπτώσεις, οι μεταβολές της πίεσης ακολουθούν παρόμοια συμπεριφορά. Ειδικότερα, η κινητήρια ροή εισέρχεται στο ακροφύσιο

με υψηλή πίεση. Η αύξηση της ταχύτητας στην έξοδο του ακροφυσίου έχει ως αποτέλεσμα τη μείωση της πίεσης. Μετά την έξοδο του ακροφυσίου, δημιουργείται μια υποπίεση στην περιοχή αυτή και με αυτόν τον τρόπο αναρροφάται και αντλείται η δευτερεύουσα ροή. Πριν την είσοδο στον θάλαμο μείξης, η ροή έχει αρνητική τιμή πίεσης. Η χρήση του διαχύτη συμβάλλει στην ανάκτηση της πίεσης της ροής. Επομένως, η πίεση αυξάνεται καθώς η ροή διατρέχει τον διαχύτη. Δεδομένου ότι, η οριακή συνθήκη στην κατάθλιψη της αντλία είναι ότι η σχετική πίεση στο σημείο αυτό είναι μηδενική, θεωρώντας ως πίεση αναφοράς την ατμοσφαιρική. Αυτό προκύπτει και από το διάγραμμα καθώς οι καμπύλες τείνουν στο μηδέν.

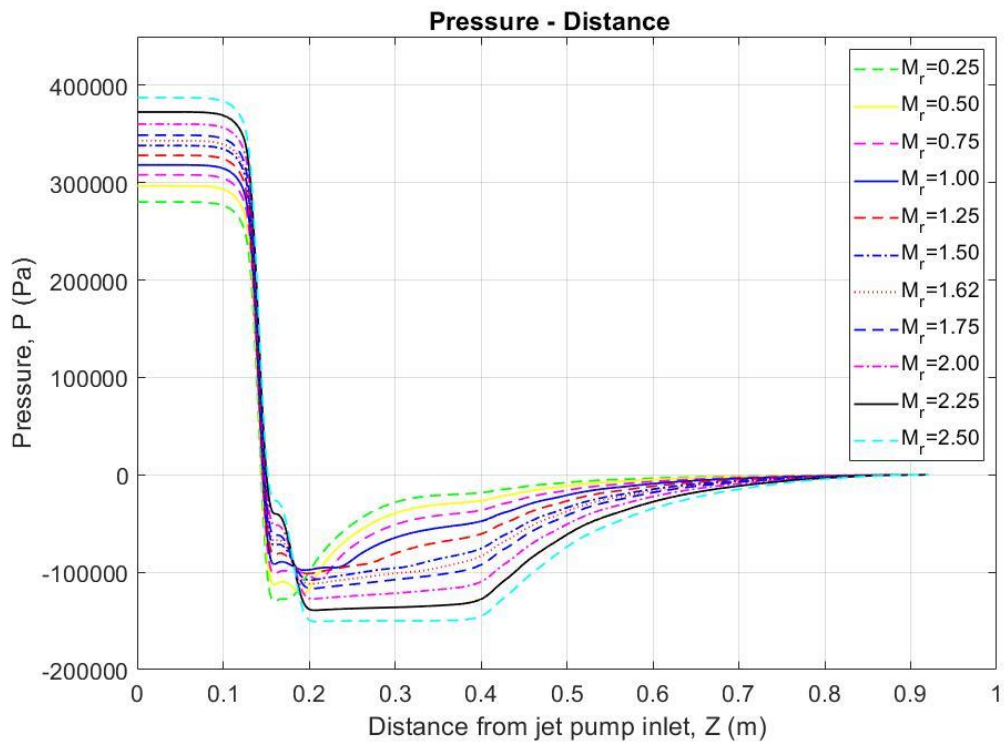


Σχήμα 7.3.14: Μεταβολές της πίεσης του νερού κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού.

Για την πληρότητα της εργασίας, στα Σχήματα 7.3.15 και 7.3.16 παρατίθενται τα διαγράμματα των μεταβολών ταχύτητας και πίεσης για όλες τις τιμές του λόγου παροχής μάζας που εξετάστηκαν στην παρούσα εργασία.



Σχήμα 7.3.15: Μεταβολές της αξονικής ταχύτητας νερού κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για όλες τις τιμές του M_r .



Σχήμα 7.3.16: Μεταβολές της πίεσης του νερού κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για όλες τις τιμές του M_r .

7.4 Παραμετρική μελέτη

Έπειτα από τη μελέτη ανεξαρτησίας του πλέγματος και τη μελέτη των διαφόρων μοντέλων τύρβης εξετάζεται η επίδραση διαφορετικών τιμών της ταχύτητας στην είσοδο του ακροφυσίου, καθώς και διαφορετικών τιμών της παροχής μάζας στην είσοδο του θαλάμου αναρρόφησης. Με τις τιμές των επιλεγμένων παραμέτρων και με την εκτέλεση υπολογιστικών προσομοιώσεων, υπολογίστηκαν οι τιμές του λόγου παροχής μάζας.

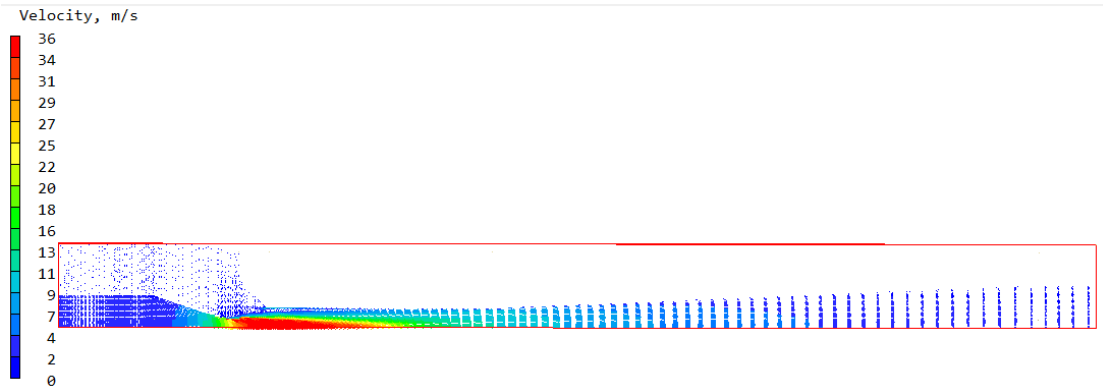
Επομένως, στη συγκεκριμένη περίπτωση εξετάζεται η επίδραση του λόγου παροχής μάζας στο πεδίο πίεσης και ταχύτητας της ροής στην αντλία δέσμης νερού. Η μελέτη αυτή αποσκοπεί στην κατανόηση των ροϊκών φαινομένων που λαμβάνουν χώρα στο εσωτερικό της αντλίας και στην εύρεση των κατάλληλων συνθηκών λειτουργίας αυτής. Επιπροσθέτως, επεξηγείται και η επίδραση του λόγου παροχής μάζας στον βαθμό απόδοσης της αντλίας δέσμης νερού. Στον Πίνακα 7.4.1. παρατίθενται οι εξεταζόμενες περιπτώσεις της παρούσας μελέτης.

Πίνακας 7.4.1: Περιπτώσεις παραμετρικής ανάλυσης.

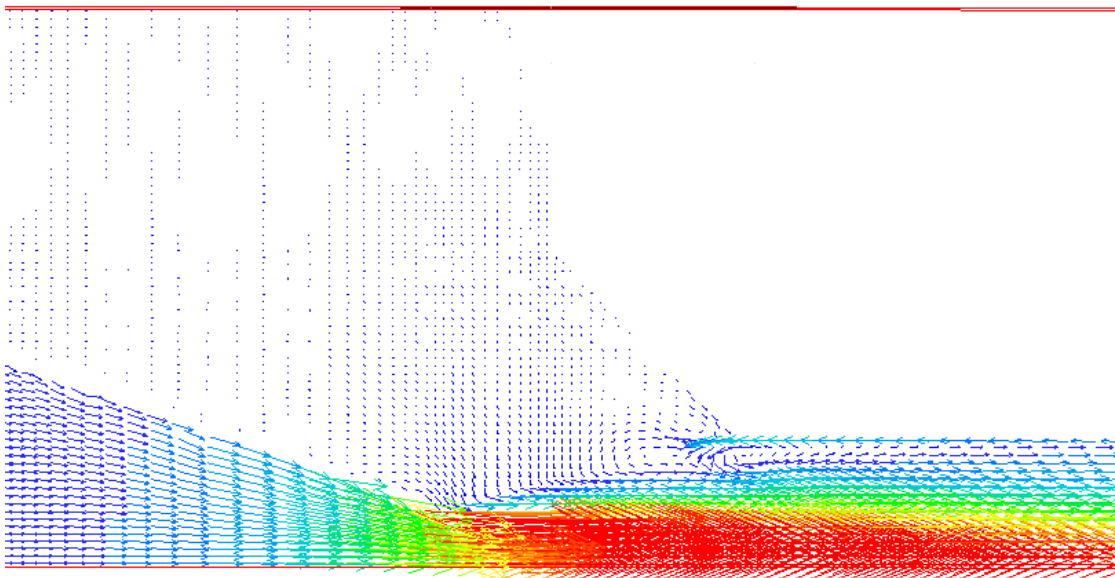
Περίπτωση	Ταχύτητα εισόδου ακροφυσίου (m/s)	Παροχή μάζας δευτερεύουσας ροής (kg/s)	Λόγος παροχής μάζας M_r (-)
1	2.50	0.04054	0.40
2	2.00	0.13135	1.62
3	1.50	0.13135	2.16

Στα Σχήματα 7.4.1 έως 7.4.6, παρουσιάζονται οι κατανομές της αξονικής ταχύτητας του νερού κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού. Συγκεκριμένα, χρησιμοποιώντας τον μετεπεξεργαστή του λογισμικού Phoenics (VR-Viewer) εξήχθησαν τα διανύσματα της αξονικής ταχύτητας του νερού για τις εξεταζόμενες περιπτώσεις. Τα σχήματα δίνουν επίσης τις εστιασμένες απεικονίσεις στην περιοχή κοντά στην έξοδο του θαλάμου αναρρόφησης, όπου τα ροϊκά φαινόμενα είναι έντονα και παρουσιάζονται σημαντικές μεταβολές στο πεδίο ταχυτήτων. Επιπροσθέτως, ελέγχεται αν η ροή παρουσιάζει ανακυκλοφορία στην περιοχή αυτή.

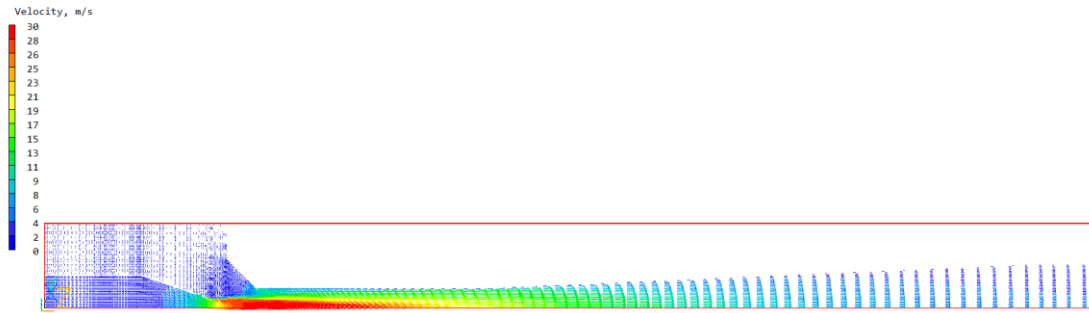
Προκειμένου να ερμηνευτεί γιατί η απόδοση της αντλίας δέσμης ρευστού είναι χαμηλότερη σε λόγους παροχής μάζας, οι οποίοι είναι μικρότεροι ή μεγαλύτεροι της βέλτιστης τιμής του λόγου παροχής μάζας, πραγματοποιείται η ορατοποίηση του ροϊκού πεδίου και υπολογίζονται οι κατανομές της ταχύτητας και της πίεσης κατά μήκος της κεντρικής γραμμής της αντλίας.



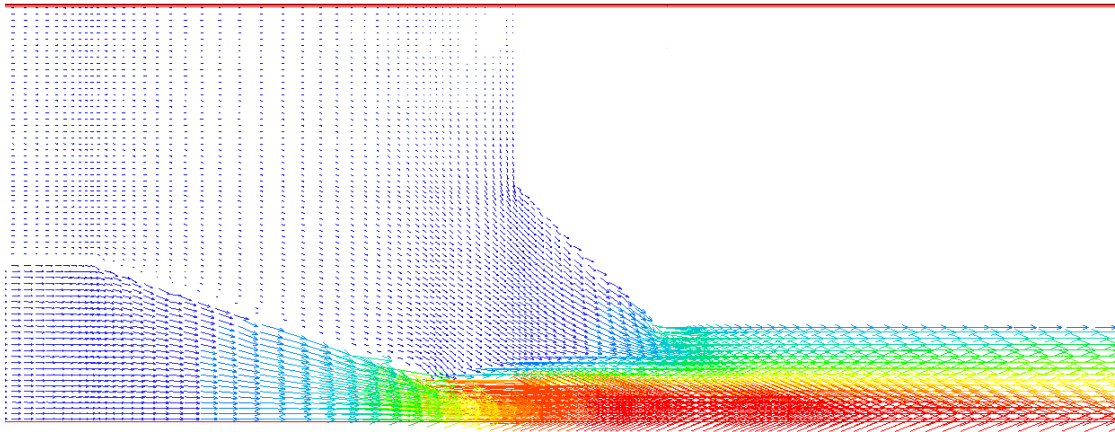
Σχήμα 7.4.1: Διανύσματα της αξονικής ταχύτητας νερού (vectors) κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 0.40$.



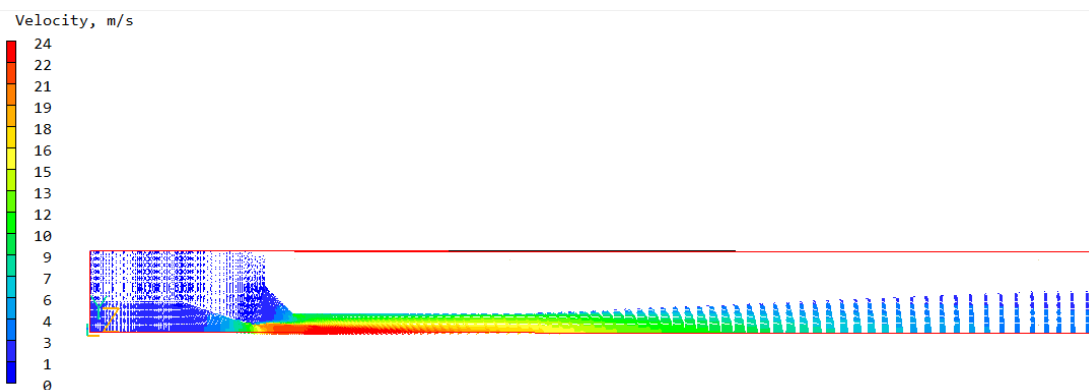
Σχήμα 7.4.2: Διανύσματα αξονικής ταχύτητας νερού στον θάλαμο αναρρόφησης της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 0.40$.



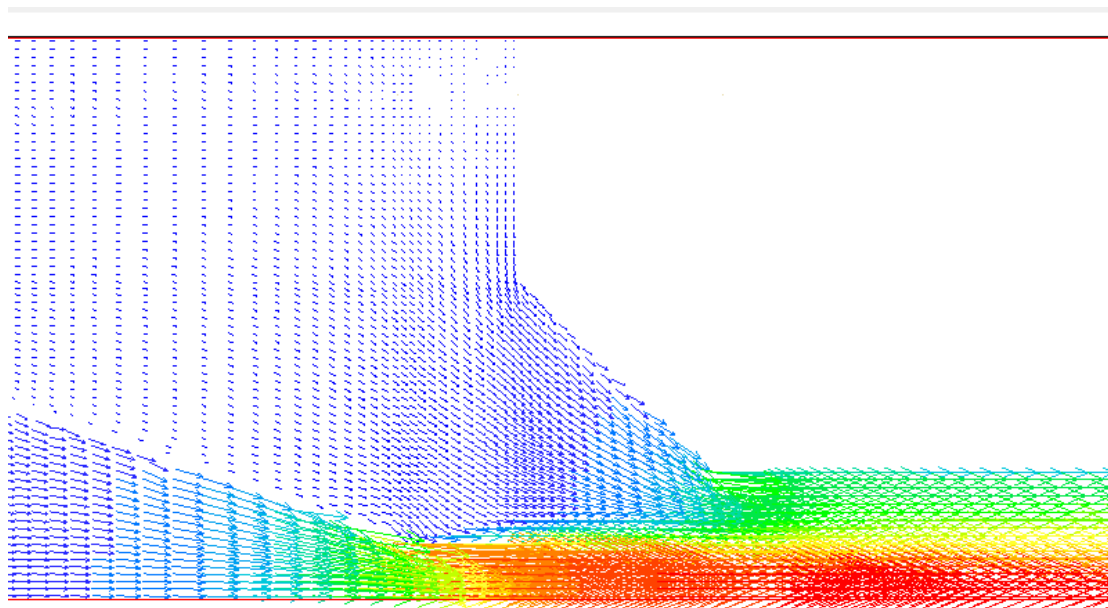
Σχήμα 7.4.3: Διανύσματα της αξονικής ταχύτητας νερού (vectors) κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 1.62$.



Σχήμα 7.4.4: Διανύσματα αξονικής ταχύτητας νερού στον θάλαμο αναρρόφησης της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 1.62$.



Σχήμα 7.4.5: Διανύσματα της αξονικής ταχύτητας νερού (vectors) κατά μήκος της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 2.16$.



Σχήμα 7.4.6 Διανύσματα αξονικής ταχύτητας νερού στον θάλαμο αναρρόφησης της αντλίας δέσμης ρευστού για $M_r = 2.16$.

Από τα διανύσματα της αξονικής ταχύτητας του νερού που σχεδιάστηκαν στον επίπεδο συμμετρίας της αντλίας, συνάγεται ότι δημιουργούνται δίνες (ανακυκλοφορία) κοντά στο τοίχωμα στο τμήμα εισόδου του θαλάμου μείξης στους χαμηλούς λόγους παροχής μάζας (Σχήμα 7.4.2), δηλαδή, $M_r = 0.40$. Η δημιουργία αυτών των δινών έχει ως αποτέλεσμα έναν υψηλότερο λόγο πίεσης και ως εκ τούτου μια υψηλότερη πίεση στην έξοδο. Από το Σχήμα 7.4.1, παρατηρείται ότι ενώ η δέσμη νερού εξέρχεται από το ακροφύσιο με υψηλή ταχύτητα, η τιμή αυτή ελαττώνεται ξαφνικά όταν η ροή φτάσει στο μέσο του θαλάμου μείξης. Αυτό συμβαίνει επειδή το μεγαλύτερο μέρος της ενέργειας της δέσμης νερού ξοδεύεται στη δημιουργία της δίνης και έτσι, μικρότερο μέρος της κινητικής ενέργειας μεταφέρεται στο προς άντληση νερό (δευτερεύουσα ροή). Επιπλέον, στην περιοχή μεταξύ της εξόδου του ακροφυσίου και της εισόδου του θαλάμου μείξης, η παρουσία της ανακυκλοφορίας εμποδίζει την είσοδο στο αναρροφώμενο ρευστό και με τον τρόπο αυτό μειώνεται η παροχή του. Οι παραπάνω επιδράσεις μειώνουν τον βαθμό απόδοσης της αντλίας σε χαμηλούς λόγους παροχής μάζας.

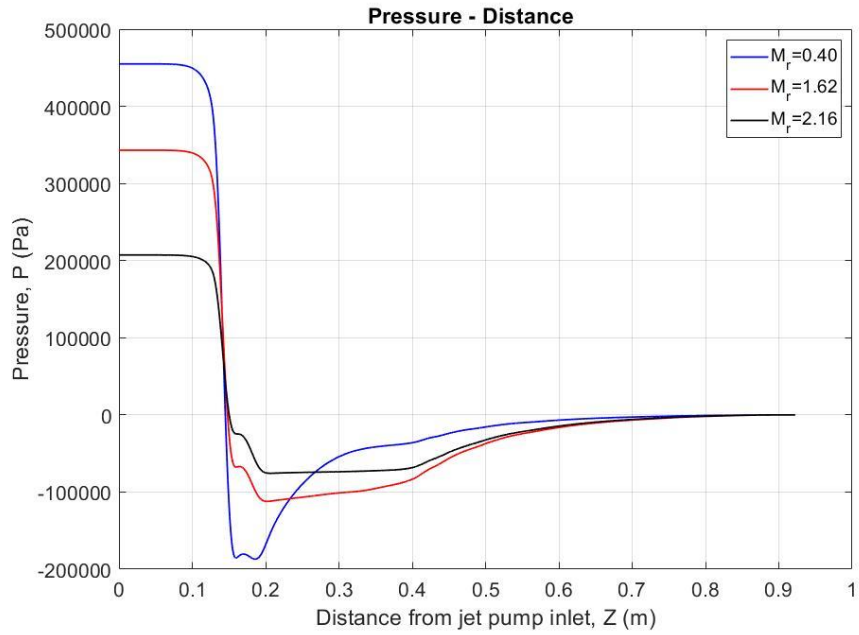
Σύμφωνα με τα Σχήματα 7.4.3 και 7.4.4, στον βέλτιστο λόγο παροχής μάζας $M_r=1.62$, η δευτερεύουσα ροή εισάγεται ανεμπόδιστα στον θάλαμο μείξης χωρίς να δημιουργούνται δίνες και διαχωρισμοί. Η δέσμη νερού που εκρέει από το ακροφύσιο προκαλεί αύξηση στην ταχύτητα του εισαγόμενου νερού και η ταχύτητα της συνδυασμένης ροής μειώνεται σταδιακά κατά μήκος του αγωγού μείξης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα, η κινητική ενέργεια της δέσμης

νερού μεταφέρεται στη δευτερεύουσα ροή χωρίς απώλειες ενέργειας και έτσι ο βαθμός απόδοσης της αντλίας λαμβάνει μια μέγιστη τιμή.

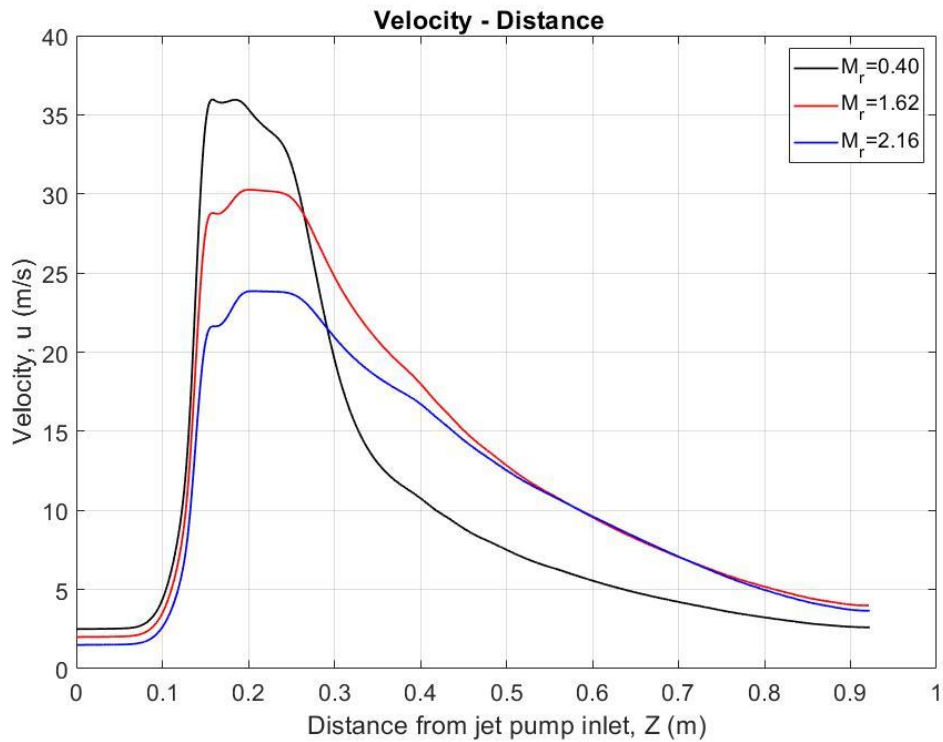
Ο λόγος μείωσης της απόδοσης της αντλίας σε υψηλούς λόγους παροχής μάζας ($M_f=2.44$) μπορεί να εξηγηθεί παρατηρώντας τα Σχήματα 7.4.5 και 7.4.6. Η ταχύτητα της ροής στην έξοδο του θαλάμου μείξης ή στην είσοδο του διαχύτη είναι υψηλή και η κύρια ροή κατευθύνεται προς την έξοδο του διαχύτη χωρίς να έχει πλήρως αναπτυχθεί και χωρίς να καταλαμβάνει όλη την επιφάνεια του αγωγού. Μια τέτοια ροή μπορεί να δημιουργήσει μικρές δίνες και επίσης η πίεση δεν αυξάνεται αρκετά στον διαχύτη. Συμπερασματικά, σε αυτές τις συνθήκες λειτουργίας, ο λόγος πίεσης είναι χαμηλός και αυτό επιφέρει μείωση στον βαθμό απόδοσης της αντλίας.

Οι μεταβολές της πίεσης και της ταχύτητας του νερού κατά μήκος της κεντρικής γραμμής της αντλίας δέσμης ρευστού, για τρεις λόγους παροχής μάζας, αναπαρίστανται στα Σχήματα 7.4.7 και 7.4.8 αντίστοιχα.

Στην περίπτωση, όπου ο λόγος παροχής μάζας είναι χαμηλός, $M_f=0.40$, η πίεση του υγρού αυξάνεται απότομα λίγο πριν την είσοδο του θαλάμου μείξης. Αυτό το φαινόμενο οδηγεί σε μια μείωση της παροχής μάζας του δευτερεύοντος ρευστού που εισέρχεται. Στις άλλες δύο περιπτώσεις, η πίεση αυξάνεται πιο ομαλά κατά το πέρασμα της ροής από τον θάλαμο μείξης και από τον διαχύτη. Σε αυτές τις περιπτώσεις, παρότι οι πιέσεις στην είσοδο της αντλίας είναι διαφορετικές, οι τιμές της πίεσης εξόδου είναι παρόμοιες. Σε αυτό το σημείο, πρέπει να σημειωθεί ότι ως οριακή συνθήκη εξόδου ορίστηκε ότι η σχετική πίεση είναι μηδενική. Για τον λόγο αυτό οι πιέσεις τείνουν σε τιμές κοντά στο μηδέν. Η τάση των καμπυλών της αξονικής ταχύτητας κατά μήκος της κεντρικής γραμμής της αντλίας, όπως ήταν αναμενόμενο, είναι αντίθετη με τη τάση των καμπυλών της πίεσης, όπως φαίνεται στο Σχήμα 7.4.8.



Σχήμα 7.4.7: Κατανομές της πίεσης του νερού κατά μήκος της κεντρικής γραμμής της αντλίας δέσμης ρευστού.



Σχήμα 7.4.8: Κατανομές της αξονικής ταχύτητας του νερού κατά μήκος της κεντρικής γραμμής της αντλίας δέσμης ρευστού.

8

Επίλογος

Στο κεφάλαιο αυτό συνοψίζεται η παρουσίαση της εργασίας αυτής. Πρώτα, παρουσιάζεται η σύνοψη των συμπερασμάτων που εξήχθησαν από τα αποτελέσματα της υπολογιστικής μελέτης. Εν συνέχεια, ακολουθούν μελλοντικές επεκτάσεις της εργασίας αυτής, οι οποίες αφορούν πιθανές βελτιώσεις και τροποποιήσεις, δίνοντας διαφορετικές κατευθύνσεις στην αντιμετώπιση του προβλήματος.

8.1 Σύνοψη και συμπεράσματα

Στην εργασία αυτή διερευνήθηκε, υπολογιστικά η ροή εντός μιας αξονικής αντλίας δέσμης ρευστού με λόγο διατομών (A_r) ίσο με 5.2. Ως ρευστό της κινητήριας και της δευτερεύουσας ροής επιλέχθηκε το νερό. Επιπροσθέτως, για δεδομένη γεωμετρία και συνθήκες λειτουργίας υπολογίστηκε ο βαθμός απόδοσης της αντλίας δέσμης νερού με τη χρήση του λογισμικού υπολογιστικής ρευστοδυναμικής (CFD) *Phoenics*.

Τα υπολογιστικά αποτελέσματα εξήχθησαν με τη χρήση τριών διαφορετικών μοντέλων τύρβης, του *Standard k-ε*, του *Realisable k-ε*, καθώς και του *SST k-ω*, και συγκρίθηκαν με τα πειραματικά αποτελέσματα της εργασίας του *Yarici (1990) [66]* για αντλία δέσμης ρευστού με παρόμοια γεωμετρικά χαρακτηριστικά. Ο λόγος πίεσης (P_r) και ο βαθμός απόδοσης της αντλίας (η) επιλέχθηκαν ως παράμετροι της μελέτης των μοντέλων τύρβης. Τα μοντέλα τύρβης παρουσίασαν μικρές διαφορές μεταξύ τους. Το μοντέλο τύρβης *SST k-ω* αποδίδει καλύτερες εκτιμήσεις κοντά στα πραγματικά δεδομένα έναντι των άλλων μοντέλων. Οι υπολογιστικές προσομοιώσεις αποδίδουν αποτελέσματα και υπερεκτιμούν τον λόγο πίεσης και τον βαθμό απόδοσης για χαμηλούς λόγους μάζας. Ωστόσο, για ένα εύρος λόγων παροχής μάζας, από 1.5 έως 2, οι υπολογιστικές εκτιμήσεις έχουν μικρές αποκλίσεις από τις αντίστοιχες πειραματικές. Στο εύρος αυτό, οι τιμές του βαθμού απόδοσης της αντλίας είναι υψηλές. Επομένως, στο παραπάνω εύρος υπάρχει μια τιμή του λόγου παροχής για την οποία ο βαθμός απόδοσης λαμβάνει μέγιστη τιμή. Στην προκειμένη περίπτωση, τόσο στα πειραματικά, όσο και στα υπολογιστικά αποτελέσματα, η απόδοση μεγιστοποιείται για λόγο παροχής μάζας ίσο με 1.62. Συγκεκριμένα, ο μέγιστος πειραματικός βαθμός απόδοσης είναι $\eta_{\text{exp,opt}} = 33.53\%$ και ο

αντίστοιχος υπολογιστικός $\eta_{comp, opt} = 34.08\%$. Αξίζει να σημειωθεί, ότι οι χαρακτηριστικές καμπύλες της αντλίας δέσμης ρευστού έχουν την αναμενόμενη τάση.

Οι υπολογιστικές προσομοιώσεις εξετάστηκαν σε ένα εύρος τιμών παροχής μάζας της δευτερεύουσας ροής διατηρώντας την τιμή της ταχύτητας εισόδου της κινητήριας ροής σταθερή ίση με 2 m/s. Επομένως, τα αποτελέσματα που εξάγονται ισχύουν για το συγκεκριμένο εύρος λόγων παροχής μάζας ($M_r = 0.25-2.5$). Προκειμένου να αποδοθεί το ροϊκό πεδίο στο εσωτερικό της αντλίας δέσμης ρευστού, πραγματοποιήθηκε ορατοποίηση της ροής με τα διανύσματα (vector) της αξονικής ταχύτητας του νερού κατά μήκος της κεντρικής γραμμής της αντλίας δέσμης ρευστού, μέσω του μετεπεξεργαστή (VR-Viewer) του Phoenics. Από τα γραφήματα παρατηρήθηκε ότι για χαμηλούς λόγους παροχής μάζας δημιουργούνται δίνες στην περιοχή μεταξύ της εξόδου του ακροφυσίου και της εισόδου του θαλάμου μείξης. Οι δίνες αυτές εμποδίζουν την δευτερεύουσα ροή να εισέλθει στον αγωγό μείξης και αυτό έχει ως αποτέλεσμα την μειωμένη απόδοση της αντλίας στους χαμηλούς λόγους παροχής. Στην περίπτωση του βέλτιστου λόγου παροχής μάζας, η ροή του δευτερεύοντος ρευστού εισέρχεται ανεμπόδιστα στον θάλαμο μείξης και η συνδυασμένη ροή εντός του διαχύτη είναι ομοιόμορφη. Ως εκ τούτου, ο βαθμός απόδοσης της αντλίας λαμβάνει μέγιστη τιμή. Αντίθετα, σε λόγους παροχής μάζας μεγαλύτερους από τη βέλτιστη τιμή, η απόδοση της αντλίας μειώνεται. Παρά το γεγονός ότι, δεν δημιουργούνται δίνες πριν την είσοδο του θαλάμου μείξης, στον διαχύτη η ροή δεν καταλαμβάνει πλήρως τον αγωγό και κοντά στα τοιχώματα δύναται να δημιουργηθούν μικρές δίνες. Το φαινόμενο αυτό συντελεί στην πτώση της απόδοσης της αντλίας.

Στην παραμετρική μελέτη εξετάστηκε το ροϊκό πεδίο της αντλίας δέσμης ρευστού για διαφορετικές τιμές της ταχύτητας εισόδου στο ακροφύσιο. Μετά τις υπολογιστικές προσομοιώσεις εξήχθησαν οι κατανομές της πίεσης και της ταχύτητας κατά μήκος της αντλίας δέσμης νερού. Στην περίπτωση, όπου ο λόγος παροχής μάζας είναι χαμηλός, $M_r = 0.40$, η πίεση του υγρού αυξάνεται απότομα λίγο πριν την είσοδο του θαλάμου μείξης. Αυτό το φαινόμενο οδηγεί σε μια μείωση της παροχής μάζας του δευτερεύοντος ρευστού που εισέρχεται. Στις άλλες δύο περιπτώσεις, η πίεση αυξάνεται πιο ομαλά κατά το πέρασμα της ροής από τον θάλαμο μείξης και από τον διαχύτη. Σε αυτές τις περιπτώσεις, παρότι οι πιέσεις στην είσοδο της αντλίας είναι διαφορετικές, οι τιμές της πίεσης εξόδου είναι παρόμοιες. Σε αυτό το σημείο, πρέπει να σημειωθεί ότι ως οριακή συνθήκη εξόδου ορίστηκε ότι η σχετική πίεση είναι μηδενική. Για τον λόγο αυτό οι πιέσεις τείνουν σε τιμές κοντά στο μηδέν. Η τάση των καμπυλών της αξονικής ταχύτητας κατά μήκος της κεντρικής γραμμής της αντλίας όπως ήταν αναμενόμενο, είναι αντίθετη με τη τάση των καμπυλών της πίεσης.

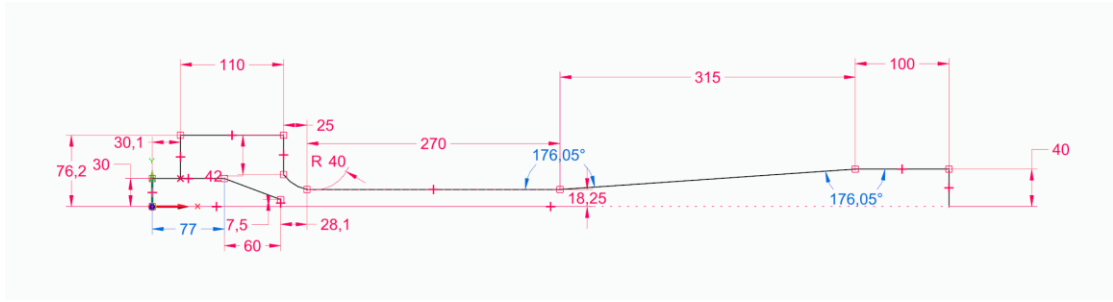
8.2 Μελλοντικές επεκτάσεις

Υπάρχουν αρκετές δυνατότητες για βελτίωση της συνολικής μελέτης του προβλήματος αυτού. Οι υπολογιστικές προσομοιώσεις που εκτελέστηκαν έχουν περιθώρια βελτίωσης, ώστε να προκύψουν πιο ακριβή αποτελέσματα. Μια πρόταση βελτίωσης είναι η μοντελοποίηση της γεωμετρίας με τρισδιάστατο υπολογιστικό χωρίο. Ωστόσο, η επιλογή του δισδιάστατου αξονοσυμμετρικού χωρίου για το συγκεκριμένο πρόβλημα αποτελεί μια ικανοποιητική προσέγγιση, δεδομένου των χρονικών και υπολογιστικών περιορισμών.

Ως προς τον ορισμό των οριακών συνθηκών, προτείνεται η εισαγωγή των πειραματικών τιμών της πίεσης ως οριακές συνθήκες εισόδου και εξόδου. Επιπροσθέτως, οι προσομοιώσεις μπορούν να εκτελεστούν για διαφορετικό ύψος τραχύτητας των τοιχωμάτων (K). Μια εναλλακτική επιλογή είναι η προσομοίωση διαφασικής ροής, δηλαδή το κινητήριο ρευστό και το δευτερεύον να διαφέρουν. Ως ρευστά επιλογής, δύναται να είναι ο αέρας, το νερό, το πετρέλαιο ή ο ατμός. Η διαφασική ροή μπορεί να λάβει χώρα για αρκετούς πιθανούς συνδυασμούς των παραπάνω ρευστών, όπως αέρας-νερό, νερό-πετρέλαιο, αέρας-αέριο. Η παραμετρική μελέτη των εξεταζόμενων μεταβλητών σε μεγαλύτερο εύρος τιμών, προσδίδει σαφώς καλύτερη και γενικότερη εικόνα της συμπεριφοράς της αντλίας δέσμης ρευστού και προσεγγίζει καλύτερα το φυσικό πρόβλημα. Ως προς το υπολογιστικό μέρος, περισσότερα μοντέλα τύρβης και αλγόριθμοι επίλυσης των μερικών διαφορικών εξισώσεων μπορούν να μελετηθούν και να συγκριθούν, ώστε να ευρεθούν οι βέλτιστες επιλογές για την εκτέλεση της υπολογιστικής προσομοίωσης.

Μία ακόμη επέκταση είναι η επιλογή αντλίας δέσμης ρευστού με διαφορετικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά. Πιο συγκεκριμένα, δύναται να μεταβληθεί η σχετική θέση του ακροφυσίου, η διάμετρος του, η διάμετρος του θαλάμου μείξης και του διαχύτη, καθώς και τα μήκη τους. Τροποποιώντας τις γεωμετρικές παραμέτρους, στόχος είναι η εύρεση του βέλτιστου σχεδιασμού της αντλίας δέσμης ρευστού, με τον οποίο η απόδοση αυτής θα είναι η βέλτιστη. Όσα αναφέρθηκαν παραπάνω, συγκαταλέγονται στις πιθανές βελτιώσεις των λειτουργικών και γεωμετρικών παραμέτρων της αντλίας δέσμης ρευστού, με απώτερο σκοπό την βελτιστοποίηση του βαθμού απόδοσης της. Εμπεριέχονται, επίσης, βελτιώσεις ως προς την υπολογιστική προσομοίωση του προβλήματος.

Στο σημείο αυτό, παρατίθεται μια τροποποιημένη γεωμετρία της αντλίας δέσμης ρευστού που εξετάστηκε στην εργασία αυτή. Ο σχεδιασμός της αντλίας αυτής προτείνεται για μελλοντική επέκταση της παρούσας μελέτης.



Σχήμα 8.1.1: Προκαταρκτικός σχεδιασμός της αντλίας δέσμης ρευστού.

9

Βιβλιογραφία

- 1 Δ. Γ. Παπανίκας, Εφαρμοσμένη Ρευστομηχανική, 3η Έκδοση, Εκδόσεις Φ. Παπανίκας & ΣΙΑ Ο.Ε., Media Guru, Αθήνα, Ελλάδα, 2012.
- 2 Ι. Κ. Δαγκίνης, Α. Ι. Γλύκα, Αντλίες, Α΄ Έκδοση, Εκδόσεις Ίδρυμα Ευγενίδου, Αθήνα, Ελλάδα, 2016.
- 3 W. F. Ramirez, Computational Methods for Process Simulation, 2nd Edition, Butterworth – Heinmann, 1997.
- 4 Γ. Χιλτίδης, Σημειώσεις Μαθήματος: Βοηθητικά Μηχανήματα Πλοίου – Μεταφορά Υγρών Φορτίων, Τμήμα Μηχανικών, Σχολή Εμπορικού Ναυτικού Μακεδονίας, 2020.
- 5 A. David, P. E. Simpson, Practical Onshore Gas Field Engineering, Chapter 3 – Well Dynamics, Gulf Professional Publishing, Elsevier, pp. 135-220, 2017.
- 6 D. Wang, Analysis and design of air-jet pumps for pneumatic transportation of bulk solids in pipelines, Ph.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Wollongong, Wollongong, Australia, 1995.
- 7 Fox Solids Conveying Eductors, Bulletin 301A, Nu-Con A4.
- 8 A. M. Jumpeter, Jet pumps, Section 4 of Pump handbook, Edited by I. J. Karassik et al., McGraw-Hill Inc., pp. 4.1-4.25, 1976.
- 9 M. Weber, Strömungs – Fördertechnik, Otto Krausskopf – Verlag, Gmbh, Mainz, 1974.
- 10 C. J. Paulson, D. H. Philipp, Feeding solids into gas streams, Chemical Engineering, pp. 94-96, 1972.
- 11 G. Dixon, Plastic pneumatic conveying and bulk storage, Edited by G. Butters Applied Science Publishers, pp. 20-129, London 1981.

- 12 A. N. Pittman, J. S. Manson, Pneumatic conveying of bulk solids using a vacuum aerated feed nozzle, Powder & Bulk Solids Conference, Rosemont. Illinois, Proceedings, pp. 188-202, May 13-15, 1986.
- 13 A. J. Stepanoff, Centrifugal and axial flow pumps, John Wiley & Sons Inc., pp. 402-424, 1967.
- 14 M. Bohnet, Aerodynamic calculation of gas/solid injectors, Pneumatech 1, International Conference on Pneumatic Conveying Technology, 3-5 May, 1982.
- 15 M. Bohnet, Design of gas-solids injectors, Chapter 30 of Handbook of Fluids in Motion, Edited by P. Nichocas, Ann Arbor Science, pp. 785-805, 1983.
- 16 M. Bohnet, and J. Teifke, New results on the efficiency of energy transformation in gas/solid injectors, Reliable Flow of Particulate Solids Proceedings, Bergen, Norway, CHR Michelsen Institute, Department of Science & Technology, 20-22 August, 1985.
- 17 K. Ushimaru, S. Bernstein and C. T. Crowe, Design and application of an advanced slurry jet pump, Presented at the winter annular meeting of ASME, Fluids Engineering Division, FED Vol. 31, pp. 75-83, November 17-22, 1985.
- 18 E. J. Gibbons, Design a venturi feeder for dry bulk storage, Chemical Engineering, pp. 158-160, 1961.
- 19 E. Debreczeni et al., Hydraulic transport systems in the mining industry using jet slurry pumps, Hydrotransport, Vol. 1, paper G-3, pp. 315-328, 1979.
- 20 A. W. Wakefield, Jet Pumps, Chapter 18 of Slurry handling: design of solid-liquid systems, Edited by N. P. Brown and N. I. Heywood, Elsevier Applied Science, pp. 353-376, London, 1991.
- 21 L. J. Karassik and R. Carter, Centrifugal Pumps, McGraw-Hill Inc., pp. 318-323, 1960.
- 22 A. I. Bruno, Pump units for cyclone elevator, U.S. Patent 3857651, 1974.
- 23 N. V. Gudzenko, M. E. Zaichenka and L. Lartin, Jet Pump, U.S. Patent 4028009, 1977.
- 24 S. Khuntia and J.S. Murty, Integrated slurry mixing and feeding system using jet pump for hydraulic transportation of solid, The 3rd International symposium on liquid-solid flows, FED- Vol. 75, pp. 211-216, 1988.

- 25 I. J. Karassik, J. P. Messina, P. Cooper, C. C. Heald, Pump Handbook, Section 4.1 Jet Pump Theory, 3rd Edition, McGraw-Hill Inc., 2001.
- 26 R. G. Cunningham, Liquid Jet Pumps for Two-Phase Flows, Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, v. 117, pp. 309—316, 1995.
- 27 R. G. Cunningham, Liquid Jet Pump Modeling: Effects of Axial Dimensions on Theory-Experiment Agreement, Proceedings: Second Symposium on Jet Pumps and Ejectors, BHRA Fluid Engineering, Cranfield, Bedfordshire MK43 OAJ, United Kingdom, 1975.
- 28 R. G. Cunningham, Gas Compression with the Liquid Jet Pump, Trans. ASME, Journal of Fluids Engineering, Vol. 6, pp. 203-315, 1974.
- 29 B. Guo, X. Liu and X. Tan, Petroleum Production Engineering, Section 18.6-Hydraulic Jet Pump, Gulf Professional Publishing, Elsevier Inc., 2017.
- 30 H. Cholet, Well Production Practical Handbook, Editions TECHNIP, Paris, 2000.
- 31 A. A. A. Sheha, M. Nasr, M. A. Hosien and E. M. Wahba, Computational and Experimental Study on the Water-Jet Pump Performance, Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol. 11, No. 4, pp. 1013-1020, 2018.
- 32 K. Aldas and R. Yapici, Investigation of Effects of Scale and Surface Roughness on Efficiency of Water Jet Pumps Using CFD, Engineering of Applications of Computational Fluid Mechanics, 8:1, pp. 14-25, 2014.
- 33 H. El-Dessouky, H. Ettouney, I. Alatiqi and G. Al-Nuwaibit, Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, Vol. 41, pp. 551–561, 2002.
- 34 X. Deng, J. Dong, Z. Wang, and J. Tu, Numerical analysis of an annular water-air jet pump with self-induced oscillation mixing chamber, Journal of Computational Multiphase Flows, Vol. 9(1), pp. 47-53, 2017.
- 35 H. Momeni, CFD analysis of water jet pump, Mechanics, Technical Transactions, Issue 8, pp. 185-191, 2010.
- 36 M. Stewart, Surface Production Operations – Pumps and Compressor Systems, Section 6.4 Jet pumps, Vol. 4, Gulf Professional Publishing, Elsevier, pp. 453, 2019.
- 37 Penberthy, Jet Pump Application Guide, pp. 1-32, 2005.

- 38 X. Wang and J. Dong, Numerical study on the performances of steam-jet vacuum pump at different operating conditions, *Vacuum*, Vol. 84, pp. 1341-1346, 2010.
- 39 J. Dong, X. Wang, and J. Y. Tu, Numerical research about the internal flow of steam-jet vacuum pump: evaluation of turbulence models and determination of the shock-mixing layer, *Phys Proceedings*, Vol. 32, pp. 614-622, 2012.
- 40 Z. D. Qian, W. Li, W. X. Huai, and Y. L. Wu, The effect of runner cone design on pressure oscillation characteristics in a Francis hydraulic turbine, *Proceedings IMechE Part A, Journal of Power and Energy*, Vol. 226, pp. 137-150, 2011.
- 41 S. Salvadori, A. Marini, F. Martelli, Methodology for the residual axial thrust evaluation in multistage centrifugal pumps, *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, Vol. 6 (2), pp. 271-284, 2012.
- 42 C. Li and Y. Z. Li, Investigation of entrainment behavior and characteristics of gas-liquid ejectors based on CFD simulation, *Journal of Chemical Engineering Science*, Vol. 66 (3), pp. 405-416, 2011.
- 43 A. Hemidi, F. Henry, S. Leclaire, J. M. Seynhaeve, and Y. Bartosiewicz, CFD analysis of a supersonic air ejector, Part I: Experimental validation of single-phase and two-phase operation, *Journal of Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, pp. 1523-1531, 2009.
- 44 J. Fan, J. Eves, H. M. Thompson, V. V. Toropov, N. Kapur, D. Copley, and A. Mincher, Computational fluid dynamic analysis and design optimization of jet pumps, *Journal of Computers & Fluids*, Vol. 46, pp. 212-217, 2011.
- 45 T. Narabayashi, Y. Yamazaki, H. Kobayashi, and T. Shakouchi, Flow analysis for single and multi-nozzle jet pump, *JSME International Journal Series B*, Vol. 49 (4), pp. 933-940, 2006.
- 46 X. Long, N. Han, and Q. Chen, Influence of nozzle exit tip thickness on the performance and flow field of jet pump, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 22, pp. 1959-1965, 2008.
- 47 S. H. Winoto, H. Li and D. A. Shah, Efficiency of Jet Pumps, *Journal of Hydraulic Engineering*, Vol. 126 (2), pp. 150-156, 2000.
- 48 M. D. Hayek and A. H. Hammoud, Prediction of liquid jet pump performance

- using computational fluid Dynamics, Proceedings of the 4th WSE-AS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, , pp. 148-153, Elounda, Greece, August 21-23, 2006.
- 49 A. El-Sawaf, M. A. Halawa, M. A. Younes, and M.A. Hashim, Experimental study of water jet pump used to suck up floating oils, Fifteenth International Water Technology Conference, IWTC 15, Alexandria, Egypt, 2011.
- 50 Y. Yamazaki, T. Nakayama, T. Narabayashi, H. Kobayashi and T. Shakouchi Effect of surface roughness on jet pump performance, JSME International Journal Series B 49(4), pp. 928-932, 2006.
- 51 Y. Yamazaki , A. Yamazaki, T. Narabayashi , J. Suzuki and T. Shakouchi , Studies on mixing process and performance improvement of jet pumps (Effect of nozzle and throat shapes), Journal of Fluid Science and Technology Vol.2 (1), pp. 238-247, 2007.
- 52 C. Prabkeao, S. Takayama, K. Aoki and Y. Nakayama, Numerical prediction on optimum mixing throat length for drive nozzle position of the central jet pump, The 10th. International Symposium on Flow Visualization. August 26-29, Kyoto, Japan, 2002.
- 53 F. Schulz, Modellversuche für Wasserstrahl- Wasserpumpen, Habil, TU, Wien, 1952.
- 54 H. Schulz, Die Pumpen, Springer Verlag, 1977.
- 55 J. Raabe, Hydraulische Maschinen und Anlagen, VDI Verlag, 1989.
- 56 P. Chamlong and K. Aoki, Numerical Prediction on the Optimum Mixing Throat Length for Drive Nozzle Position of the Central Jet Pump, Proceedings of Tenth international symposium on flow visualization, pp. 26-29, Kyoto, Japan, August, 2002.
- 57 A. H. Hammoud, Effect of Design and Operational Parameters on Jet Pump Performance, Proceedings of the 4th WSE-AS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics, , pp. 245-252, Elounda, Greece, August 21-23, 2006.
- 58 B.D. Vyas, and S. Kar, Standardization of water jet pumps, Proceedings of Symposium on jet pumps and ejectors, paper 10, London, U.K., pp. 155-170, 1972.
- 59 I. R. Teaima and T. A. Meakhail, A Study of the Effect of Nozzle Spacing and Driving Pressure on the Water Jet Pump Performance, International

- Journal of Engineering Science and Innovative Technology (IJESIT), Vol. 2(5), September, 2013.
- 60 R. G. Cunningham, and R. J. Dopkin, Jet Breakup and Mixing Throat Lengths for the Liquid Jet Gas Pump, *Journal of Fluid Engineering, Trans. ASME*, Vol. 93(3), pp.216–226, 1974.
- 61 C. Prabkeao, and K. Aoki, Study on the Optimum Mixing Throat Length for Drive Nozzle Position of the Central Jet Pump, *Journal of Visualization*, Vol. 8(4), pp. 347–355, 2005.
- 62 A. G. Hansen and R. Kinnavy, The design of water jet pumps Part-I- Experimental determination of optimum design parameters, ASME paper, 65-WA/FE-31, 1965.
- 63 C. H. Zou, H. Li, P. Tang and D. H. Xu, Effect of structural forms on the performance of a jet pump for a deep well jet pump, National Research Center of Pumps and Pumping System Engineering and Technology, Jiangsu University, China, Vol. 59, pp. 257-266, 2015.
- 64 R. N. Brijesh and M. P. Sagar, The Effect of Venturi Design on Jet Pump Performance, *Journal for Research*, Vol. 2 (4),pp. 23-28, 2016.
- 65 D. Xiaogang , D. Jingliang, W. Zhentao, and T. Jiyuan, Numerical analysis of an annular water–air jet pump with self-induced oscillation mixing chamber, *The Journal of Computational Multiphase Flows*, pp. 1-7, 2017.
- 66 R. Yapıcı, Determination of Optimum Operating Conditions of Water-jet Pumps, Ph.D. Thesis, Selçuk University, Turkey, (in Turkish), 1990.
- 67 M. Anil, V. K. Agarwal, M. Siraj Alam and K. L. Wasewar., CFD Modeling of Three-phase Bubble Column: 1. Study of Flow Pattern, *Chemical and Biochemical Quarterly*, Vol. 21, pp.197-205, 2007.
- 68 E. Burlutskii, CFD study of oil-water two-phase flow in horizontal and vertical pipes, *Journal of Petroleum Science and Engineering*, Vol. 162, pp.524-531, 2018.
- 69 E. I. Epelle and D. I. Gerogiorgis, A multiparametric CFD analysis of multiphase annular flows for oil and gas drilling applications, *International Journal of Computer Application in Chemical Engineering*, Vol. 106, pp.645-661, 2021.
- 70 J. Tu, Yeoh and C. Liu, *Computational Fluid Dynamics*, Butterworth-Heinemann, Oxford, UK, 2018.

- 71 ANSYS Inc., ANSYS Fluent User 's Guide, Release 13.0, 2010.
- 72 C. T. Shaw, Using Computational Fluid Dynamics, Prentice Hall, New Jersey, USA, 1992.
- 73 G. D. Smith, Numerical Solution of Partial Differential Equations: Finite Difference Methods, Third Edition, Oxford University Press, Oxford, UK, 1985.
- 74 J. N. Reddy, An Introduction to the Finite Element Method, McGraw-Hill, New York, USA, 1984.
- 75 O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, The Finite Element Method, Fourth Edition, Volume 1: Basic Formulation and Linear Problems, McGraw-Hill, New York, USA, 1989.
- 76 S.V. Patankar, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation, McGraw-Hill, 1980.
- 77 Ν. Χ. Μαρκάτος και Δ.Α. Ασημακόπουλος, Υπολογιστική Ρευστοδυναμική, Παπασωτηρίου, Αθήνα, 1996.
- 78 N. C. Markatos and K. A. Pericleous, Laminar and turbulent natural convection in an enclosed cavity, International Journal of Mass Transfer, Vol 27, No 5, pp. 755-772, 1984.
- 79 T. J. Chuang and T. Hibiki, Vertical upward two-phase flow CFD using interfacial area transport equation, Progress in Nuclear Energy, Vol. 85, pp. 415-427, 2015.
- 80 R. A. Putra, T. Schäfer, M. Neumann and D. Lucas, CFD studies on the gas-liquid flow in the swirl generating device, Nuclear Engineering and Design, Vol. 332, pp. 213-225, 2018.
- 81 V. Yakhot, S. A. Orszag, S. Thangam, T. B. Gatski and C. G. Speziale, Development of turbulence models for shear flows by a double expansion technique, Physics of Fluids, Vol. 4, pp. 1510-1520, 2014.
- 82 T. H. Shih, W. W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang and J. Zhu, A new k- ϵ eddy viscosity model for high Reynolds number turbulent flows, International Journal of Computers and Fluids, Vol. 24, pp.227-238, 1995.
- 83 B. E. Launder, and B. I. Sharma, Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc, Letters in Heat and Mass Transfer, Vol. 1, no. 2, pp. 131-138, 1974.

- 84 Henkes R. A. ,F. van der Flugt and C. Hoogendoorn, Natural convection in a square cavity with low-Re turbulent fluids, International Journal of Heat Mass Transfer, Vol. 34, pp. 1543-1557, 1991.
- 85 A. N. Kolmogorov. Equations of turbulent motion of an incompressible turbulent fluid, Izv. Akad. Nauk. SSSR Ser. Phys. VI, No. 1–2, 1942.
- 86 D. C. Wilcox, Reassessment of the scale determining equation for advanced turbulence models, AIAA J., Vol. 26, No. 11, pp. 1299, 1988.
- 87 F. R. Menter, Improved two-equation k- ω turbulence model for aerodynamic flows, NASA TM-103975, 1992.
- 88 F. R. Menter, Zonal Two Equation k- ω Turbulence Models for Aerodynamic Flows, AIAA Paper, pp. 93-2906, 1993.
- 89 Α. Θ. Παπαϊωάννου, Μηχανική των Ρευστών Ι, Εκδόσεις «Κοράλι», Αθήνα, 2002.
- 90 www.cham.co.uk
- 91 Θ. Χ. Ξενίδου, "Το λογισμικό PHOENICS - Σημειώσεις Μαθήματος", ΕΜΠ, Αθήνα, 2010.
- 92 Various authors, Handbook of Multiphase Flow Metering, Revision 2, The Norwegian Society for Oil and Gas Measurement and the Norwegian Society of Chartered Technical and Scientific Professionals, Oslo, Norway, 2005.