

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ



ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Αναλυτική Διερεύνηση Αντίστροφης Λειτουργίας Φυγοκεντρικών Αντλιών ως Υδροστρόβιλοι

Κοζάνη, Οκτώβριος 2013

Φοιτητής: Κουκουρίγκος Νικόλαος ΑΕΜ: 820

Επιβλέπων: Αν. Καθ. Τουρλιδάκης Αντώνιος

*“Υπάρχουν πιο πολλά άτομα σε ένα ποτήρι με νερό, από ότι ποτήρια νερό σε όλους τους
ωκεανούς της Γης”*

Jim Al-Khalili

A. Πρόλογος

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε το έτος 2013 στην Κοζάνη για το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών του Πανεπιστημίου Δυτικής Μακεδονίας από τον Κουκουρίγκο Νικόλαο.

Πρώτα, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τους Γιώργο Μουσμούλη και Νίκο Πειτζίκα για την μεγάλη βοήθεια που μου πρόσφεραν κατά το σχεδιασμό της αντλίας. Επίσης, ευχαριστώ τον Κυριάκο Βαφειάδη, υποψήφιο διδάκτορα του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, για την υποστήριξη που μου παρείχε σε όλα τα τεχνικά θέματα. Ακόμα, ευχαριστώ πολύ την οικογένεια και τους φίλους μου για την πολύτιμη συμπαράσταση τους.

Κλείνοντας, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον κ. Τουρλιδάκη για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε καθώς και την καθοδήγησή του σε όλη τη διάρκεια της εργασίας. Η εμπειρία που κέρδισα κατά την πραγματοποίησή της αποτελεί το πλέον σημαντικό εφόδιο για τη σταδιοδρομία μου.

Νικόλαος Κουκουρίγκος

B. Περίληψη

Η παρούσα εργασία πραγματεύεται το σχεδιασμό και την υδροδυναμική βελτιστοποίηση μιας φυγοκεντρικής αντλίας ακτινικού τύπου στην οποία γίνεται αναλυτική διερεύνηση της λειτουργίας ως υδροστρόβιλος.

Αρχικά, γίνεται μια βιβλιογραφική ανασκόπηση πάνω στις ΑΩΣ με ιστορικά στοιχεία, εύρος λειτουργίας, εφαρμογές και παρουσίαση της έρευνας μέχρι σήμερα. Τέλος, ξεκαθαρίζεται ο στόχος της εργασίας και η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε για την επίτευξή του.

Ακολουθεί εκτενής ανάλυση των μαθηματικών σχέσεων που διέπουν τη λειτουργία των στροβιλομηχανών και που χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των γεωμετρικών χαρακτηριστικών της μελετώμενης αντλίας. Παράλληλα γίνεται πλήρης παρουσίαση της αριθμητικής ανάλυσης της ροής και των σχέσεων που χρησιμοποιεί το εμπορικό πακέτο CFX του ANSYS για την επίλυση της.

Στο τρίτο κεφάλαιο επιλέγονται οι σχεδιαστικοί παράμετροι της αντλίας που σε συνδυασμό με το πρόγραμμα Bladegen δίνουν μια πρώτη εικόνα της γεωμετρίας του πτερυγίου. Η υδροδυναμική βελτιστοποίηση της πτερωτής ολοκληρώνεται σε τρία στάδια. Εφόσον έχει επιλεγεί η πτερωτή έπεται ο σχεδιασμός του κελύφους στο SolidWorks και η βελτιστοποίησή του που γίνεται σε δύο στάδια. Στο τέλος του κεφαλαίου δίνονται οι καμπύλες λειτουργίας για την πτερωτή και την αντλία.

Στο τελευταίο κεφάλαιο πραγματοποιείται αναλυτική διερεύνηση της αντλίας σε αντίστροφη λειτουργία σε δυο περιστροφικές ταχύτητες. Η υδροδυναμική ανάλυση επικεντρώνεται στις καμπύλες λειτουργίας, την ταχύτητα και ποιότητα της ροής μέσα στη μηχανή και στην πτώση που επιτυγχάνεται.

Η εργασία κλείνει με παρουσίαση των συμπερασμάτων που έχουν εξαχθεί ενώ προτείνονται και μελλοντικές ενέργειες πάνω στο θέμα.

C. Abstract

This thesis discusses the design and hydrodynamic optimization of a radial type centrifugal pump which will undergo thorough analysis performing as a hydro turbine.

At first, a report is presented concerning PATs including historical facts, performance range, applications and a presentation of the research up to date. Finally, the goal of the paper is clarified and also the methodology with which it will be reached.

The report continues with a detailed analysis of the mathematical relations governing the performance of turbomachinery which was also used for the calculation of the pump's geometrical characteristics. Also, there is a full presentation of the numerical analysis for the flow and the relations that are used by the commercial package, ANSYS CFX solver.

In the third chapter, the design parameters of the pump are selected which will give a first insight of the geometry of the blade using ANSYS Bladegen. The hydrodynamic optimization of the impeller is conducted in three stages. Since the impeller is selected, follows the design of the volute in SolidWorks and its optimization which is conducted in two stages. Finally, in this chapter the performance curves are given both for the pump and the impeller alone.

In the final chapter takes place an analytical investigation of the pump working in reverse for two separate rotational speeds. The hydrodynamic analysis is focused on performance curves, the velocity and quality of the flow inside the PAT and the pressure drop that is achieved.

The thesis ends with a presentation of the conclusions that were extracted whilst recommendations for future work on the subject are proposed.

D. Ευρετήριο Σχημάτων

Σχήμα 1.2.1.....	13
Σχήμα 1.3.1.....	15
Σχήμα 1.3.2.....	16
Σχήμα 1.4.1.....	17
Σχήμα 1.4.2.....	18
Σχήμα 1.4.3.....	20
Σχήμα 1.4.4.....	21
Σχήμα 1.5.1.....	22
Σχήμα 2.1.1.....	28
Σχήμα 2.1.2.....	29
Σχήμα 2.3.1.....	31
Σχήμα 2.3.2.....	31
Σχήμα 2.3.3.....	33
Σχήμα 2.3.4.....	34
Σχήμα 2.3.5.....	35
Σχήμα 2.3.6.....	36
Σχήμα 2.6.1.....	43
Σχήμα 2.6.2α.....	43
Σχήμα 2.6.2β.....	43
Σχήμα 2.6.3.....	44
Σχήμα 3.2.1.....	46
Σχήμα 3.2.2.....	46
Σχήμα 3.2.3.....	47
Σχήμα 3.2.4.....	47
Σχήμα 3.2.5.....	48
Σχήμα 3.2.6.....	48
Σχήμα 3.2.7.....	49
Σχήμα 3.2.8.....	49
Σχήμα 3.2.9.....	50
Σχήμα 3.2.10.....	51
Σχήμα 3.3.1.....	52
Σχήμα 3.3.2.....	52
Σχήμα 3.3.3.....	53
Σχήμα 3.3.4.....	54
Σχήμα 3.3.5.....	55
Σχήμα 3.3.6.....	55
Σχήμα 3.3.7.....	56
Σχήμα 3.3.8.....	56
Σχήμα 3.3.9.....	57
Σχήμα 3.3.10.....	58
Σχήμα 3.3.11.....	58
Σχήμα 3.3.12.....	59
Σχήμα 3.3.13.....	60
Σχήμα 3.3.14.....	61
Σχήμα 3.3.15.....	61
Σχήμα 3.3.16.....	62
Σχήμα 3.3.17.....	62
Σχήμα 3.5.1.....	64
Σχήμα 3.5.2.....	64

Σχήμα 3.5.3.....	65
Σχήμα 3.5.4.....	65
Σχήμα 3.5.5.....	66
Σχήμα 3.6.1.....	67
Σχήμα 3.6.2.....	67
Σχήμα 3.6.3.....	68
Σχήμα 3.6.4.....	69
Σχήμα 3.6.5.....	69
Σχήμα 3.6.6.....	70
Σχήμα 3.6.7.....	70
Σχήμα 3.6.8α.....	71
Σχήμα 3.6.8β.....	71
Σχήμα 3.6.9.....	72
Σχήμα 3.6.10.....	73
Σχήμα 3.6.11.....	74
Σχήμα 3.8.1.....	75
Σχήμα 3.8.2.....	75
Σχήμα 3.8.3.....	76
Σχήμα 3.8.4.....	76
Σχήμα 3.8.5.....	77
Σχήμα 3.8.6.....	77
Σχήμα 3.8.7.....	78
Σχήμα 3.8.8.....	79
Σχήμα 3.8.9.....	80
Σχήμα 3.9.1.....	81
Σχήμα 3.9.2.....	82
Σχήμα 3.9.3.....	82
Σχήμα 3.9.4.....	83
Σχήμα 4.2.1.....	86
Σχήμα 4.3.1.....	88
Σχήμα 4.3.2.....	89
Σχήμα 4.3.3.....	90
Σχήμα 4.3.4.....	90
Σχήμα 4.3.5.....	91
Σχήμα 4.3.6.....	92
Σχήμα 4.3.7.....	92
Σχήμα 4.3.8α.....	93
Σχήμα 4.3.8β.....	93
Σχήμα 4.3.9.....	94
Σχήμα 4.3.10.....	95
Σχήμα 4.3.11.....	96
Σχήμα 4.3.12.....	97
Σχήμα 4.3.13.....	97
Σχήμα 4.3.14.....	98
Σχήμα 4.3.15.....	98
Σχήμα 4.3.16.....	99
Σχήμα 4.3.17.....	99
Σχήμα 4.3.18.....	100
Σχήμα 4.3.19.....	101
Σχήμα 4.3.20.....	101
Σχήμα 4.3.21.....	102

Σχήμα 4.3.22.....103

Ε. Ευρετήριο Πινάκων

Πίνακας 3.9.1.....81
Πίνακας 3.9.2.....82
Πίνακας 4.3.1.....87
Πίνακας 4.3.2.....88
Πίνακας 4.3.3.....95

Περιεχόμενα

A. Πρόλογος	3
B. Περίληψη	4
C. Abstract	5
D. Ευρετήριο Σχημάτων	6
E. Ευρετήριο Πινάκων	8
1. Χρήση Φυγοκεντρικών Αντλιών Ως Υδροστροβίλοι (ΑΩΣ)	12
1.1. Ιστορική Ανασκόπηση.....	12
1.2. Γιατί ΑΩΣ;.....	13
1.3. Εύρος Λειτουργίας.....	15
1.4. Τύποι Εφαρμογών.....	16
1.4.1. Χρήση ΑΩΣ για Παραγωγή Ηλεκτρισμού.....	16
1.5. Μελέτες Πρόβλεψης Αντίστροφης Λειτουργίας.....	21
1.5.1. Αντιστρέψιμη Λειτουργία Αντλίας – Στροβίλου.....	21
1.5.2. Μελέτες Μεθόδου Πρόβλεψης.....	23
1.6. Σκοπός και Μεθοδολογία Εργασίας.....	26
2. Μαθηματική Ανάλυση	27
2.1. Βασικές Αρχές Στροβιλομηχανών.....	28
2.1.1. Θεώρημα Συστροφής και Εξισώσεις Euler.....	28
2.2. Βαθμός Απόδοσης.....	30
2.2.1. Βαθμός Απόδοσης Αντλίας.....	30
2.2.2. Βαθμός Απόδοσης Υδροστροβίλου.....	30
2.3. Τρίγωνα Ταχυτήτων.....	30
2.3.1. Τρίγωνα Αντλίας.....	31
2.3.2. Τρίγωνα Αντίστροφης Λειτουργίας.....	35
2.4. Αδιάστατοι Αριθμοί και Κανόνες Ομοιότητας.....	36
2.4.1. Αδιάστατοι Αριθμοί.....	36
2.4.2. Κανόνες Ομοιότητας.....	37
2.5. Μαθηματικό Μοντέλο Προσομοίωσης.....	38
2.5.1. Εξισώσεις Navier-Stokes.....	38
2.5.2. Μοντελοποίηση της Τύρβης.....	40
2.6. Υπολογισμός Γεωμετρικών Χαρακτηριστικών Κελύφους.....	42
2.7. Τυπική Χαρακτηριστική.....	44
3. Σχεδιασμός Αντλίας	45
3.1. Βασικά Γεωμετρικά Χαρακτηριστικά Πτερωτής.....	45
3.2. Κατασκευή Πτερωτής.....	46
3.2.1. Σχεδιασμός στο Bladegen.....	46
3.2.2. Δημιουργία Πλέγματος στο Turbogrid.....	49
3.3. Ανακατασκευή Πτερωτής.....	51
3.3.1. Σχεδιασμός στο Bladegen.....	51

3.3.2. Δημιουργία Πλέγματος στο Turbogrid.....	53
3.3.3. Καθορισμός Δεδομένων στο CFX.....	57
3.3.4. Αξιολόγηση Αποτελεσμάτων.....	59
3.4. Λόγοι μη Επίτευξης Στόχων και Προτάσεις.....	63
3.5. Καθορισμός Δεδομένων στο CFX και Αξιολόγηση Αποτελεσμάτων.....	63
3.5.1. Εξέταση για Ανακυκλοφορίες.....	63
3.5.2. Ύψος Πίεσης.....	66
3.6. Σχεδίαση Κελύφους.....	67
3.6.1. Δημιουργία Πλέγματος Αντλίας.....	68
3.6.2. Καθορισμός Δεδομένων στο CFX.....	71
3.6.3. Αξιολόγηση Αποτελεσμάτων.....	72
3.7. Λόγοι μη Επίτευξης Στόχων και Προτάσεις.....	74
3.8. Σχεδιασμός Νέου Κελύφους.....	75
3.8.1. Δημιουργία Πλέγματος Αντλίας.....	76
3.8.2. Καθορισμός Δεδομένων στο CFX.....	78
3.8.3. Αξιολόγηση Αποτελεσμάτων.....	78
3.9. Χαρακτηριστικές Καμπύλες Λειτουργίας.....	80
4. Αντίστροφη Λειτουργία.....	84
4.1. Εμπειρική Ανάλυση.....	84
4.1.1. Πρόβλεψη ΣΜΑ Σύμφωνα με Υπάρχουσα Αντλία.....	84
4.1.2. Πρόβλεψη Σύμφωνα με Απαιτήσεις για Στρόβιλο.....	85
4.2. Προετοιμασία Αντίστροφης Λειτουργίας.....	86
4.2.1. Μετατροπές σε Πλέγμα.....	86
4.2.2. Καθορισμός Δεδομένων στο CFX.....	86
4.3. Αξιολόγηση Αποτελεσμάτων.....	87
4.3.1. Περιστροφική Ταχύτητα -1350 rpm.....	87
4.3.2. Περιστροφική Ταχύτητα -1550 rpm	94
F. Συμπεράσματα – Προτάσεις.....	104
G. Βιβλιογραφία.....	105

1. Χρήση Φυγοκεντρικών Αντλιών Ως Υδροστρόβιλοι (ΑΩΣ)

1.1 Ιστορική Ανασκόπηση

Η πρώτη επιστημονική μελέτη πάνω στην αντίστροφη λειτουργία αντλιών (PaT : Pumps as Turbines ή ΑωΣ : Αντλίες ως Στρόβιλοι) έγινε εντελώς τυχαία από την επιστημονική ομάδα της οποίας ηγούταν οι D. Thoma και C. P. Kittredge το 1931. Το αντικείμενο της έρευνας ήταν το υδραυλικό πλήγμα για το οποίο χρειάστηκε να γίνει πλήρης μελέτη πάνω στις χαρακτηριστικές καμπύλες των αντλιών. Έτσι δημιουργήθηκε η πρώτη χαρακτηριστική καμπύλη τεσσάρων τεταρτημορίων στην οποία ήταν εμφανές πως μια αντλία θα μπορούσε να λειτουργήσει αποδοτικά σαν υδροστρόβιλος.

Η πρώτη καταγεγραμμένη εφαρμογή PaT όμως, ήρθε μερικά χρόνια πριν, το 1926 στην Orchard Mesa των ΗΠΑ. Προκαλεί εντυπωσιασμό το πώς γεννήθηκε αυτή η ιδέα σε μία τόσο πρώιμη εποχή και χωρίς κανένα επιστημονικό υπόβαθρο και ακόμα περισσότερο το γεγονός ότι λειτούργησε μέχρι το 1983.

Στη συνέχεια ο Kittredge ('33) αντιλήφθηκε τη χρησιμότητα των αντιστρέψιμων αντλιών σε υδροηλεκτρικά εργοστάσια άντλησης και αποθήκευσης (rumped-storage). Επαληθεύτηκε τις δεκαετίες 1950 και 1960 όταν ανεπτυγμένες χώρες, με σκοπό τη διαχείριση φορτίων αιχμής, κατασκεύασαν τέτοια εργοστάσια που ήταν όμως σχετικά λίγα και της τάξης των 50-100 MW, βέβαια αυτή η σημαντική εφαρμογή ήταν ένας σοβαρός λόγος να συνεχιστεί η έρευνα πάνω στις ΑωΣ. Μια άλλη εφαρμογή που έδωσε ώθηση στην έρευνα βρέθηκε σε βιομηχανίες χημικών. Σε ορισμένες διεργασίες είναι απαραίτητη η μείωση της υψηλής πίεσης υγρών, έτσι αντί για στραγγαλισμό χρησιμοποιήθηκαν PaT οι οποίες ανακτούσαν και μερίδιο της χαμένης ενέργειας.

Η έρευνα πάνω στις ΑωΣ συνεχίστηκε τη δεκαετία του '70 με την ενεργειακή κρίση, αφού το κόστος του kW στα μικρής κλίμακας ΥΗΕ (υδροηλεκτρικά έργα) ήταν πολύ μεγαλύτερο από ότι στα μεγάλα ΥΗΕ. Έρευνες από τότε έχουν δείξει ότι για μικρή παραγωγή ισχύος μπορούν να χρησιμοποιηθούν πολύ αποδοτικά αντλίες οι οποίες είναι πολύ φθηνότερες από μικρούς στροβίλους Kaplan ή Francis.

Να καταστεί σαφές ότι λέγοντας αντλίες εννοούμε φυγοκεντρικές αντλίες ακτινικού τύπου. Βέβαια, έχουν γίνει μελέτες και για αξονικές μηχανές οι οποίες όμως, λόγω της μεγάλης ταχύτητάς τους και της γεωμετρίας τους δεν είναι τόσο αποδοτικές. Θεωρείται ότι οι PaT ενέπνευσαν το 1981 τους Huefter και Makansi να χρησιμοποιήσουν ένα θαλάσσιο πρωραίο για υδροστρόβιλο χαμηλού ύψους. Το πρωραίο είναι μεγάλης διαμέτρου προπέλα μόνο με κάλυμμα (shroud) που χρησιμοποιείται σε ρυμουλκά πλοία όταν σταθμεύουν μεγάλα φορτηγά. Αντί να γίνει μελέτη σε μοντέλο, έγινε απευθείας πείραμα με πρωτότυπο αλλά τα αποτελέσματα ήταν αποθαρρυντικά. Η ισχύς που παράχθηκε ήταν μόλις η μισή από την εκτιμώμενη και ακόμα και μετά από κάποιες μετατροπές στα πτερύγια η απόδοση δεν αυξήθηκε πάνω από 3%.

Τα τελευταία χρόνια οι απαιτήσεις για φτηνή ανανεώσιμη ενέργεια και η ανάγκη ηλεκτροδότησης απομακρυσμένων περιοχών έχουν επεκτείνει πολύ την ερευνητική δραστηριότητα πάνω στις PaT. Μεγάλο ρόλο έχει παίξει βέβαια και η ραγδαία τεχνολογική ανάπτυξη σε συνδυασμό με τις εξελίξεις στην υπολογιστική ρευστομηχανική που μας επιτρέπουν να έχουμε μια καλύτερη εικόνα και κατανόηση για τη ροή μέσα σε μια στροβιλομηχανή.

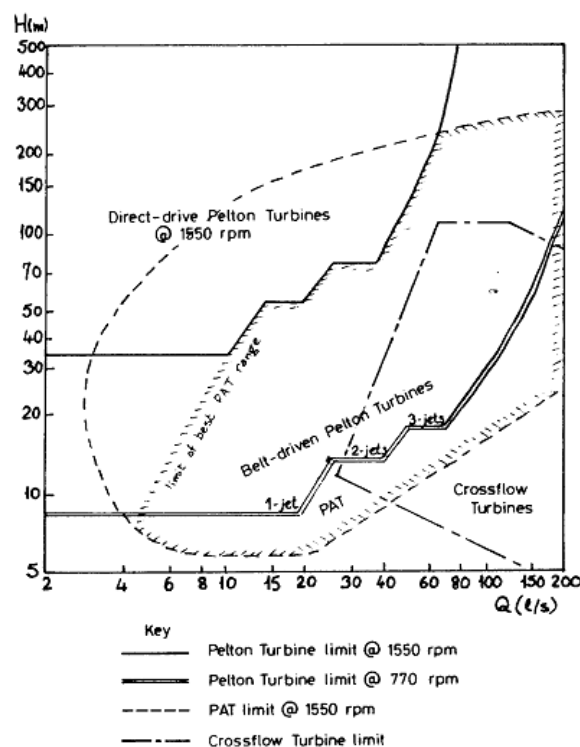
1.2 Γιατί ΑΩΣ;

Οι σύγχρονες ενεργειακές απαιτήσεις σε συνδυασμό με την υπάρχουσα νομοθεσία για καθαρή και φτηνή ενέργεια καθιστούν τα μικρής κλίμακας ΥΗΕ πολύ ελκυστική λύση για την ηλεκτροδότηση απομακρυσμένων και αγροτικών περιοχών. Με τον όρο «μικρής κλίμακας ΥΗΕ» εννοούμε, συγκεκριμένα, τρεις κατηγορίες:

- Pico hydro plants (> 5 kW)
- micro hydro plants (5-500 kW)
- small hydro plants (~10 MW)

Τα λειτουργικά έξοδα για ένα μικρό ΥΗΕ είναι σχετικά χαμηλά, το βασικό πρόβλημα είναι το υψηλό αρχικό κόστος μιας τέτοιας εγκατάστασης καθώς και τα κόστη συντήρησης. Το αρχικό κόστος είναι απόρροια του υδροστρόβιλου. Ένας υδροστρόβιλος χαμηλού ύψους και παροχής είναι διαθέσιμος μόνο κατόπιν παραγγελίας κάτι που ανεβάζει πολύ την τιμή του αλλά και το χρόνο παράδοσης, επίσης η συντήρηση του μπορεί να γίνει μόνο από ειδικά εκπαιδευμένους ανθρώπους. Επομένως οποιαδήποτε μείωση γίνει στο κόστος καθιστά αυτή τη λύση ακόμα πιο ελκυστική.

Μια πιο φτηνή λύση θα ήταν να χρησιμοποιήσουμε μια αντλία σε αντίστροφη λειτουργία. Για χαμηλή παραγωγή, όπως φαίνεται από το σκιαγραφημένο μέρος του σχήματος (Σχ.1.2.1), ένας cross-flow θα ήταν πολύ μεγαλύτερος από μια ΡΑΤ. Ένας τέτοιος στρόβιλος μικρού μεγέθους είναι πολύ ακριβός γιατί είναι δύσκολο να κατασκευαστεί η πτερωτή τους ενώ ένας μεγάλος στρόβιλος cross-flow απαιτεί τη μετάδοση με ιμάντα κάτι που επιφέρει πολλές μηχανικές απώλειες στην εγκατάσταση. Από την άλλη, ένας αντίστοιχος στρόβιλος Pelton, που είναι, λειτουργικά, πιο ευέλικτος από μια ΑΩΣ, θα απαιτούσε 3-4 δεσμίδες νερού κάτι που θα έκανε τη διάταξη πολύπλοκη και δύσκολη στην εφαρμογή και τοποθέτηση. Σαν τελευταία εναλλακτική θα μπορούσαμε να θεωρήσουμε ένα μικρό υδροστρόβιλο Francis, αλλά αυτός θα ήταν πολύ ακριβότερος ακόμα και από ένα στρόβιλο cross-flow.



Σχ. 1.2.1

Οι φυγοκεντρικές αντλίες έχουν γεωμετρικές και υδραυλικές ομοιότητες με τους στροβίλους Francis και δοκιμές έχουν δείξει ότι μπορούν λειτουργήσουν πολύ αποδοτικά σαν υδροστρόβιλοι για χαμηλή παραγωγή ισχύος. Επίσης, οι αντλίες είναι ένα μαζικά παραγόμενο προϊόν και διατίθενται σε μεγάλη ποικιλία μεγεθών και τύπων, οπότε είναι άμεσα διαθέσιμες και για ένα σχετικά χαμηλό κόστος. Από οικονομικής άποψης έχει εκτιμηθεί ότι για μια ΡαΤ της τάξης των 5-500kW η περίοδος αποπληρωμής είναι λιγότερο από 2 χρόνια. Επιπλέον η εγκατάστασή τους είναι μια εύκολη διαδικασία που μπορεί να πραγματοποιηθεί από μη εξειδικευμένα άτομα όπως και η συντήρησή τους.

Ένα ακόμη σημαντικό πλεονέκτημα είναι ότι δεν είναι απαραίτητη η χρήση γεννήτριας αλλά μπορεί να χρησιμοποιηθεί ο επαγωγικός κινητήρας που συνοδεύει την αντλία. Αυτό είναι πολύ σημαντικό γιατί με άμεση σύνδεση αντλίας- κινητήρα ανεβαίνει πολύ η μηχανική απόδοση της εγκατάστασης και πέφτει το κόστος.

Οι αντλίες που χρησιμοποιούνται είναι συνήθως μονοβάθμιες για χαμηλό ή μέσο ύψος και η βιβλιογραφία που περιγράφει τη ροή στο εσωτερικό της αντλίας-στροβίλου διαρκώς αυξάνεται. Είναι δυνατή και η χρήση πολυβάθμιων μηχανών όταν υπάρχει μεγάλο ύψος και η ροή είναι μικρή αλλά η γνώση που έχουμε για τη ροή στο εσωτερικό τους είναι πολύ περιορισμένη, ειδικά όταν πρόκειται για αντίστροφη λειτουργία.

Μια αντλία είναι σε θέση να λειτουργήσει σχεδόν το ίδιο αποδοτικά σε ένα εύρος παροχών, αυτό δε συμβαίνει με τους στροβίλους και εδώ βρίσκεται το μεγαλύτερο μειονέκτημά τους. Όταν ξεφύγουμε ελάχιστα από το σημείο μέγιστης απόδοσης (ΣΜΑ ή *ber* : best efficiency point) του στροβίλου τότε η απόδοσή του μειώνεται δραματικά. Πρέπει να μπορούμε να προβλέψουμε με καλή ακρίβεια αν η αντλία που επιλέξαμε πληρεί τις προϋποθέσεις του αντίστοιχου στροβίλου για ένα συγκεκριμένο ύψος και παροχή. Αυτό είναι ιδιαίτερα δύσκολο αφού η ροή στο εσωτερικό μιας φυγοκεντρικής αντλίας είναι ένα περίπλοκο φαινόμενο. Τα τελευταία χρόνια όμως έχει σημειωθεί μεγάλη πρόοδος στις μεθόδους πρόβλεψης λειτουργίας ΑΩΣ με πειραματικές αλλά και με υπολογιστικές μεθόδους. Μεγάλο ρόλο σε αυτή την εξέλιξη έχει παίξει η τεχνολογική ανάπτυξη σε συνδυασμό με την υπολογιστική ρευστομηχανική.

Στη συνέχεια παρατίθενται τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματα των ΑΩΣ σε σχέση με τους συμβατικούς υδροστροβίλους:

ΠΛΕΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ

- Ακέραιος ο μηχανισμός αντλίας κινητήρα μπορεί να χρησιμοποιηθεί σαν στρόβιλος-γεννήτρια.
- Διαθέσιμες σε μεγάλο εύρος υψών και παροχών.
- Εύκολα διαθέσιμα ανταλλακτικά.
- Εύκολη εγκατάσταση, χρήση συνηθισμένων σωλήνων και συνδέσμων.
- Καλή σχέση κόστους-απόδοσης.
- Απλός σχεδιασμός.
- Εύκολη συντήρηση.

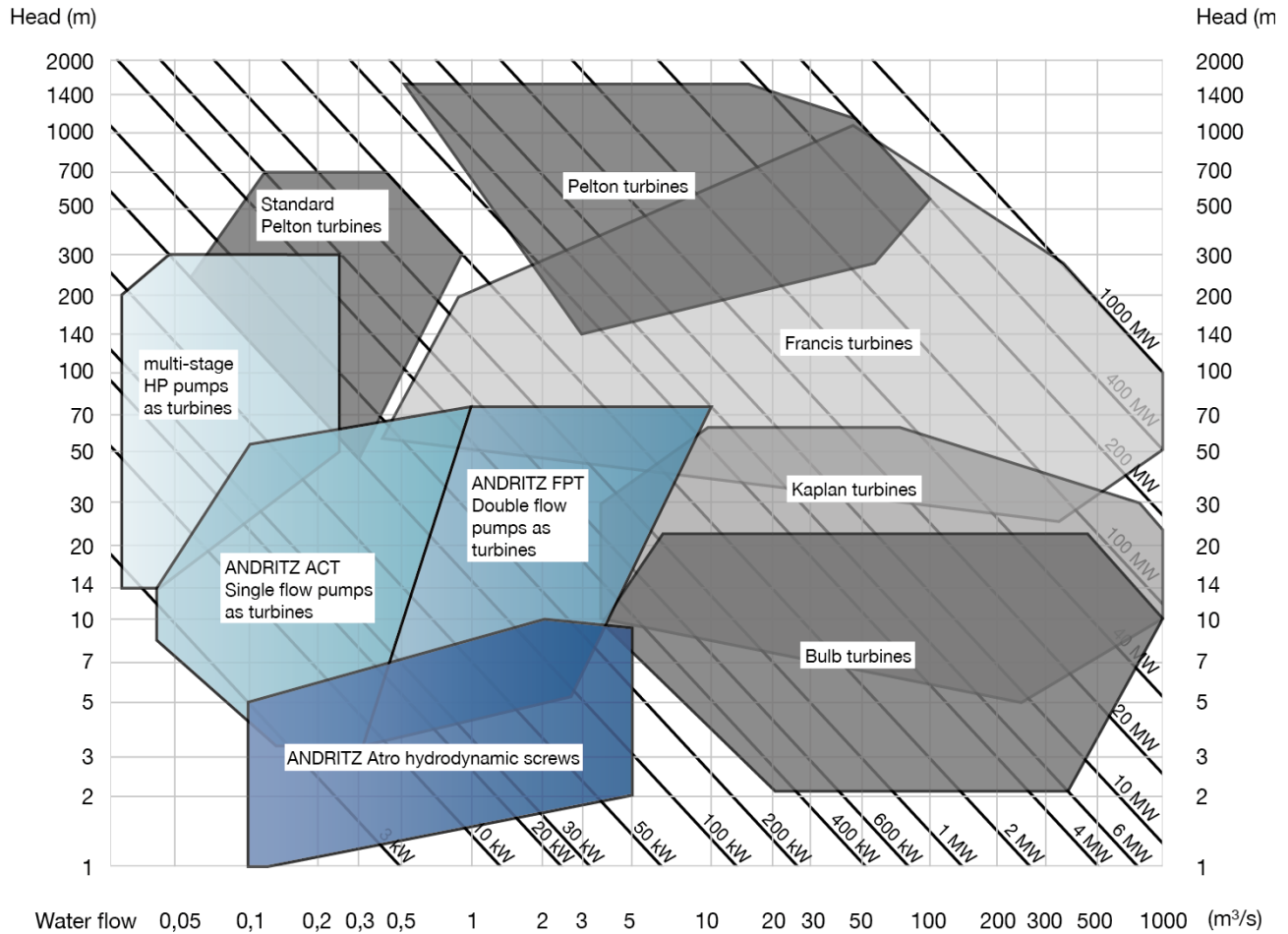
ΜΕΙΟΝΕΚΤΗΜΑΤΑ

- Δύσκολη πρόβλεψη χαρακτηριστικών καμπυλών σε αντίστροφη λειτουργία.
- Χαμηλότερη απόδοση.
- Μικρότερο εύρος παροχών
- Περιορισμένη βιβλιογραφία

- Η αντλία πρέπει να λειτουργεί στις ίδιες στροφές με τον κινητήρα ειδικά είναι απαραίτητη η χρήση κιβωτίου ταχυτήτων.

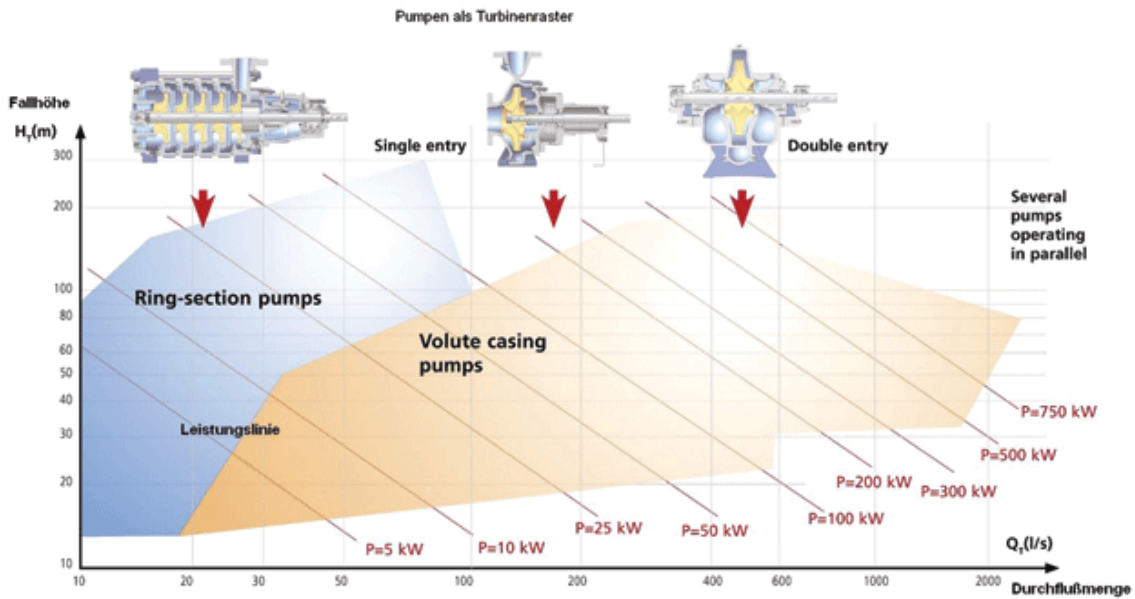
1.3 Εύρος Λειτουργίας

Όπως αναφέραμε οι φυγοκεντρικές αντλίες είναι διαθέσιμες σε μεγάλη ποικιλία μεγεθών ώστε να καλύπτουν ένα ευρύ φάσμα ροών και υψών. Η αντίστροφη λειτουργία τους, όμως, είναι περιορισμένη σε μέσο και χαμηλό ύψος και παροχή όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα. Βέβαια, υπάρχουν πολλές απομακρυσμένες γεωργικές τοποθεσίες σε Ασία και Αφρική οι οποίες μπορούν να εκμεταλλευτούν αυτή την ενέργεια.



Σχ. 1.3.1

Τα τελευταία χρόνια ορισμένοι κατασκευαστές αντλιών έχουν κάνει έρευνες πάνω στο θέμα των PAT και διαθέτουν χαρακτηριστικές καμπύλες και για αντίστροφη λειτουργία των μοντέλων τους. Αυτό συντέλεσε στο να είμαστε σε θέση να γνωρίζουμε και ποιος τύπος αντλίας είναι ο καταλληλότερος για συγκεκριμένα ύψη και παροχές όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα.



Σχ. 1.3.2

1.4 Τύποι Εφαρμογών

Ο αριθμός των εφαρμογών ΑΩΣ είναι μεγάλος και ο διαχωρισμός τους μπορεί να ξεκινήσει με 2 βασικές κατηγορίες:

- A) Χρήση ΑΩΣ για παραγωγή ηλεκτρισμού
- B) Άμεση σύνδεση με άλλη μηχανή (π.χ. αντλία) με σκοπό την εκμετάλλευση της μηχανικής ενέργειας.

Πλέον η χρήση ΑΩΣ γίνεται κυρίως για παραγωγή ρεύματος με αποτέλεσμα οι εφαρμογές με άμεση σύνδεση σε άλλη μηχανή να είναι αρκετά σπάνιες. Βέβαια, είναι μια πολύ καλή εναλλακτική λύση για εγκαταστάσεις που δεν έχουν ανάγκη για χαμηλής ισχύος ρεύμα ή απλά η ηλεκτρική σύνδεση είναι λιγότερο αποδοτική. Αυτή η διάταξη επιλέχθηκε όπως θα δούμε παρακάτω σε μια φάρμα καλλιέργειας θαλάσσιων σαλιγκαριών, αφού πρώτα είχε μελετηθεί η ηλεκτρική σύνδεση ΑΩΣ με αντλία. Το μεγαλύτερο μειονέκτημα αυτής της εφαρμογής είναι ότι η μηχανή και η ΑΩΣ πρέπει να τοποθετούνται η μια δίπλα στην άλλη κάτι που μειώνει την ευελιξία της εγκατάστασης.

Στη συνέχεια δίνεται μια λίστα εφαρμογών ΑΩΣ που τις συνοδεύουν επιγραμματικά κάποια παραδείγματα.

1.4.1 Χρήση ΑΩΣ για παραγωγή ηλεκτρισμού

Η παραγωγή μπορεί να γίνει από τον επαγωγικό κινητήρα που συνοδεύει την αντλία ή μπορεί να γίνει σύνδεση με σύγχρονη ή με ασύγχρονη γεννήτρια. Στα μικρά φορτία συνήθως προτιμάται η άμεση σύνδεση με τον κινητήρα που πλεονεκτεί απέναντι στις γεννήτριες στο κόστος, τη συντήρηση αλλά και στο χρόνο ζωής, επίσης όταν αποφεύγουμε τη σύνδεση με ιμάντα μετάδοσης η μηχανική απόδοση είναι πολύ υψηλή. Ένα πρόβλημα είναι ότι η αντλία και ο κινητήρας πρέπει να λειτουργούν στις ίδιες στροφές εκτός αν τοποθετηθεί κιβώτιο ταχυτήτων που, όμως, μειώνει τη μηχανική απόδοση. Επίσης η

λειτουργία της PAT περιορίζεται από το φορτίο, αφού η παραγόμενη ισχύς πρέπει να ταυτίζεται με την κατανάλωση. Αυτό το πρόβλημα το έλυσε ο Williams ('96) με τον IGC (induction generator controller) ή διαχειριστή επαγωγικής γεννήτριας που είναι μια ηλεκτρική διάταξη με ωμικά φορτία για θέρμανση ή ξήρανση. Αυτή η διάταξη χρησιμοποιείται και σε σύγχρονη γεννήτρια.

Η άλλη λύση είναι η σύνδεση της ΑΩΣ με ασύγχρονη γεννήτρια που μπορεί να διαχειριστεί πιο ευέλικτα τα φορτία και χωρίς να χρειάζεται διαρκής κατανάλωση ρεύματος. Έχει, όμως, μεγάλες ηλεκτρικές απώλειες και αρκετά μικρότερο χρόνο ζωής που την καθιστά πιο ακριβή λύση. Επίσης, δεν μπορούμε να συνδέσουμε στον άξονα άλλο μηχανικό φορτίο (πχ μια αντλία), θα πρέπει να γίνει σύνδεση με τον κινητήρα της αντλίας κάτι που μειώνει κι άλλο την απόδοση. Βέβαια η τελική επιλογή γίνεται με βάση την εκάστοτε εφαρμογή.

Βασική διαφορά των διατάξεων είναι η χρήση του παραγόμενου ρεύματος όπου διακρίνουμε 2 περιπτώσεις:

- 1) Island Mode, που είναι η πιο διαδεδομένη και γίνεται άμεση τροφοδότηση του ρεύματος στον καταναλωτή
- 2) Mains Mode, πιο σπάνια περίπτωση όπου η παραγόμενη ισχύς τροφοδοτείται στο κεντρικό δίκτυο ηλεκτροδότησης.

1.4.1.1 ISLAND MODE

Στην προκειμένη περίπτωση έχουμε άμεση σύνδεση της γεννήτριας με τον καταναλωτή για χρήση ισχύος. Είναι μια εφαρμογή που γίνεται όλο και πιο δημοφιλής σε χώρες του τρίτου κόσμου, σε αναπτυσσόμενα κράτη ή και σε περιοχές που βρίσκονται κοντά σε υψίπεδα με ποτάμια και χείμαρρους. Βέβαια, και στον ανεπτυγμένο κόσμο αρχίζουμε και βλέπουμε εφαρμογές που αποσκοπούν στην ανάκτηση χαμένης ενέργειας σε βιομηχανίες ή κέντρα διαχείρισης υδάτων.



Σχ. 1.4.1

i) Απομακρυσμένες περιοχές

Με αυτό τον όρο χαρακτηρίζονται περιοχές (κυρίως τρίτου κόσμου) που δεν έχουν πρόσβαση στο δίκτυο ηλεκτροδότησης, επίσης αναφέρεται σε εγκαταστάσεις που βρίσκονται κοντά σε ποτάμια των οποίων η παροχή είναι σχετικά σταθερή μέσα στο χρόνο. Κύριος στόχος μιας εγκατάστασης PAT σε απομακρυσμένες περιοχές είναι η ηλεκτροδότηση



Σχ.1.4.2

περιπτώσεις μια ΑΩΣ θα ήταν κατάλληλη. Τις ώρες της ημέρας, η παραγόμενη ισχύς μπορεί να ηλεκτροδοτεί εξοπλισμό ο οποίος θα τονώσει την τοπική οικονομία, όπως μια πριονοκορδέλα ή ένας αποξηραντής. Σε τέτοιες περιπτώσεις μια ΑΩΣ πρέπει να σχεδιαστεί έτσι ώστε να λειτουργεί με τη ροή που θα είναι διαθέσιμη την ξηρότερη περίοδο του χρόνου. Σε περιπτώσεις όπου μοναδικό φορτίο είναι ο φωτισμός, το νερό θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί και για άρδευση ή σε νερόμυλους. Εφαρμογές τέτοιου τύπου συναντούμε κυρίως σε χώρες της Ασίας και της Αφρικής.

Όπως στο Negrak της Δυτικής Ιάβα που μια PAT εκμεταλλεύεται το νερό από ένα ποτάμι σε ύψος 19 μέτρα πάνω από την εγκατάσταση και τροφοδοτεί την αντλία με περίπου 50 l/s. Σε μια αγροτική περιοχή της Ταϊλάνδης όπου λειτουργούσε στρόβιλος crossflow ισχύος 4.5 kW και αντικαταστάθηκε από ΑΩΣ ίδιας παραγωγής που λειτουργεί με ύψος 22 m και παροχή 22l/s. Στην Αφρική υπάρχουν 2 εγκαταστάσεις του πανεπιστήμιου του Nottingham, μια pico hydro (2.2 kW) στη Thima της Κένυας (Σχ. 1.4.1) και μια micro hydro (10kW) στο Κίνκο της Τανζανίας που τροφοδοτεί 100 κατοικίες και ένα κέντρο επικοινωνιών με 3 υπολογιστές internet και δορυφορική τηλεόραση (Σχ.1.4.2). Τέλος, στο χωριό Doikao στη Λαϊκή Δημοκρατία του Λάος, όπου μια ΑΩΣ ηλεκτροδοτεί 86 σπίτια που προηγουμένως φωτιζόταν μόνο με κεριά. Την αντλία τροφοδοτεί με παροχή 100 m³/hr ένας ποταμός που βρίσκεται σε ύψος 12 μέτρα πάνω από τον οικισμό. Η εγκατάσταση έχει αποφέρει κέρδη στην τοπική κοινωνία και έχει ανεβάσει ιδιαίτερα το βιοτικό επίπεδο των κατοίκων που συγκαταλέγονται στους φτωχότερους του κόσμου.

2) Ηλεκτρισμός για αγροτικές εγκαταστάσεις

Γεωργικές εγκαταστάσεις και διάφορες φάρμες, έχουν πολύ συχνά ανάγκη από μεγάλες ποσότητες νερού για τις λειτουργίες τους, αυτό είναι ένας λόγος που εγκαθίστανται κοντά σε τρεχούμενα νερά, σε φυσικούς αποταμιευτήρες ή όταν πρόκειται για ιχθυοκαλλιέργειες, δίπλα στη θάλασσα. Αυτό τους δίνει αμέσως την ευκαιρία να απομαστεύσουν αυτή την ενέργεια ή να ανακτήσουν μέρος της που σε αντίθετη περίπτωση θα πήγαινε χαμένο. Η πρώτη, ίσως, από αυτές τις εφαρμογές έγινε στη φάρμα Malham στο Yorkshire Dales της Βόρειας Αγγλίας ('91). Η εγκατάσταση χρηματοδοτήθηκε από τη βρετανική κυβέρνηση και 3 αντλίες που συνολικά παράγουν 4 kW ηλεκτρικής ισχύος και καλύπτουν κάποιες εργασίες και την κατοικία του αγρότη.

Μια εγκατάσταση micro hydro έχει γίνει στο West Cape της Ν. Αφρικής, πιο συγκεκριμένα σε μια φάρμα καλλιέργειας θαλάσσιων σαλιγκαριών. Ο ΒH Teutberg (2010) σε συνεργασία με τη γερμανική κατασκευάστρια αντλιών KSB παρουσίασε στη διδακτορική διατριβή του

ορισμένων εφαρμογών και η κάλυψη των βασικών αναγκών τους. Παρακάτω δίνεται μια λίστα που απαριθμεί αυτές τις ανάγκες με παραδείγματα των PAT που τις καλύπτουν.

1) Ηλεκτροδότηση μικρών χωριών

Σε πολλούς οικισμούς απομακρυσμένων περιοχών, κύριο ηλεκτρικό φορτίο είναι ο βραδινός φωτισμός και η λειτουργία ορισμένων εργασιών, σε αυτές τις

τη μελέτη και εγκατάσταση PAT για ανάκτηση ενέργειας από θαλασσινό νερό. Η φάρμα αντλεί νερό από τη θάλασσα και το αποταμιεύει σε δεξαμενές απο όπου το διοχετεύει στις εγκαταστάσεις της. Στη συνέχεια το νερό επιστρέφει στη θάλασσα μέσω ενός σωλήνα με αποτέλεσμα να χάνεται μέρος της ενέργειας. Μετά από μελέτη, έγινε εγκατάσταση ΑΩΣ στην έξοδο του σωλήνα για αντλία που η ισχύς της θα έφτανε τα 97 kW. Το αρχικό σενάριο ήταν η ηλεκτροδότηση των αντλιών με την PAT αλλά τελικά προτιμήθηκε άμεση μηχανική σύζευξη για καλύτερη απόδοση.

3) Φόρτιση μπαταριών

Στη Σρι Λάνκα πολλά σπίτια εξαρτώνται από μπαταρίες μολύβδου για τον ηλεκτρισμό τους, οι οποίες συνήθως φορτίζονται στην κοντινότερη πόλη. Μια ΑΩΣ θα έλυσε το πρόβλημα τις μετακίνησης σε μεγάλο βαθμό. Στην προκειμένη περίπτωση δεν υπάρχει λόγος συνεχούς χρήσης της εγκατάστασης και η ΑΩΣ μπορεί να λειτουργεί όποτε είναι αναγκαίο. Παρόμοιες εφαρμογές λειτουργίας με διακοπές είναι για καταψύκτη παραγωγής πάγου ή για αποθήκευση φαρμάκων.

4) Άλλες εφαρμογές

Οι δυνατότητες εφαρμογής ΑΩΣ είναι πολλές και συνήθως είναι η καλύτερη εναλλακτική λύση για περιοχές που δεν έχουν πρόσβαση στο εθνικό δίκτυο ηλεκτρισμού ή όταν η ανάγκη ηλεκτροδότησης είναι μικρή, για παράδειγμα πολλά καταφύγια σε βουνά και δάση θα μπορούσαν να ηλεκτροδοτούνται από ΑΩΣ.

Επίσης, PAT μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την ανάκτηση ενέργειας σε εγκαταστάσεις αντίστροφης όσμωσης για τη διήθηση θαλασσινού νερού. Έχει υπολογιστεί ότι το 70% της ενέργειας του νερού που έχει περάσει από αυτή τη διεργασία χάνεται κατά την επιστροφή του στη θάλασσα. Μια φυγοκεντρική αντλία θα ήταν η πιο φτηνή λύση ανάκτησης αυτής ενέργειας σε βαθμό 80%.

Τέλος, είναι δυνατός και ο συνδυασμός άλλων ανανεώσιμων πηγών ενέργειας με ΑΩΣ, για παράδειγμα η αυστριακή εταιρεία ANDRITZ σχεδιάζει την εγκατάσταση ενός αυτόνομου υδροηλεκτρικού έργου τύπου pumped-storage στην Αφρική. Τις ώρες υψηλής ακτινοβολίας, ηλιακά πάνελ θα ηλεκτροδοτούν αντλίες που θα στέλνουν νερό από μια χαμηλή δεξαμενή σε μια πιο ψηλά και τις ώρες αιχμής οι αντλίες θα δουλεύουν αντίστροφα για να ηλεκτροδοτούν αγροτικές εργασίες χαμηλών απαιτήσεων.

ii) Αστικές περιοχές και βιομηχανίες

Βέβαια, υπάρχει εκμεταλλεύσιμο δυναμικό σε αστικές περιοχές αλλά και σε μεγάλες βιομηχανίες, συνήθως χημικών, που διαχειρίζονται υγρά υψηλής πίεσης και μπορούν από αυτά να ανακτήσουν ηλεκτρική ενέργεια.

Για παράδειγμα σε αστικές περιοχές θα μπορούσαν να εγκατασταθούν PAT σε :

- 1) Κέντρα διαχείρισης λυμάτων
- 2) Στο δίκτυο καθοδήγησης βρόχινων υδάτων
- 3) Στα κέντρα διανομής νερού για κατανάλωση

Από την άλλη, μεγάλες βιομηχανίες χημικών και πετροχημικών έχουν ανάγκη να διαχέουν την υψηλή πίεση των εργαζόμενων υγρών τους, αυτό συνήθως γίνεται με απλό στραγγαλισμό και μεγάλο μέρος της ενέργειας τους χάνεται. Ορισμένες βιομηχανίες αντί για βαλβίδες στραγγαλισμού έχουν αρχίσει να χρησιμοποιούν PAT και διοχετεύουν την παραγόμενη ενέργεια σε άλλες εργασίες (Σχ.1.4.3).



Σχ.1.4.3

Ένα καλό παράδειγμα μικρής εφαρμογής ΑΩΣ για ανάκτηση ενέργειας βρίσκεται στο Barnacre στη βορειοδυτική Αγγλία. Εκμεταλλεύεται πτώση ύψους 30 μέτρων από το δίκτυο ύδρευσης του Blackrool για να παράγει 3.5kW ηλεκτρικής ισχύος σε ένα απομακρυσμένο υδραγωγείο. Μέχρι πριν την ΑΩΣ το μέρος τροφοδοτούνταν από μπαταρίες μολύβδου οι οποίες έπρεπε να αποσυνδέονται μια φορά την εβδομάδα και να φορτίζονται εκτός. Με κάποιες αναβαθμίσεις που έγιναν στο υδραγωγείο, θερμαντήρες για την διατήρηση της θερμοκρασίας του χλωρίου και τη συνεχή λειτουργία των αντλιών, αυξήθηκε η ζήτηση ηλεκτρικού ρεύματος. Η αύξηση χρήσης μπαταριών θα ήταν πολύ ακριβή λύση και μαζί με τη μονοφασική σύνδεση το κόστος της εγκατάστασης θα ξεπερνούσε τις 80000\$.

Από τον Ιανουάριο του 1996 ο σταθμός τροφοδοτείται από μια ΑΩΣ με διαχειριστή επαγωγικής γεννήτριας (IGC) και το χωρικό φορτίο είναι ένα αερόθερμο. Η εγκατάσταση παίρνει νερό από το δίκτυο απευθείας έτσι ώστε να μην διακόπτεται η παροχή στους καταναλωτές, μια μετατροπή που αύξησε το κόστος. Παρόλα αυτά, το κόστος της εγκατάστασης δεν ξεπέρασε τις 30000\$, πολύ μικρότερο από την εναλλακτική οπότε η χρήση ΑΩΣ ήταν πολύ σοφότερη επιλογή.

1.4.1.2 MAINS MODE

Οι εγκαταστάσεις mains mode είναι αυτές που διοχετεύουν την παραγόμενη ισχύ τους στο κεντρικό δίκτυο ηλεκτροδότησης. Αυτή η περίπτωση άρχισε να εφαρμόζεται πολύ πρόσφατα γιατί η αβεβαιότητα της αντίστροφης λειτουργίας της αντλίας την καθιστούσε ακατάλληλη για σύνδεση με κεντρικό δίκτυο που έχει σταθερή συχνότητα.

Πρόσφατα, όμως, κατασκευαστές αντλιών άρχισαν να μελετούν τα μοντέλα τους και σε αντίστροφη λειτουργία ώστε να παρέχουν πλήρη τη χαρακτηριστική καμπύλη της μηχανής. Έτσι οι αντλίες γίνονται πιο ασφαλείς και με τον κατάλληλο ηλεκτρικό εξοπλισμό μπορούν να διοχετεύουν στο δίκτυο χαμηλής ισχύος ρεύμα.

Σε αυτή την περίπτωση οι PAT μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε :

- 1) Μικρής κλίμακας ΥΗΕ (>10MW)
- 2) Micro hydro (500kW)
- 3) Σε υδραγωγεία ή κέντρα διανομής υδάτων

Στο Perhab Rossing της Αυστρίας η Andritz εξόπλισε ένα micro ΥΗΕ με 3 αντλίες που τροφοδοτούνται με νερό παροχής 100-500 l/s από ύψος 51 μέτρα και μπορούν να παράγουν ηλεκτρική ισχύ από 38-198 kW (Σχ.1.4.4). Η ίδια εταιρία έχει στα σχέδια της υδροηλεκτρικό εργοστάσιο τύπου pumped-storage με ελάχιστο ύψος τα 32 m και μέγιστο

τα 47 m, εξοπλισμένο με 3 αντλίες που η κάθε μια θα είναι σε θέση να παράγει μέχρι 1000kW ηλεκτρικής ισχύος.



Σχ. 1.4.4

Στο κέντρο διαχείρισης υδάτων του Breech της Στουτγάρδης στη Γερμανία έχουν εγκατασταθεί σε παράλληλη λειτουργία 8 PAT που παράγουν 300 kW ισχύος με μέγιστο ύψος τα 175 m και μέγιστη παροχή στα 1100l/s. Η εγκατάσταση παραδόθηκε από την KSB τον Ιανουάριο του 2006 και σε λιγότερο από 3 χρόνια η επένδυση είχε αποπληρωθεί.

1.5 Μελέτες πρόβλεψης αντίστροφης λειτουργίας

Όπως είδαμε παραπάνω βασική προϋπόθεση για την επιλογή μιας PAT είναι η πρόβλεψη της αντίστροφης λειτουργίας της, δηλαδή σε ποιο σημείο θα λειτουργεί βέλτιστα ως υδροστροβίλος. Αυτή είναι μια δύσκολη διαδικασία γιατί η ροή μέσα σε μια φυγοκεντρική αντλία είναι τρισδιάστατη και δεν είμαστε σε θέση να γνωρίζουμε επακριβώς τα χαρακτηριστικά του ρευστού μέσα στο δρομέα. Βεβαία, η εύκολη πρόσβαση σε προηγμένους υπολογιστές καθώς και η εξελίξεις στην υπολογιστική ρευστομηχανική μας έχουν βοηθήσει πάρα πολύ στην κατανόηση του φαινομένου οπότε και στην πρόβλεψη της αντίστροφης λειτουργίας τα τελευταία χρόνια. Σε αυτή την παράγραφο θα δούμε την πρώτη προσπάθεια πρόβλεψης αντιστρέψιμης λειτουργίας και θα αναφέρουμε κάποιες μελέτες πάνω στις μεθόδους που έχουν αναπτυχθεί μέχρι σήμερα.

1.5.1 Αντιστρέψιμη λειτουργία αντλίας-στροβίλου

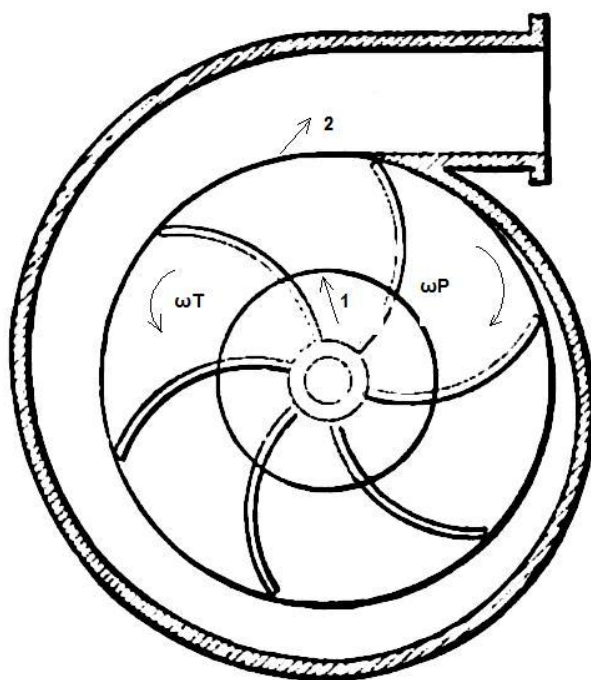
Η παρακάτω ανάλυση εφαρμόζεται σε πτερωτές για ΥΗΕ μεγάλου μεγέθους όπου χρειάζεται η σχεδίαση της πτερωτής να γίνει από την αρχή και να αποφασίσουμε για το αν η υδροδυναμική μηχανή θα λειτουργεί με κανονικό σημείο λειτουργίας αυτό της αντλίας ή του στροβίλου. Επίσης μπορεί να χαρακτηριστεί σαν μια πρώτη ανάλυση της ανεστραμμένης ροής μέσα σε μια ακτινική αντλία και την επιρροή της στην παροχή και το ύψος στο σημείο μέγιστης απόδοσης.

Στο Σχ. 1.5.1 φαίνεται η πτερωτή μιας φυγοκεντρικής αντλίας και με ω_p συμβολίζεται η ταχύτητα περιστροφής της, η φορά της ροής είναι από την εσωτερική διατομή 1 προς την εξωτερική 2. Αν αντιστρέψουμε τη φορά της περιστροφής καθώς και τη φορά της ροής

κρατώντας τα μεγέθη τους ίδια ($\omega_P = -\omega_T$) θα αλλάξει και η διεύθυνση των τριών ταχυτήτων που περιγράφουν τη ροή μέσα στη μηχανή. Αυτή η λειτουργία του δρομέα αντιστοιχεί σε λειτουργία υδροστροβίλου. Εφαρμόζοντας την εξίσωση του Euler για το ειδικό έργο στο δρομέα προκύπτει ότι η τιμή του θεωρητικού ύψους H_{th} είναι η ίδια και για τις δυο λειτουργίες:

$$H_{th} = -H_{thP} = H_{thT} \quad \text{Εξ. 1.5.1}$$

θεωρώντας ότι τα θετικά πρόσημα στα διάφορα μεγέθη αντιστοιχούν στη λειτουργία του στροβίλου. Αποδεικνύεται λοιπόν ότι αντιστρέφοντας τη φορά περιστροφής και τη διεύθυνση της ροής, η πτερωτή λειτουργεί το ίδιο καλά ως πτερωτή αντλία αλλά και ως υδροστροβίλου, έχοντας το ίδιο θεωρητικό σημείο λειτουργίας.



Σχ. 1.5.1

Όμως εξετάζοντας τη στροβιλομηχανή στο σύνολό της (είσοδο, πτερωτή και κέλυφος) και λαμβάνοντας υπόψη τις διάφορες απώλειες, η λειτουργία αντλίας και υδροστροβίλου, διαφέρει στα εξής σημεία.

α) Κατά τη λειτουργία ως αντλία το πραγματικό ολικό ύψος H_P διαφέρει από το αντίστοιχο θεωρητικό H_{thP} κατά τις υδραυλικές απώλειες δh_P (από τη διατομή εισόδου μέχρι τη διατομή εξόδου της μηχανής) :

$$H_P = H_{thP} - \delta h_P = H_{th} - \delta h_P \quad \text{Εξ. 1.5.2}$$

Αντίθετα για τη λειτουργία της ίδιας μηχανής ως υδροστρόβιλος η διαθέσιμη υδραυλική πτώση H_T είναι ίση με το άθροισμα του θεωρητικού ύψους H_{thT} και των αντίστοιχων υδραυλικών απωλειών:

$$H_T = H_{thT} + \delta h_T = H_{th} + \delta h_T \quad \text{Εξ. 1.5.3}$$

β) Κατά τη λειτουργία ως αντλία η παροχή Q_P δια μέσου της μηχανής είναι μικρότερη από την παροχή Q_{th} δια μέσου της πτερωτής κατά τις ογκομετρικές απώλειες δQ_P :

$$Q_P = Q_{th} - \delta Q_P \quad \text{Εξ. 1.5.4}$$

Κατά τη λειτουργία στροβίλου η παροχή Q_T δια μέσου της μηχανής είναι μεγαλύτερη από την παροχή Q_{th} δια μέσου της πτερωτής κατά τις ογκομετρικές απώλειες δQ_T :

$$Q_T = Q_{th} + \delta Q_T \quad \text{Εξ. 1.5.5}$$

γ) Λόγω της αντιστροφής της διεύθυνσης της ροής η ανάπτυξη οριακών στρωμάτων είναι και αυτή αντίστροφη

δ) Ενώ η ροή δια μέσου της μηχανής για λειτουργία ως αντλία είναι επιβραδυνόμενη (τόσο στην πτερωτή όσο και στο σπειροειδές κέλυφος), για την αντίστροφη λειτουργία η ροή είναι επιταχυνόμενη. Ο παράγοντας αυτός είναι ευνοϊκός για τη λειτουργία ως στροβίλου επειδή η επιτάχυνση της ροής αποτρέπει την εμφάνιση αποκόλλησης της ροής και την πτώση του βαθμού απόδοσης που αυτή συνεπάγεται.

Από τα α) και β) και για το σημείο λειτουργία της πτερωτής για λειτουργία ως αντλία και ως στρόβιλος, δηλαδή:

$$H_{th} = -H_{thP} = H_{thT} \quad \text{και} \quad Q_{th} = -Q_{thP} = Q_{thT} \quad , \text{τότε}$$

τα αντίστοιχα πραγματικά σημεία λειτουργίας P και T διαφέρουν μεταξύ τους και σε συγκεκριμένα σε απόλυτες τιμές:

$$Q_T > Q_P \quad \text{και} \quad H_T > H_P$$

Η διαφορά των σημείων λειτουργίας της ίδιας μηχανής για τις δυο λειτουργίες εκφράζεται από τις παραμέτρους K_Q και K_H που ορίζονται στα αντίστοιχα κανονικά σημεία λειτουργίας ως:

$$K_Q = \frac{Q_T}{Q_P} \quad \text{Εξ.1.5.6} \quad \text{και} \quad K_H = \frac{H_T}{H_P} \quad \text{Εξ.1.5.7}$$

η τιμή των οποίων είναι, σύμφωνα με τα προηγούμενα, μεγαλύτερη της μονάδας και μάλιστα τόσο περισσότερο όσο η μορφή της πτερωτής είναι περισσότερο ακτινική (μεγάλο ύψος, μεγάλη διάμετρος, και άρα αναλογικά μεγάλες ογκομετρικές και υδραυλικές απώλειες).

Οπότε φαίνεται ότι για την ίδια μηχανή το σημείο μέγιστης απόδοσης διαφέρει σημαντικά για τις 2 λειτουργίες και πέρα από αυτό μεταβολές επιφέρουν και οι χαρακτηριστικές των σωληνώσεων για την κάθε λειτουργία. Επομένως, πρέπει να γίνει ένας συμβιβασμός μεταξύ των κριτηρίων σχεδίασης ώστε η μηχανή να δουλεύει αποδοτικά και στις δυο περιπτώσεις. Συνήθως, στο σχεδιασμό δίνεται μεγαλύτερη βάση στη λειτουργία της αντλίας γιατί παρουσιάζει μεγάλες αστάθειες όταν δουλεύει με μερικό φορτίο.

Βέβαια, η παραπάνω ανάλυση γίνεται για το σχεδιασμό στροβιλοαντλίας μεγάλου ΥΗΕ και δεν έχει σχέση με πρόβλεψη αντίστροφης λειτουργίας μιας φυγοκεντρικής αντλίας. Μπορεί, όμως να μας δώσει μια εικόνα για το πώς αλλάζει η ροή μέσα σε μια αντλία όταν αλλάζει η φορά περιστροφής και η διεύθυνση της ροής.

1.5.2 Μελέτες στις μεθόδους πρόβλεψης

Διάφοροι επιστήμονες έχουν δείξει ενδιαφέρον κατά καιρούς στις ΑΩΣ και στον υπολογισμό του σημείου μέγιστης απόδοσής τους. Οι έρευνες που έχουν γίνει μπορούν να διαχωριστούν σε 3 κατηγορίες:

- 1) Θεωρητικές προσεγγίσεις
- 2) Πειραματικές προσεγγίσεις
- 3) Προσεγγίσεις με τη χρήση CFD

Από τις 3 πιο αξιόπιστες θεωρούνται οι πειραματικές καθώς μόνο αυτές μπορούν να επαληθεύσουν τα αποτελέσματα των άλλων 2. Το πρόβλημα είναι ότι πειράματα μπορούν να γίνουν μόνο σε συγκεκριμένο αριθμό αντλιών και για να είναι συνεκτικά τα αποτελέσματα σε συγκεκριμένα μεγέθη. Σύμφωνα με τον Williams, όμως, πριν εγκατασταθεί μια PAT πρέπει να ελέγχεται σε πειραματική διάταξη για την καταλληλότητά της για μια τοποθεσία.

1) Θεωρητικές προσεγγίσεις

- Williams και Sharma: από τις πρώτες έρευνες πάνω στις PAT έγιναν από τον Arthur Williams στο εγχειρίδιό του για πρακτική εφαρμογή σε συγκεκριμένη τοποθεσία. Σε αυτό το βιβλίο δίνει 2 τύπους για την πρόβλεψη ύψους και παροχής αντίστροφης λειτουργίας βασισμένους στους κανόνες ομοιότητας των αντλιών. Λίγο μετά ο Sharma της εταιρίας Kirloskar Bt. που κατασκευάζει αντλίες τους διόρθωσε με βάση κάποια πειραματικά δεδομένα της εταιρίας. Πάλι, όμως, τα αποτελέσματα είχαν απόκλιση $\pm 20\%$ από τα πειραματικά δεδομένα.
- Derakhsahn και Nourbakhs: Η πρώτη τους προσέγγιση πάνω στις PAT ήταν μια ανάλυση πάνω στον υπολογισμό του ΣΜΑ μέσω της μεθόδου “area ratio” που περιλαμβάνει γεωμετρικά και υδραυλικά χαρακτηριστικά των αντλιών για να υπολογίζει τις υδραυλικές παραμέτρους της αντλίας σε αντίστροφη λειτουργία.
- Derakhsahn και Nourbakhs: Οι ίδιοι δημιούργησαν 2 εξισώσεις υπολογισμού του ΣΜΑ της ΑΩΣ από πειράματα που έγιναν σε πολλές αντλίες με ειδικό αριθμό στροφών (>60). Οι συντελεστές μετατροπής που εξήγαγαν έρχονται σε καλή συμφωνία με τα πειραματικά δεδομένα.
- Williams: Δημοσίευσε μια μελέτη που συγκρίνει 8 μεθόδους πρόβλεψης και τις ελέγχει με 35 ΑΩΣ διαφορετικού μεγέθους και ταχύτητας. Συμπεραίνει ότι καμία μέθοδος δε δίνει ακριβή αποτελέσματα και ότι κάθε ΑΩΣ πρέπει να ελέγχεται σε πειραματική διάταξη για να εξάγεται το ΣΜΑ της λειτουργίας της.
- Singh και Nestmann : Δημιούργησαν μια υπολογιστική ρουτίνα βελτιστοποίησης της πρόβλεψης του ΣΜΑ η οποία είχε ως κύριο χαρακτηριστικό την αξιοποίηση πειραματικών δεδομένων και τη δυνατότητα δημιουργίας βάσης δεδομένων που θα ενημερώνεται με καινούρια αποτελέσματα.
- Singh και Nestmann : Εισήγαγαν ένα αναλυτικό μοντέλο κατά το οποίο το στρογγύλεμα των ακμών στην είσοδο και στην έξοδο του δρομέα βελτιώνει την απόδοσή του σε αντίστροφη λειτουργία. Στην έρευνα τους συμπεριέλαβαν και αξονικές αντλίες και συμπέραναν ότι αυτή η τακτική βελτιώνει την απόδοση και την κανονική λειτουργία.

2) Πειραματικές προσεγγίσεις

- Chapallaz: Με την επιστημονική ομάδα του διεξήγαγαν πειράματα σε ΑΩΣ σχετικά με τους συντελεστές μετατροπής. Διαγράμματα με συντελεστές μετατροπής έχουν αναπτυχθεί με βάση τον ειδικό αριθμό στροφών.
- Derakhsahn και Nourbakhs: Διεξήγαγαν πειράματα σε 4 φυγοκεντρικές αντλίες με ειδικό αριθμό στροφών από 14 μέχρι 56 ($m, m^3/s$) και παρουσίασαν κάποιες σχέσεις που δίνουν το ΣΜΑ. Κατέληξαν ότι οι αντλίες μεγάλης ταχύτητας αποδίδουν καλύτερα με μικρότερους λόγους ύψους και παροχής

αλλά οι διακυμάνσεις στην ισχύ ήταν ανεξάρτητες από την ταχύτητα της μηχανής.

- Nepal Micro Hydro: Εξέδωσε συντελεστές άμεσης μετατροπής για ύψος και παροχή ίσους με 1.38 και 1.25 αντίστοιχα για όλες τις αντλίες σε αντίστροφη λειτουργία. Βέβαια, πλέον ξέρουμε ότι οι συντελεστές διαφέρουν πολύ από μια αντλία σε μια άλλη και πρέπει να χρησιμοποιούνται μόνο αν υπάρχουν πειραματικά δεδομένα για την αντλία ή αν δίνονται από τον κατασκευαστή.
- Nautiyal: Διεξήγαγε πειράματα σε PAT με την ομάδα του και με άλλα πειραματικά δεδομένα δημιούργησε σχέσεις που υπολογίζουν το ΣΜΑ σε αντίστροφη λειτουργία μέσω της κανονικής. Στις σχέσεις χρησιμοποίησε το ΣΜΑ και την ειδική ταχύτητα της κανονικής λειτουργίας και έδιναν αποτελέσματα που έρχονται σε συμφωνία με πειραματικά δεδομένα και άλλες μεθόδους.
- Singh και Nestmann: Σε συνδυασμό με τη ρουτίνα βελτιστοποίησης που δημιούργησαν έκανα πειράματα με 3 αντλίες διαφορετικής ειδικής ταχύτητας και μείωσαν το σφάλμα πρόβλεψης σχεδόν $\pm 2\%$. Προσπάθησαν να το μειώσουν περαιτέρω αλλά το σφάλμα σε περιοχές λειτουργίας χωρίς φορτίο δεν έπεφτε κάτω από $\pm 20\%$.

3) Προσεγγίσεις με τη χρήση CFD

Μέχρι στιγμής η χρήση CFD στην πρόβλεψη δεν έχει δώσει πολύ ακριβή αποτελέσματα σε σχέση με τα πειραματικά δεδομένα. Όμως, βοηθάει στην καλύτερη κατανόηση της ροής στο εσωτερικό και στον υπολογισμό των απωλειών στα υδραυλικά μέρη της μηχανής (σωλήνας εισόδου και κέλυφος).

- Derakhsahn και Nourbakhs: Προσομοίωσαν την κανονική και αντίστροφη λειτουργία μιας αντλίας (ειδική ταχύτητα 23.5) και σύγκριναν τα αποτελέσματα του CFD με πειραματικά. Είδαν ότι το πρόγραμμα ήταν σε θέση να προβλέψει με πολύ καλή ακρίβεια την κανονική λειτουργία αλλά τα αποτελέσματά του στην αντίστροφη απόκλιναν πολύ από τα πειραματικά.
- Natanasabapathi: Με την ομάδα του προσομοίωσαν την αντίστροφη λειτουργία μιας αντλίας με χρήση αριθμητικών μεθόδων. Κατέληξαν ότι καταλληλότερο είναι το δομημένο πλέγμα ειδικά στην επιφάνεια διεπαφής των πτερυγίων όπου το ανομοιόμορφο πλέγμα έδινε μη ρεαλιστικά αποτελέσματα. Σε αυτό το συμπέρασμα κατέληξαν και άλλοι ερευνητές όπως οι Nautiyal και Fecarotta.
- Sedlar: Δημιούργησαν τη γεωμετρία και το πλέγμα της μεσαίας βαθμίδας μιας πολυβάθμιας αντλίας με ειδική ταχύτητα 23 σε αντίστροφη λειτουργία και την έτρεξαν σε CFD. Με την ανάλυσή τους κατέληξαν στο ότι μια τέτοια αντλία μπορεί να πετύχει υψηλή απόδοση ακόμα και χωρίς κατασκευαστικές παρεμβάσεις στα μηχανικά της μέρη.

Είναι φανερό ότι τα τελευταία χρόνια το ενδιαφέρον για τις PAT έχει αυξηθεί πολύ και όσο αυξάνεται η βάση δεδομένων με πειραματικά αποτελέσματα τόσο πιο κοντά θα φτάσουμε στην ακριβή πρόβλεψη ΣΜΑ πολλών διαφορετικών αντλιών. Σε επόμενο κεφάλαιο θα αναλύσουμε περισσότερο κάποιες από τις μεθόδους οι οποίες θα βοηθήσουν στην πρόβλεψη αντίστροφης λειτουργίας της αντλίας που εξετάζουμε σε αυτή την εργασία.

1.6 Σκοπός και Μεθοδολογία της Εργασίας

Σκοπός της εργασίας είναι ο σχεδιασμός και η υδροδυναμική μελέτη μιας φυγοκεντρικής αντλίας με ακτινική πτερωτή η οποία θα εξεταστεί και σε αντίστροφη λειτουργία ως υδροστρόβιλος. Η αντλία θα είναι μικρής παροχής και αύξησης πίεσης, σύμφωνα με τις πρόσφατες σχεδιαστικές απαιτήσεις. Τιμές για τις παραμέτρους, πάρθηκαν από εφαρμογές τις υπάρχουσας βιβλιογραφίας για την αντίστροφη λειτουργία, οι οποίες θα υπακούουν στον ανωτέρω περιορισμό. Σταθερή σχεδιαστική παράμετρος ορίζεται το ύψος πίεσης.

Για τον υπολογισμό των βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών της μηχανής χρησιμοποιούνται οι τύποι των τριγώνων ταχύτητας σε συνδυασμό με εμπειρική μεθοδολογία. Ο σχεδιασμός της πτερωτής πραγματοποιείται με τη χρήση του προγράμματος Bladegen του πακέτου ANSYS, ενώ ο σχεδιασμός του κελύφους γίνεται με το πρόγραμμα SolidWorks. Η υδροδυναμική μελέτη της μηχανής γίνεται με χρήση του πακέτου CFX του ANSYS.

Εφόσον ολοκληρωθεί ο σχεδιασμός της μηχανής, διεξάγεται αναλυτική διερεύνηση της υδροδυναμικής συμπεριφοράς της μηχανής σε αντίστροφη λειτουργία. Η διερεύνηση γίνεται στα ΣΜΑ που εξάγονται για δύο ταχύτητες περιστροφής παράλληλα με σύγκριση των αποτελεσμάτων.

Για μια πιο ξεκάθαρη η εικόνα της εργασίας, δίνεται η μεθοδολογία που ακολουθήθηκε:

1. Επιλογή ογκομετρικής παροχής, ύψους πίεσης και περιστροφικής ταχύτητας αντλίας.
2. Υπολογισμός βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών.
3. Σχεδιασμός γεωμετρίας με Bladegen και πλέγματος με Turbogrid.
4. Υδροδυναμικός έλεγχος πτερωτής με CFX.
 - **Επίτευξη Στόχων;**
 - **Αν όχι, επιστροφή στο βήμα 2 για επαναπροσδιορισμό εσφαλμένης παραμέτρου ή στο βήμα 3 για απευθείας επανασχεδιασμό.**
 - **Αν ναι, συνέχεια στο βήμα 5.**
5. Σχεδιασμός κελύφους στο SolidWorks.
6. Υδροδυναμικός έλεγχος αντλίας με CFX.
 - **Επίτευξη Στόχων;**
 - **Αν όχι, επιστροφή στο βήμα 2 για επαναπροσδιορισμό εσφαλμένης παραμέτρου ή στο βήμα 3 και 5 για απευθείας επανασχεδιασμό.**
 - **Αν ναι, συνέχεια στο βήμα 7.**
7. Υδροδυναμική διερεύνηση αντίστροφης λειτουργίας με CFX.

2. Μαθηματική Ανάλυση

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται μια σύντομη περιγραφή των αρχών και των εξισώσεων που διέπουν τη λειτουργία των στροβιλομηχανών. Επίσης διατυπώνονται οι σχέσεις που επιλύθηκαν για την περιγραφή της ροής σε κανονική και αντίστροφη λειτουργία στην αντλία που σχεδιάστηκε. Τέλος θα δοθεί βάση στο υπολογιστικό πρόγραμμα ANSYS που χρησιμοποιήθηκε για την υπολογιστική επίλυση αυτών των εξισώσεων.

Το ροϊκό πεδίο περιγράφεται από μερικές διαφορικές εξισώσεις οι οποίες είναι αδύνατο να επιλυθούν στη γενική μορφή τους. Όμως, διακριτοποιώντας την περίπλοκη περιοχή της ροής σε μικρά κελιά και με τη βοήθεια υπολογιστικών μοντέλων επιλύουμε τις εξισώσεις της ροής με αριθμητικές μεθόδους. Επίσης, λόγω της περίπλοκης φύσης της ροής ο σχεδιασμός της αντλίας γίνεται σε μεγάλο βαθμό με βάση την εμπειρία και με δεδομένα που προκύπτουν από δοκιμές. Όμως, η πρόσβαση μας σε οικονομικούς υπολογιστές σε συνδυασμό με τη χρήση υπολογιστικών μοντέλων καθιστούν αυτή τη διαδικασία πολύ πιο εύκολη και γρήγορη και μάλιστα με πολύ καλή ακρίβεια.

2.1 Βασικές Αρχές Στροβιλομηχανών

Στροβιλομηχανές είναι οι συσκευές που βασίζονται στη συνεχή ροή ρευστού μέσα από αυτές. Αποτελούνται από ένα περιστρεφόμενο μέλος, την άτρακτο, το οποίο είτε προσδίδει είτε απομαστεύει ενέργεια από το εργαζόμενο μέσο. Οι μηχανές που αυξάνουν την ενέργεια του ρευστού ονομάζονται αντλίες και αυτές που αφαιρούν ενέργεια στρόβιλοι.

Το ρευστό είναι φορέας μιας ή και περισσότερων από τις ακόλουθες μορφές ενέργειας:

1. Δυνητική, (γεωδαιτικό ύψος z)
2. Εντατική, (στατική πίεση p)
3. Κινητική, (ταχύτητα c)
4. Θερμική, (θερμοκρασία T ή εσωτερική ενέργεια U)

που μετατρέπονται σε μηχανική ενέργεια στην άτρακτο της στροβιλομηχανής ή αντίστροφα. Η ολική ενέργεια του ρευστού στη μονάδα μάζας είναι:

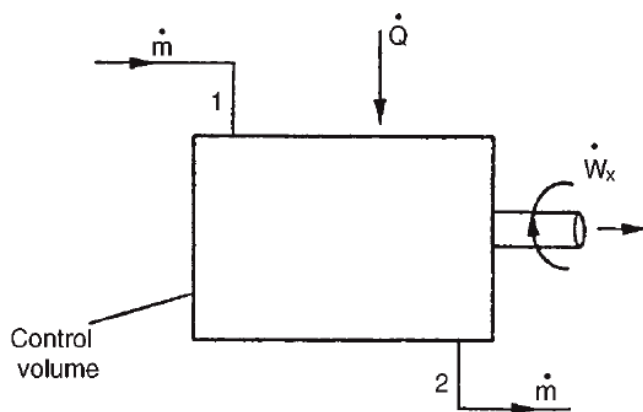
$$W = zg + \frac{p}{\rho} + \frac{c^2}{2} + U \quad \text{Εξ. 2.1.1}$$

Όπου,

ρ : η πυκνότητα του ρευστού και

g : η επιτάχυνση της βαρύτητας

Οπότε η στροβιλομηχανή μπορεί να θεωρηθεί σαν ένα σύστημα ανταλλαγής ενέργειας όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα:



Σχ. 2.1.1

Όπου W_x το μηχανικό έργο και Q η όποια εναλλαγή θερμότητας με το περιβάλλον (απώλειες). Για συνηθισμένες εγκαταστάσεις οι απώλειες θερμότητας είναι αμελητέες. Από την αρχή διατήρησης ενέργειας ορίζεται ότι η ισχύς στην άτρακτο θα είναι ίση με:

$$N = (W_2 \mp Q - W_1)m \quad \text{Εξ.2.1.2}$$

Οπότε με βάση την παραπάνω εξίσωση μπορούμε να πούμε ότι για:

- $N < 0$ δηλαδή $W_1 > W_2$, η στροβιλομηχανή παράγει έργο άρα μιλάμε για στρόβιλο.
- $N > 0$ δηλαδή $W_1 < W_2$, η στροβιλομηχανή απορροφά μηχανική ενέργεια άρα μιλάμε για αντλία.

Στην περίπτωση της αντλίας ή στρόβιλου νερού η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας είναι αμελητέα, το ίδιο ισχύει για τη διαφορά της κινητικής ενέργειας και την υψομετρική διαφορά. Το αποτέλεσμα, λοιπόν, είναι ότι όλη η ενέργεια που αποδίδεται στο ρευστό από τη πτερωτή είναι σε μορφή αυξημένης ή μειωμένης πίεσης στην έξοδο της μηχανής.

$$N = \frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} \quad \text{ή} \quad N = \frac{p_1}{\rho} - \frac{p_2}{\rho} \quad \text{Εξ. 2.1.3}$$

2.1.1 Θεώρημα Συστροφής και εξισώσεις Euler

Δύο ακόμα βασικές έννοιες που περιγράφουν την εναλλαγή έργου στις στροβιλομηχανές είναι το θεώρημα συστροφής σε συνδυασμό με τις εξισώσεις Euler.

Θεώρημα Συστροφής

Η μεταβολή της ροπής της ορμής, συστροφή, στα πτερύγια του δρομέα, είναι σημαντική για την εναλλαγή ενέργειας ανάμεσα στο ρευστό και στην πτερωτή. Η συστροφή έχει σαν συνέπεια να αναπτυχθεί πάνω στην πτερωτή μια ροπή στροφής, δηλαδή μηχανικό έργο περιστροφής πάνω στην άτρακτο της μηχανής

Για να υπολογίσουμε την ροπή πάνω σε ένα άξονα που περιστρέφεται με γωνιακή ταχύτητα ω θα πρέπει να σχηματίσουμε την έκφραση:

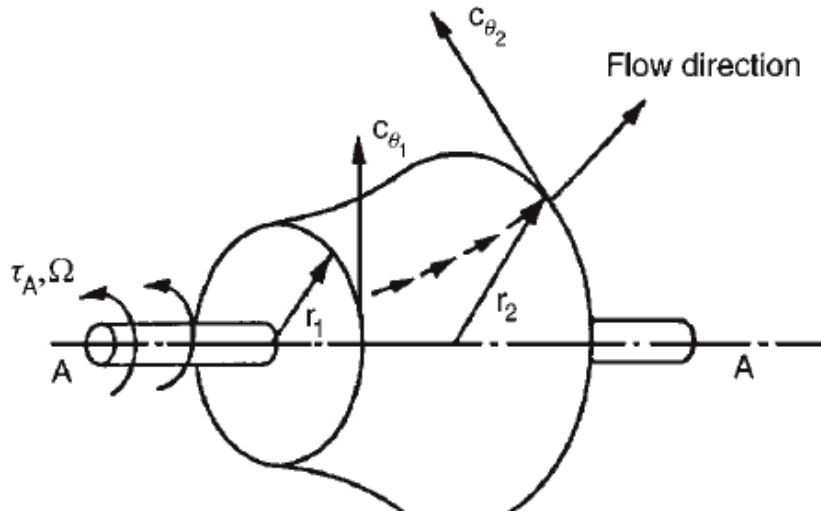
$$M_\alpha = M \omega = (r \times F) \omega \quad \text{Εξ. 2.1.4}$$

Το διάνυσμα της ροπής M θα είναι κάθετο στο επίπεδο που σχηματίζεται από την ακτίνα r και τη δύναμη F . Σε μια στροβιλομηχανή που περιστρέφεται με σταθερή γωνιακή ταχύτητα ω , το αλγεβρικό άθροισμα των ροπών M_α στον άξονα θα πρέπει να είναι ίσο με τη ροπή της στροφής πάνω στην πτερωτή.

Εξισώσεις Euler

Ας θεωρήσουμε ένα σύστημα που περιστρέφεται με σταθερή γωνιακή ταχύτητα ω γύρω από έναν άξονα. Ρευστό μάζας m μπαίνει στο σύστημα στη θέση 1 κι έχει εφαπτομενική ταχύτητα $c_{\theta 1}$. Το ρευστό βγαίνει σε μια θέση 2 με εφαπτομενική ταχύτητα $c_{\theta 2}$.

Αν υποθέσουμε ότι δεν υπάρχουν άλλες δυνάμεις να ενεργούν, τότε η μεταβολή της ροπής της ορμής θα είναι ίση με τη ροπή του άξονα περιστροφής.



Σχ. 2.1.2

Για ένα μονοδιάστατο σύστημα η μεταβολή της ορμής στην εφαπτομενική διεύθυνση είναι $m \cdot c_{\theta}$ και η αντίστοιχη ροπή στον άξονα περιστροφής θα είναι:

$$\dot{m} c_{\theta} r$$

Η μεταβολή της συστροφής μεταξύ εισόδου κι εξόδου, τότε, είναι:

$$T_A = \dot{m}(c_{\theta 2} r_2 - c_{\theta 1} r_1) \quad \text{Εξ. 2.1.5}$$

όπου T_A είναι η ροπή στον άξονα περιστροφής.

Για μια στροβιλομηχανή που περιστρέφεται με σταθερή γωνιακή ταχύτητα ω , η ισχύς που εναλλάσσεται μεταξύ ρευστού και πτερωτής είναι:

$$T_A \omega = \dot{m}(c_{\theta 2} r_2 - c_{\theta 1} r_1) \omega \quad \text{Εξ. 2.1.6}$$

Η περιστροφική ταχύτητα του πτερυγίου δίνεται: $u = \omega r$ **Εξ. 2.1.7**

επομένως το έργο ανά μονάδα μάζας είναι:

$$\Delta W = \frac{T_A \omega}{\dot{m}} = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} > 0 \quad \text{Εξ. 2.1.8}$$

Η σχέση αυτή είναι γνωστή σαν εξίσωση του Euler για αντλίες.

Στην περίπτωση του στροβίλου το πρόσημο του έργου είναι αντίθετο γιατί το έργο παράγεται στον άξονα. Σε αυτή την περίπτωση και μόνο, για να μην έχουμε αρνητικό έργο, αντιστρέφοντας το πρόσημο έχουμε το ειδικό έργο στον άξονα του στροβίλου.

$$\Delta W = \frac{T_A \omega}{\dot{m}} = u_1 c_{\theta 1} - u_2 c_{\theta 2} > 0 \quad \text{Εξ. 2.1.9}$$

Η σχέση αυτή είναι γνωστή σαν εξίσωση του Euler για στροβίλους.

2.2 Βαθμός Απόδοσης

2.2.1 Βαθμός απόδοσης αντλίας

Για τις αντλίες όπου το ρευστό είναι ασυμπίεστο ορίζουμε σαν βαθμό απόδοσης:

$$n_p = \frac{N_i}{N} \quad \text{Εξ. 2.2.1}$$

Όπου, N_i η ισχύς που παραλαμβάνει το ρευστό από την άτρακτο που είναι ίση με:

$$N_i = \rho * g * Q * H \quad \text{Εξ. 2.2.2}$$

με, ρ την πυκνότητα (kg/m^3), g την επιτάχυνση της βαρύτητας (m/s^2), Q η παροχή όγκου του νερού (m^3/s) και H το ύψος πίεσης (m).

Ενώ N είναι η ισχύς που δίνεται στην άτρακτο της αντλίας και είναι ίση με:

$$N = T_A * \omega \quad \text{Εξ. 2.2.3}$$

με, T_A τη ροπή της ατράκτου (Nm) και ω τη γωνιακή ταχύτητα ($1/s$).

2.2.2 Βαθμός απόδοσης υδροστροβίλου

Στην περίπτωση υδροστροβίλου ο βαθμός απόδοσης ορίζεται σαν το έργο που παράγεται στον άξονα της μηχανής διηρημένο με τη διαφορά ενέργειας μεταξύ εισόδου και εξόδου του ρευστού.

Ουσιαστικά, είναι η αντίστροφη σχέση για το βαθμό απόδοσης της αντλίας:

$$n_t = \frac{N}{N_i} \quad \text{Εξ. 2.2.4}$$

2.3 Τρίγωνα Ταχυτήτων

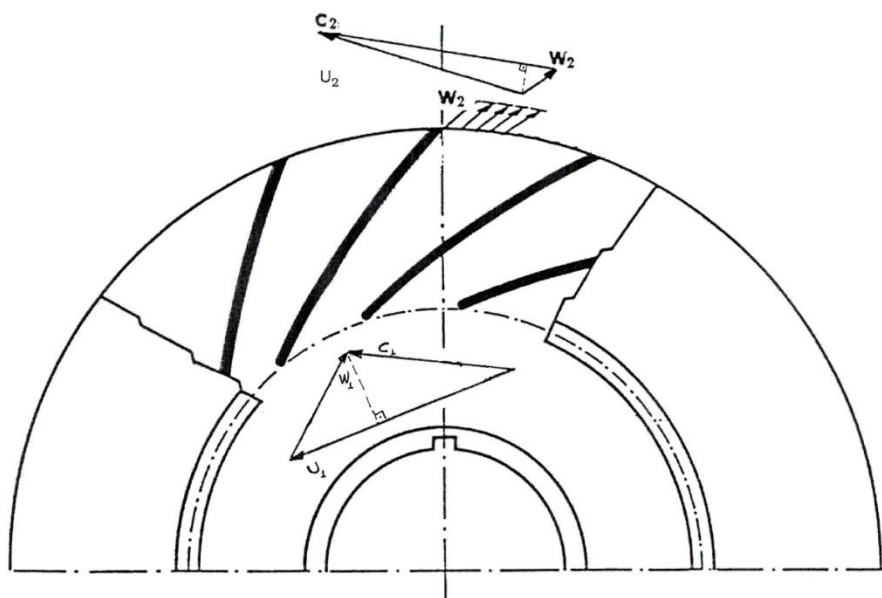
Η ανάλυση της ροής μπορεί να απλοποιηθεί αν θεωρήσουμε τη ροή μονοδιάστατη με την έννοια του ροϊκού νήματος. Σύμφωνα με τη θεωρία του ροϊκού νήματος όλα τα ροϊκά μεγέθη σε μια διατομή λαμβάνονται με τις μέσες τιμές τους. Λόγω της αξονοσυμμετρικής διαμόρφωσης και συνθηκών λειτουργίας στην πτερωτή της αντλίας χρησιμοποιείται πολικό σύστημα συντεταγμένων περί τον άξονα περιστροφής (και συμμετρίας) τόσο για την περιγραφή της γεωμετρίας όσο και για την ανάλυση των ταχυτήτων.

Παρακάτω δίνονται τα τρίγωνα ταχυτήτων και οι εξισώσεις Euler που χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των χαρακτηριστικών της ροής στην αντλία που μελετήθηκε στην εργασία.

2.3.1 Τρίγωνα Αντλίας

Το ρευστό εισέρχεται στην πτερωτή με απόλυτη ταχύτητα c_1 η οποία αναλύεται διανυσματικά στην περιστροφική ταχύτητα u_1 και στη σχετική (ως προς το σύστημα συντεταγμένων που περιστρέφεται με τον άξονα) w_1 . Για το τρίγωνο ταχυτήτων στην είσοδο ισχύει ότι

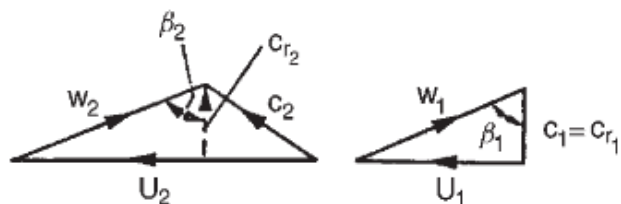
$u_1 = \omega \times r_1$ και η διεύθυνση της w_1 είναι εφαπτομενική με την είσοδο της πτερωτής. Επίσης για αποφυγή του κρουστικού φαινομένου θεωρούμε ότι η c_1 έχει μόνο ακτινική συνιστώσα, δηλαδή $c_1 = c_{r1}$. Αντίστοιχα σχεδιάζονται τα τρίγωνα ταχυτήτων στην έξοδο. Παρακάτω δίνονται σχήματα στα οποία απεικονίζονται τα τρίγωνα ταχυτήτων στην είσοδο και στην έξοδο της πτερωτής.



Σχ. 2.3.1

Η απόλυτη ταχύτητα εισόδου παραπάνω έχει και περιφερειακή συνιστώσα.

Η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ της u και w είναι η γωνία β και περιγράφει την κλίση του πτερυγίου στην είσοδο και στην έξοδο άρα αποτελεί σημαντική σχεδιαστική παράμετρο. Εδώ να σημειώσουμε ότι το ANSYS δέχεται σαν γωνία β τη συμπληρωματική της, δηλαδή ο σχεδιασμός του πτερυγίου γίνεται αξονικά και όχι εφαπτομενικά όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχ. 2.3.2

Η γωνία που σχηματίζεται μεταξύ των ταχυτήτων c και u είναι η α η οποία για το τρίγωνο εισόδου είναι ορθή και για την έξοδο αποτελεί σχεδιαστική παράμετρο του κελύφους.

Ο προσδιορισμός των βασικών γεωμετρικών στοιχείων της πτερωτής έγινε από εμπειρική μέθοδο σε συνδυασμό με τριγωνομετρικές σχέσεις και τις εξισώσεις Euler όπως δίνονται παρακάτω:

- Εξωτερική διάμετρος D_2 :

$$D_2 = \frac{0.45\sqrt{gH}}{\frac{n}{60}} \quad \text{Εξ. 2.3.1}$$

Για την πλευρά αναρρόφησης:

- Εσωτερική διάμετρος D_1 :

$$D_1 = 0.4 * D_2 \quad \text{Εξ. 2.3.2}$$

- Ακτινική συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας c_{r1} :

$$c_{r1} = 0.14 * \sqrt{2gH} \quad \text{Εξ. 2.3.3}$$

- Γωνία πτερυγίου β_1 :

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{u_1}{c_{r1}} \quad \text{Εξ. 2.3.4}$$

- Πλάτος πτερυγίου b_1 :

$$b_1 = \frac{Q}{D_1 * c_{r1} * \pi} \quad \text{Εξ. 2.3.5}$$

Για την πλευρά κατάθλιψης:

- Περιφερειακή ταχύτητα u_2 :

$$u_2 = \omega * r_2 \quad \text{Εξ. 2.3.6}$$

- Ακτινική συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας c_{r2} :

$$c_{r2} = 0.11 * \sqrt{2gH} \quad \text{Εξ. 2.3.7}$$

- Περιφερειακή συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας (θεωρητική) c_{u2t} :

$$c_{u2t} = \frac{gH}{u_2} \quad \text{Εξ. 2.3.8}$$

- Γωνία πτερυγίου (θεωρητική) β_{2t} :

$$\beta_{2t} = \tan^{-1} \frac{(u_2 - c_{u2t})}{c_{r2}} \quad \text{Εξ. 2.3.9}$$

- Πλάτος πτερυγίου b_2 :

$$b_2 = \frac{Q}{D_2 * c_{r2} * \pi} \quad \text{Εξ. 2.3.10}$$

- Πάχος πτερυγίου s :

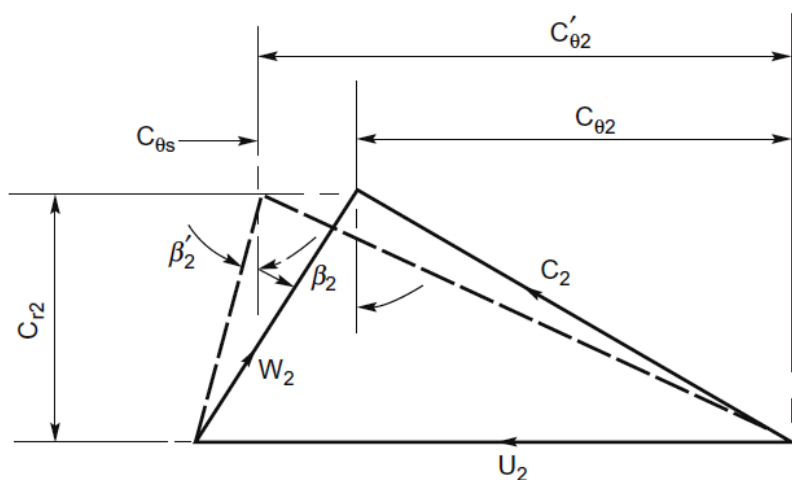
$$s = 0.02 * D_2 \quad \text{Εξ. 2.3.11}$$

Όπου, g είναι η επιτάχυνση της βαρύτητας (m/s^2), H το ύψος πίεσης (m), Q η παροχή του ρευστού (m^3/s), n η ταχύτητα περιστροφής (rpm) και ω η γωνιακή ταχύτητα (rad/s).

Εδώ αξίζει να γίνει αναφορά στο φαινόμενο ολίσθησης μέσα στην πτερωτή.

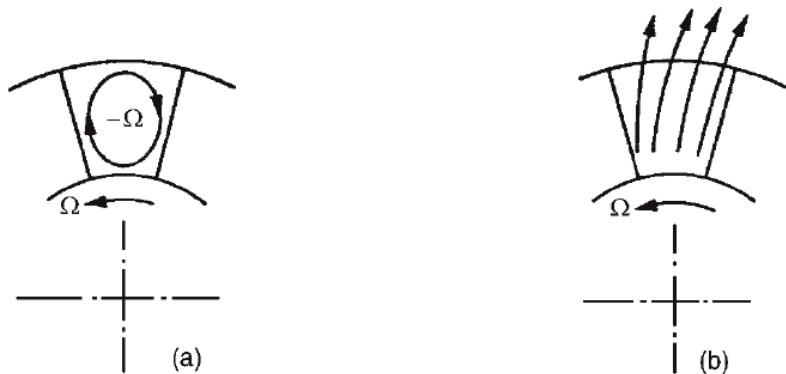
Η παραπάνω ανάλυση των βασικών εξισώσεων έγινε με την παραδοχή ότι ο δρομέας αποτελείται από άπειρο αριθμό ομοιόμορφων πτερυγίων έτσι ώστε η ροή ανάμεσα στα πτερύγια να είναι η ίδια ακολουθώντας τη γεωμετρία των πτερυγίων. Στην πραγματικότητα όμως ο αριθμός των πτερυγίων είναι πεπερασμένος και το ρευστό δεν είναι ιδανικό, έχει δηλαδή ιξώδες το οποίο δημιουργεί οριακά στρώματα και την αποκόλληση τους από την πτερωτή. Το φαινόμενο αυτό λέγεται απόκλιση της ροής (*slip*). Στο Σχ. 2.3.3 έχουμε δυο τρίγωνα ταχυτήτων που αντιστοιχούν στις ιδανικές συνθήκες όπου το ρευστό ακολουθεί το πτερύγιο και στις πραγματικές όπου το ρευστό έχει διαφορετική γωνία εξόδου.

Η γωνία $\delta_s = \beta_2 - \beta'_2$ είναι η γωνία απόκλισης.



Σχ. 2.3.3

Προκειμένου να κατανοήσουμε τους μηχανισμούς που επηρεάζουν τη γωνία απόκλισης σε μια φυγοκεντρική αντλία θα κάνουμε χρήση του θεωρήματος του Kelvin. Ο Kelvin απέδειξε ότι σε ένα πεδίο ροής ενός ατριβούς ρευστού η συστροφή στην είσοδο του πεδίου είναι 0 ($c_{\theta 1} = 0$), αστρόβιλη ροή, τότε η συστροφή θα παραμείνει μηδενική παντού μέσα στο πεδίο. Άρα το ίδιο θα πρέπει να ισχύει στην είσοδο και στην έξοδο μιας φυγοκεντρικής αντλίας. Δεδομένου όμως ότι ο δρομέας έχει μια γωνιακή ταχύτητα ω , προκειμένου να ικανοποιηθεί το θεώρημα του Kelvin, θα πρέπει το ρευστό να έχει μια συστροφή με γωνιακή ταχύτητα $-\omega$ σχετική προς τον δρομέα. Η συστροφή αυτή σχηματίζει μια δίνη μέσα στην πτερωτή που ονομάζεται σχετική δίνη.



Σχ. 2.3.4

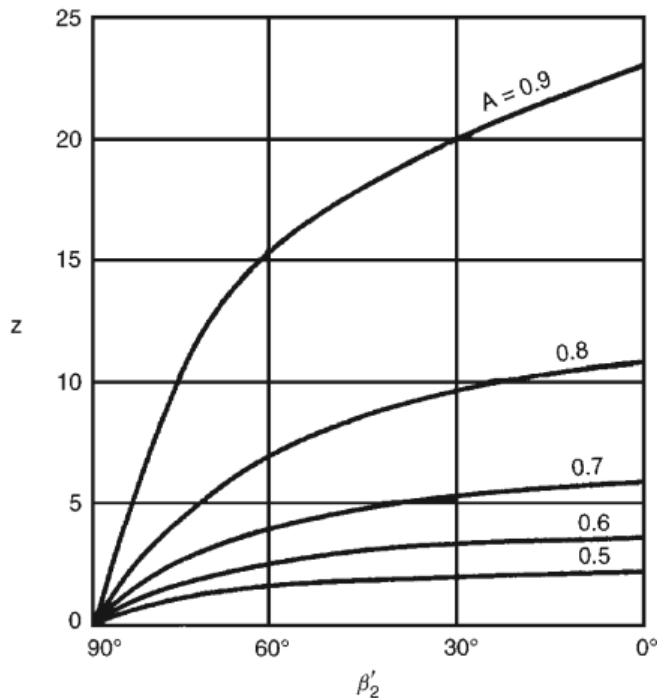
Η ροή μέσα σε ένα δρομέα μπορεί, για γραμμικές μεταβολές, να θεωρηθεί σαν επαλληλία μιας ομοιόμορφης ροής και της σχετικής δίνης.

Το αποτέλεσμα είναι η ροή να έχει τη διεύθυνση του Σχ. 2.3.4. Το ρευστό επομένως στην έξοδο της φυγοκεντρικής αντλίας κινείται στην αντίθετη διεύθυνση από εκείνη του δρομέα με αποτέλεσμα η $c_{\theta 2}$ να είναι μικρότερη από τη $c'_{\theta 2}$. Αυτή η διαφορά γίνεται ακόμα μεγαλύτερη από την ανάπτυξη οριακών στρωμάτων στις επιφάνειες του δρομέα. Για τον υπολογισμό των πραγματικών γωνιών εξόδου χρησιμοποιήθηκε η σχέση Busemann με την οποία υπολογίζεται ο συντελεστής απόκλισης (sf) ο οποίος μειώνει την περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας κατά ένα ποσοστό που εξαρτάται από τον αριθμό πτερυγίων και της θεωρητικής γωνίας εξόδου που υπολογίστηκε. Η μέθοδος περιγράφεται παρακάτω.

$$sf = \frac{A - [B * (\frac{cr_2}{u_2}) * \tan \beta_{2t}]}{1 - [(\frac{cr_2}{u_2}) * \tan \beta_{2t}]} \quad \text{Εξ. 2.3.12}$$

Ο συντελεστής A υπολογίζεται από το σχήμα και ο B από την ακόλουθη διαδικασία:

1. Υπολογισμός του $t = \frac{r_2}{r_1}$ Εξ. 2.3.13
2. Υπολογισμός του $tt = \exp[\frac{2\pi \cos \beta_{2t}}{z}]$ Εξ. 2.3.14, όπου z ο αριθμός πτερυγίων
3. Επομένως, εάν $t > tt$ τότε $B=1$ αλλιώς $B=0$



Σχ. 2.3.5

Οπότε, ο υπολογισμός της πραγματικής c_{u2r} γίνεται από τη σχέση:

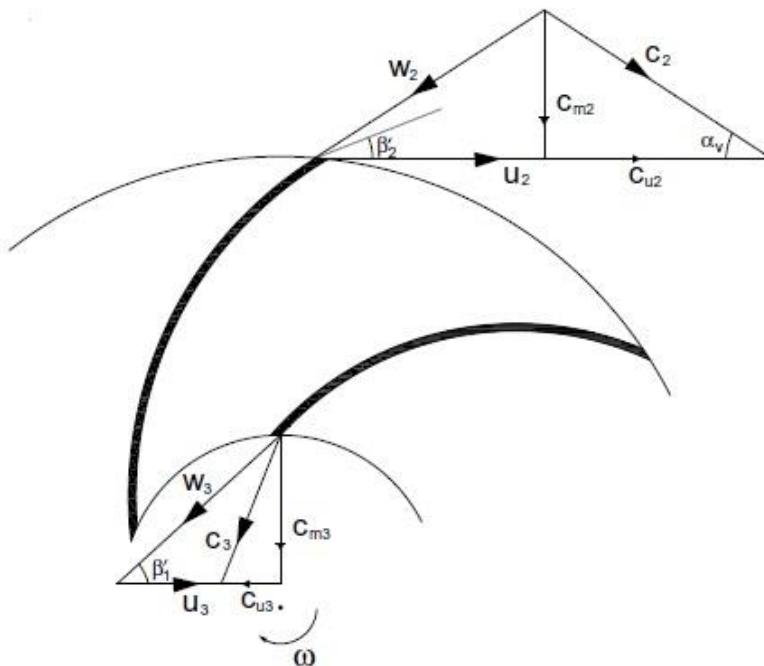
$$c_{u2r} = sf * c_{u2t} \quad \text{Εξ. 2.3.15}$$

και η πραγματική γωνία εξόδου του πτερυγίου β_{2r} , υπολογίζεται από :

$$\beta_{2r} = \tan^{-1} \frac{(u_2 - c_{u2r})}{c_{r2}} \quad \text{Εξ. 2.3.16}$$

2.3.2 Τρίγωνα αντίστροφης λειτουργίας

Αντιστρέφοντας τη φορά της περιστροφής $\omega_p = -\omega_T$ καθώς και τη φορά της ροής (ώστε αυτή να γίνεται από τη διατομή 2 στην εσωτερική 1) και για την ίδια τιμή της παροχής Q , τα τρίγωνα ταχυτήτων προκύπτουν ταυτόσημα με τα αντίστοιχα της λειτουργίας ως αντλίας (Σχ.2.3.5) με μόνη διαφορά την αντιστροφή της φοράς των ταχυτήτων. Η λειτουργία αυτή του δρομέα αντιστοιχεί σε λειτουργία στροβίλου.



Σχ. 2.3.6

2.4 Αδιάστατοι αριθμοί και κανόνες ομοιότητας

2.4.1 Αδιάστατοι Αριθμοί

Κατά τη μελέτη των ομόλογων μονάδων για ασυμπίεστα ρευστά, μπορούμε να παραλείψουμε ως αμελητέα τα αποτελέσματα της ελαστικότητας, της επιφανειακής τάσεως, της βαρύτητας και της επιφανειακής τραχύτητας.

Έτσι η ροή και η εναλλαγή ενέργειας σε μια στροβιλομηχανή, χαρακτηρίζονται από τα ακόλουθα μεγέθη:

1. Η παροχή όγκου Q
2. Η μεταβολή στατικής πίεσης εκφρασμένη σε ύψος στήλης υγρού gH
3. Η ισχύς N
4. Η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής ω
5. Η πυκνότητα του ρευστού ρ

6. Το ιξώδες του ρευστού μ
7. Η χαρακτηριστική διάμετρος D

Από το θεώρημα του Buckingham έχουμε $m=7$ οι ανεξάρτητες μεταβλητές και $n=3$ τα βασικά μεγέθη, επομένως ο αριθμός των αδιάστατων ομάδων που μπορούμε να σχηματίσουμε είναι $m-n=4$.

Οι παράμετροι της ροής και της ενέργειας σε μια στροβιλομηχανή συνδέονται με μια συνάρτηση f :

$$f(Q, gH, N, \omega, \rho, \mu, D) = 0 \quad \text{Εξ. 2.4.1}$$

Οπότε με βάση το θεώρημα για ασυμπίεστη ροή μπορούμε να γράψουμε:

$$f_2 \left(\frac{Q}{\omega D^3}, \frac{gH}{\omega^2 D^2}, \frac{N}{\rho \omega^3 D^5}, \frac{\rho \omega D^2}{\mu} \right) = 0 \quad \text{Εξ. 2.4.2}$$

Ο πρώτος όρος είναι ο αριθμός ειδικής παροχής (q_s) και ορίζεται από το ποσοστό παροχής όγκου (Q) ως προς τη μονάδα περιστροφικής ταχύτητας (ω) επί τη μονάδα διαμέτρου (D) και είναι σταθερός για όμοιες πτερωτές.

Ο δεύτερος όρος είναι το ειδικό ύψος πίεσης (h_s) και ορίζεται από το ύψος πίεσης (h) επί την επιτάχυνση της βαρύτητας (g) προς τα τετράγωνα της γωνιακής ταχύτητας (ω) επί τη μονάδα διαμέτρου της πτερωτής (D).

Ο τρίτος όρος είναι ο ειδικός αριθμός ισχύος που συνδυάζει την παραγόμενη ισχύ στο δρομέα (N) προς την πυκνότητα του ρευστού (ρ) επί τη γωνιακή ταχύτητα και τη μονάδα διαμέτρου της πτερωτής.

Ο τελευταίος όρος της f_2 είναι ο αριθμός Reynolds που συνδυάζει την πυκνότητα του ρευστού επί τη γωνιακή ταχύτητα και το τετράγωνο της διαμέτρου προς το ιξώδες του ρευστού και περιγράφει το είδος ροής (στρωτή ή τυρβώδης). Η περιοχή μετάβασης της ροής από στρωτή σε τυρβώδης για στροβιλομηχανές είναι το 10^5 .

Ένας ακόμα πολύ βασικός αδιάστατος όρος είναι ο ειδικός αριθμό ταχύτητας (n_q) ο οποίος συνδυάζει το γινόμενο της περιστροφικής ταχύτητας (n σε rpm) επί τη ρίζα της παροχής (m^3/s) προς το ύψος πίεσης και περιγράφει όλες τις δυναμικά όμοιες μηχανές. Ορίζεται από τον τύπο:

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{0.75}} \quad \text{Εξ. 2.4.3}$$

2.4.2 Κανόνες Ομοιότητας

Μετά τον υπολογισμό των βασικών γεωμετρικών χαρακτηριστικών της πτερωτής ακολούθησε ο σχεδιασμός της στο Bladegen και δημιουργία πλέγματος στο Turbogrid. Όμως, η χρήση εμπειρικών σχέσεων για τον υπολογισμό των διαμέτρων είχε σαν επακόλουθο μια γεωμετρία που παρήγαγε προβληματικό πλέγμα στην είσοδο και ανακυκλοφορίες κατά την επίλυση. Η διόρθωση έγινε με μια αύξηση της διαμέτρου στην είσοδο και διατηρώντας το μήκος του πτερυγίου σταθερό, αυτό όμως είχε σαν αποτέλεσμα να αυξηθεί το ύψος πίεσης. Εδώ έγινε χρήση των αρχών ομοιότητας για επίτευξη του επιθυμητού ύψους.

Πολλές φορές είναι αναγκαίο να γνωρίζουμε τις αλλαγές που θα επιφέρει η αλλαγή ενός χαρακτηριστικού της αντλίας στη λειτουργία της. Έτσι χρησιμοποιώντας τους αδιάστατους αριθμούς μπορούμε να υπολογίσουμε τη μεταβολή. Στην προκειμένη έγινε χρήση του ειδικού αριθμού ύψους πίεσης, θεωρώντας ότι η καινούργια πτερωτή είχε σταθερή διάμετρο υπολογίσαμε ποια θα πρέπει να είναι η μείωση στην περιστροφική ταχύτητα για την επίτευξη του ύψους που θέλουμε. Η υπολογιστική διαδικασία ακολουθεί:

$$h_s = \frac{gH}{\omega^2 D^2}, \quad \text{οπότε}$$

$$h_{s1} = h_{s2} \rightarrow \frac{g H_1}{n_1^2 D_1^2} = \frac{g H_2}{n_2^2 D_2^2} \rightarrow \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

Το ύψος H_1 είναι το επιθυμητό, το H_2 αυτό που προέκυψε από την αλλαγή στη γεωμετρία, η n_1 είναι η αρχική περιστροφική ταχύτητα και η n_2 η ζητούμενη.

2.5 Μαθηματικό μοντέλο προσομοίωσης

2.5.1 Εξισώσεις Navier-Stokes

Το συνεκτικό πεδίο ροής περιγράφεται από τις εξισώσεις μεταβολής ορμής ανά μονάδα όγκου του ρευστού που είναι γνωστές σαν εξισώσεις Navier-Stokes και από την εξίσωση συνέχειας. Οι $N-S$ στη γενική μορφή τους διατυπώνονται παρακάτω:

$$\rho \frac{D\bar{u}}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \bar{u} + F \quad \text{Εξ. 2.5.1}$$

Όπου \bar{u} το διάνυσμα της σχετικής ταχύτητας σε κάθε διεύθυνση $[x, y, z]$, ρ η πυκνότητα του ρευστού, μ το ιξώδες του ρευστού, p οι πιέσεις που ασκούνται στο ρευστό και F οι εξωτερικές δυνάμεις.

Η εξίσωση συνέχειας για ασυμπίεστο ρευστό σε μόνιμη ροή είναι:

$$\nabla \bar{u} = 0 \quad \text{Εξ. 2.5.2}$$

Επειδή οι παραπάνω εξισώσεις συναντιούνται με πολλούς συμβολισμούς στην προκειμένη εργασία θα χρησιμοποιηθούν αυτοί που δόθηκαν από το εγχειρίδιο του ANSYS, που είναι:

$$\frac{\partial(\rho U)}{\partial t} + \nabla(\rho U \otimes U) = -\nabla p + \nabla \tau + S_M \quad \text{Εξ. 2.5.3}$$

Όπου, S_M τους παράγοντες δημιουργίας ορμής

$U \otimes U$ τον δυαδικό τελεστή που αναλύεται σε πίνακα:

$$U \otimes U = \begin{matrix} U_x U_x & U_x U_y & U_x U_z \\ U_y U_x & U_y U_y & U_y U_z \\ U_z U_x & U_z U_y & U_z U_z \end{matrix}$$

Και $\boldsymbol{\tau}$ ο τένσορας τάσεων που είναι ίσος με : $\boldsymbol{\tau} = \mu [\nabla \mathbf{U} + (\nabla \mathbf{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \mathbf{U}]$, όπου μ είναι το δυναμικό ιξώδες και δ η συνάρτηση του Kronecker που περιγράφει τότε οι τάσεις είναι κάθετες και τότε οριζόντιες στην εκάστοτε διεύθυνση και είναι ίση με:

$$\delta_{ij} = 0 \quad \text{για} \quad i \neq j \quad \text{και}$$

$$\delta_{ij} = 1 \quad \text{για} \quad i = j$$

Επιπλέον γίνονται δυο θεωρήσεις που αφορούν τη μελέτη των αντλιών και απλοποιούν τις εξισώσεις:

- 1) Η ροή θεωρείται ασυμπιέστη που σημαίνει ότι η πυκνότητα του εργαζόμενου μέσου παραμένει σταθερή ως προς το χρόνο και το χρόνο μέσα στην αντλία.
- 2) Όπως είπαμε οι στροβιλομηχανές αποτελούνται από ένα περιστρεφόμενο μέλος άρα και οι εξισώσεις θα επηρεάζονται από τις περιστροφικές δυνάμεις. Αυτές θα είναι οι φυγοκεντρικές και οι δυνάμεις Coriolis οι οποίες είναι πολύ μεγαλύτερες από τις βαρυτικές που θεωρούνται αμελητέες.

Οπότε ισχύει: $S_{M,rot} = S_{cor} + S_{cfg}$, όπου:

$$S_{cor} = -2\rho\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{U} \quad \text{Εξ. 2.5.4} \quad \text{και} \quad S_{cfg} = -\rho\boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) \quad \text{Εξ. 2.5.5}$$

Όπου $\boldsymbol{\omega}$ είναι η γωνιακή ταχύτητα και \mathbf{r} το διάνυσμα της ακτίνας. Μετά από αυτές τις θεωρήσεις ισχύει:

$$\frac{\partial(\rho\mathbf{U})}{\partial t} + \nabla(\rho\mathbf{U} \otimes \mathbf{U}) = \nabla\{-p\delta + \mu [\nabla\mathbf{U} + (\nabla\mathbf{U})^T]\} - 2\rho\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{U} - \rho\boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r})$$

Εξ. 2.5.6 α

Τέλος στη θεωρία επίλυσης του ANSYS εισάγεται το εναλλακτικό μοντέλο περιστροφής το οποίο μοντελοποιεί τον όρο συναγωγής στις εξισώσεις ορμής. Αντί η συναγωγή να γίνει στο σχετικό σύστημα αναφοράς γίνεται στο απόλυτο κάτι το οποίο μειώνει το σφάλμα κατά την επίλυση. Έτσι αντικαθιστάται η σχετική ταχύτητα \mathbf{U} με την απόλυτη \mathbf{U}_{abs} κάτι το οποίο επιφέρει τροποποίηση και στον πραγματικό όρο της επιτάχυνσης Coriolis, άρα έχουμε:

$$\frac{\partial(\rho\mathbf{U})}{\partial t} + \nabla(\rho\mathbf{U} \otimes \mathbf{U}_{abs}) = \nabla\{-p\delta + \mu [\nabla\mathbf{U} + (\nabla\mathbf{U})^T]\} - 2\rho\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{U} - \rho\boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r})$$

Εξ. 2.5.6 β

Και διαιρώντας με την πυκνότητα παίρνουμε την τελική μορφή των εξισώσεων Navier-Stokes :

$$\frac{\partial(\mathbf{U})}{\partial t} + \nabla(\mathbf{U} \otimes \mathbf{U}_{abs}) = \nabla\{-\frac{p}{\rho}\delta + \mu [\nabla\mathbf{U} + (\nabla\mathbf{U})^T]\} - 2\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{U} - \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r})$$

Εξ. 2.5.6 γ

Έτσι, στο αριστερό μέλος παίρνουμε τους όρους χωρικής και χρονικής επιτάχυνσης, ενώ στο δεξί τους όρους απωλειών λόγω του ιξώδους και το αποτέλεσμα της πίεσης και των δυνάμεων του περιστρεφόμενου σώματος.

Τέλος η μορφή της εξίσωσης συνέχειας:

$$\nabla U = 0 \quad \text{Εξ. 2.5.7}$$

Όπως φαίνεται παίρνουμε ένα σύστημα τεσσάρων εξισώσεων (οι τρεις $N-S$ και η εξίσωση συνέχειας) για τον υπολογισμό τεσσάρων μεταβλητών, τις τρεις διευθύνσεις της ταχύτητας U_x, U_y, U_z και της πίεσης p . Επομένως αυτό το σύστημα μπορεί να θεωρητικά να λυθεί, το πρόβλημα όμως είναι ότι οι εξισώσεις $N-S$ δεν είναι γραμμικές αφού η ταχύτητα συναντιέται και στους όρους επιτάχυνσης όσο και στις δυνάμεις που τις καθορίζουν.

2.5.2 Μοντελοποίηση της Τύρβης

Η τύρβη είναι ένα φαινόμενο που αποτελείται από διακυμάνσεις του πεδίου ροής και προκύπτει όταν οι δυνάμεις αδράνειας του ρευστού γίνονται σημαντικές σε σχέση με τις δυνάμεις ιξώδους κάτι που χαρακτηρίζει τους μεγάλους αριθμούς Re . Το φαινόμενο επεκτείνεται χρονικά αλλά και χωρικά στη ροή με αποτέλεσμα η περιγραφή του να είναι μια πολύπλοκη διαδικασία γιατί είναι τρισδιάστατη και ασταθής. Επιπλέον η τύρβη επηρεάζει σημαντικά το χαρακτήρα της ροής και είναι σημαντικός παράγοντας απωλειών.

Θεωρητικά οι εξισώσεις Navier-Stokes είναι σε θέση να περιγράψουν αυτό το φαινόμενο με άμεση αριθμητική προσομοίωση (DNS, direct numerical simulation) εφόσον οι ταχύτητες θεωρηθούν ασταθής. Το πλέγμα που θα πρέπει να κατασκευαστεί για μια τέτοια προσομοίωση θα πρέπει να έχει αριθμό στοιχείων της τάξης του 10^{13} για $Re=10^6$ και ο υπολογιστικός χρόνος θα είναι τεράστιος. Επειδή, ακόμα, δεν έχουμε στη διάθεσή μας υπολογιστές με αυτή την ισχύ έχουν βρεθεί διάφορα μοντέλα προσομοίωσης της τύρβης που βασίζονται στη στατιστική εκτίμηση των ταχυτήτων, τα στατιστικά μοντέλα τύρβης.

Όταν εξετάζονται κλίμακες χρόνου πολύ μεγαλύτερες από αυτές των τυρβωδών διακυμάνσεων η τυρβώδης ροή μπορεί να θεωρηθεί ότι εμφανίζει χαρακτηριστικά μέσω των όρων σε συνδυασμό με μαζί με ένα χρονικά εξαρτώμενο όρο. Έτσι ο Reynolds αντικατέστησε την ασταθή ταχύτητα (U_i) με μια μέση τιμή (\bar{U}) και μια χρονικά εξαρτώμενη (u_i) δημιουργώντας τις εξισώσεις RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes), όπως φαίνεται παρακάτω:

$$U_i = \bar{U} + u_i \quad \text{Εξ. 2.5.8} \quad \text{με}$$

$$\bar{U} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt \quad \text{Εξ. 2.5.9}$$

Οι εξισώσεις που προκύπτουν απεικονίζουν τις μέσες ποσότητες ροής με μοντελοποίηση των συνεπειών της τύρβης χωρίς να υπολογίζονται οι διακυμάνσεις της. Όμως η δημιουργία μέσω των όρων εισάγει επιπλέον αγνώστους στο σύστημα εξισώσεων οι οποίοι δρουν ως πρόσθετες τάσεις πάνω στο ρευστό και ονομάζονται «τάσεις Reynolds». Αυτές πρέπει να μοντελοποιηθούν μέσω άλλων εξισώσεων από γνωστούς όρους ώστε να επιτευχθεί το «κλείσιμο του συστήματος» και χαρακτηρίζουν το μοντέλο τύρβης που θα εφαρμοστεί.

2.5.2.1 Μοντέλο Τύρβης k-ε

Γενικά το μοντέλο τύρβης περιγράφει τη διανομή των τάσεων Reynolds μέσα στη ροή. Όλα τα μοντέλα τύρβης είναι εμπειρικής φύσης και αποτελούνται από σταθερές που προήλθαν από δοκιμές και εφαρμόζονται στους υπολογισμούς CFD. Τα περισσότερα βασίζονται στην έννοια του «ιξώδους τύρβης» (eddy viscosity) ν_t το οποίο είναι χαρακτηριστικό της ροής και όχι του ρευστού. Επίσης χαρακτηρίζονται με βάση τον αριθμό των εξισώσεων μεταφοράς που περιλαμβάνουν. Σε αυτή την εργασία χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο k-ε που αποτελείται από 2 εξισώσεις και είναι το πλέον διαδεδομένο.

Η k είναι η εξίσωση μεταφοράς της τυρβώδους κινητικής ενέργειας και ορίζεται από τη διασπορά των διακυμάνσεων της ταχύτητας και η ε είναι η εξίσωση του ρυθμού «καταστροφής» (dissipation) της τυρβώδους κινητικής ενέργειας. Οπότε το μοντέλο k-ε εισάγει δυο νέες μεταβλητές στο σύστημα.

Εδώ να σημειωθεί ότι οι εξισώσεις που θα παρουσιαστούν είναι αυτές που επιλύει το CFX, όμως η μορφή τους θα είναι για συμπιεστή ροή ενώ το πρόβλημά μας είναι ασυμπίεστης. Στο CFX όμως η μορφή των εξισώσεων ασυμπίεστης ροής είναι ίδια με αυτή της συμπιεστής.

Η εξίσωση της ορμής στη διεύθυνση x_i θα είναι:

$$\frac{\partial \rho U_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho (U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad \text{Εξ. 2.5.10}$$

Όπου μ_{eff} είναι το “effective viscosity” που είναι ίσο με : $\mu_{eff} = \mu + \nu_t$ Εξ. 2.5.11

και p' τροποποιημένη πίεση που υπολογίζεται από :

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad \text{Εξ. 2.5.12}$$

όπου ο τελευταίος όρος του δεξιού μέλους περιέχει την απόκλιση της ταχύτητας .

Το μοντέλο υποθέτει ότι το τυρβώδες ιξώδες συνδέεται με την κινητική ενέργεια (k) και τη διάχυση (ε) μέσω της σχέσης:

$$\nu_t = c_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{Εξ. 2.5.13, όπου } c_\mu=0.09$$

Οι τιμές των k και ε δίνονται απευθείας από τις διαφορικές εξισώσεις μεταφοράς της κινητικής ενέργειας και της διάχυσης της τύρβης:

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho U_j k)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \varepsilon + P_{kb} \quad \text{Εξ. 2.5.14}$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho U_j \varepsilon)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon 1} P_{\varepsilon b}) \quad \text{Εξ. 2.5.15}$$

Όπου, σ_k , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$, $C_{\varepsilon 2}$ είναι σταθερές και οι P_{kb} , $P_{\varepsilon b}$ εκπροσωπούν τις δυνάμεις άνωσης. Με P_k συμβολίζεται η παραγωγή τύρβης λόγω των δυνάμεων ιξώδους και είναι ίση με:

$$P_k = \nu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3\nu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad \text{Εξ. 2.5.16}$$

Για ασυμπίεστη ροή ο όρος $\frac{\partial U_k}{\partial x_k}$ είναι μικρός και δε συμβάλει στην παραγωγή τύρβης. Επίσης ο όρος $3v_t$ βασίζεται στην υπόθεση του “frozen stress” και δεν επιτρέπει στις τιμές του ϵ και του k να γίνουν υπερβολικά μεγάλες λόγω κρουστικών δονήσεων, κάτι που γίνεται όλο και πιο έντονο όσο αυξάνει η ποιότητα του πλέγματος.

Τέλος να σημειωθεί ότι το μοντέλο $k-\epsilon$ περιγράφει αρτιότερα τυρβώδεις ροές που βρίσκονται μακριά από τοιχώματα, κάτι που γενικά το καθιστά ακατάλληλο για προσομοίωση λειτουργίας στροβιλομηχανών. Καλύτερο θεωρείται το μοντέλο SST που συνδυάζει τα προτερήματα του $k-\epsilon$ μαζί με τη δυνατότητα του $k-\omega$ να περιγράφει ροές κοντά στα τοιχώματα. Όμως το SST επιβάλλει την κατασκευή πολύ πυκνών πλεγμάτων και αυξάνει το χρόνο επίλυσης σε βαθμό που ξεφεύγει από τους στόχους αυτής της εργασίας.

2.6 Υπολογισμός γεωμετρικών χαρακτηριστικών κελύφους

Ο σκοπός του κελύφους είναι να συλλέξει το ρευστό από την έξοδο του δρομέα και να μετατρέψει την κινητική του ενέργεια σε πίεση με τις ελάχιστες απώλειες. Η ροή μέσα στο κέλυφος είναι τρισδιάστατη και μπορεί να αλλάξει σημαντικά σε περίπτωση λειτουργίας μακριά από το σημείο μέγιστης απόδοσης. Οπότε η σχεδίαση είναι μια διαδικασία που βασίζεται σε μεγάλο βαθμό στην εμπειρία του μηχανικού.

Τα βασικά χαρακτηριστικά του κελύφους είναι η διάμετρος του, η γωνία και το πάχος της γλώσσας καθώς και το εμβαδό των περιφερειακών διατομών. Το τελευταίο είναι ο βασικός παράγοντας του κελύφους γιατί δηλώνει σύμφωνα με ποιά από τις παρακάτω παραμέτρους σχεδιάζεται:

- 1) Κέλυφος σταθερής διατομής
- 2) Κέλυφος σταθερής ταχύτητας
- 3) Κέλυφος σταθερής συστροφής

Στην προκειμένη εργασία εξετάστηκαν δύο κελύφη ορθογωνικής διατομής που σχεδιάστηκαν με παράμετρο τη σταθερή ταχύτητα.

Το εμβαδό διατομών του πρώτου υπολογίστηκε από τον παρακάτω τύπο :

$$A_v = \frac{Q}{c_v} * \frac{\varphi_v}{360^\circ}, \quad \text{Εξ. 2.6.1} \quad \text{όπου}$$

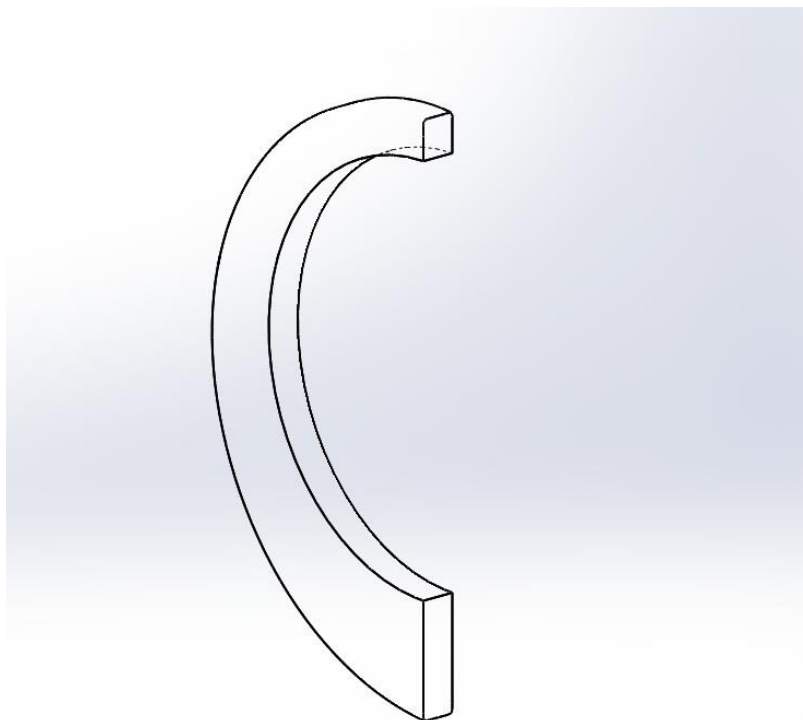
Q είναι η παροχή όγκου του ρευστού, φ_v η γωνία για κάθε διατομή του κελύφους, c_v είναι η ταχύτητα εισόδου του ρευστού στο κέλυφος που υπολογίζεται από τον τύπο:

$$c_v = K \sqrt{2gH} \quad \text{Εξ. 2.6.2}$$

και η παράμετρος K υπολογίζεται από :

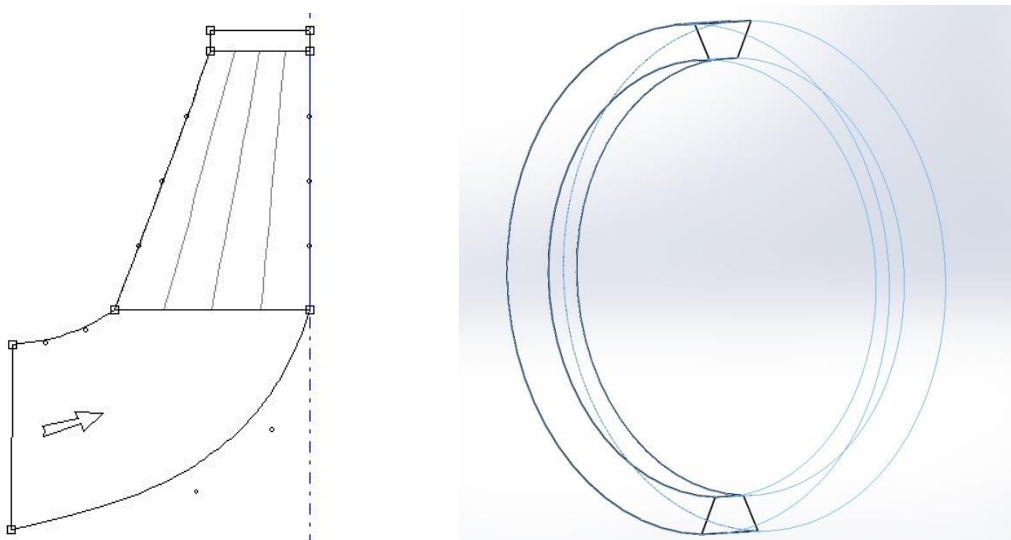
$$K = \frac{2.18}{n_q^{0.32}}, \quad \text{Εξ. 2.6.3} \quad \text{όπου } n_q \text{ ο ειδικός αριθμός ταχύτητας .}$$

Οπότε, οι διατομές που προκύπτουν έχουν την παρακάτω μορφή.



Σχ. 2.6.1

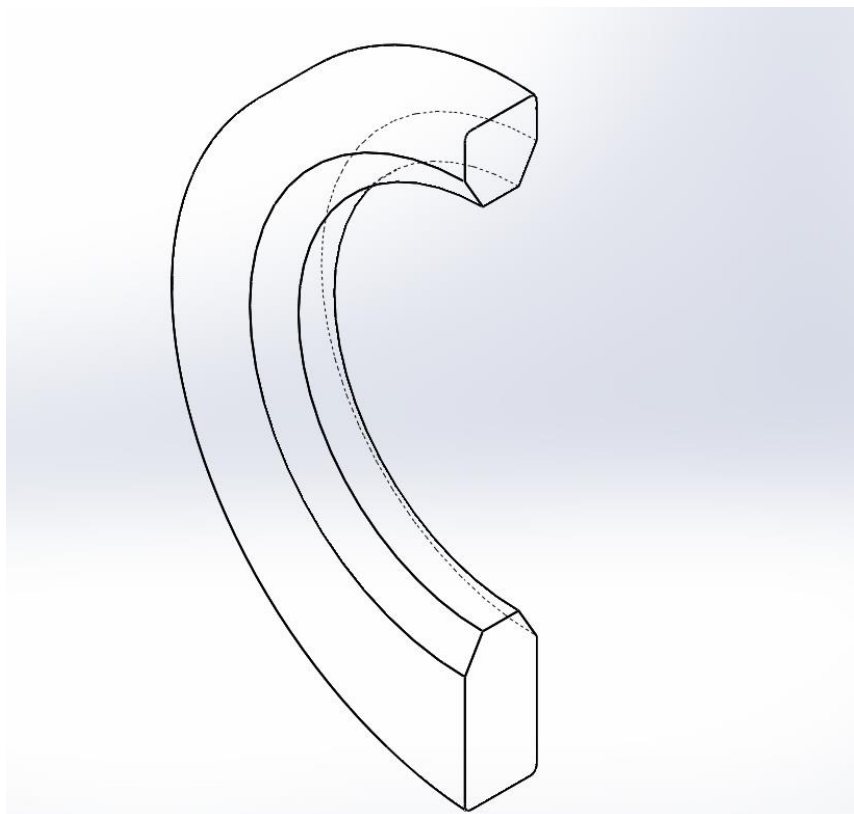
Στο δεύτερο κέλυφος χρειάστηκε να γίνει αύξηση του εμβαδού τρείς φορές σε σχέση με το πρώτο ώστε να επιτευχθεί καλύτερη διάχυση της ροής. Για να γίνει αυτό χωρίς να εμφανιστεί αποκόλληση ροής κατασκευάστηκε ένας δακτύλιος διαπλάτυνσης ενώ μειώθηκε το ύψος εξόδου της πτερωτής όπως φαίνεται στα παρακάτω σχήματα.



Σχ. 2.6.2 (α),(β)

Ο δακτύλιος διπλασιάζει το πλάτος εξόδου από την πτερωτή και λειτουργεί σαν πρώτο στάδιο διάχυσης της ροής.

Στη συνέχεια οι διατομές σχεδιάστηκαν επάνω στο δακτύλιο, το τελικό αποτέλεσμα απεικονίζεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχ. 2.6.3

2.7 Τυπική Χαρακτηριστική

Τυπικές χαρακτηριστικές είναι οι σχέσεις που απεικονίζονται μεταξύ των κύριων λειτουργικών χαρακτηριστικών της μηχανής. Τα χαρακτηριστικά που μας ενδιαφέρουν είναι:

- 1) Η παροχή ρευστού (Q)
- 2) Το ύψος πίεσης (H)
- 3) Ο βαθμός απόδοσης (η)
- 4) Η ισχύς (P)
- 5) Η περιστροφική ταχύτητα (ω)

Η κύρια μεταβολή είναι η παροχή όγκου (Q) του ρευστού και χρησιμοποιείται διαστατικά ή αδιάστατα σαν την τετμημένη όλων των χαρακτηριστικών. Η τεταγμένη της χαρακτηριστικής είναι, για αντλίες, το ύψος πίεσης (H) μεταξύ εισόδου κι εξόδου. Μια δεύτερη χαρακτηριστική που μπορούμε να πάρουμε είναι εκείνη που συνδέει την παροχή με το βαθμό απόδοσης (η). Η τελευταία χαρακτηριστική που μας ενδιαφέρει είναι εκείνη που συνδέει την ισχύ (P) με την παροχή. Η ταχύτητα περιστροφής εμφανίζεται συνήθως σαν παράμετρος πάνω στις καμπύλες.

3. ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΤΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

Η αντλία που μελετήθηκε αποτελείται από 2 μέρη:

- 1) Την πτερωτή
- 2) Το κέλυφος

Παρακάτω περιγράφεται η διαδικασία που ακολουθήθηκε για το σχεδιασμό τους.

3.1 Βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά Πτερωτής

Όπως αναφέρθηκε στο πρώτο κεφάλαιο οι μονοβάθμιες φυγοκεντρικές αντλίες που χρησιμοποιούνται στα μικρής κλίμακας ΥΗΕ προορίζονται για σχετικά χαμηλό ύψος και μικρή παροχή. Επομένως μετά από βιβλιογραφική μελέτη στις υπάρχουσες εφαρμογές επιλέχθηκε παροχή σχεδιασμού στα $Q = 90 \text{ m}^3/\text{hr}$ και ύψος $H = 12 \text{ m}$. Επίσης ο σχεδιασμός έγινε διατηρώντας σταθερή παράμετρο το ύψος, οπότε η αρχική εκτίμηση της περιστροφικής ταχύτητας ήταν οι $n = 1450 \text{ rpm}$ για τετραπολικό επαγωγικό κινητήρα σε δίκτυο συχνότητας 50 Hz . Οπότε σύμφωνα με αυτές τις παραμέτρους τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά της πτερωτής υπολογίστηκαν από τις εξισώσεις που δόθηκαν στο 2^ο κεφάλαιο:

- Ειδικός αριθμός ταχύτητας: $n_q = 35.55 \text{ (m, m}^3/\text{s)}$
- Εξωτερική διάμετρος: $D_2 = 0.202 \text{ m}$ ή 202 mm
- Πάχος πτερυγίου (σταθερό σε όλο το μήκος): $s = 4.04 \text{ mm}$

Σύμφωνα με αυτά τα χαρακτηριστικά εκτιμήθηκε ότι η πτερωτή θα λειτουργεί αποδοτικότερα με $z = 5$ πτερύγια.

Πλευρά Αναρρόφησης

- Εσωτερική διάμετρος: $D_1 = 0,0808 \text{ m}$ ή $80,8 \text{ mm}$
- Περιστροφική ταχύτητα: $u_1 = 6,13 \text{ m/s}$
- Απόλυτη ταχύτητα: $c_{r1} = 2,14 \text{ m/s}$
- Γωνία εισόδου πτερυγίου: $\beta_1 = 70,7^\circ$
- Πλάτος πτερυγίου στην είσοδο: $b_1 = 46 \text{ mm}$

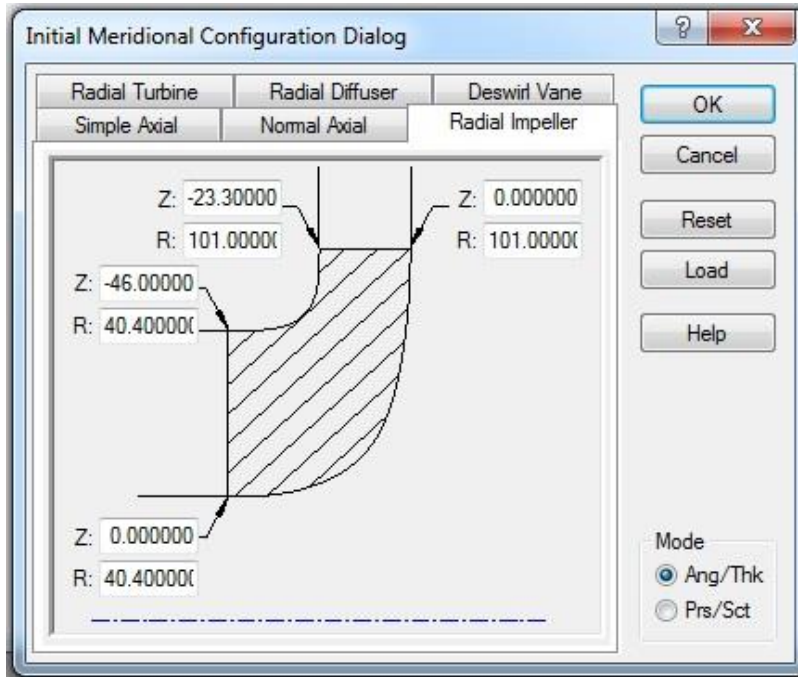
Πλευρά Κατάθλιψης

- Περιστροφική ταχύτητα: $u_2 = 15,33 \text{ m/s}$
- Περιφερειακή συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας (θεωρητική): $c_{u2t} = 7,67 \text{ m/s}$
- Ακτινική συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας: $c_{r1} = 1,69 \text{ m/s}$
- Παράμετροι Bussemann για συντελεστή απόκλισης : $t = 2,5$, $tt = 1,28$, $B = 1$, $A = 0,9$, $sf = 0,8$, οπότε
- Περιφερειακή συνιστώσα απόλυτης ταχύτητας (πραγματική): $c_{u2r} = 6,13 \text{ m/s}$
- Γωνία εξόδου πτερυγίου (πραγματική): $\beta_{2r} = 79,6^\circ$
- Πλάτος πτερυγίου στην έξοδο: $b_2 = 23,3 \text{ mm}$

3.2 Κατασκευή Περωτής

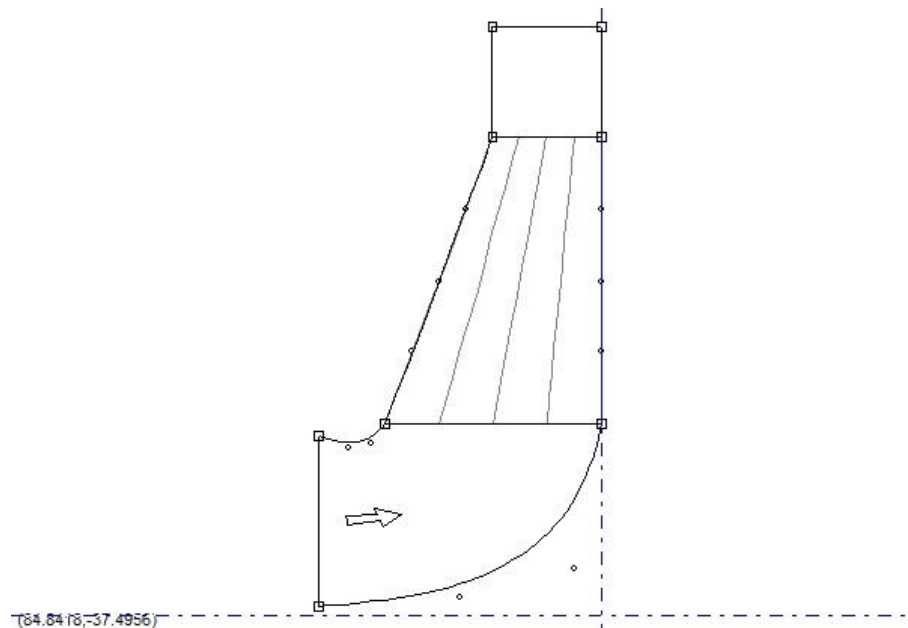
3.2.1 Σχεδιασμός στο Bladegen

Σε αυτή την ενότητα παρουσιάζεται η διαδικασία σχεδιασμού της πρώτης περωτής όπως πραγματοποιήθηκε στο πρόγραμμα bladegen του ANSYS. Αρχικά στη σχεδίαση επιλέγεται η καρτέλα ακτινικής περωτής και εισάγονται οι τιμές της εσωτερικής και εξωτερικής ακτίνας καθώς και το πλάτος του πτερυγίου στην είσοδο και στην έξοδο (Σχ. 3.2.1).



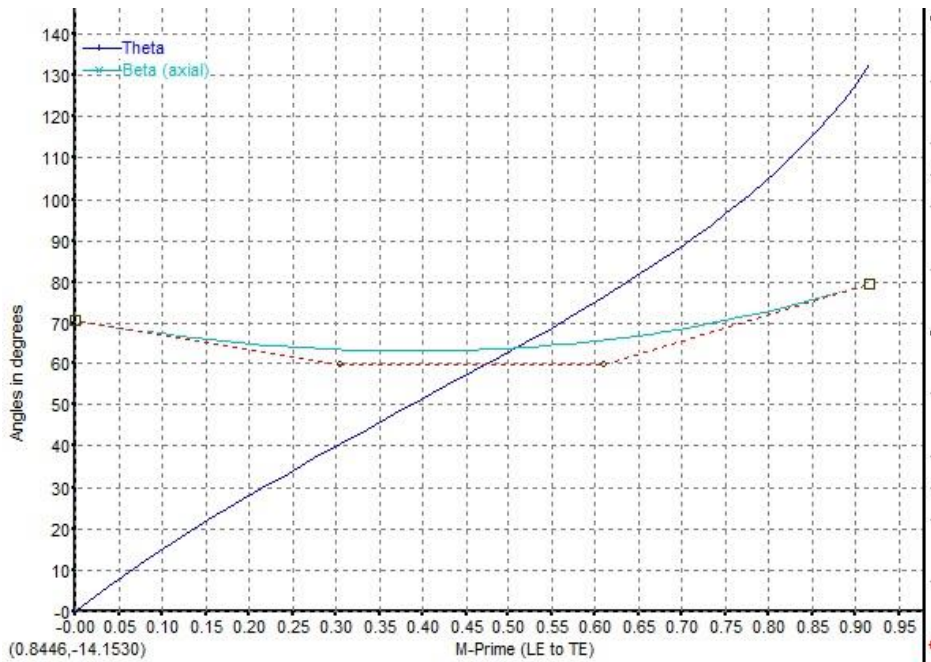
Σχ. 3.2.1

Η μεσημβρινή τομή της περωτής αφού έχει επεξεργαστεί κατάλληλα στην είσοδο δίνεται στο παρακάτω σχήμα.



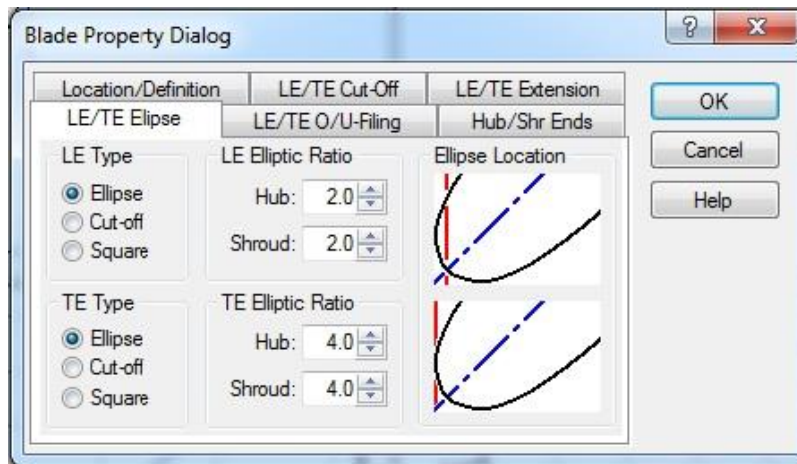
Σχ. 3.2.2

Στο επόμενο σχήμα δίνονται οι κατανομές γωνιών πτερυγίου (β) και η γωνία τύλιξης ($wrap$ ή θ) σε σχέση με το μήκος του πτερυγίου.

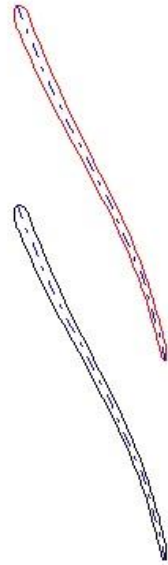


Σχ. 3.2.3

Σύμφωνα με την έρευνα των αποδείχτηκε ότι το στρογγύλεμα των ακμών εξόδου βελτιώνει την απόδοση της αντίστροφης λειτουργίας, έτσι από το πρώτο στάδιο σχεδίασης δόθηκε καμπυλότητα στο *TE* (trailing edge) του πτερυγίου όπως φαίνεται στα παρακάτω σχήματα.



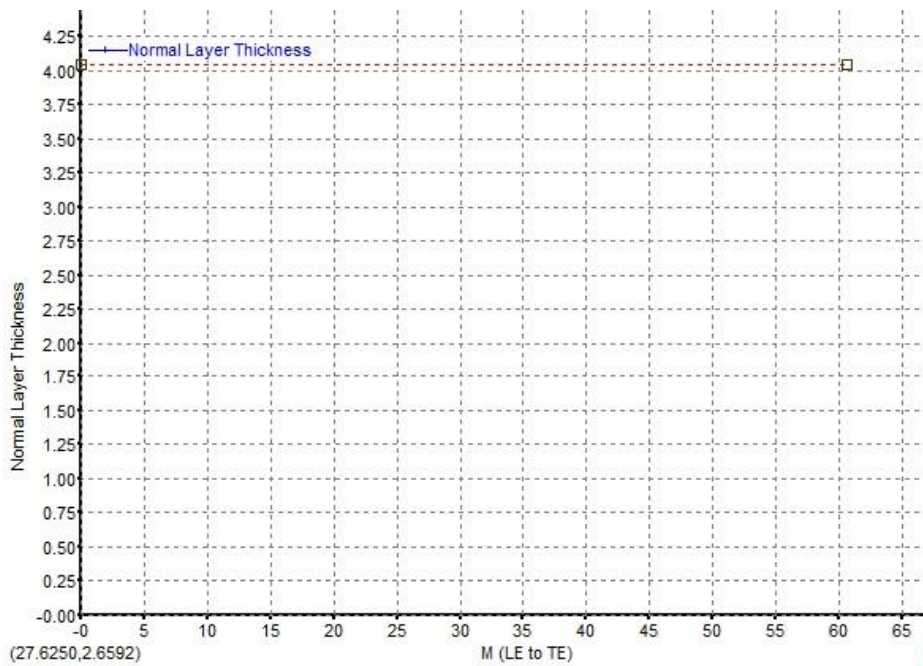
Σχ. 3.2.4



(0.3987,4.6850)

Σχ. 3.2.5

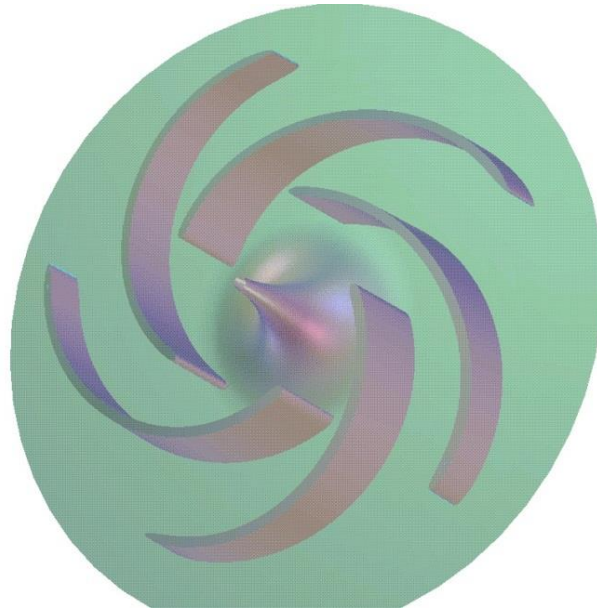
Τέλος το πάχος του περυγίου επιλέχθηκε να παραμείνει σταθερό σε όλο το μήκος του.



(27.6250,2.6592)

Σχ. 3.2.6

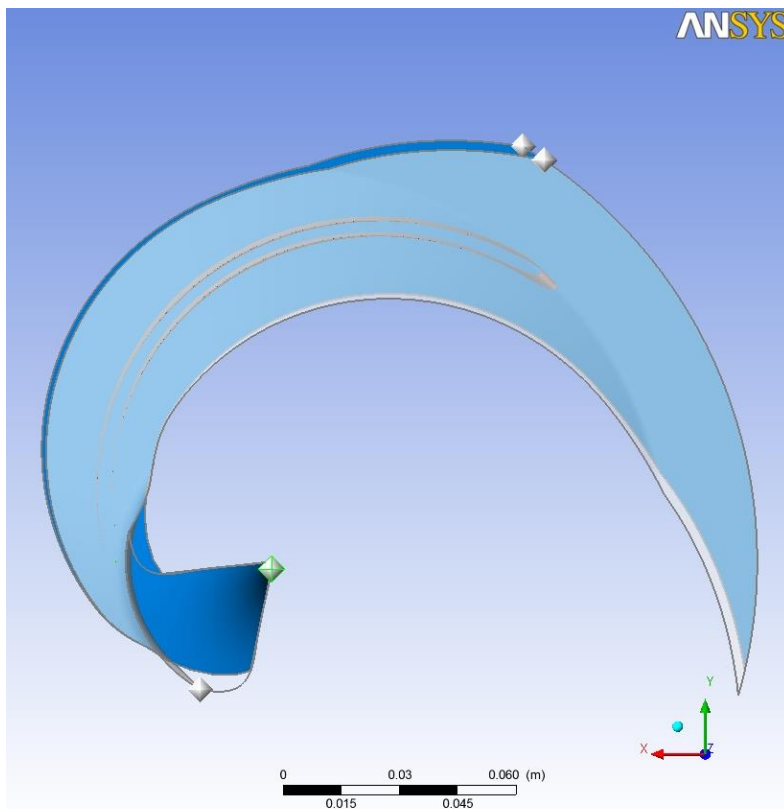
Η τελική απεικόνιση της περωτής από το bladegen δίνεται παρακάτω.



Σχ. 3.2.7

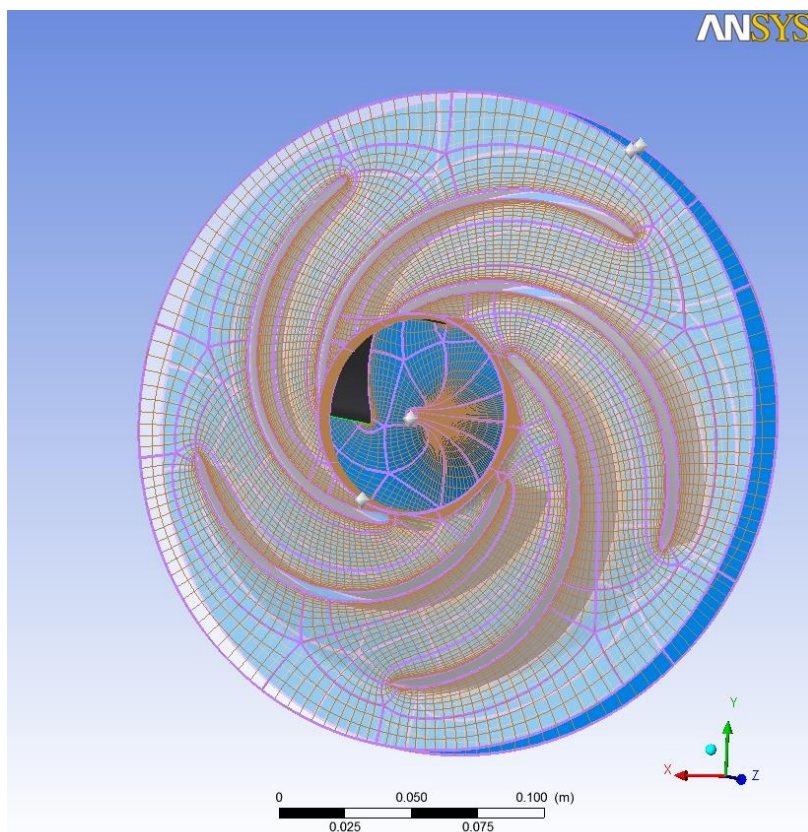
3.2.2 Δημιουργία πλέγματος περρωτής στο Turbogrid

Το Turbogrid είναι το πρόγραμμα που εξειδικεύεται στη δημιουργία πλεγμάτων για περύγια στροβιλομηχανών. Εφόσον έχει δημιουργηθεί η γεωμετρία της μηχανής εισάγεται στο turbogrid το οποίο δημιουργεί το πλέγμα στο οποίο λύνονται οι εξισώσεις ροής που αναλύθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο.



Σχ. 3.2.8

Σε πρώτη φάση επιλέγεται η τοπολογία του πλέγματος στο hub και στο shroud της μηχανής η οποία ουσιαστικά αποτελεί το διαδιάστατο χάρτη σύμφωνα με τον οποίο θα επεκταθεί το πλέγμα σε όλο το χώρο του ρευστού. Το turbogrid μας δίνει τη δυνατότητα να επιλέξουμε μεταξύ δύο μεθόδων, την αυτοματοποιημένη “ATM Optimized Topology” και την πιο σύνθετη “Traditional with Control Points”. Η πρώτη, την οποία και επιλέγουμε τελικά, δημιουργεί αυτόματα τη βέλτιστη τοπολογία με L-shaped στοιχεία ανάλογα τη γεωμετρία που δίνεται. Ενώ η δεύτερη μας ζητάει να επιλέξουμε μεταξύ διαφόρων κλασσικών μεθόδων όπως H-grid, C-grid ή και συνδυασμό H/J/C/L-grid μαζί με άλλες παραμέτρους που ενδείκνυνται για πιο περίπλοκες γεωμετρίες.

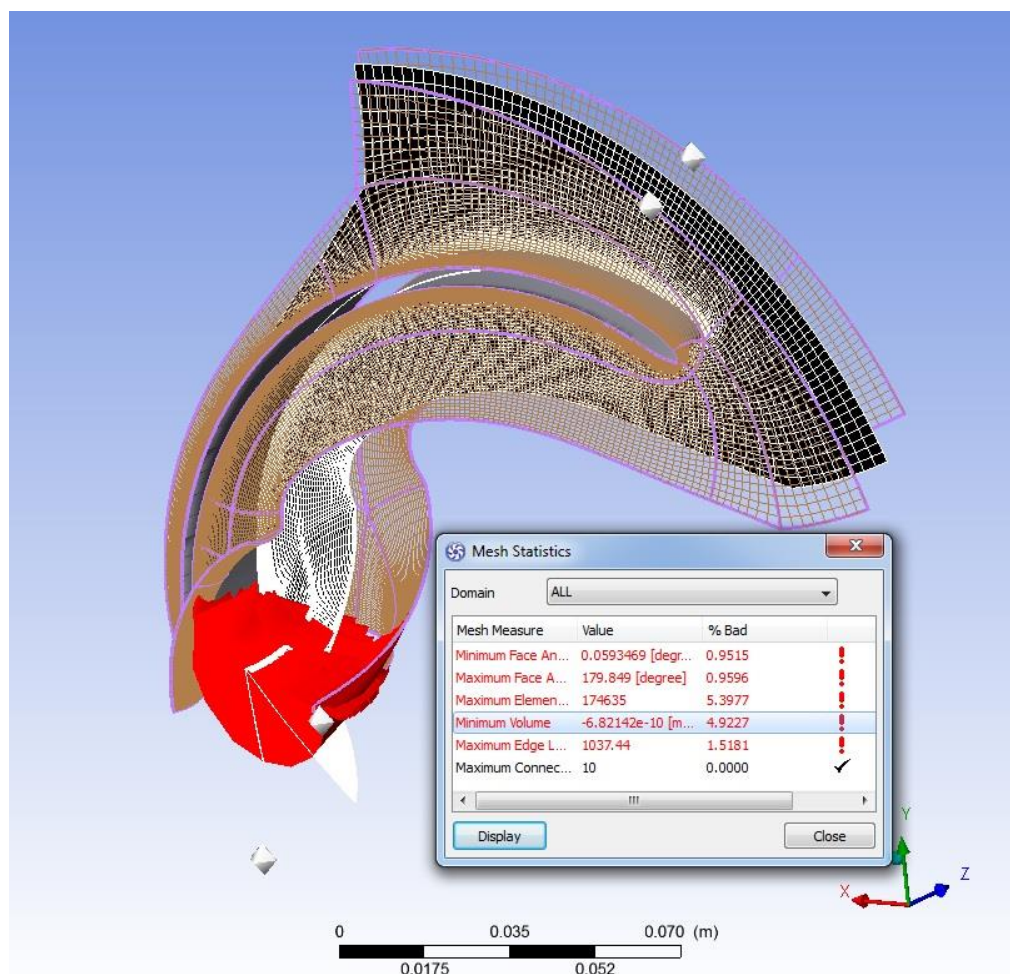


Σχ. 3.2.9

Στη συνέχεια επιλέγεται η πυκνότητα του πλέγματος καθώς και το βήμα μεταβολής μεγέθους των στοιχείων. Η πυκνότητα του πλέγματος ορίστηκε με τη μέθοδο “Target Passage Mesh Size” επιλέγοντας χειροκίνητα το πλήθος των κόμβων που θέλουμε να επιτευχθεί.

- Αρχικά ορίστηκε πλήθος κόμβων στις 550.000 .
- Ορίστηκε έλεγχος οριακού στρώματος με παράγοντα “Factor Ratio” ίσο με 1,1 μέσω της μεθόδου “Proportional Refinement Factor” και η απόσταση του πρώτου κελιού υπολογίσθηκε στα 0,065 mm.
- Το πλήθος των κόμβων που επιτεύχθηκε ήταν 568.054.

Στο επόμενο σχήμα βλέπουμε το πρόβλημα που προέκυψε κατά τη δημιουργία του πλέγματος. Το turbogrid, αφού κατασκευάσει το πλέγμα, κάνει αυτόματα έλεγχο ποιότητας ακμών και γωνιών των στοιχείων σύμφωνα με ένας εύρος τιμών που έχει δοθεί. Στην προκειμένη περίπτωση όμως εντόπισε και ένα πλήθος αρνητικών όγκων που δημιουργήθηκαν στην περιοχή της εισόδου.



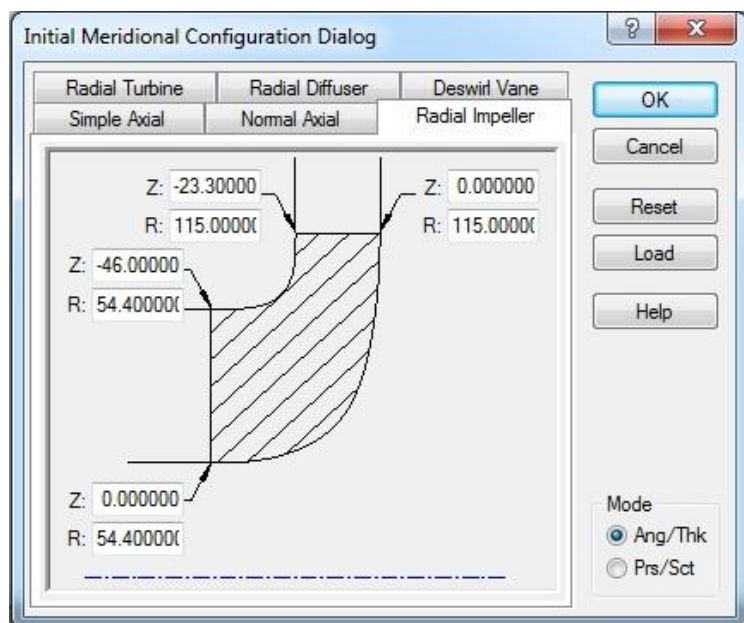
Σχ. 3.2.10

Παρά τις προσπάθειες που έγιναν για βελτίωση του πλέγματος το πρόβλημα παρέμενε και ακόμα και όταν δεν εντόπιζε αρνητικούς όγκους το turbogrid εντόπιζε ο Solver του CFX με αποτέλεσμα να μην προχωράει σε επίλυση. Αυτό οδήγησε σε ανακατασκευή της πτερωτής η οποία παρουσιάζεται στην επόμενη ενότητα.

3.3 Ανακατασκευή Πτερωτής

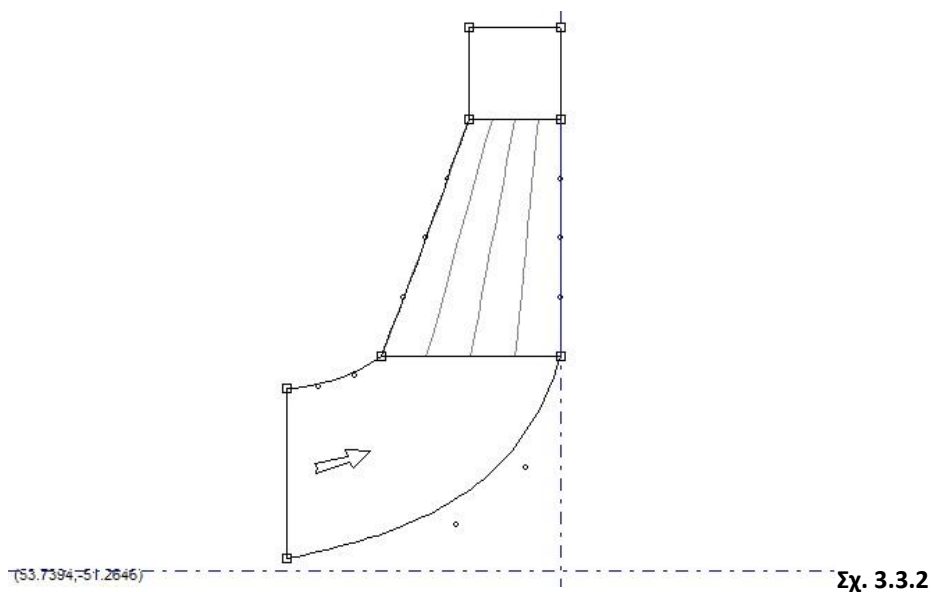
3.3.1 Σχεδιασμός στο Bladegen

Όπως φαίνεται στο παραπάνω σχήμα το πρόβλημα εντοπίζεται στην περιοχή της εισόδου. Μετά από δοκιμές που έγιναν στο σχήμα φάνηκε πως καταλληλότερη λύση ήταν η αύξηση της εξωτερικής διαμέτρου κατά 28 mm διατηρώντας το μήκος του πτερυγίου σταθερό και μικρή επιμήκυνση της εισόδου. Πέρα από την εξωτερική διάμετρο δεν έγινε καμία άλλη μεταβολή στα χαρακτηριστικά της πτερωτής όπως φαίνεται στα παρακάτω σχήματα.

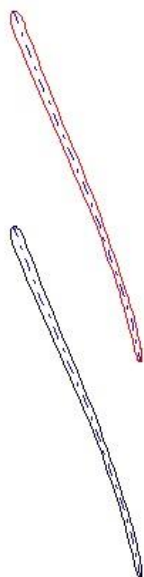


Σχ. 3.3.1

Αύξηση εσωτερικής και εξωτερικής ακτίνας κατά 14 mm χωρίς αλλαγή στα πλάτη του περυγίου.



Η μεσημβρινή τομή του περυγίου μετά από κατάλληλη διαμόρφωση της εισόδου, είναι φανερή η βελτίωση σε σχέση με το προηγούμενο σχέδιο. Οι γωνίες εισόδου και εξόδου του περυγίου καθώς και το πάχος του παραμένουν σταθερά.



(-0.0830,4.3311)

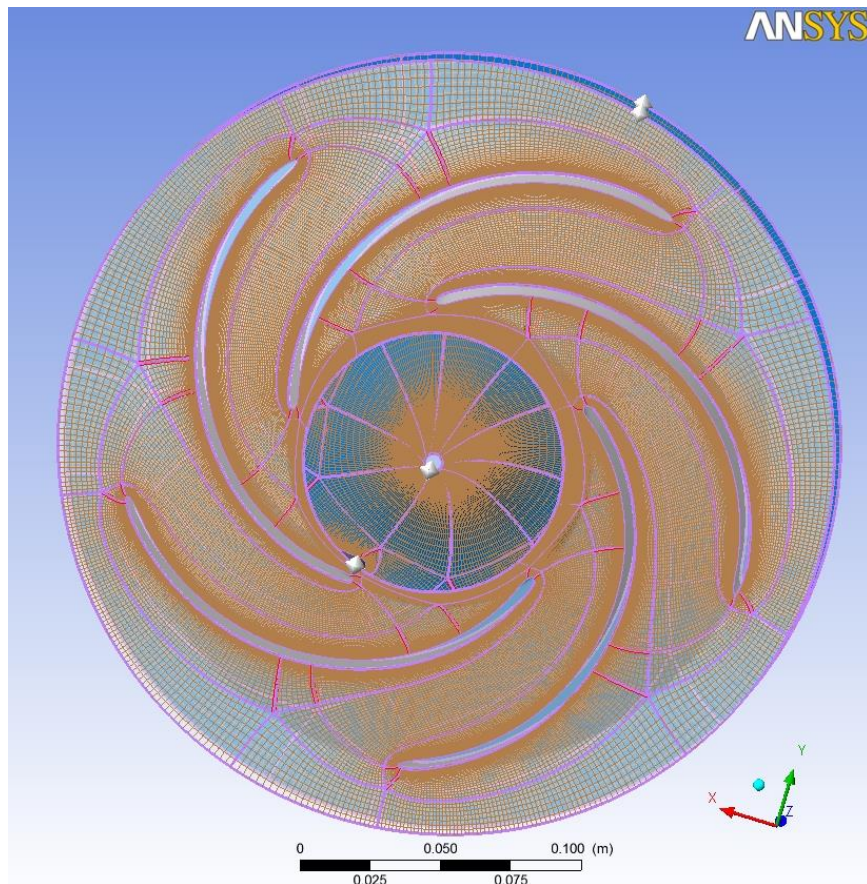
Σχ. 3.3.3

Τέλος η περιοχή μεταξύ των πτερυγίων όπως διαμορφώθηκε σε συνδυασμό με την καμπυλότητα που δόθηκε στο ΤΕ.

3.3.2 Δημιουργία πλέγματος στο Turbogrid

Σε αυτή την ενότητα θα παρουσιασθεί το πλέγμα που κατασκευάστηκε για την επίλυση των εξισώσεων ροής. Να σημειωθεί ότι έγιναν δοκιμές σε πλέγματα με πλήθος κόμβων από 550.000 μέχρι και 1.200.000. Η ανεξαρτησία πλέγματος επήλθε ήδη από τις 550.000 κόμβους αφού τα αποτελέσματα των δοκιμών ήταν πολύ κοντά μεταξύ τους.

Όπως και προηγουμένως, σε πρώτη φάση επιλέχθηκε δημιουργία τοπολογίας “ATM Optimized” για βέλτιστο πλέγμα.

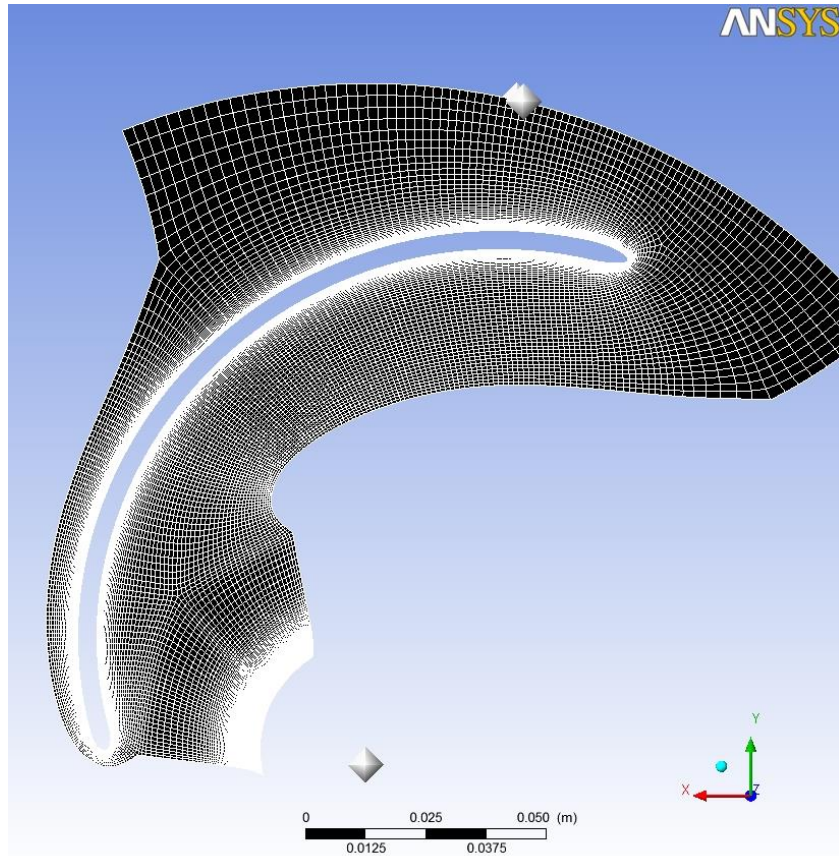


Σχ. 3.3.4

Στη συνέχεια ορίστηκε η πυκνότητα του πλέγματος με τη μέθοδο “Target Passage Mesh Size” και η μεταβολή μεγέθους των στοιχείων, αναλυτικότερα:

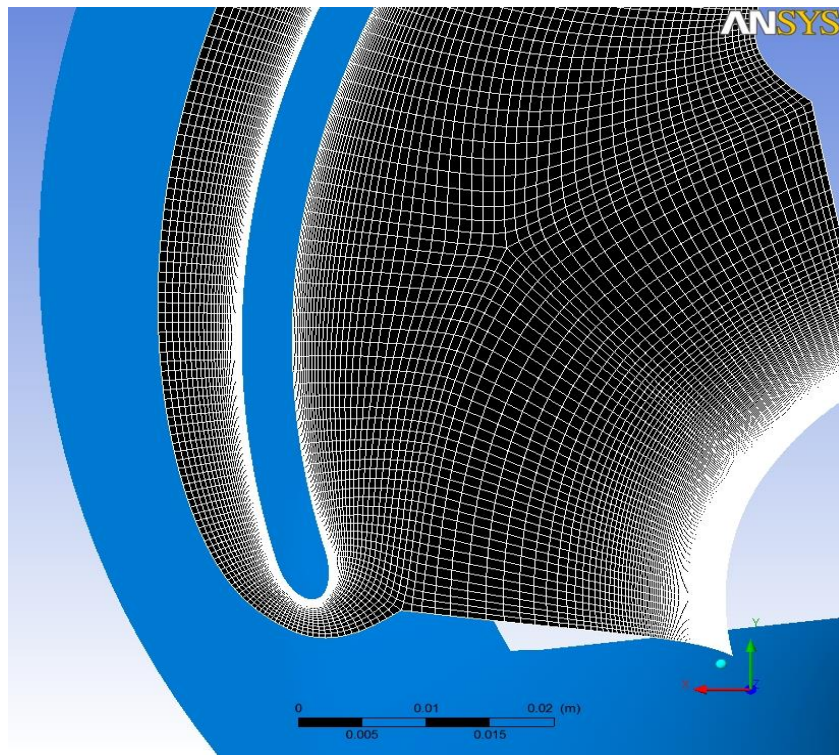
- Ορίστηκε πλήθος κόμβων στις 550.000.
- Ο έλεγχος του οριακού στρώματος έγινε με τη μέθοδο “Proportional Refinement Factor” ορίζοντας παράγοντα αύξησης “Factor Ratio” ίσο με 1,1 και η απόσταση του πρώτου κελιού υπολογίσθηκε στα 0,112 mm.
- Το πλήθος των κόμβων που επιτεύχθηκε ήταν 562.728.
- Οι ατέλειες που εντοπίστηκαν από το πρόγραμμα ήταν πολύ μικρές και θεωρήθηκαν αμελητέες.

Το υπολογιστικό πλέγμα στο μέσο πλάτος του πτερυγίου εμφανίζεται στα επόμενα σχήματα:



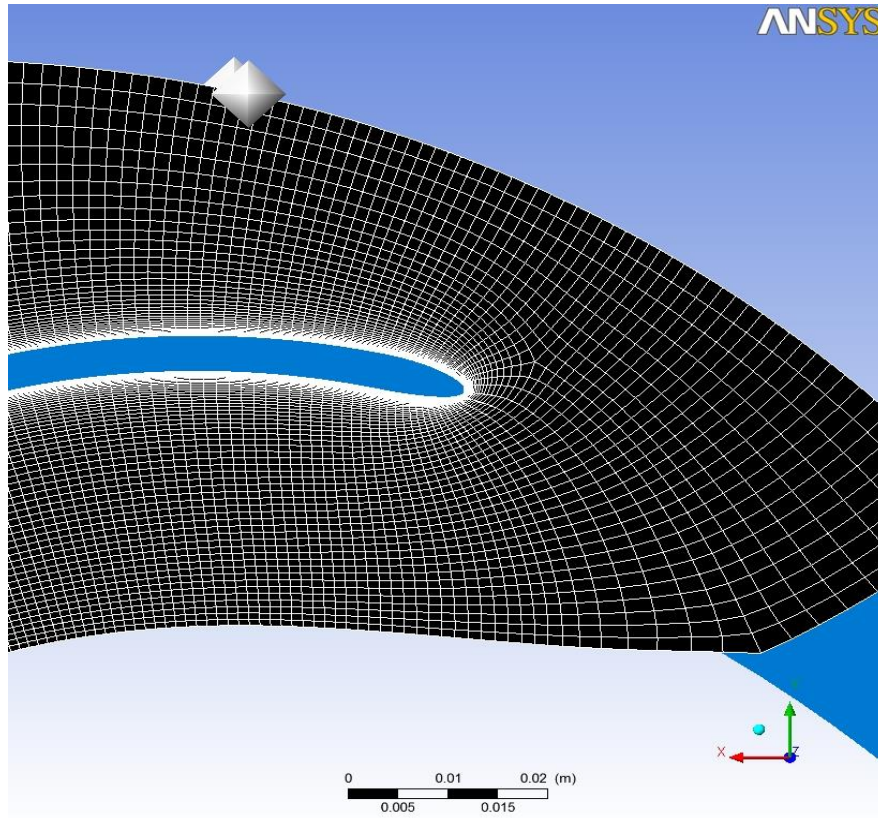
Σχ. 3.3.5

Πλέγμα στο Leading Edge του πτερυγίου:



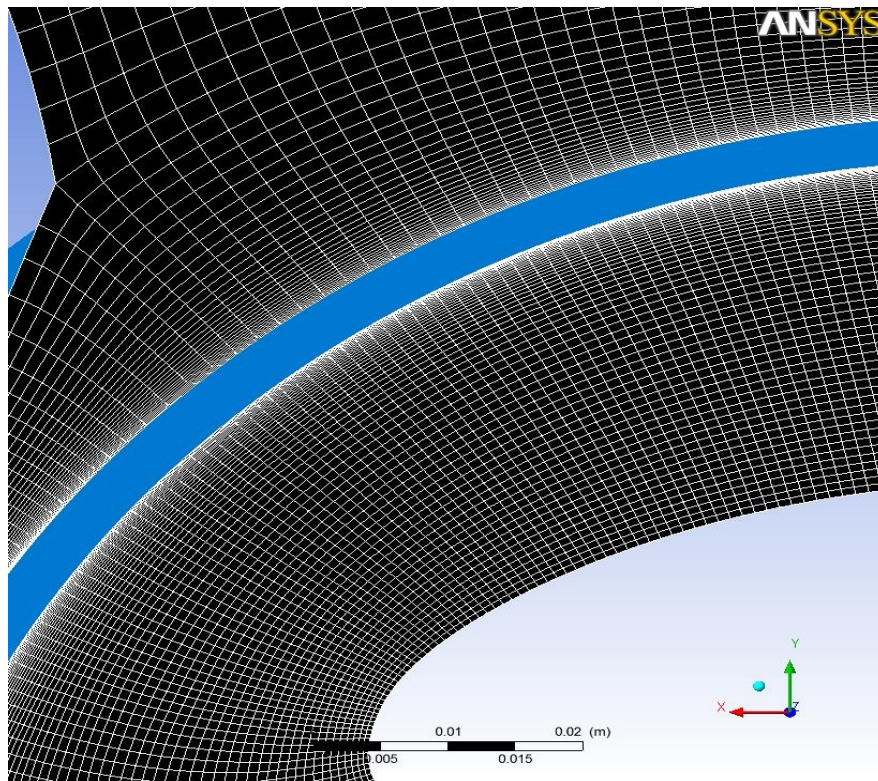
Σχ. 3.3.6

Πλέγμα στο Trailing Edge:



Σχ. 3.3.7

Πλέγμα στο μέσο τμήμα:



Σχ. 3.3.8

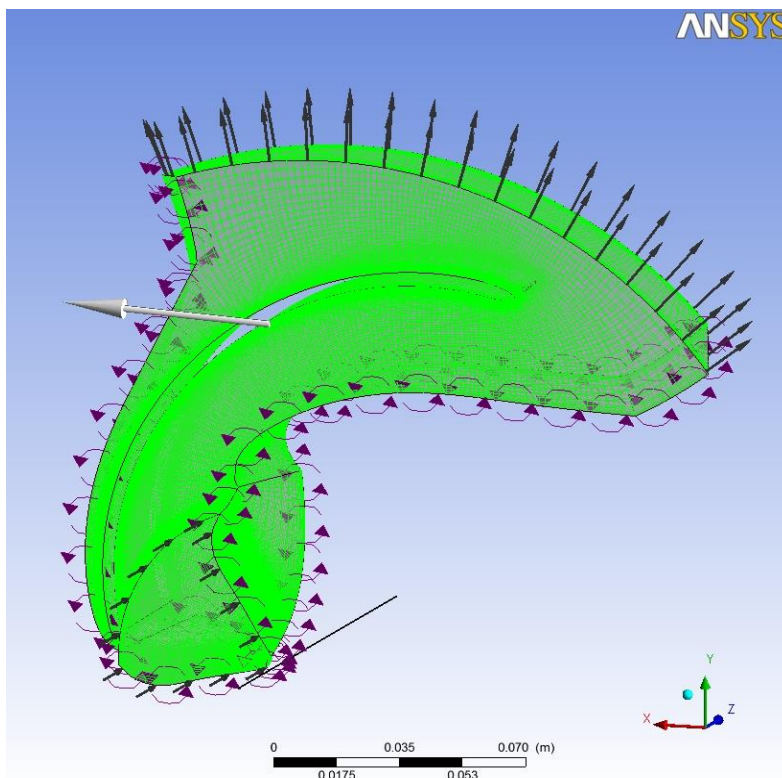
Η ανακατασκευή της εισόδου δεν εξάλειψε μόνο τους αρνητικούς όγκους αλλά βελτίωσε πολύ και την ολική ποιότητα του πλέγματος, αναφορικά το μέγιστο ποσοστό σφάλματος που δόθηκε ήταν μόλις 0,49%.

3.3.3 Καθορισμός δεδομένων στο CFX

Το πακέτο CFX του ANSYS αποτελεί βασικό εργαλείο επίλυσης προβλημάτων ρευστοδυναμικής και ειδικότερα για στροβιλομηχανές. Αποτελείται από τρία τμήματα, το pre-cfd, τον solver και το post-cfd στα οποία στήνεται το πρόβλημα, επιλύεται και τελικά παρουσιάζονται αναλυτικά τα αποτελέσματα.

Σε πρώτο στάδιο θα παρουσιαστεί η διαδικασία ορισμού όλων των δεδομένων που χρησιμοποιήθηκαν για την επίλυση των διαφορικών εξισώσεων ροής που παρουσιάστηκαν στο δεύτερο κεφάλαιο. Δηλαδή, οι συνοριακές συνθήκες που ορίζουν το χώρο που ρέει το ρευστό, οι οριακές συνθήκες του προβλήματος, το μοντέλο τύρβης που χρησιμοποιήθηκε και το επίπεδο σύγκλισης που επιλέχθηκε. Να σημειωθεί ότι η επίλυση έγινε για το ένα πτερύγιο οπότε δημιουργήθηκαν διεπιφάνειες περιοδικότητας που ορίστηκαν στις συνοριακές συνθήκες. Αναλυτικότερα:

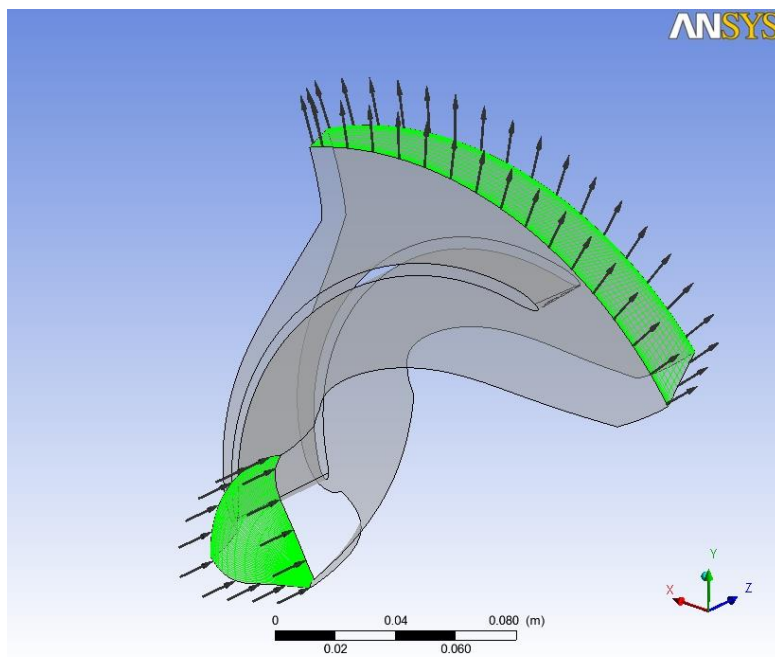
- Ορίστηκε τύπος ανάλυσης για πρόβλημα σταθερής κατάστασης (steady state).
- Εργαζόμενο μέσο ορίστηκε συνεχές ρευστό με τις ιδιότητες του νερού.
- Πίεση αναφοράς ορίστηκε η 1 atm.
- Άξονας περιστροφής ο καρτεσιανός zz' και ταχύτητα περιστροφής οι 1450 rpm.



Σχ. 3.3.9

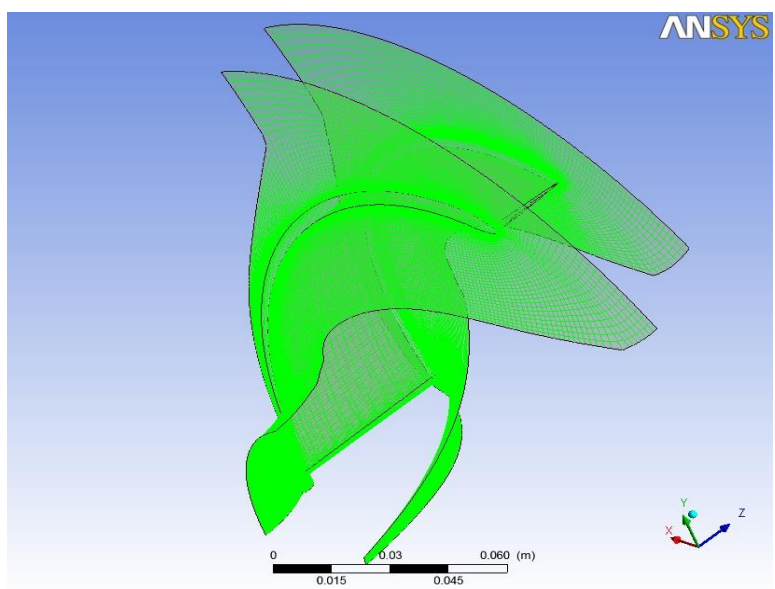
- Μοντέλο τύρβης ορίστηκε το k-ε και η ένταση της τύρβης στο 5%

- Οριακή συνθήκη στην είσοδο επιλέχθηκε ολική πίεση (P-Total) ίση με 1 atm και στην έξοδο παροχή μάζας ίση με 25 kg/s, αυτές οι οριακές συνθήκες δίνουν την πιο «σταθερή» επίλυση.



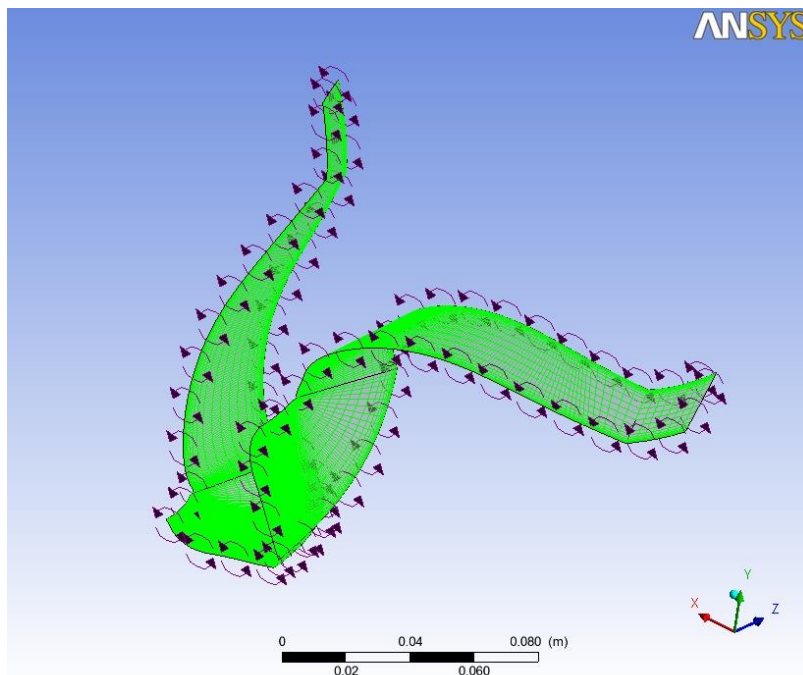
Σχ. 3.3.10

- Η επιφάνεια του καλύμματος (hub, shroud) , του άξονα και του περυγίου ορίστηκαν ως λείο τοίχωμα στο οποίο η ταχύτητα του ρευστού είναι μηδενική.



Σχ. 3.3.11

- Ακόμη ορίστηκαν οι περιοδικές επιφάνειες διεπαφής ρευστού με ρευστό .



Σχ. 3.3.12

- Τέλος ορίστηκε επίπεδο σύγκλισης το 10^{-6} και αριθμός επαναλήψεων οι 1500.

3.3.4 Αξιολόγηση αποτελεσμάτων

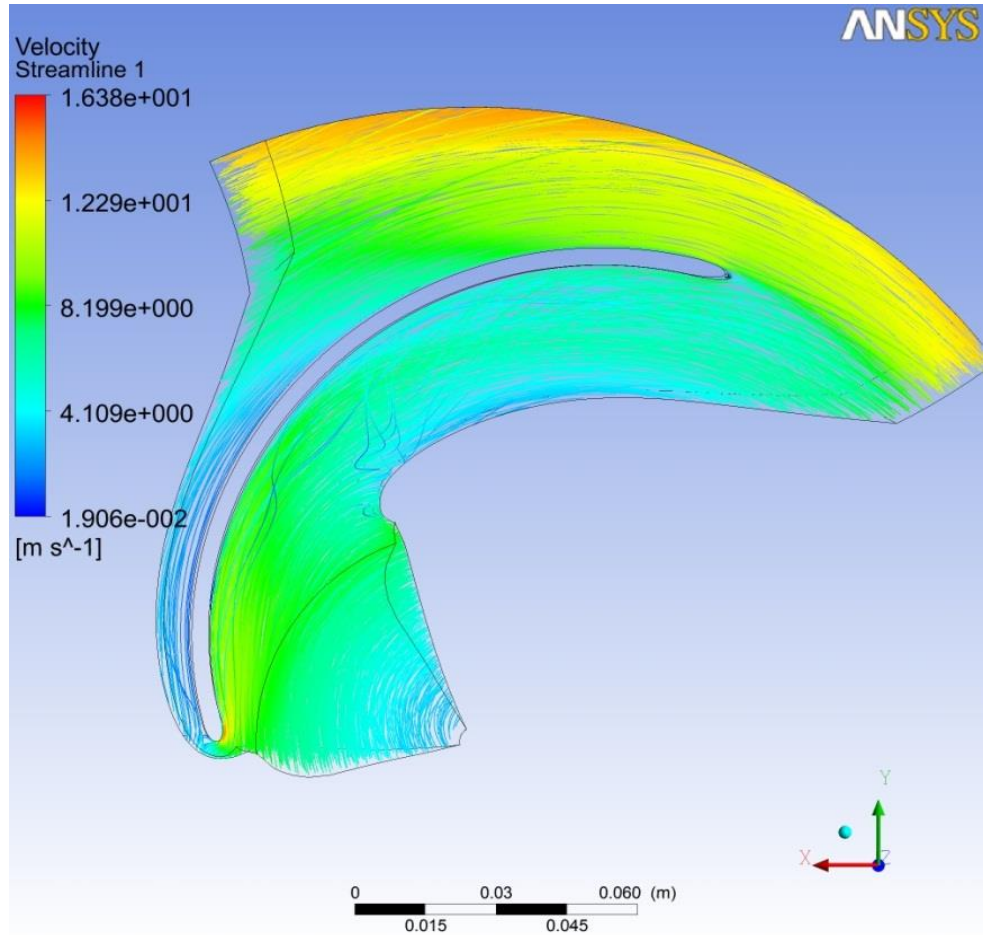
Το CFX κατά την επίλυση εξετάζει όλες τις παραμέτρους της ροής και εξάγει μια πληθώρα πληροφοριών που μπορούν να απεικονίσουν επακριβώς τη ροή μέσα στη μηχανή. Στην προκειμένη περίπτωση δεν είναι αναγκαία μια τόσο λεπτομερής ανάλυση των αποτελεσμάτων. Σε αυτή τη μελέτη δυο είναι τα συμπεράσματα που θα εξεταστούν.

Βασικότερη προϋπόθεση είναι να μην υπάρχουν ανακυκλοφορίες της ροής μέσα στη μηχανή. Αυτό θα εξεταστεί με τη βοήθεια σχημάτων που θα απεικονίζουν τη ροή με τη μορφή ροϊκών γραμμών και διανυσμάτων στα σημεία ενδιαφέροντος της πτερωτής. Σε περίπτωση που παρουσιάζονται ανακυκλοφορίες θα πρέπει να γίνει σχεδιαστική παρέμβαση στο περύγιο και να επαναληφθεί όλη η διαδικασία.

Δεύτερη προϋπόθεση είναι η επίτευξη του επιθυμητού ύψους που ορίστηκε από την αρχή στα 12 μέτρα. Εδώ γίνεται χρήση ενσωματωμένου υποπρογράμματος που υπολογίζει την πίεση στην είσοδο και στη έξοδο της μηχανής.

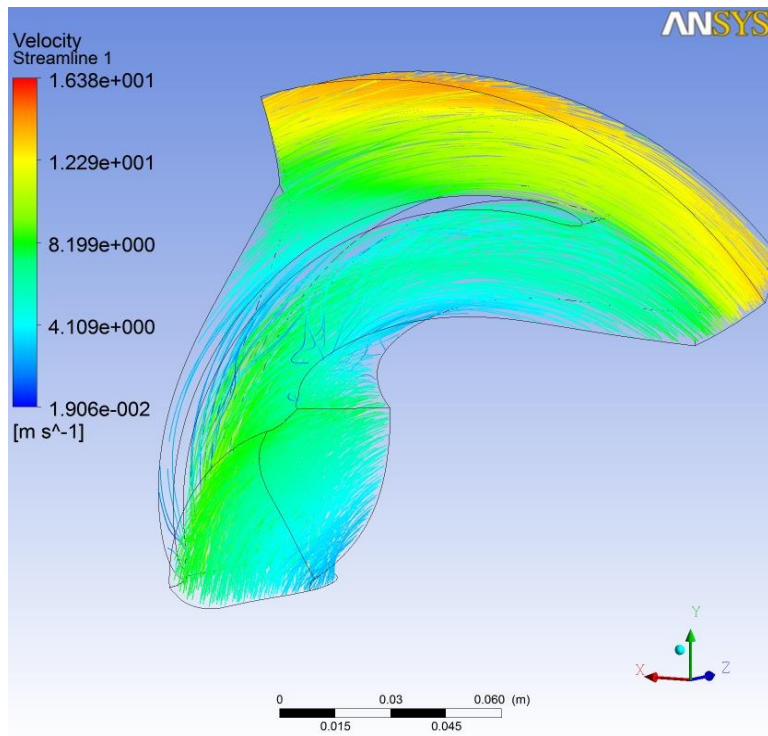
3.3.4.1 Μελέτη Ανακυκλοφορίας

Στο πρώτο σχήμα απεικονίζεται καθολικά η ροή γύρω από το πτερύγιο με τη μορφή streamlines. Κοντά στην περιοχή της εισόδου (Σχ.3.3.13) η ροή προκαλεί προβληματισμό, υπάρχει μια ανωμαλία η οποία θα μπορούσε να σημαίνει ανακυκλοφορίες.



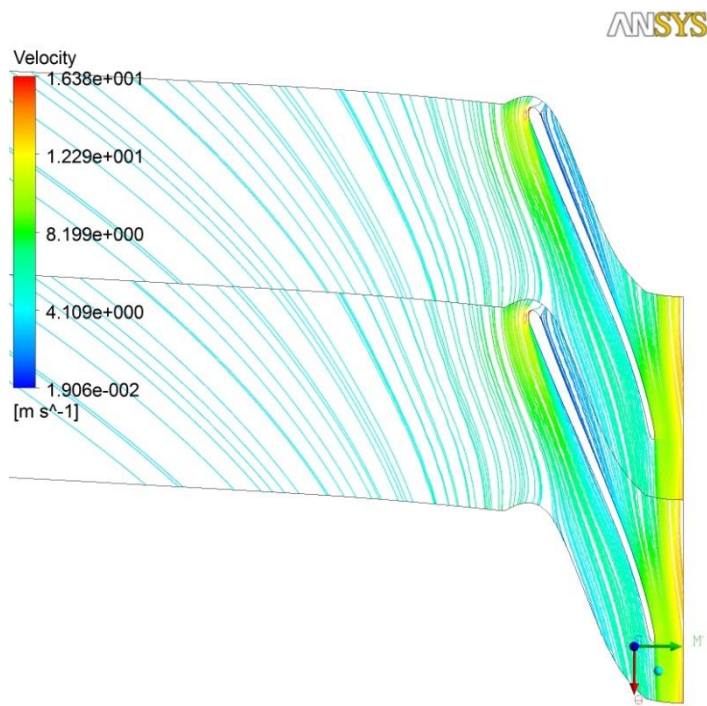
Σχ. 3.3.13

Μια άλλη όψη εκείνης της περιοχής δείχνει ότι μάλλον πρόκειται για ανάδευση και όχι για αποκόλληση (Σχ.3.3.14).



Σχ. 3.3.14

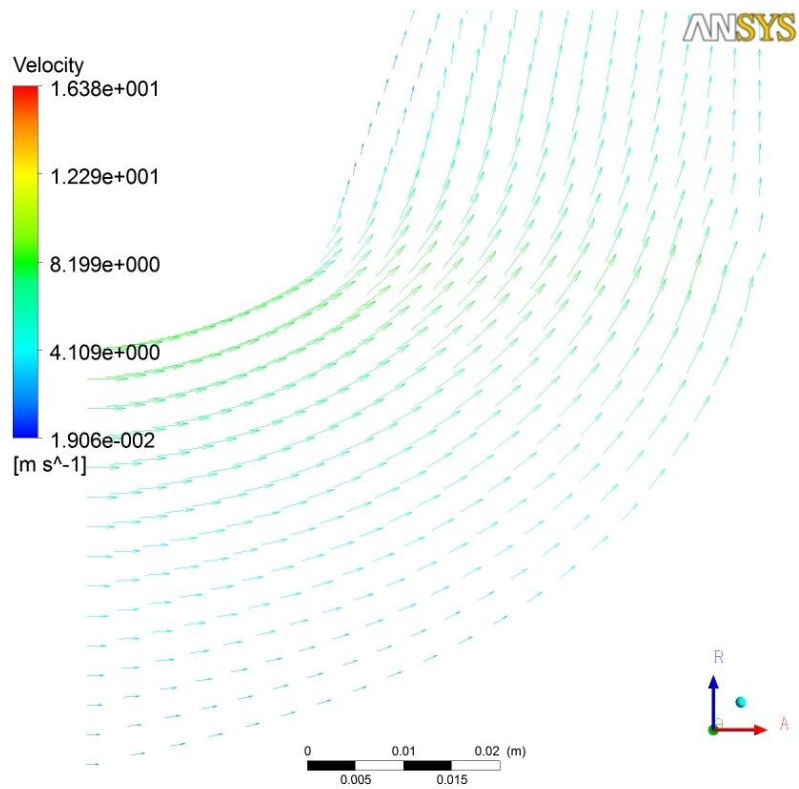
Αυτό αποδεικνύεται αν εξετάσουμε την περιοχή με blade-to-blade απεικόνιση. Όπως βλέπουμε δεν υπάρχουν ανακυκλοφορίες.



Σχ. 3.3.15

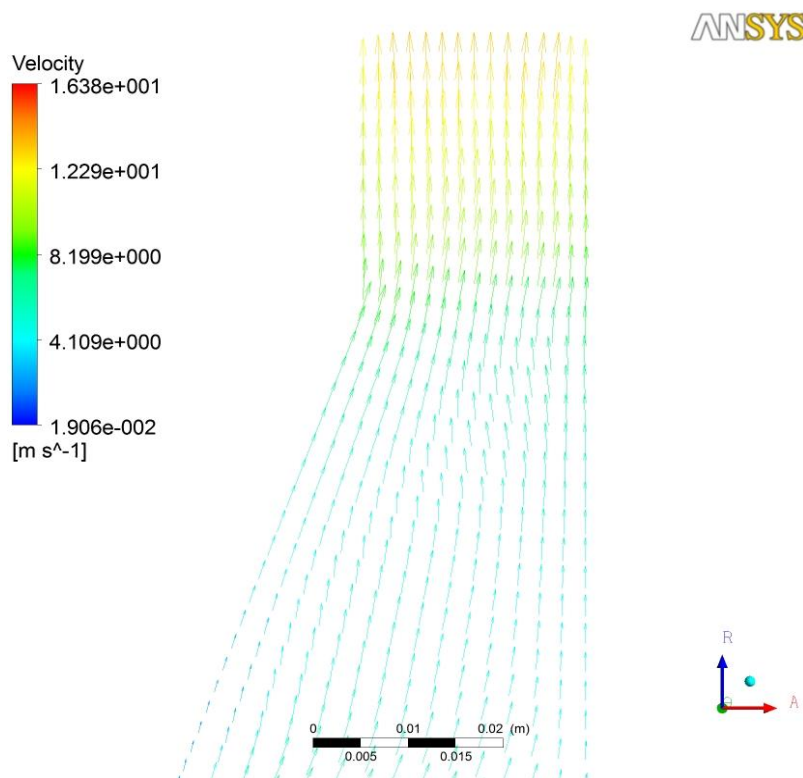
Τέλος, στα επόμενα δύο σχήματα η ροή απεικονίζεται με τη μορφή διανυσμάτων στη μεσημβρινή τομή του πτερυγίου.

Περιοχή εισόδου:



Σχ. 3.3.16

Περιοχή εξόδου:



Σχ. 3.3.17

Προχωρούμε στα επόμενα αποτελέσματα που μας ενδιαφέρουν.

3.3.4.2 Αύξηση πίεσης

Εφόσον δεν εμφανίστηκαν ανακυκλοφορίες μπορούμε να προχωρήσουμε στην εξέταση της αύξησης πίεσης που επιτυγχάνεται. Όπως είπαμε τα αποτελέσματα εξάγονται από ενσωματωμένο πρόγραμμα του cfx-post.

- Ολική πίεση στην είσοδο: 101.327 Pa
- Ολική πίεση στην έξοδο: 251.472 Pa

Επομένως η αύξηση πίεσης είναι 153.654 Pa το οποίο αν διαιρεθεί με την επιτάχυνση της βαρύτητας και την πυκνότητα του ρευστού δίνει ύψος 15,3 m που είναι πολύ μεγαλύτερο από το επιθυμητό. Εδώ θα πρέπει να γίνει έρευνα για το λόγο που δεν επιτεύχθηκε το ύψος και να εξεταστούν πιθανές λύσεις.

3.4 Λόγοι μη επίτευξης στόχων και προτάσεις

Σύμφωνα με το θεώρημα διατήρησης της συστροφής και των εξισώσεων Euler είναι σαφές ότι όσο αυξάνεται η διάμετρος της πτερωτής αυξάνεται και το ύψος που επιτυγχάνεται. Επομένως, η επέμβαση που έγινε στη διάμετρο της πτερωτής στην ενότητα 1.4 είχε σαν αποτέλεσμα να ξεφύγουμε από το σημείο σχεδιασμού της αντλίας. Εφόσον η αντλία σχεδιάζεται με σταθερή παράμετρο το ύψος πρέπει να γίνει μεταβολή σε άλλο χαρακτηριστικό της αντλίας για την επίτευξη του ύψους.

Εδώ θα γίνει εφαρμογή των αρχών ομοιότητας που περιγράφηκαν στο 2^ο κεφάλαιο και πιο συγκεκριμένα της σχέσης που συνδυάζει την ταχύτητα περιστροφής με το ύψος. Θα χρησιμοποιηθεί δηλαδή ο αδιάστατος αριθμός ψ και έχουμε:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2$$

Αφού στην πρώτη επίλυση για τις 1450 rpm βγήκε ύψος 15.66 m και το επιθυμητό είναι 12 m η παραπάνω εξίσωση θα πάρει μορφή:

$$n_2 = n_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}}$$

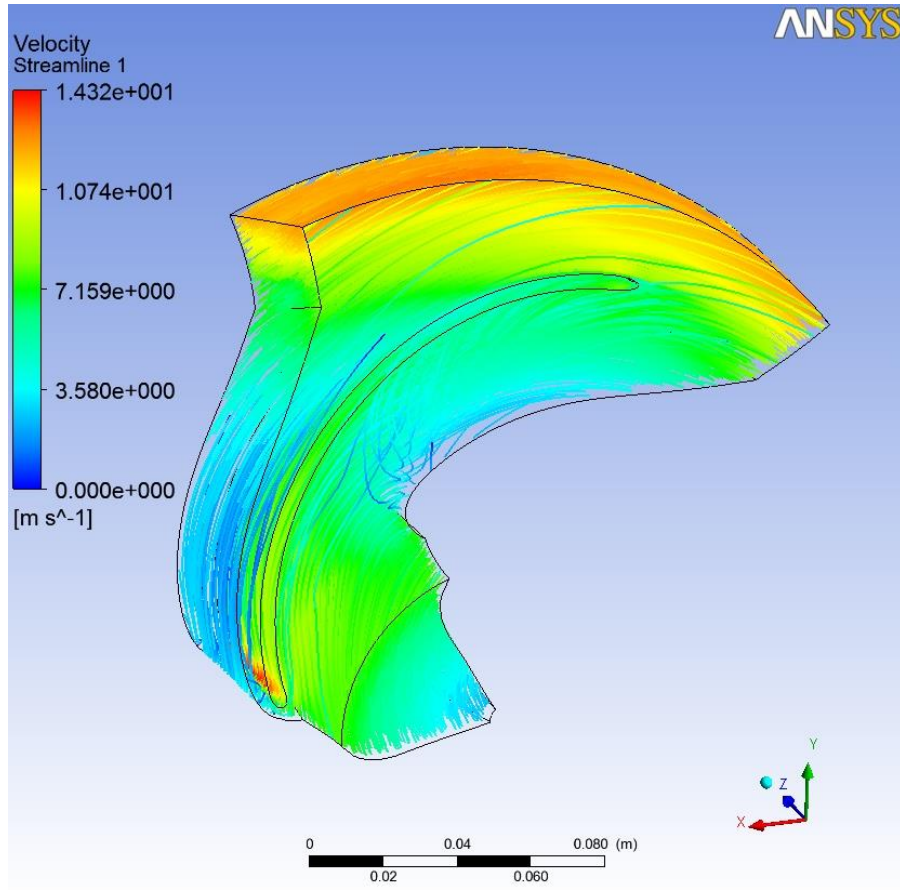
οπότε η νέα ταχύτητα είναι ίση με 1300 rpm. Είναι προφανές ότι στην επόμενη πτερωτή το μόνο πράγμα που αλλάζει είναι η περιστροφική ταχύτητα.

3.5 Καθορισμός δεδομένων στο CFX και Αξιολόγηση Αποτελεσμάτων

Αλλαγή μόνο της περιστροφικής ταχύτητας στις 1300 rpm και διατήρηση των υπόλοιπων παραμέτρων σταθερών.

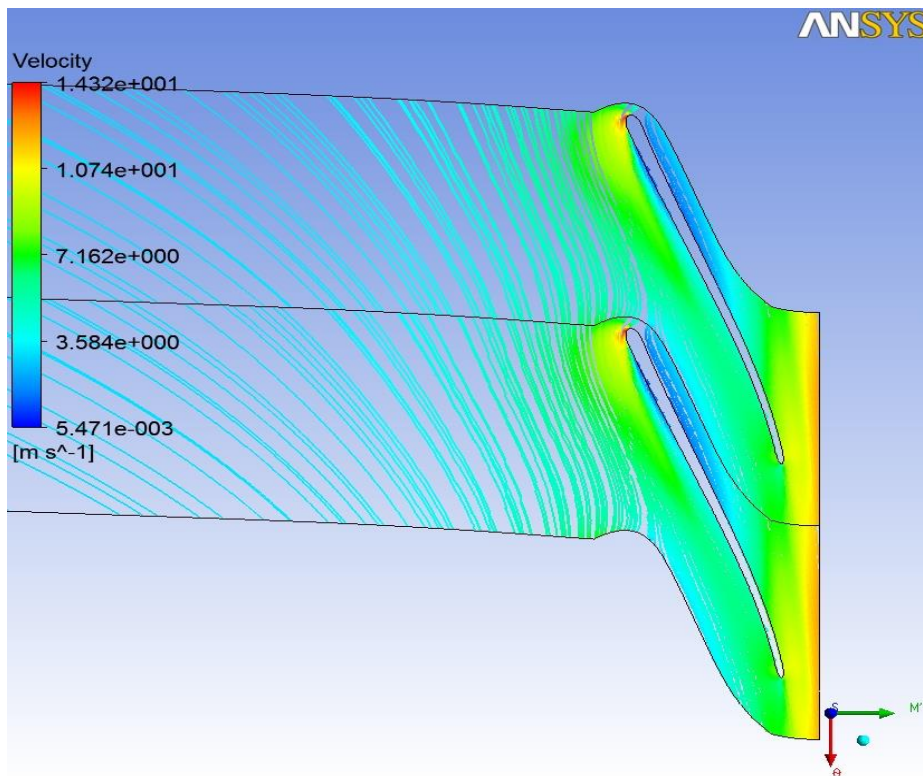
3.5.1 Εξέταση για Ανακυκλοφορίες

Στο πρώτο σχήμα παρατηρούμε ότι η ροή είναι ικανοποιητική, ένα σημείο κοντά στην είσοδο της πτερωτής όμως προκαλεί ένα μικρό προβληματισμό.



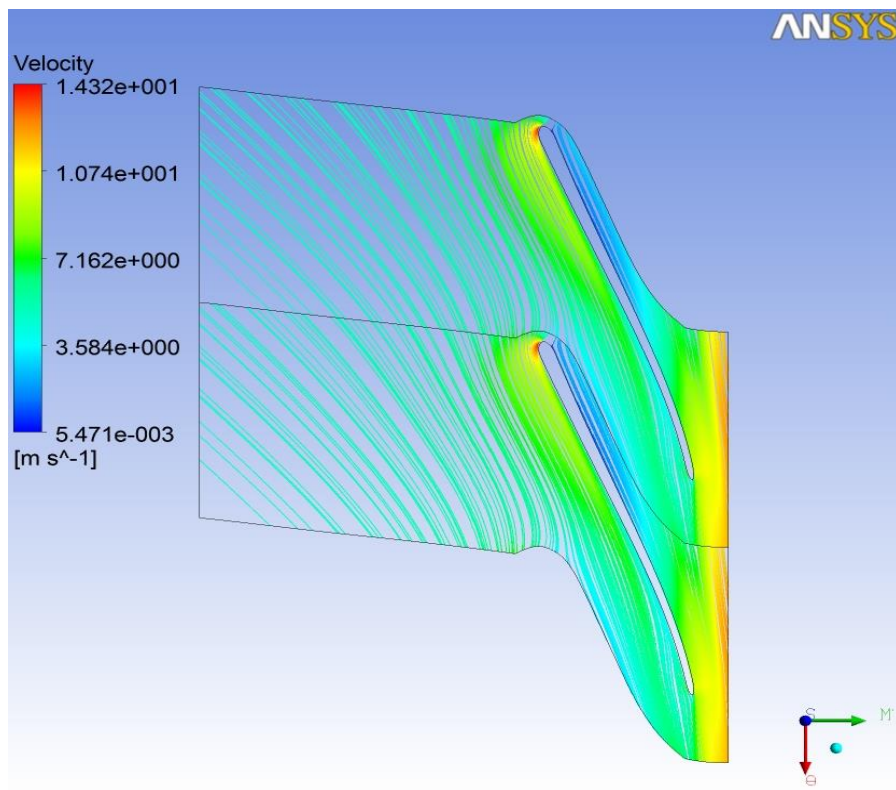
Σχ. 3.5.1

Εξετάζοντας περαιτέρω τη ροή, όμως, είναι φανερό ότι δεν πρόκειται για ανακυκλοφορία, όπως φαίνεται στο επόμενο σχήμα που απεικονίζει τη ροή μεταξύ πτερυγίων σε εκείνη την περιοχή.



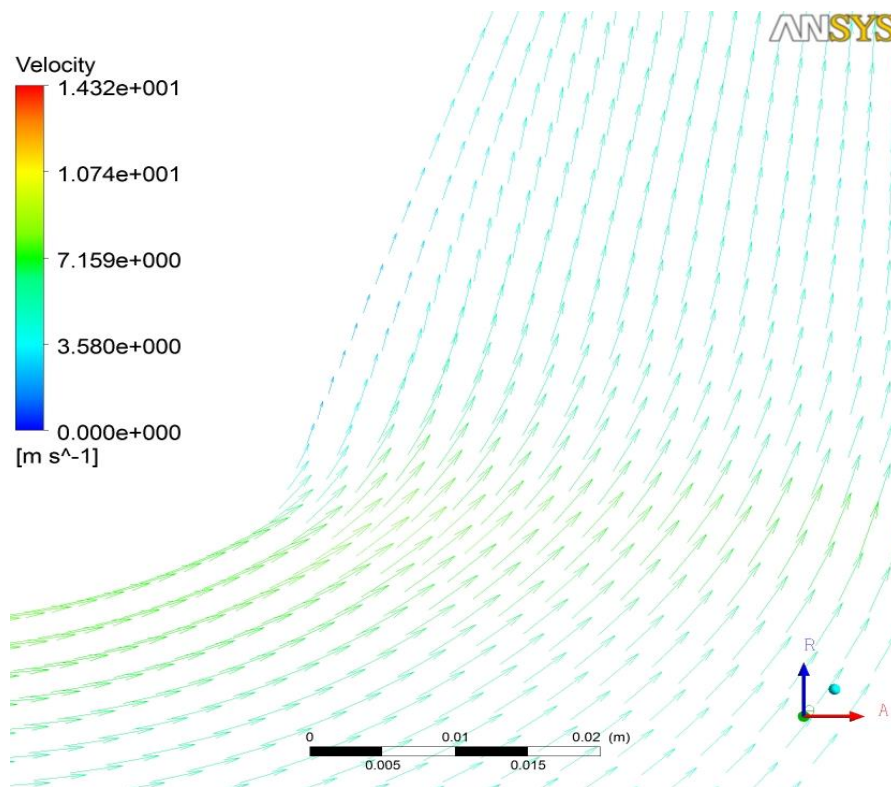
Σχ. 3.5.2

Όμοια απεικόνιση της ροής για το μέσο του πτερυγίου δίνεται στο επόμενο σχήμα.



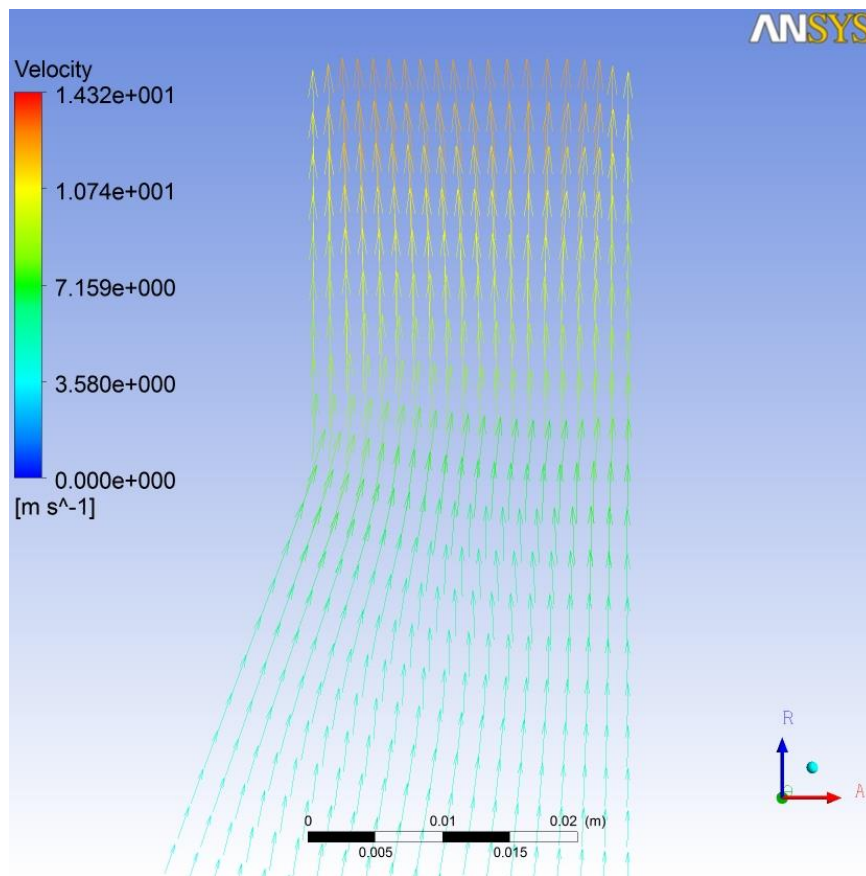
Σχ. 3.5.3

Στα παρακάτω σχήματα δίνεται η μεσημβρινή τομή του πτερυγίου και η ροή απεικονίζεται με διανύσματα. Στο πρώτο απεικονίζεται η ροή από το LE ως το μέσο του πτερυγίου.



Σχ. 3.5.4

Απεικόνιση ροής από το μέσο του πτερυγίου μέχρι το ΤΕ σε μεγέθυνση.



Σχ. 3.5.5

Είναι εμφανές πως δεν υπάρχουν ανακυκλοφορίες οπότε μπορούμε να προχωρήσουμε στην εξέταση του επιτεύξιμου ύψους πίεσης.

3.5.2 Ύψος Πίεσης

Όπως προηγουμένως θα χρησιμοποιήσουμε το ενσωματωμένο πρόγραμμα του cfx για να υπολογίσουμε το ύψος που επιτυγχάνεται.

Έχουμε:

- Ολική πίεση στην έξοδο: $P_{out} = 218.224 \text{ Pa}$
- Ολική πίεση στην είσοδο: $P_{in} = 101.329 \text{ Pa}$

Η διαφορά πίεσης που επιτυγχάνεται είναι 116.895 Pa που όταν τη διαιρέσουμε με την πυκνότητα του νερού επί την επιτάχυνση της βαρύτητας δίνει ύψος $11,95 \text{ m}$, τιμή την οποία μπορούμε να κρατήσουμε.

3.6 Σχεδίαση Κελύφους

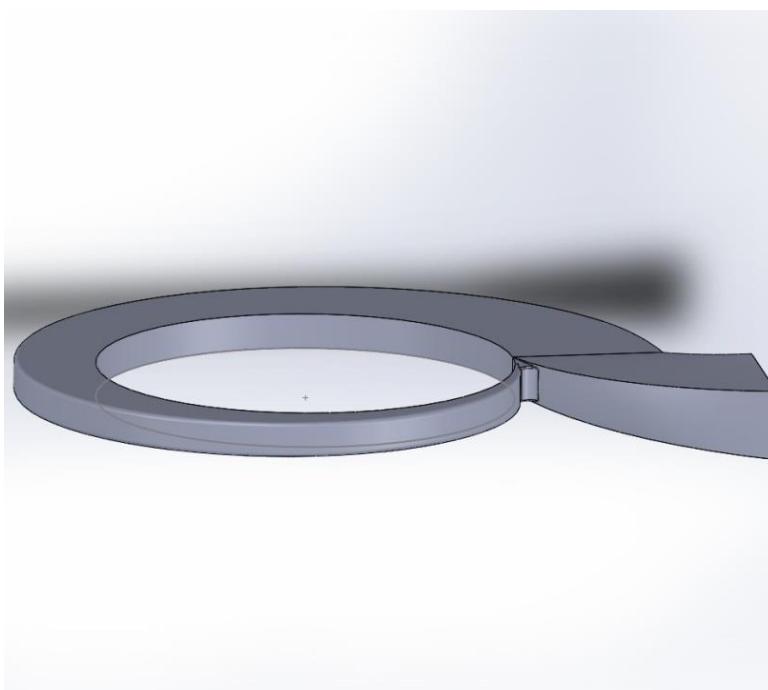
Η κατασκευή του κελύφους πραγματοποιήθηκε με το σχεδιαστικό πρόγραμμα SolidWorks. Να σημειωθεί πως το κέλυφος που σχεδιάστηκε αποτελεί μια υδροδυναμική απεικόνιση της ροής και σαφώς διαφέρει από ένα πραγματικό βιομηχανικό κέλυφος. Παρακάτω δίνονται οι όψεις του κελύφους από το SolidWorks.

Πρόοψη κελύφους:



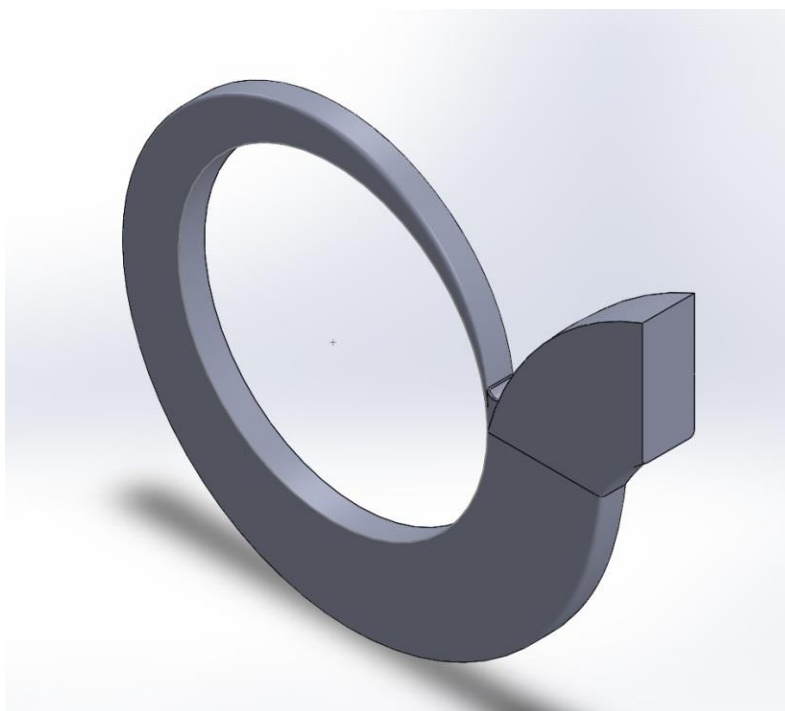
Σχ. 3.6.1

Κάτοψη κελύφους με προοπτική:



Σχ. 3.6.2

Τρισδιάστατη απεικόνιση:



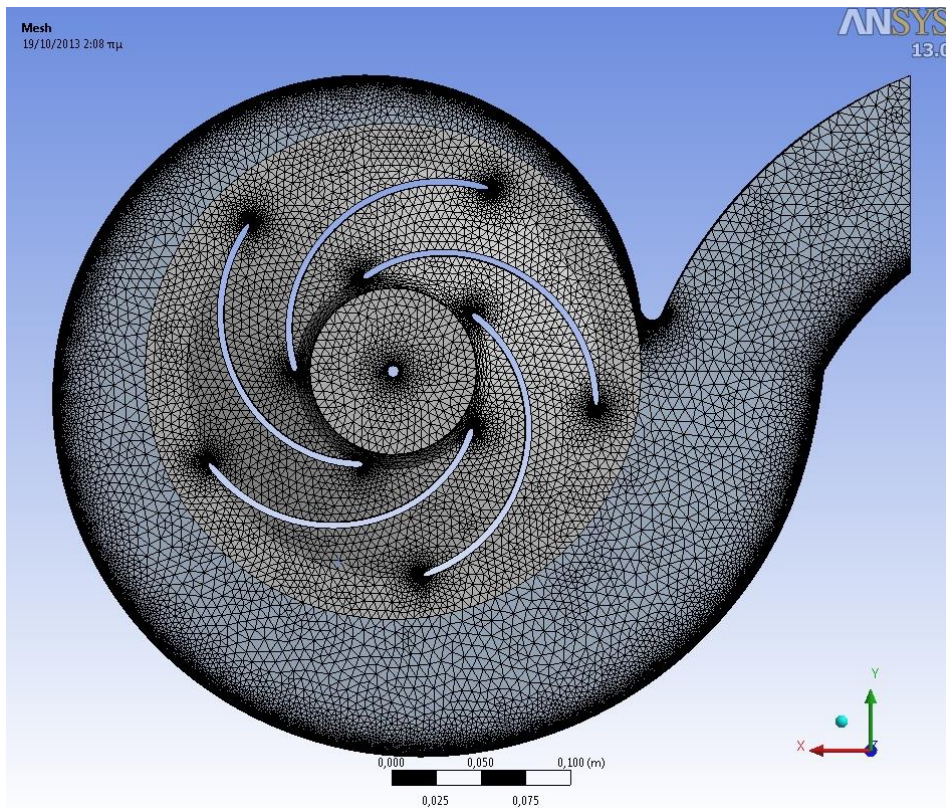
Σχ. 3.6.3

3.6.1 Δημιουργία Πλέγματος Αντλίας

Μετά το σχεδιασμό, το κέλυφος εισήχθη στο Design Modeler όπου συνδέθηκε με την πτερωτή χωρίς να συσσωματωθούν. Το πλέγμα της αντλίας δημιουργήθηκε στο πρόγραμμα Meshing του ANSYS με διαφορετική πυκνότητα για την πτερωτή και το κέλυφος. Στην πτερωτή δόθηκε έμφαση στις LE και TE των πτερυγίων, ενώ για το κέλυφος η πυκνότητα ήταν αυξημένη στην περιοχή της γλώσσας και στις άκρες των τοιχωμάτων. Επίσης αυξημένη πυκνότητα εντοπίζεται στη διεπιφάνεια ένωσης των δύο σωμάτων, αναλυτικότερα η διαδικασία που ακολουθήθηκε:

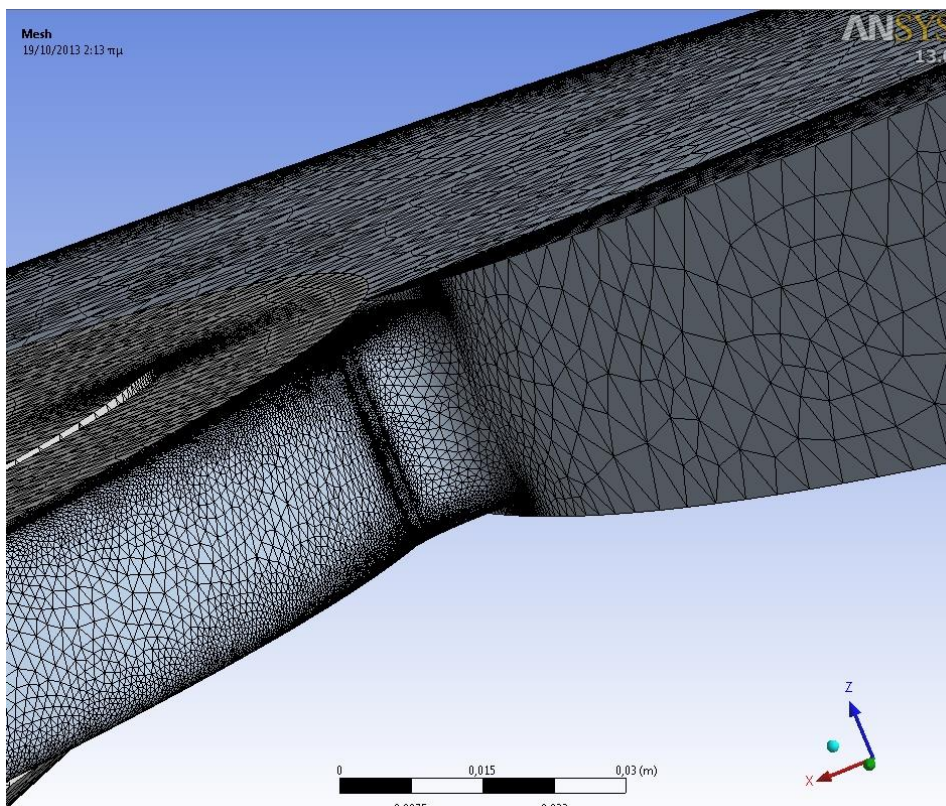
- Επιλέχθηκε Relevance ίσο με 40 για πυκνό πλέγμα.
- Έγινε χρήση της Advanced Size Function για έλεγχο του πλέγματος σε περιοχές ενδιαφέροντος με επιλογή on: Proximity and Curvature.
- Επιλέχθηκε Relevance Center : Fine
- Ορίστηκε High Smoothing για καλύτερο έλεγχο των καμπύλων τμημάτων
- Ορίστηκε ομαλή μεταβολή μεγέθους μέσω της επιλογής Slow για Transition.
- Το Span Angle Center ορίστηκε Fine και τα επιμέρους στοιχεία στα οποία χωρίστηκε το πλέγμα επεκτείνονται από 14° έως 160° .
- Έγινε κατηγοριοποίηση των επιφανειών σε Named Selections για τις συνοριακές συνθήκες.

Τελικά το πλέγμα της πτερωτής αποτελείται από 326.679 κόμβους σε 1.813.299 στοιχεία που είναι ικανοποιητικής ποιότητας, ενώ του κελύφους από 265.621 κόμβους σε 1.386.055 στοιχεία. Συνολικά το πλέγμα της αντλίας αποτελείται από 592.300 κόμβους σε 3.199.354 στοιχεία με πολύ καλή πύκνωση στη γλώσσα και τις άκρες των τοιχωμάτων. Παρακάτω δίνεται η απεικόνιση του πλέγματος:



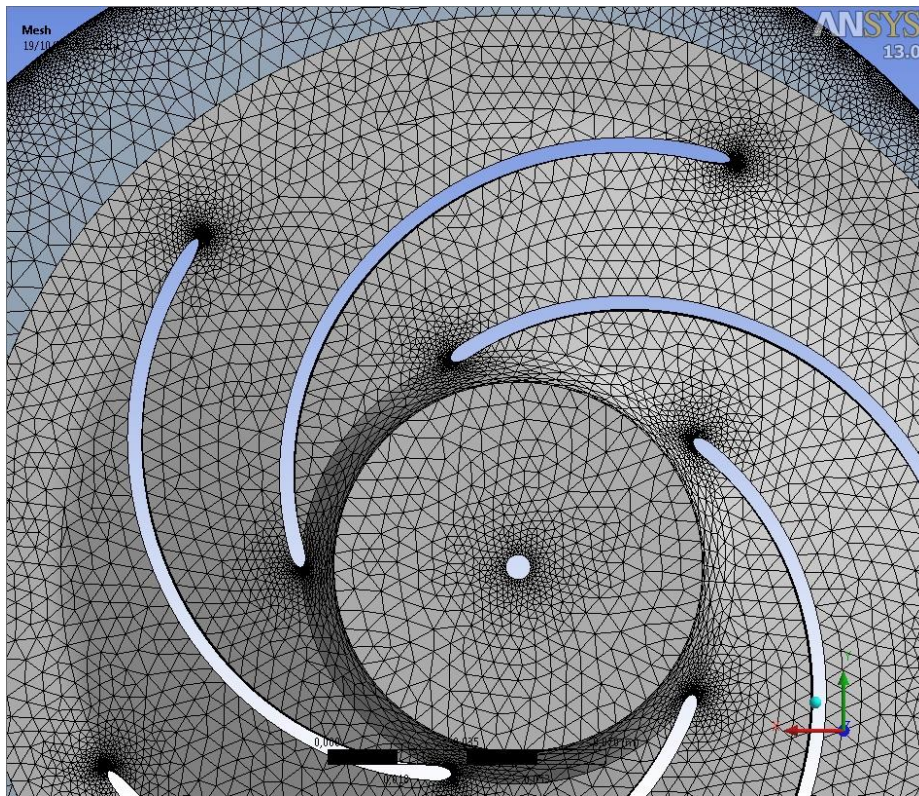
Σχ. 3.6.4

Περιοχή γλώσσας:



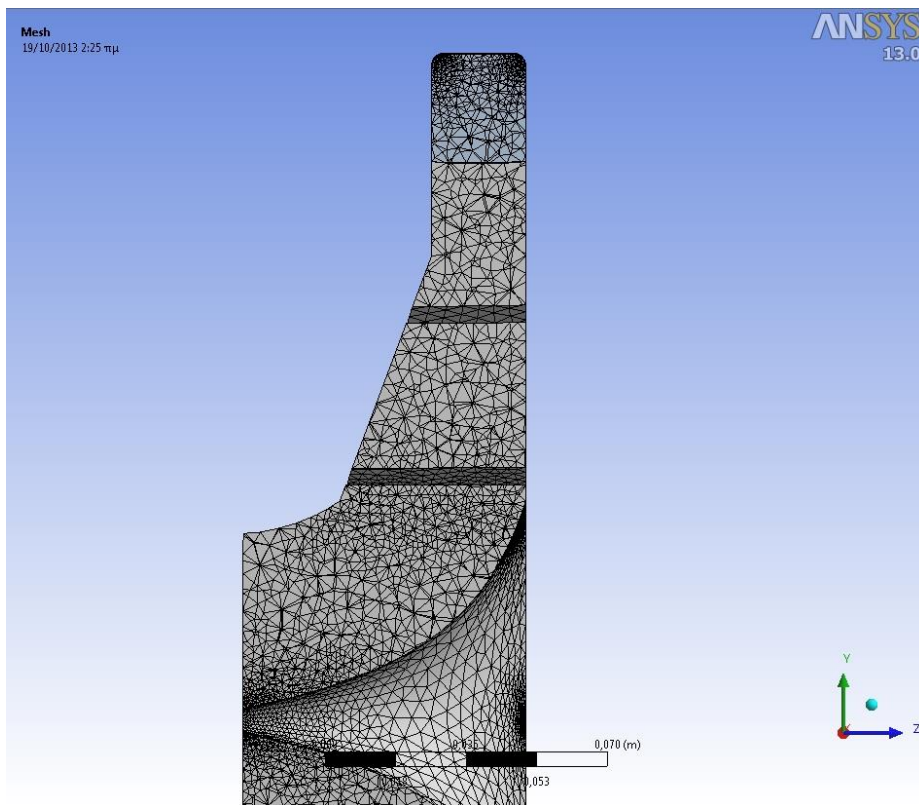
Σχ. 3.6.5

Περιοχή επαφής πτερωτής με κέλυφος:



Σχ. 3.6.6

Εσωτερικός έλεγχος πλέγματος με τομή:

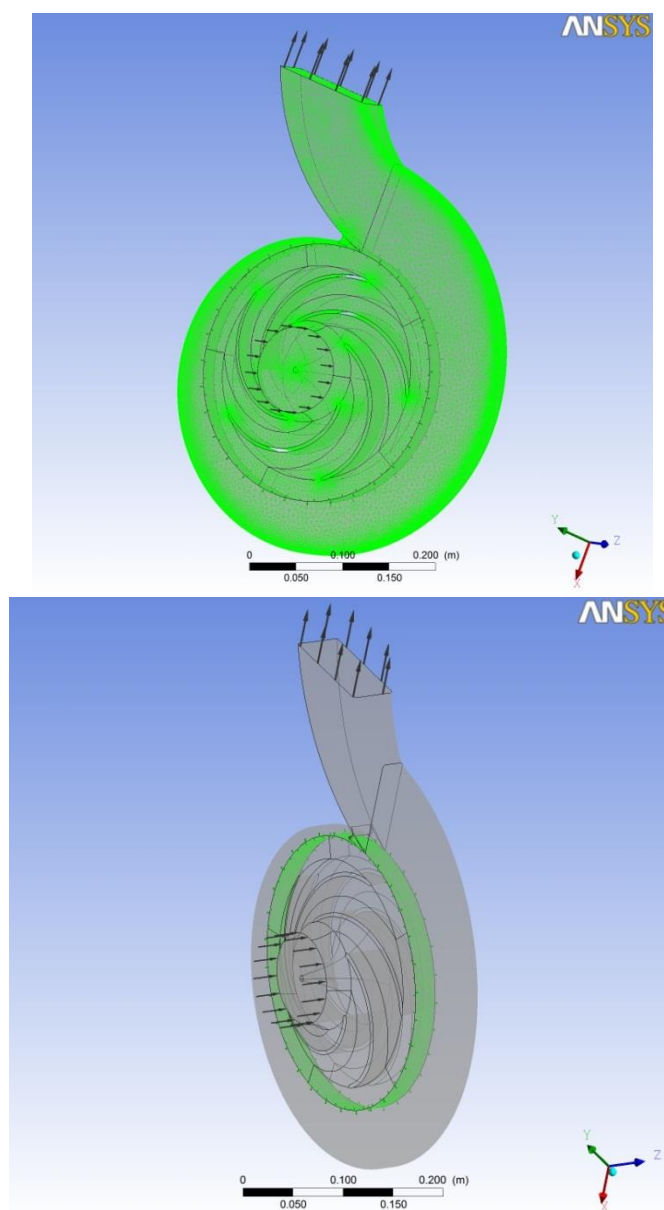


Σχ. 3.6.7

3.6.2 Καθορισμός δεδομένων στο cfx

Όπως προηγουμένως σε αυτό το σημείο ορίζονται η συνθήκες για την αριθμητική επίλυση του προβλήματος. Σε αυτή την περίπτωση ορίζονται δυο πεδία επίλυσης, ένα περιστρεφόμενο που εξετάζει την πτερωτή και ένα στατικό για το κελύφος. Πέραν αυτού η διαδικασία που ακολουθήθηκε είναι όμοια με την προηγούμενη. Αναλυτικότερα:

- Ορίστηκε περιστροφική ταχύτητα για το κινούμενο μέρος ίση με 1300 rpm.
- Ορίστηκε ολική πίεση εισόδου για την πτερωτή στη 1 atm και παροχή μάζας στην έξοδο του κελύφους ίση με 25 kg/s.
- Μοντέλο τύρβης επιλέχθηκε πάλι το k-ε με ένταση στο 5%.
- Δημιουργήθηκε επιφάνεια διεπαφής πτερωτής κελύφους ως stage για καλύτερη απεικόνιση της περιστροφής. (Σχ. 3.6.8 β)
- Τέλος, ορίστηκε επίπεδο σύγκλισης το 10^{-6} .



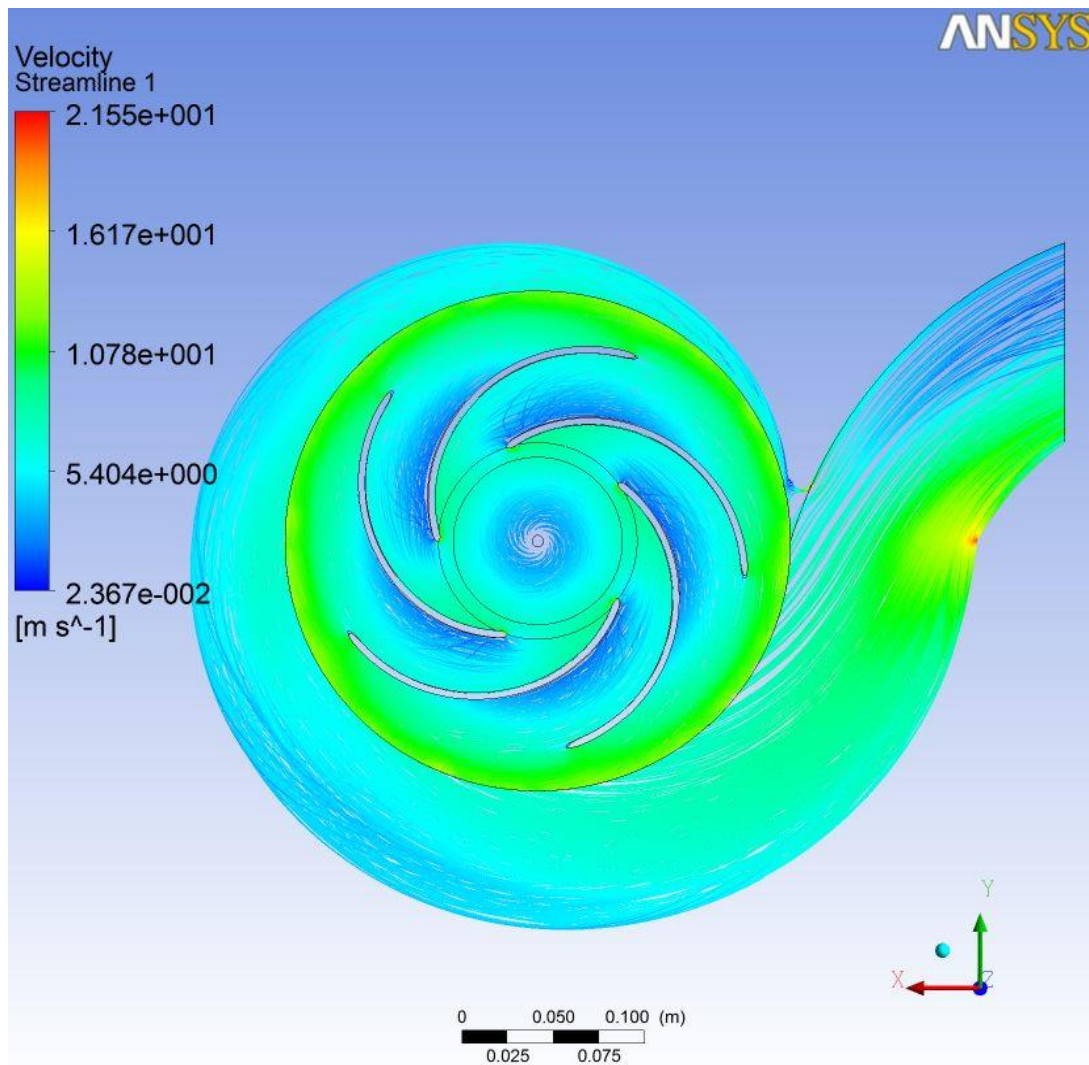
Σχ. 3.6.8 α,β

3.6.3 Αξιολόγηση αποτελεσμάτων

Όπως προηγουμένως βασικά συμπεράσματα αποτελούν η ροή χωρίς αποκολλήσεις και ανακυκλοφορίες και η επίτευξη του επιθυμητού ύψους. Όμως τώρα που προστέθηκε και το κέλυφος είναι αναγκαία και η εξέταση της ροής στο εσωτερικό του ως προς το πόσο σταθερή παραμένει η ταχύτητα. Ο έλεγχος της ταχύτητας θα συνδυαστεί με αυτόν που γίνεται για τις ανακυκλοφορίες, δηλαδή με τη βοήθεια ροικών γραμμών και διανυσμάτων.

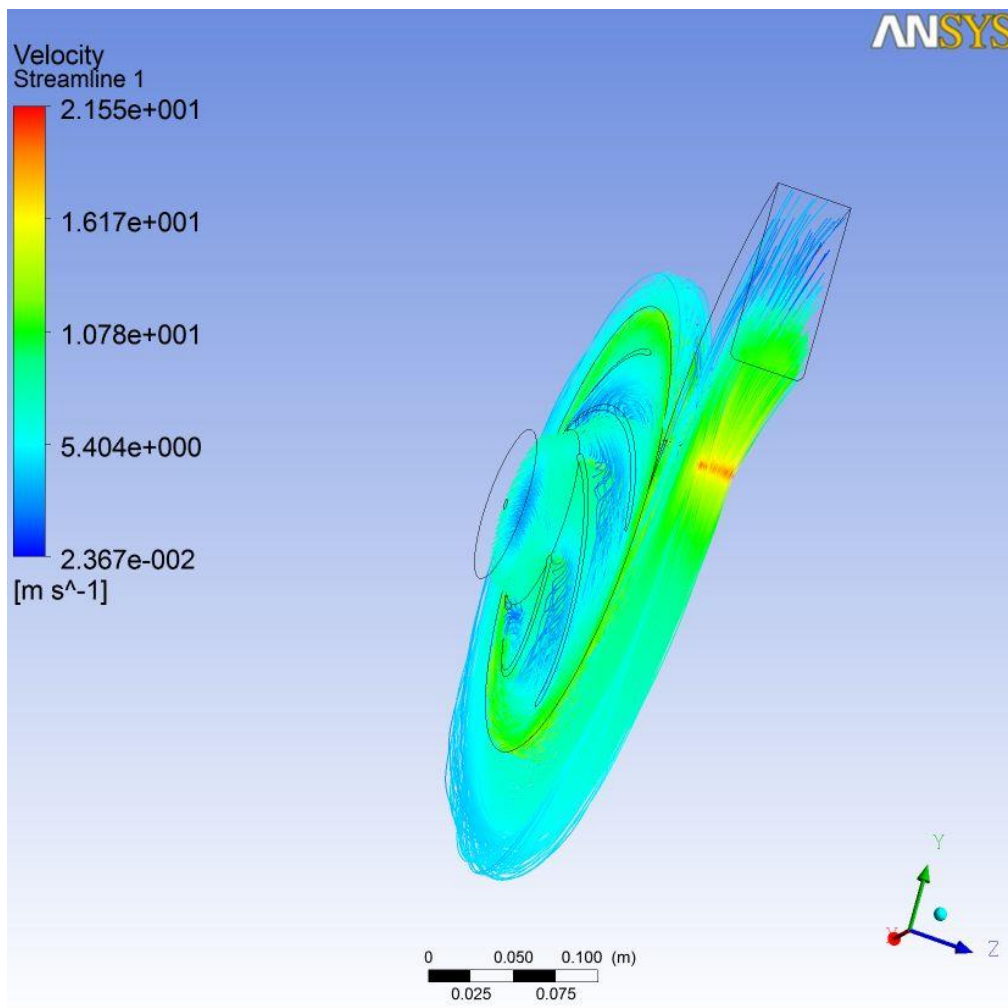
3.6.3.1 Μελέτη για ανακυκλοφορίες και ταχύτητα

Η μελέτη για ανακυκλοφορίες στο κέλυφος είναι πιο περίπλοκη από ότι για την πτερωτή, ο λόγος είναι ότι το κέλυφος παραλαμβάνει το ρευστό από την πτερωτή και το ανακατεύει με αυτό που ήδη έχει εισέλθει. Από το πρώτο σχήμα παρατηρούμε ότι δεν υπάρχουν ανακυκλοφορίες, όμως εμφανίζεται πτώση πίεσης στην είσοδο του τελικού διαχύτη που μεταφράζεται σε αύξηση της ταχύτητας. Αυτό γίνεται ακόμα πιο εμφανές στο επόμενο σχήμα.



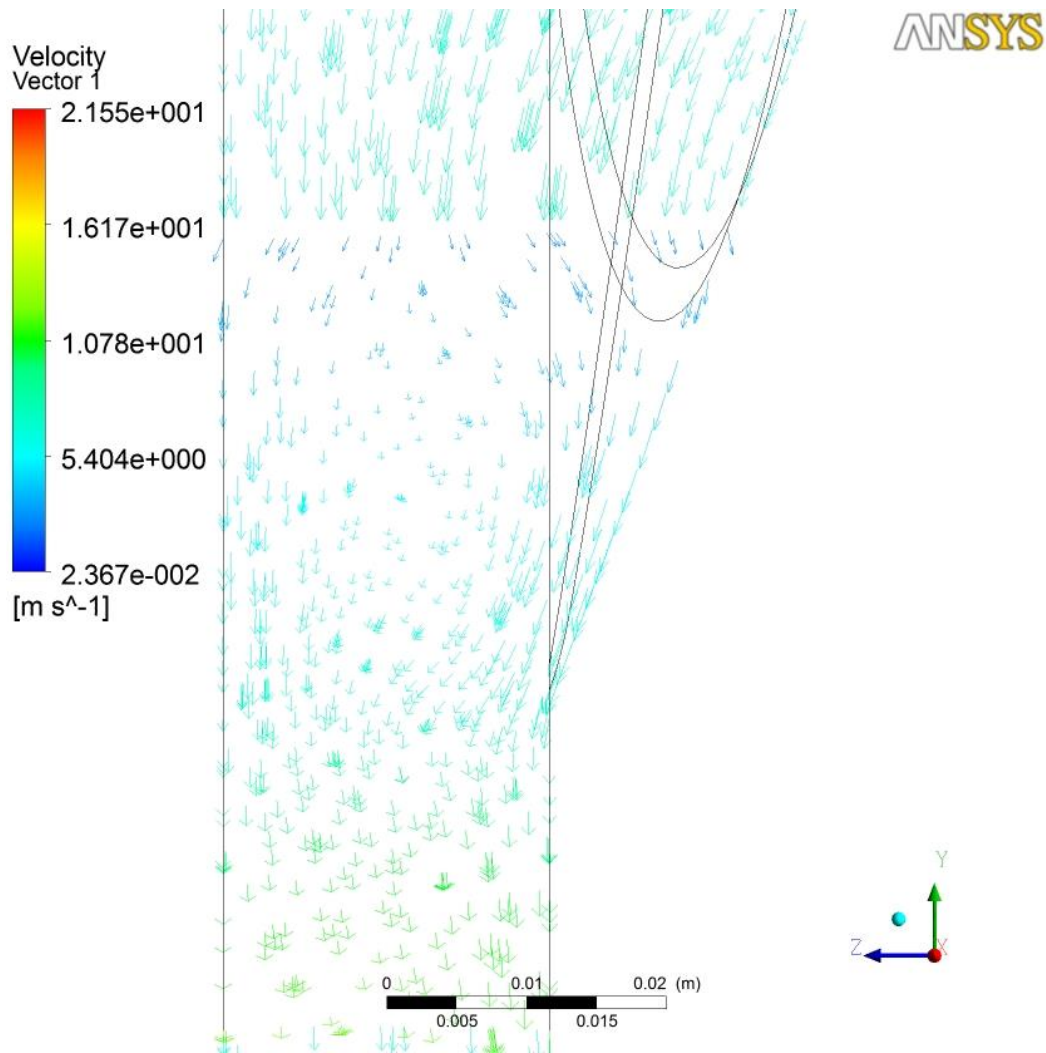
Σχ. 3.6.9

Αύξηση της ταχύτητας στην είσοδο του διαχύτη:



Σχ. 3.6.10

Στα παραπάνω σχήματα παρατηρείται μια ανάδευση της ροής στην περιοχή των πτερυγίων, μια καλύτερη απεικόνιση εκείνης της περιοχής δείχνει ότι δεν πρόκειται για ανακυκλοφορία.



Σχ. 3.6.11

3.7 Λόγοι μη επίτευξης στόχων και προτάσεις

Ο λόγος για τον οποίο εμφανίστηκε η πτώση πίεσης ήταν το μικρό εμβαδό των διατομών του κελύφους με αποτέλεσμα να μη λειτουργήσει αποτελεσματικά σαν διαχύτης.

Προτάσεις επίλυσης του προβλήματος:

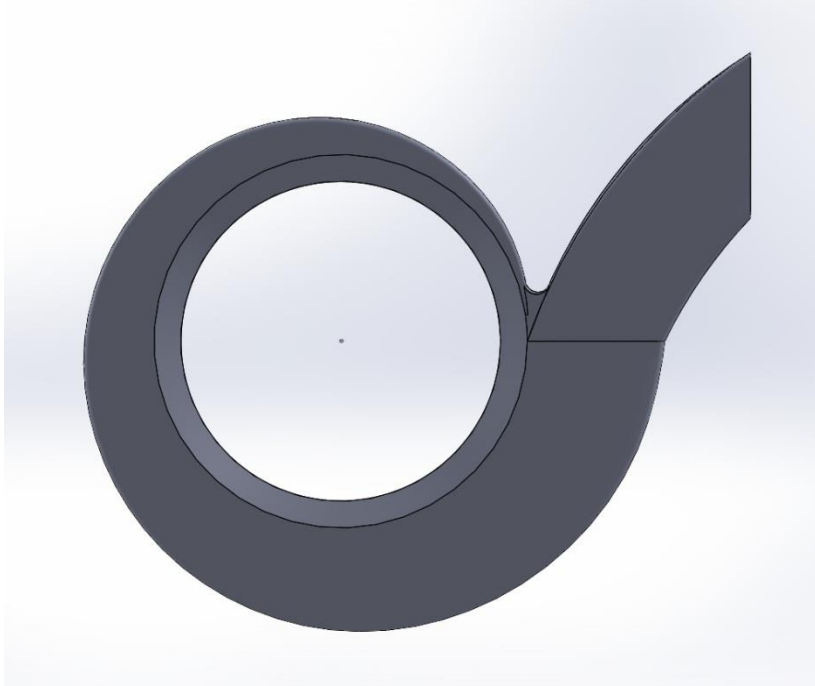
- Αύξηση του εμβαδού των διατομών του κελύφους ώστε να λειτουργεί αποδοτικότερα σαν διαχύτης.

Να σημειωθεί πως οι δοκιμές σε κελύφη πολύ μεγαλύτερων διατομών (x4 του αρχικού) οδηγούσε σε αποκολλήσεις της ροής στην έξοδο ενώ σε κελύφη με μικρότερες διατομές δεν γινόταν επίτευξη του ύψους. Οπότε για να επιτευχθεί η επιθυμητή αύξηση πίεσης χωρίς να εμφανίζονται αποκολλήσεις θα γίνει και μια ελαφριά αύξηση της περιστροφικής ταχύτητας στις 1350 rpm.

3.8 Σχεδιασμός νέου κελύφους

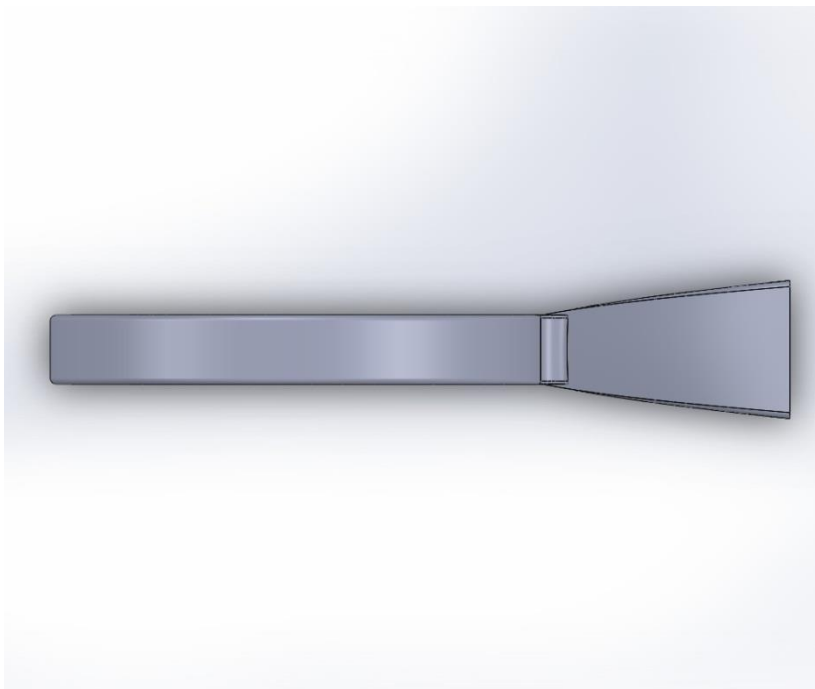
Όπως αναφέραμε στο 2^ο κεφάλαιο η διαφορά στα 2 κελύφη γίνεται στην αύξηση του εμβαδού των διατομών του κατά 3 φορές περίπου. Αυτή η αύξηση επιτεύχθηκε με την εισαγωγή δακτυλίου διαπλάτυνσης στην έξοδο της πτερωτής. Παρακάτω δίνονται οι όψεις του νέου κελύφους όπως εξάγονται από το SolidWorks.

Πρόοψη:



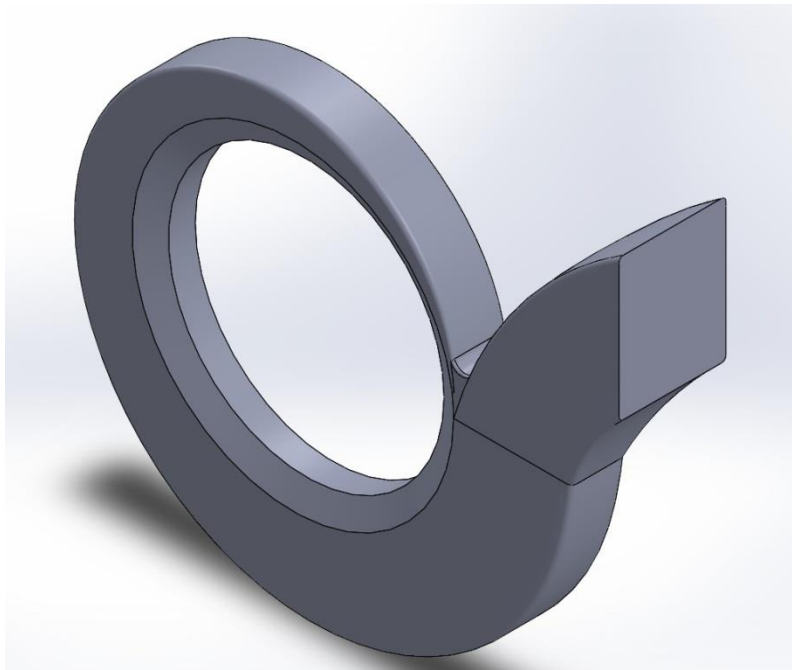
Σχ. 3.8.1

Κάτοψη:



Σχ. 3.8.2

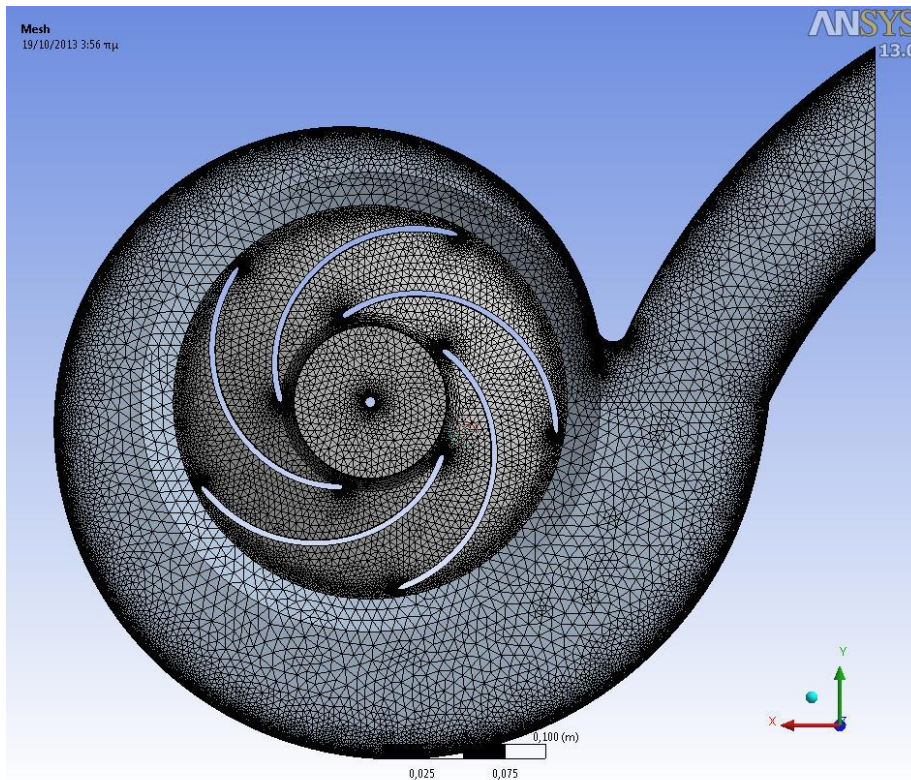
Τρισδιάστατη απεικόνιση:



Σχ. 3.8.3

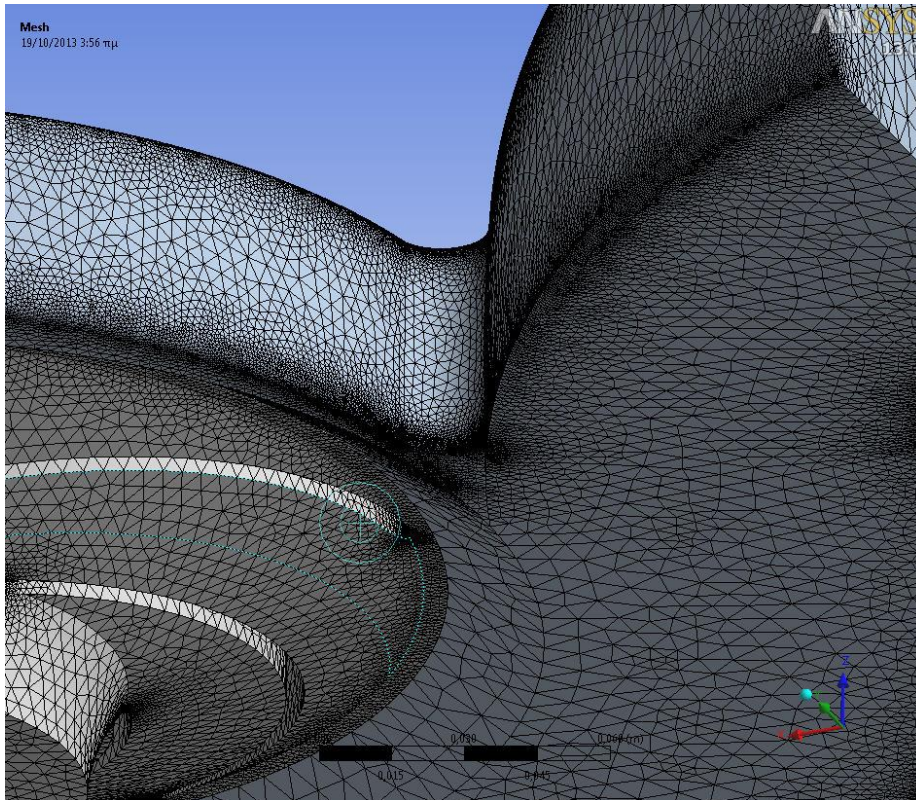
3.8.1 Δημιουργία πλέγματος αντλίας

Η διαδικασία που ακολουθήθηκε είναι η ίδια με την προηγούμενη και το πλέγμα που δημιουργήθηκε για την πτερωτή αποτελείται από 350.417 κόμβους σε 1.924.754 στοιχεία και του κελύφους από 256.123 κόμβους σε 1.347.108 στοιχεία. Συνολικά το πλέγμα της αντλίας αποτελείται από 606.540 σε 3.271.862 στοιχεία, παρακάτω δίνεται η απεικόνιση του πλέγματος.



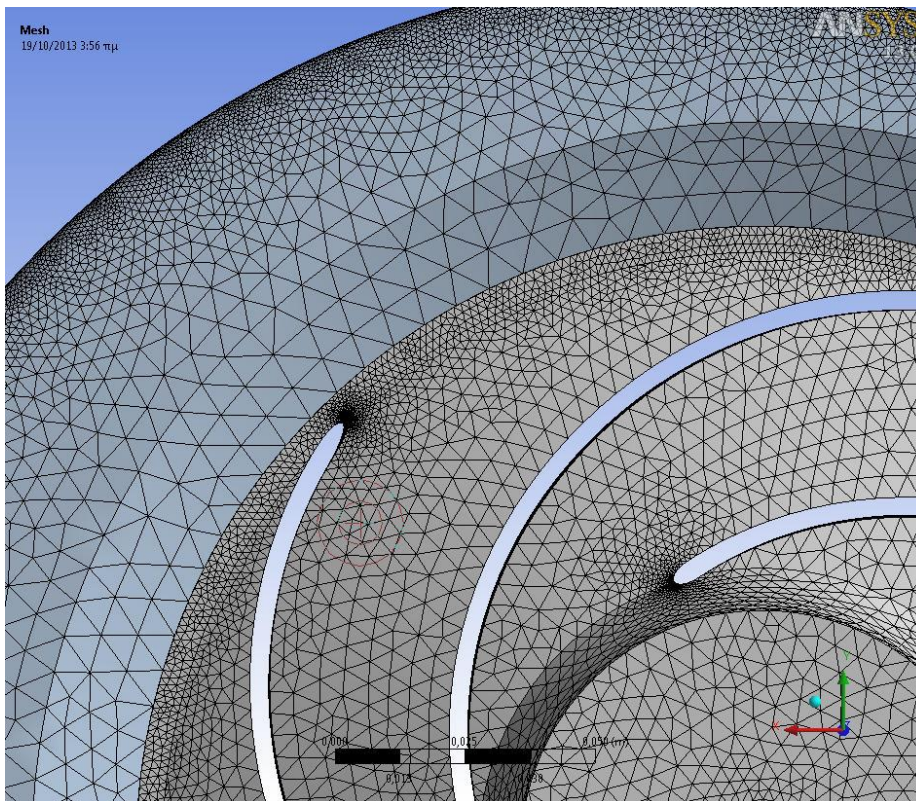
Σχ. 3.8.4

Μεγέθυνση για τη γλώσσα:



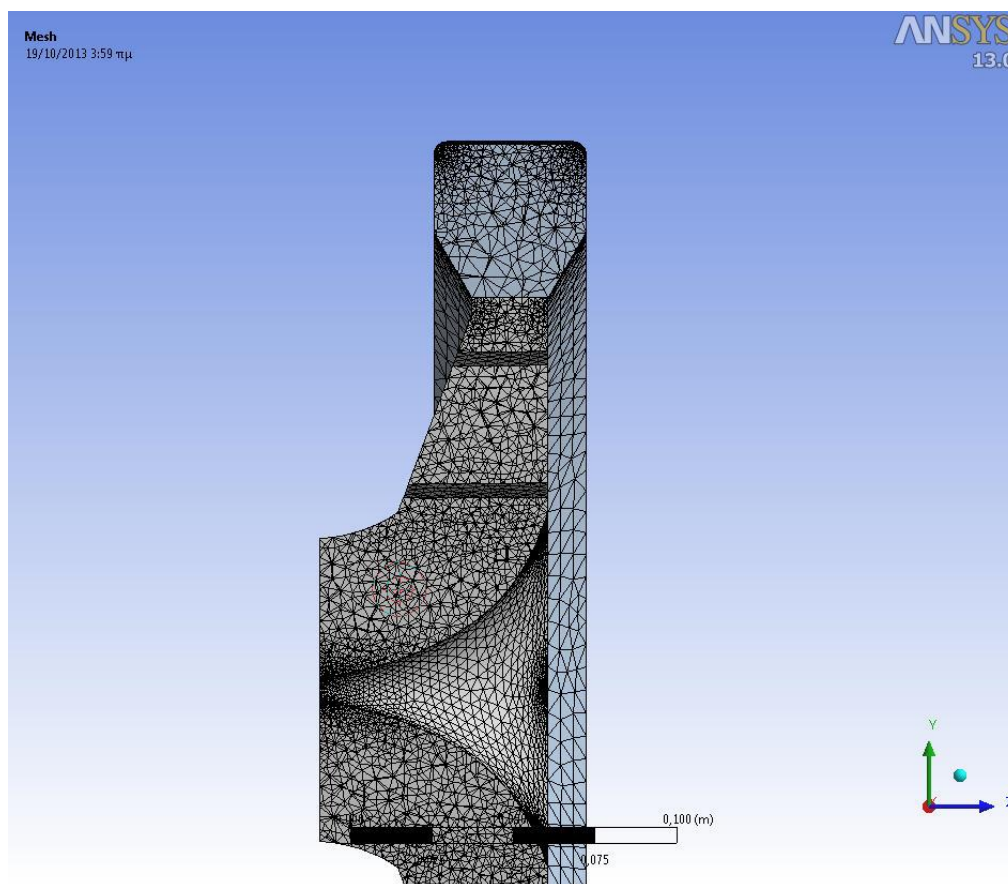
Σχ. 3.8.5

Μεγέθυνση για την επιφάνεια επαφής και την πτερωτή:



Σχ. 3.8.6

Εσωτερικός έλεγχος με τομή:



Σχ. 3.8.7

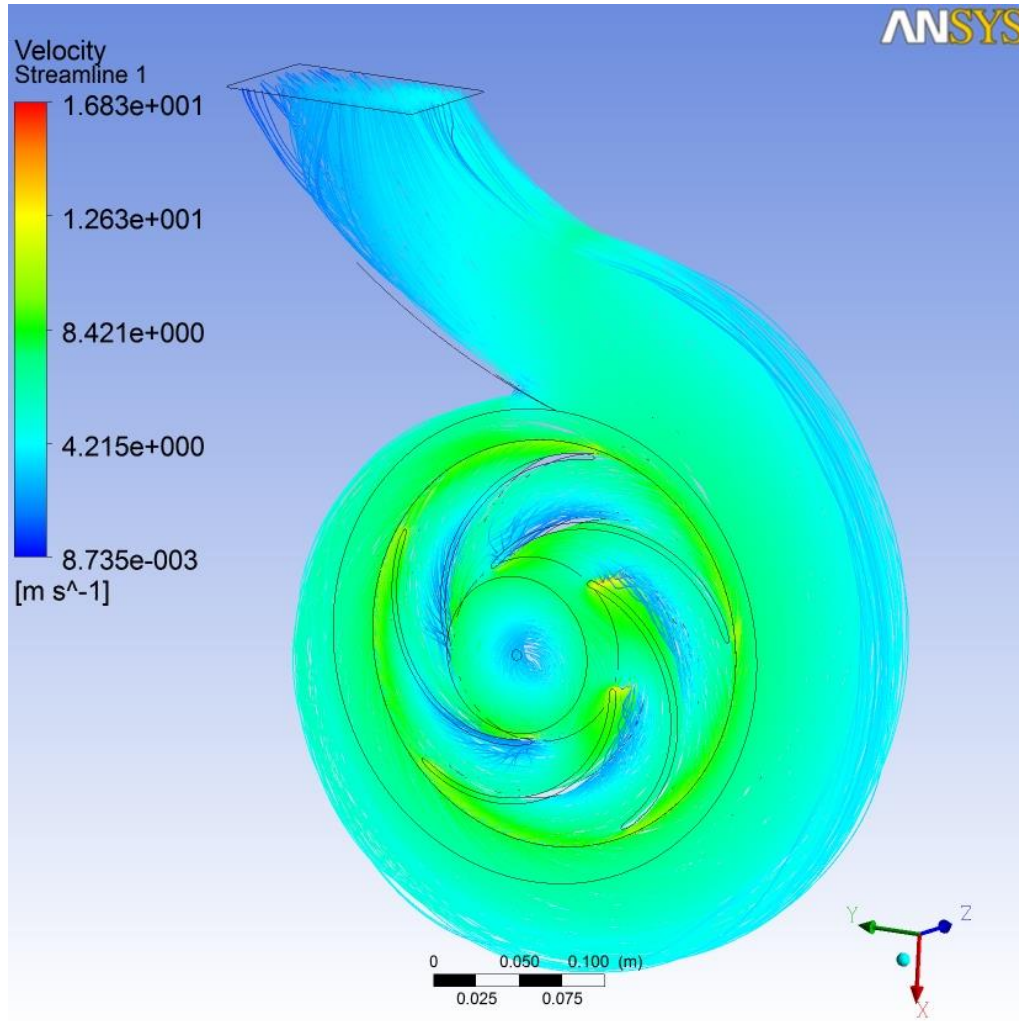
3.8.2 Καθορισμός δεδομένων στο cfx

Τα στοιχεία που δόθηκαν στο cfx είναι τα ίδια με προηγουμένως με μόνη τη διαφορά τη μικρή αύξηση ταχύτητας στις 1350 rpm.

3.8.3 Αξιολόγηση αποτελεσμάτων

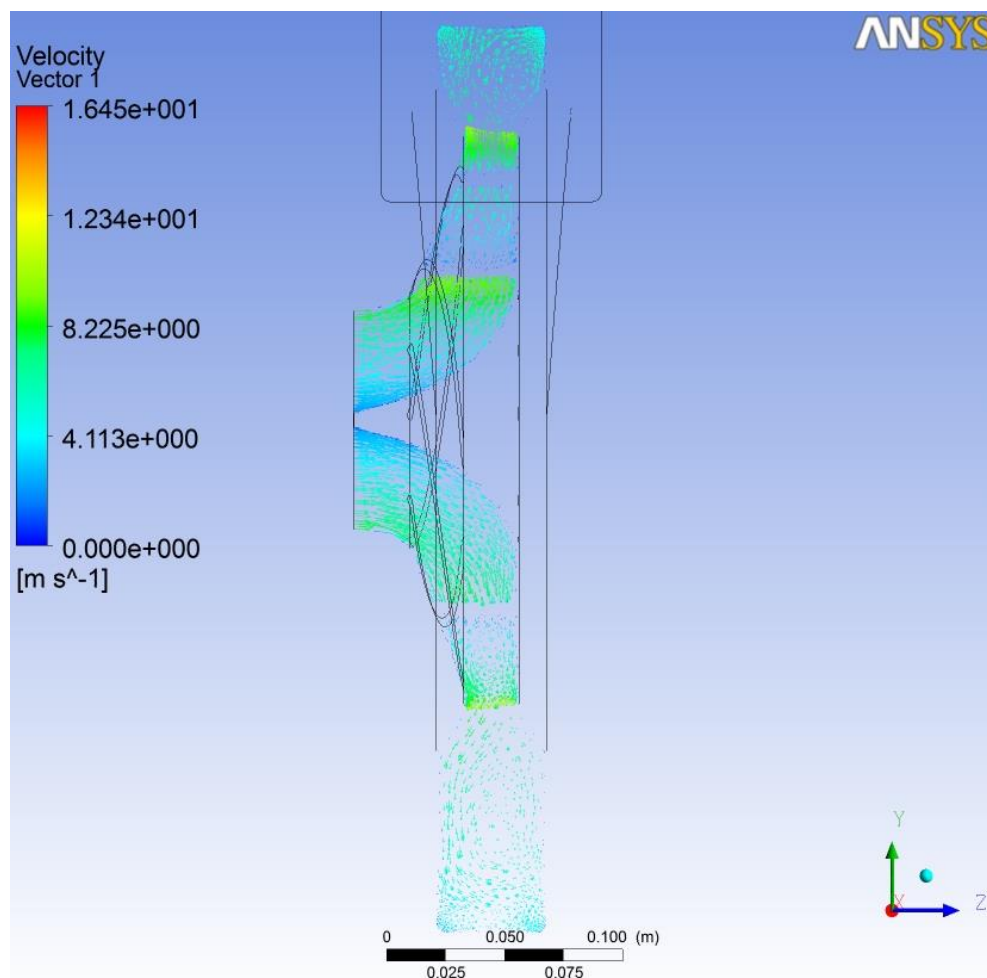
3.8.3.1 Έλεγχος για ανακυκλοφορίες και ταχύτητα

Απο το πρώτο σχήμα είναι εμφανής η βελτίωση της ροής μέσα στο κέλυφος και παρά την αύξηση της περιστροφικής ταχύτητας, η ταχύτητα του ρευστού στο κέλυφος είναι πολύ χαμηλότερη. Βέβαια, πάλι παρατηρείται μια μικρή πτώση πίεσης στην είσοδο του διαχύτη αλλά είναι πολύ ήπια από πριν.



Σχ. 3.8.8

Ενδιαφέρον προκαλεί η μείωση της ταχύτητας στις στρογγυλεμένες άκρες του τοιχώματος που ίσως να δηλώνουν ότι ένα κέλυφος κυκλικής διατομής μπορεί να ήταν καταλληλότερο.



Σχ. 3.8.9

3.8.3.2 Ύψος που επιτυγχάνεται

Σύμφωνα με τον υπολογιστή του cfx οι πιέσεις στην έξοδο του κελύφους και στην είσοδο της περρωτής είναι:

- Ολική πίεση στην έξοδο: $P_{out} = 220.833 \text{ Pa}$
- Ολική πίεση στην είσοδο: $P_{in} = 101.141 \text{ Pa}$

Δηλαδή έχουμε διαφορά πίεσης στα 119.692 Pa που μεταφράζεται σε 12,2 μέτρα ύψους.

Επομένως μπορούμε να προχωρήσουμε στη δημιουργία χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας της περρωτής και της αντλίας.

3.9 Χαρακτηριστικές Καμπύλες Λειτουργίας

Έχοντας δημιουργήσει την τελική γεωμετρία της μηχανής το τελικό στάδιο ήταν η κατασκευή των χαρακτηριστικών καμπύλων λειτουργίας. Έγιναν ξεχωριστές καμπύλες για την περρωτή και για όλη την αντλία για να εξεταστεί η επιρροή του κελύφους στην ολική απόδοση της μηχανής. Για την κατασκευή των καμπύλων έγιναν έξι τρεξίματα όμοια με το τελευταίο της περρωτής και της μηχανής αντίστοιχα για έξι διαφορετικές παροχές. Οι

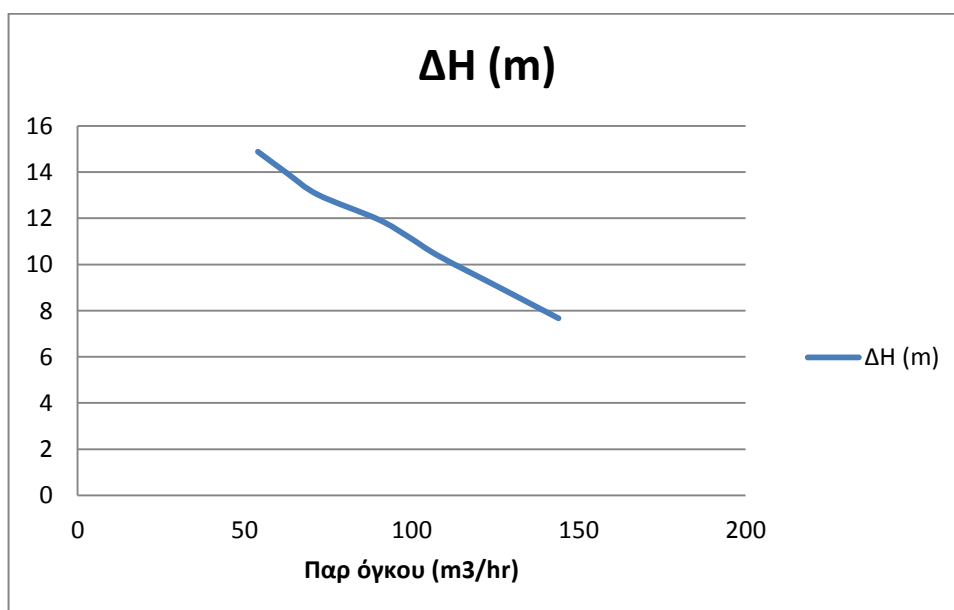
παροχές που επιλέχθηκαν αφορούν το 60%, 70%, 80%, 110%, 120% , 140% και 160% της παροχής σχεδιασμού (90m³/hr). Οι καμπύλες που δημιουργήθηκαν αφορούν το ύψος πίεσης και το βαθμό απόδοσης σε σχέση με την παροχή όγκου. Ο βαθμός απόδοσης της μηχανής υπολογίστηκε από τον τύπο που δόθηκε στο 2^ο κεφάλαιο.

Πρώτα εξετάζονται ο καμπύλες μόνο της πτερωτής και στον παρακάτω πίνακα φαίνονται τα αποτελέσματα του κάθε τρεξίματος.

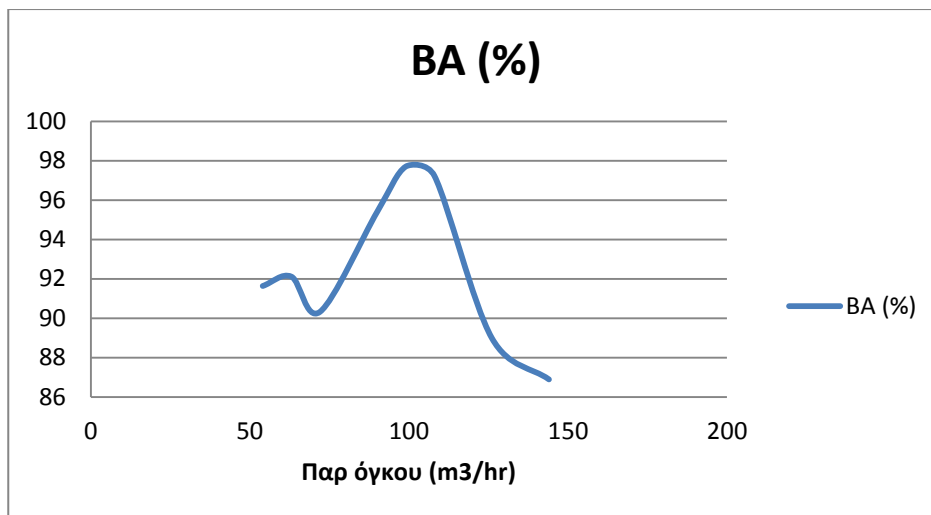
Παροχή όγκου (m ³ /hr)	Ύψος πίεσης (m)	Βαθμός απόδοσης (%)
54	14,88	91,63
63	13,92	92,11
72	13,01	90,32
90	11,95	95,4
99	11,2	97,7
108	10,37	97,22
126	9,02	89
144	7,66	86,89

Πιν. 3.9.1

Οι καμπύλες που σχηματίζονται για το ύψος και το βαθμό απόδοσης δίνονται παρακάτω.



Σχ. 3.9.1



Σχ. 3.9.2

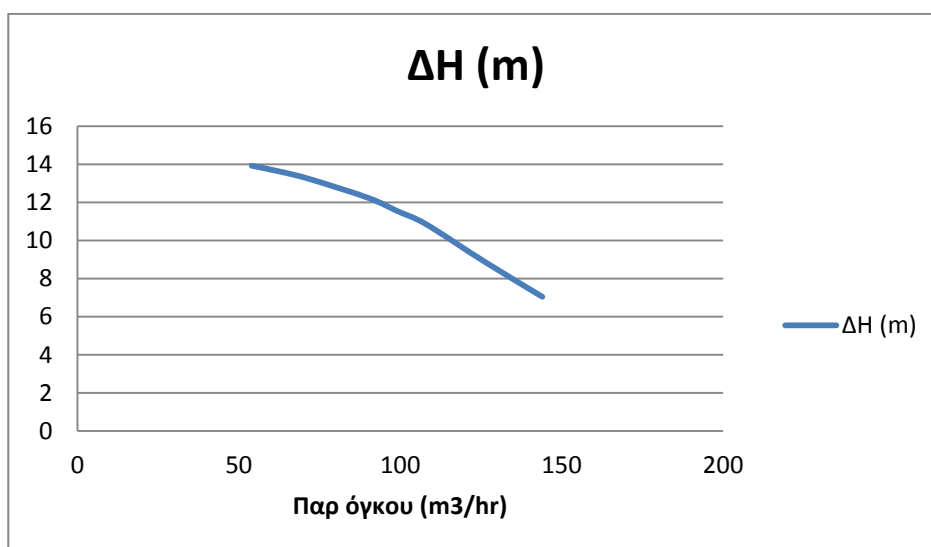
Παρατηρούμε πως στις μικρότερες παροχές υπάρχει μια διακύμανση του βαθμού απόδοσης παρ'όλα αυτά η πτερωτή φαίνεται να λειτουργεί πολύ αποδοτικά.

Στη συνέχεια παρατίθεται αντίστοιχος πίνακας αποτελεσμάτων για όλη την αντλία, όπου διακρίνεται μια μείωση του βαθμού απόδοσης. Αυτό είναι αναμενόμενο γιατί πέρα από την απόδοση της πτερωτής συνυπολογίζεται η απόδοση του κελυφους.

Παροχή όγκου (m ³ /hr)	Ύψος πίεσης (m)	Βαθμός απόδοσης (%)
54	13,91	84,58
63	13,6	88,47
72	13,21	91,74
90	12,23	95,6
99	11,54	95,53
108	10,84	95,28
126	8,89	88,96
144	7,04	81,65

Πιν. 3.9.2

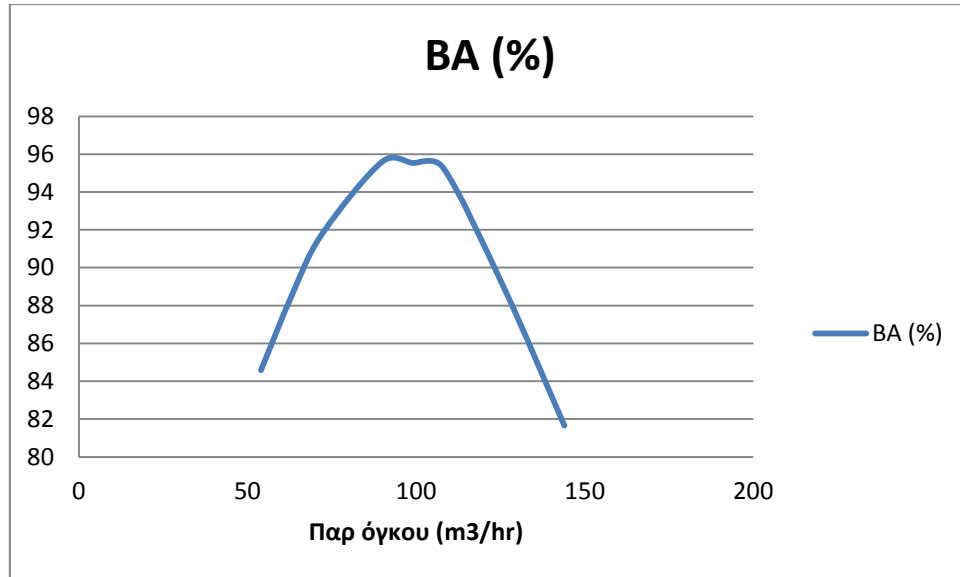
Καμπύλη λειτουργίας για το ύψος.



Σχ. 3.9.3

Παρατηρούμε πως υπάρχει αύξηση του ύψους πίεσης για παροχές από 72 m³/hr εως 108 m³/hr .

Καμπύλη βαθμού απόδοσης.



Σχ. 3.9.4

Συμπερασματικά, το κέλυφος φαίνεται να εξομαλύνει κατά κάποιο τρόπο τη λειτουργία της πτερωτής και παρά τη μείωση ο βαθμός απόδοσης κρατήθηκε σε υψηλά επίπεδα.

4. Αντίστροφη Λειτουργία

Σε αυτό το κεφάλαιο θα γίνει αρχικά μια επισκόπηση στις εμπειρικές μεθοδολογίες που έχουν αναπτυχθεί για την πρόβλεψη της αντίστροφης λειτουργίας μιας αντλίας και θα δοθεί βάση σε αυτές που χρησίμευσαν στην συγκεκριμένη μελέτη. Στη συνέχεια θα γίνει περιγραφή της διαδικασίας σύμφωνα με την οποία στήθηκε το πρόβλημα της αντίστροφης λειτουργίας της αντλίας που σχεδιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Τέλος θα γίνει εκτενής παρουσίαση και σχολιασμός των αποτελεσμάτων εξήχθησαν από το ANSYS.

4.1 Εμπειρική Ανάλυση

Στο πρώτο κεφάλαιο είδαμε μια πρώτη προσπάθεια πρόβλεψης της αντίστροφης λειτουργίας για σχεδίαση πτερωτής μεγάλης κλίμακας αναστρέψιμου ΥΗΕ. Επίσης έγινε αναφορά σε μελέτες που έχουν διεξαχθεί από ερευνητές καθώς και μια ταξινόμηση αυτών σύμφωνα με τη μεθοδολογία που ακολούθησαν. Στη συνέχεια πολλοί από αυτούς ανέπτυξαν εμπειρικές μεθόδους πρόβλεψης σύμφωνα με τα πειραματικά ή θεωρητικά αποτελέσματα που συνέλεξαν. Αυτές οι μέθοδοι χωρίζονται σε δύο κατηγορίες:

- Μέθοδοι που υπολογίζουν το ΣΜΑ μιας ΑΩΣ σύμφωνα με το ΣΜΑ της υπάρχουσας αντλίας
- και μέθοδοι που υπολογίζουν το ΣΜΑ μιας ΑΩΣ σύμφωνα με τις απαιτήσεις για στρόβιλο μιας υπάρχουσας τοποθεσίας.

Σε αυτή τη μελέτη προφανώς ενδιαφερόμαστε για την πρώτη κατηγορία αλλά θα γίνει αναφορά και στη δεύτερη. Οι σχέσεις που θα παρουσιαστούν δεν συμπεριλήφθηκαν στο κεφάλαιο της μαθηματικής ανάλυσης λόγω της καθαρά εμπειρικής τους φύσης.

4.1.1 Πρόβλεψη ΣΜΑ σύμφωνα με υπάρχουσα αντλία

Παρακάτω γίνεται καταγραφή κάποιων απλών σχέσεων που συσχετίζουν το ύψος και την παροχή του ΣΜΑ της αντλίας με αυτό που θα έδινε σαν ΡΑΤ, αυτή η συσχέτιση γίνεται συνήθως με συντελεστή το μέγιστο βαθμό απόδοσης της αντλίας.

- 1) Steppanof (1957)

$$H_t = \frac{H_p}{n_p} \text{ Εξ. 4.1.1} \quad \text{και} \quad Q_t = \frac{Q_p}{\sqrt{n_p}} \text{ Εξ. 4.1.2}$$

- 2) McClaskey και Lundqvist (1976)

$$Q_t = \frac{Q_p}{n_p} \text{ Εξ. 4.1.3}$$

- 3) Sharma (1985)

$$Q_t = \frac{Q_p}{n_p^{0.8}} \text{ Εξ. 4.1.4} \quad \text{και} \quad H_t = \frac{H_p}{n_p^{1.2}} \text{ Εξ. 4.1.5}$$

- 4) Nepal MicroHydro (2005)

$$H_t = 1.38 * H_p \text{ Εξ. 4.1.6} \quad \text{και} \quad Q_t = 1.25 * Q_p \text{ Εξ. 4.1.7}$$

5) Smit (2005)

$$H_t = 2 * H_p \text{ Εξ. 4.1.8} \quad \text{και} \quad Q_t = 1.65 * Q_p \text{ Εξ. 4.1.9}$$

Όπου, H_p , Q_p και H_t , Q_t το ύψος και η παροχή του ΣΜΑ για αντλία και ΑΩΣ αντίστοιχα και όπου n_p ο μέγιστος βαθμός απόδοσης της αντλίας. Επίσης να σημειωθεί ότι οι σχέσεις 4) και 5) πρέπει να χρησιμοποιούνται μόνο όταν υπάρχουν πολύ περιορισμένα δεδομένα για την εγκατάσταση.

4.1.2 Πρόβλεψη σύμφωνα με απαιτήσεις για στρόβιλο

Η ερευνητική ομάδα των Derakhshan και Nurbakhsh (2007) κατασκεύασαν μια πειραματική διάταξη στο πανεπιστήμιο της Τεχεράνης με την οποία εξέτασαν τέσσερις αντλίες διαφορετικών ειδικών ταχυτήτων (14-56 (m, m³/s)). Δηλαδή φυγοκεντρικές αντλίες των οποίων η διάταξη των πτερυγίων ήταν από ακτινική μέχρι αξονική. Με τα αποτελέσματα που εξήχθησαν ανέπτυξαν την παρακάτω μεθοδολογία πρόβλεψης.

1. Η ειδική ταχύτητα της αντλίας N_{rp} στο ΣΜΑ υπολογίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$N_{rp} = 0.3705 * N_{rt} + 5.083 \quad \text{Εξ. 4.1.10}$$

2. Η αδιάστατη ειδική ταχύτητα της αντλίας υπολογίζεται από :

$$\alpha_p = \frac{N_{rp}}{g^{0.75}} \quad \text{Εξ. 4.1.11}$$

3. Με την οποία υπολογίζεται η αδιάστατη παράμετρος γ από :

$$\gamma = 0.0233 * \alpha_p + 0.6464 \quad \text{Εξ. 4.1.12}$$

4. Με το γ υπολογίζεται το h που είναι ο λόγος του ύψους της αντλίας προς της PAT:

$$\gamma = \frac{(h^{0.5})N_t}{N_p} \quad \text{Εξ. 4.1.13}$$

5. Το H_{pr} είναι το ύψος της αντλίας στο ΣΜΑ που υπολογίζεται από το διαθέσιμο ύψος H_{tr} της ΑΩΣ από:

$$H_{pr} = \frac{H_{tr}}{h} \quad \text{Εξ. 4.1.14}$$

6. Η παροχή Q_{pr} επιλέγεται γνωρίζοντας το N_{rp} και αφού επιλεγεί ταχύτητα N_p σε συνδυασμό με το ύψος H_{pr} από ένα κατάλογο διαθέσιμων αντλιών.

Η κατάλληλη ΑΩΣ μπορεί να επιλεγεί εύκολα γνωρίζοντας, πλέον, τα Q_{pr} , N_p , H_{pr} που είναι και οι βασικοί σχεδιαστικοί παράμετροι μιας αντλίας για το σημείο λειτουργίας. Σημειώνεται ότι αυτή η μεθοδολογία είναι αξιόπιστη μόνο για μηχανές με ειδική ταχύτητα $N_{st} < 150$.

Είναι εμφανές ότι μια μεθοδολογία μπορεί να αναπτυχθεί μετά τη συλλογή πειραματικών δεδομένων. Αυτή, όμως, είναι μια ακριβή διαδικασία και μπορεί να εφαρμοστεί μόνο σε συγκεκριμένο αριθμό αντλιών, ειδικά αν δεν υπάρχει συμβολή μιας κατασκευάστριας εταιρίας. Επομένως, χωρίς επαρκή δεδομένα, μια μέθοδος πρόβλεψης αντίστροφης

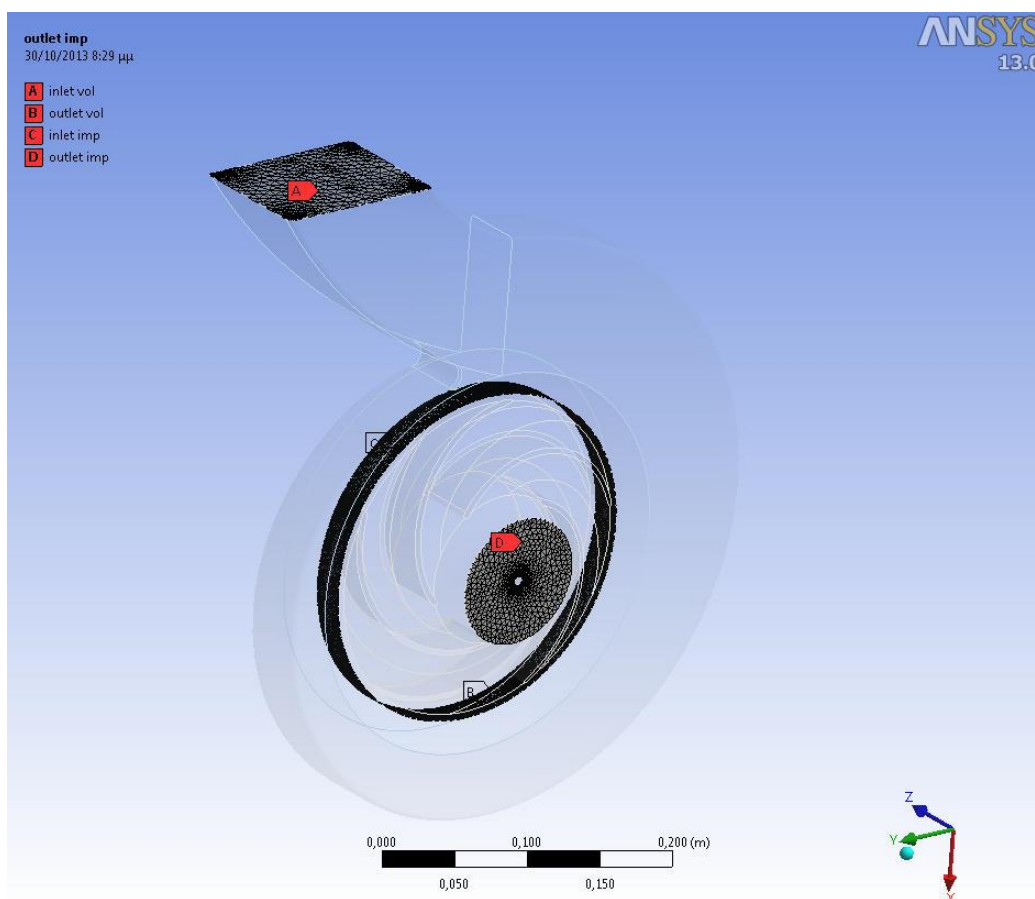
λειτουργίας μπορεί να θεωρηθεί αξιόπιστη μόνο για τις αντλίες που αντιπροσωπεύονται από τα υπάρχοντα αποτελέσματα, σε οποιαδήποτε άλλη περίπτωση είναι αναμενόμενη μεγάλη απόκλιση από τις υπολογισμένες τιμές.

4.2 Προετοιμασία Αντίστροφης Λειτουργίας

Σε αυτή την ενότητα θα γίνει μια παρουσίαση της διαδικασίας που ακολουθήθηκε ώστε να πραγματοποιηθεί η μελέτη της αντίστροφης λειτουργίας στο ANSYS. Η διαδικασία είναι σε μεγάλο βαθμό όμοια με της αντλητικής λειτουργίας. Προφανώς, δεν έγιναν αλλαγές στο υπάρχον σχέδιο της αντλίας αφού το ζητούμενο είναι να εξετάσουμε πως θα συμπεριφερθεί αυτούσια η μηχανή με αντίστροφη ροή άρα και περιστροφή.

4.2.1 Μετατροπές σε πλέγμα

Όπως αναφέρθηκε, αφού δεν έγιναν αλλαγές στη γεωμετρία δεν έγιναν ούτε στο πλέγμα. Η μόνη διαφοροποίηση είναι η αντίθετη δήλωση εισόδου και εξόδου της μηχανής όπως φαίνεται στο σχήμα.



Σχ. 4.2.1

Αντίστοιχη αλλαγή έγινε στις επιφάνειες διεπαφής.

4.2.2 Καθορισμός δεδομένων στο CFX

Η μελέτη της αντίστροφης λειτουργίας, σε αντίθεση με της αντλητικής έγινε για 2 περιστροφικές ταχύτητες. Αρχικά για ταχύτητα αντίθετη της κανονικής, -1350 rpm και σε

δεύτερη φάση για τις -1550 rpm. Η δεύτερη ταχύτητα είναι αυτή στην οποία θα περιστρεφόταν η μηχανή αν για γεννήτρια χρησιμοποιούταν ένας τετραπολικός επαγωγικός κινητήρας σε δίκτυο 50Hz. Εφόσον οι περισσότερες αντλίες του εμπορίου συνοδεύονται από κινητήρα, είναι οικονομικότερο να χρησιμοποιείται ο ίδιος και για γεννήτρια. Επομένως η επιλογή της δεύτερης ταχύτητας έγινε για να υπάρχει και πρακτική σημασία αλλά και για συγκριτικούς σκοπούς μεταξύ των δυο ταχυτήτων.

Το κινητό και το σταθερό πλαίσιο παρέμειναν ως έχουν, ορίστηκε μόνο αντίθετη ταχύτητα περιστροφής. Επίσης, έμειναν σταθερά το μοντέλο τύρβης (k-ε) και το επίπεδο σύγκλισης. Κατά τον ορισμό των συνοριακών συνθηκών υπήρξε ένας προβληματισμός για το ποιο ζεύγος θα είναι καταλληλότερο. Επομένως έγιναν δοκιμές για δυο διαφορετικές συνθήκες:

1. Ολική πίεση στην είσοδο της μηχανής $P_{tot}= 1 \text{ atm}$ και παροχή μάζας στην έξοδο
2. Στατική πίεση στην έξοδο $P_{st}= 1 \text{ atm}$ και παροχή μάζας στην είσοδο.

Στην πρώτη συνθήκη η πίεση εξόδου δίνεται με τη μορφή υποπίεσης, κάτι που ήταν αναμενόμενο. Επιπλέον, τα αποτελέσματα και των δυο παρουσίαζαν μια απόκλιση της τάξης του 5% σε ύψος και βαθμό απόδοσης. Όμως, και για τις 2 ταχύτητες επιλέχθηκε σαν συνοριακή συνθήκη η δεύτερη γιατί ανταποκρίνεται καλύτερα στην πραγματικότητα.

4.3 Αξιολόγηση Αποτελεσμάτων

Σε αυτή την ενότητα θα παρουσιαστούν οι καμπύλες λειτουργίας για την κάθε ταχύτητα, να αναφερθεί ότι οι καμπύλες εξήχθησαν για παροχές μεγαλύτερες σε σχέση με της κανονικής λειτουργίας. Επίσης θα γίνει έλεγχος της ποιότητας και της ταχύτητας της ροής σε ορισμένα σημεία ενδιαφέροντος. Στη συνέχεια θα γίνει έλεγχος της πτώσης πίεσης στη μηχανή και τέλος θα παρουσιαστούν συγκριτικά σχήματα των ΣΜΑ για τις 2 ταχύτητες,

4.3.1 Περιστροφική ταχύτητα -1350 rpm

4.3.1.1 Αξιολόγηση Καμπύλης Λειτουργίας

Παρακάτω δίνεται πίνακας με τα αποτελέσματα για την κάθε παροχή. Για να δοθεί μια πιο ξεκάθαρη εικόνα της αντίστροφης λειτουργίας, στα αποτελέσματα προστέθηκε και η παραγόμενη ισχύς στην άτρακτο.

Παροχή όγκου (m ³ /hr)	Ύψος Πίεσης (m)	Ισχύς στην άτρακτο (W)	Βαθμός απόδοσης (%)
72	13,62	267,92	10,05
90	14,83	1393,34	38,40
108	16,46	1864,04	38,58
126	18,35	3046,93	48,50
144	20,70	4539,39	56,04
162	13,21	6320,65	61,85
180	25,82	9184,80	72,70
270	98,19	28221,83	56,41

Πιν. 4.3.1

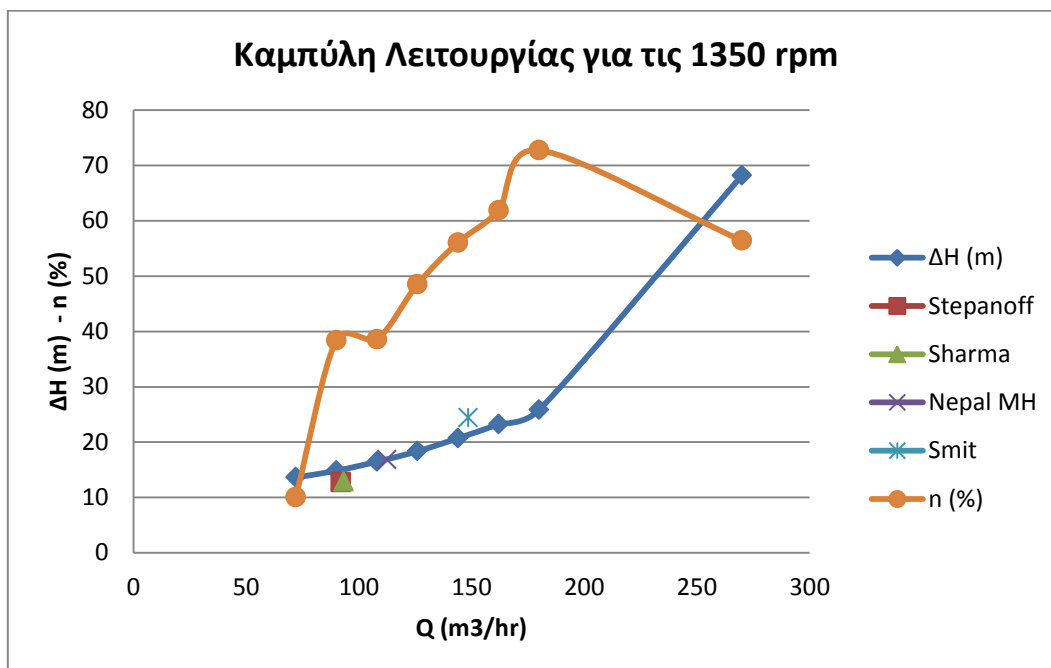
Παρατηρούμε απευθείας μια έντονη μείωση στο βαθμό απόδοσης της αντίστροφης λειτουργίας σε σχέση με την κανονική. Επιπλέον, η τελευταία παροχή είναι αρκετά μεγαλύτερη από την προηγούμενη, αυτή η μέτρηση πραγματοποιήθηκε για να γίνει πιο αισθητή η μείωση της απόδοσης σε μεγάλα φορτία.

Επίσης, παρατίθεται ο πίνακας με τις τιμές για το ύψος και την παροχή που υπολογίζονται από τις εμπειρικές μεθόδους που περιγράφηκαν στην ενότητα 4.1.1.

	Stepanoff	Sharma	Nepal MH	Smit	McClasky
Qt (m3/hr)	92,04	93,29	112,5	148,5	94,14
Ht (m)	12,76	12,87	16,83	24,4	-

Πιν. 4.3.2

Παρατηρώντας την καμπύλη λειτουργίας είναι ξεκάθαρη η απόκλιση του ΣΜΑ της εξεταζόμενης ΑΩΣ με αυτά που υπολογίζονται από τις εμπειρικές μεθόδους. Αυτό ήταν αναμενόμενο αφού οι μέθοδοι εξάχθηκαν από πειραματικά, κυρίως, αποτελέσματα και για αντλίες υψηλότερου ειδικού αριθμού ταχύτητας από την προκειμένη.



Σχ. 4.3.1

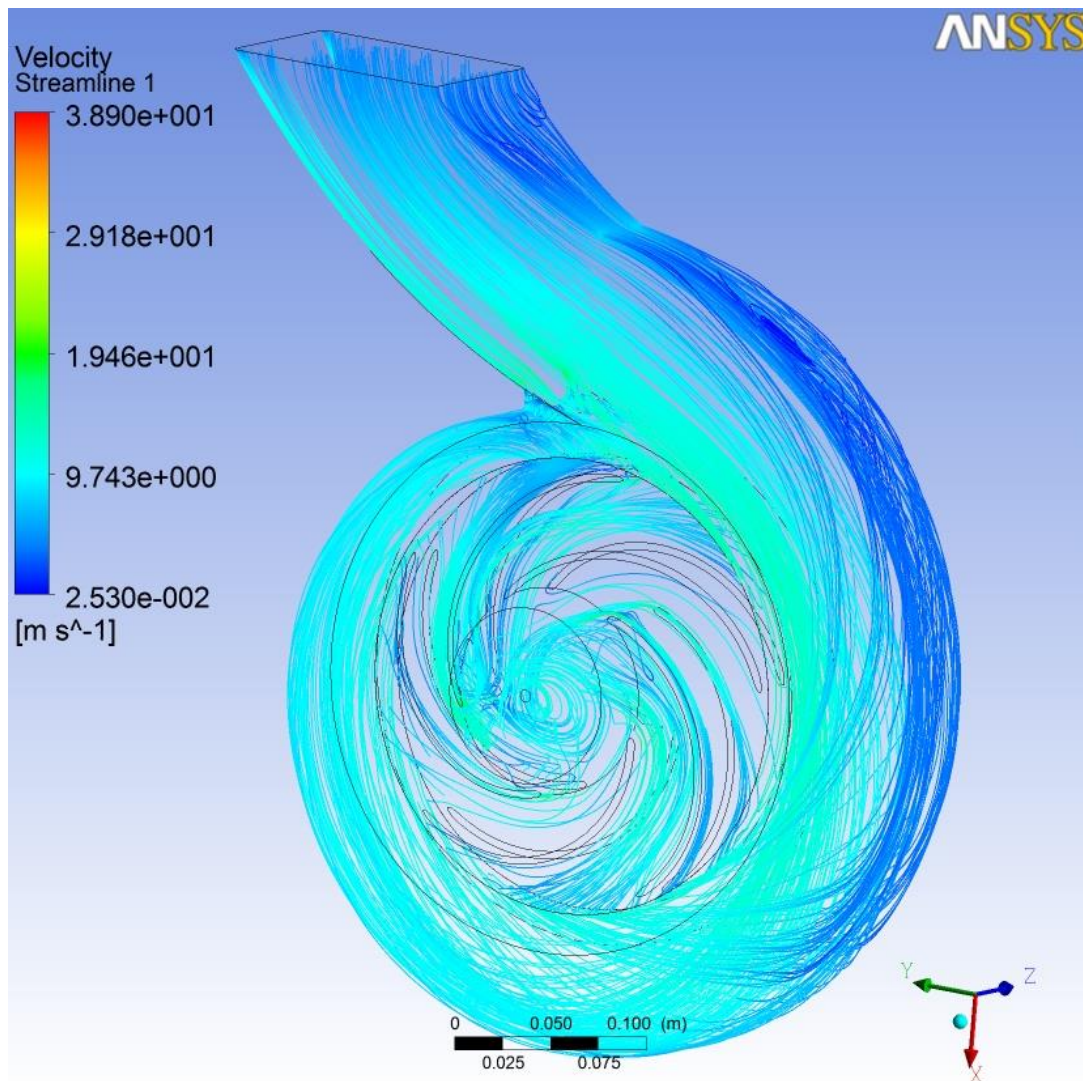
Τέλος, παρατηρείται μια μείωση της απόδοσης στις μικρές παροχές, αυτή δεν συνάδει με τα δεδομένα του πίνακα (Πιν. 4.3.1) και μάλλον πρόκειται για εσφαλμένη μετάφραση του Microsoft Office Excel της πολύ μικρής αύξησης της απόδοσης μεταξύ των παροχών 90 και 108 m³/hr.

4.3.1.2 Αξιολόγηση Ροής και Πτώσης Πίεσης

Η ροή και η πτώση πίεσης θα μελετηθούν μόνο για το ΣΜΑ της λειτουργίας και η διαδικασία που θα ακολουθηθεί είναι αντίστοιχη με αυτή του τρίτου κεφαλαίου. Σε αυτή την περίπτωση, όμως, θα δούμε πως μια απλή απεικόνιση του ροϊκού πεδίου δεν είναι

αρκετή. Οπότε, θα γίνει παρουσίαση και σχολιασμός της ροής σε διάφορα σημεία ενδιαφέροντος της PAT.

Πρώτα δίνεται μια συνολική εικόνα, όπως παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα.

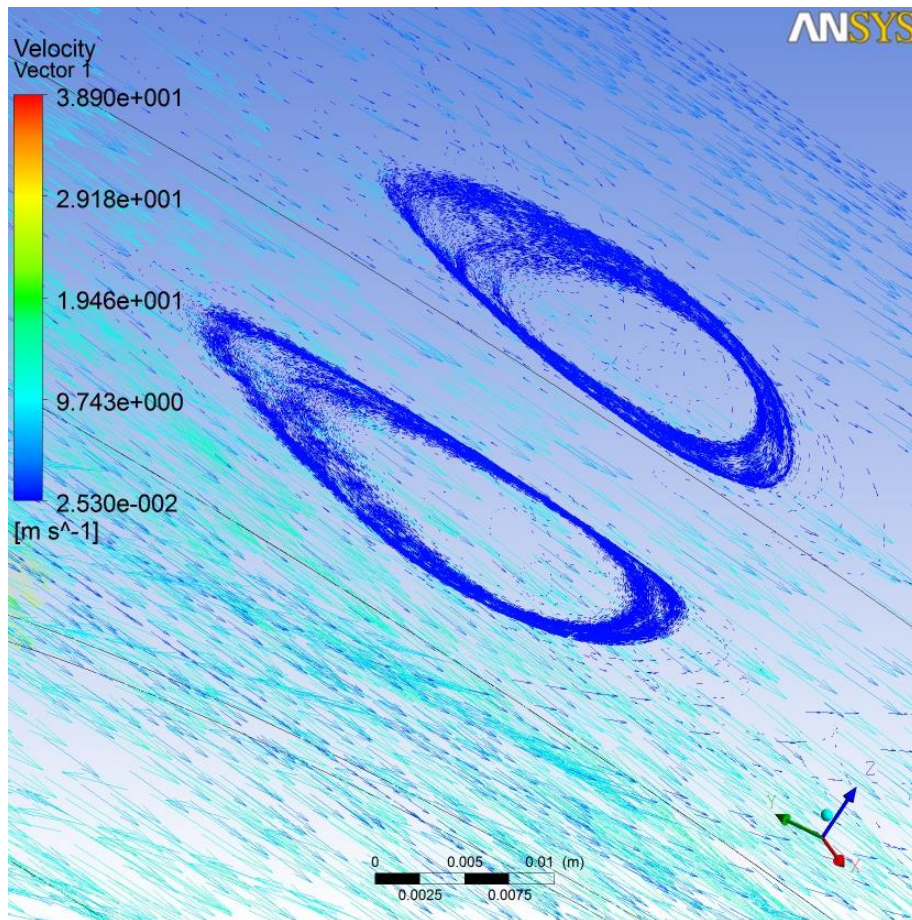


Σχ. 4.3.2

Διακρίνουμε μια αύξηση της ταχύτητας στο στενό τμήμα του διαχύτη η οποία φαίνεται να προκαλεί και ένα στροβιλισμό της ροής παρακάτω. Επίσης, έντονη στροβιλότητα εντοπίζεται και στην περιοχή της γλώσσας καθώς και στο τμήμα εξόδου της ΑΩΣ. Αυτές οι περιοχές θα εξεταστούν με τη μορφή διανυσμάτων για να αντιληπτή η διεύθυνση της ταχύτητας.

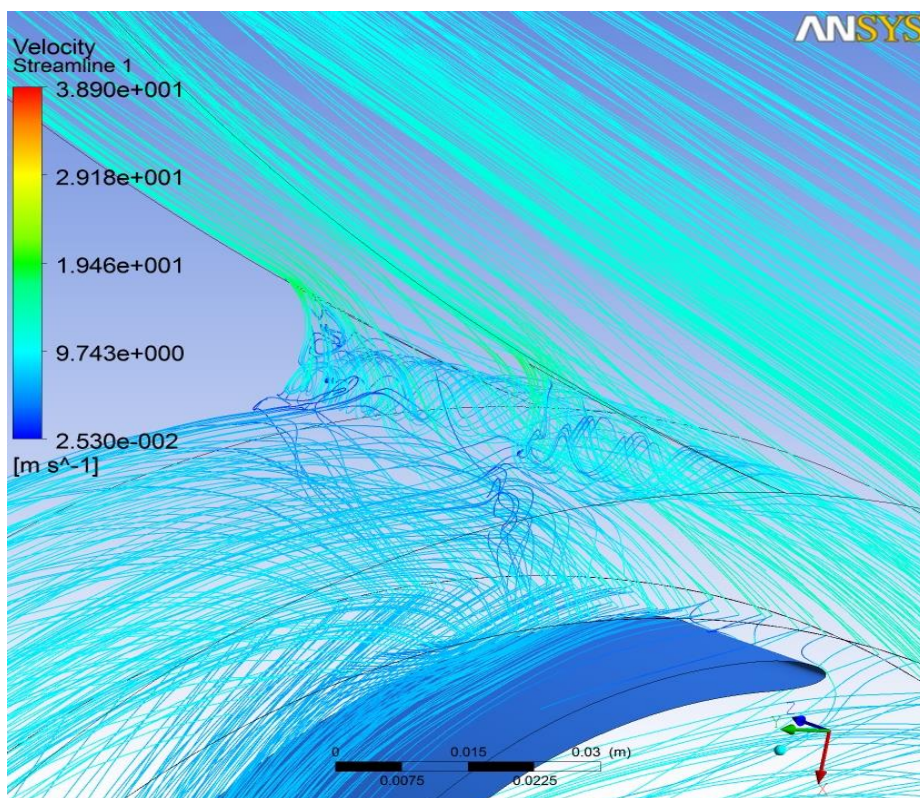
Στο επόμενο σχήμα απεικονίζεται μια μεγέθυνση της περιοχής εισόδου του κελύφους.

Η στροβιλότητα αυτής της περιοχής (Σχ. 4.3.3), είναι απόρροια της στένωσης του κελύφους από το διαχύτη στον σαλίγκαρο και του διαχωρισμού που υφίσταται η ροή λόγω των φιλεταρισμένων γωνιών των τοιχωμάτων. Αυτός είναι και ο λόγος που υπάρχει μια σχετική συμμετρία μεταξύ των δυο δινών.



Σχ. 4.3.3

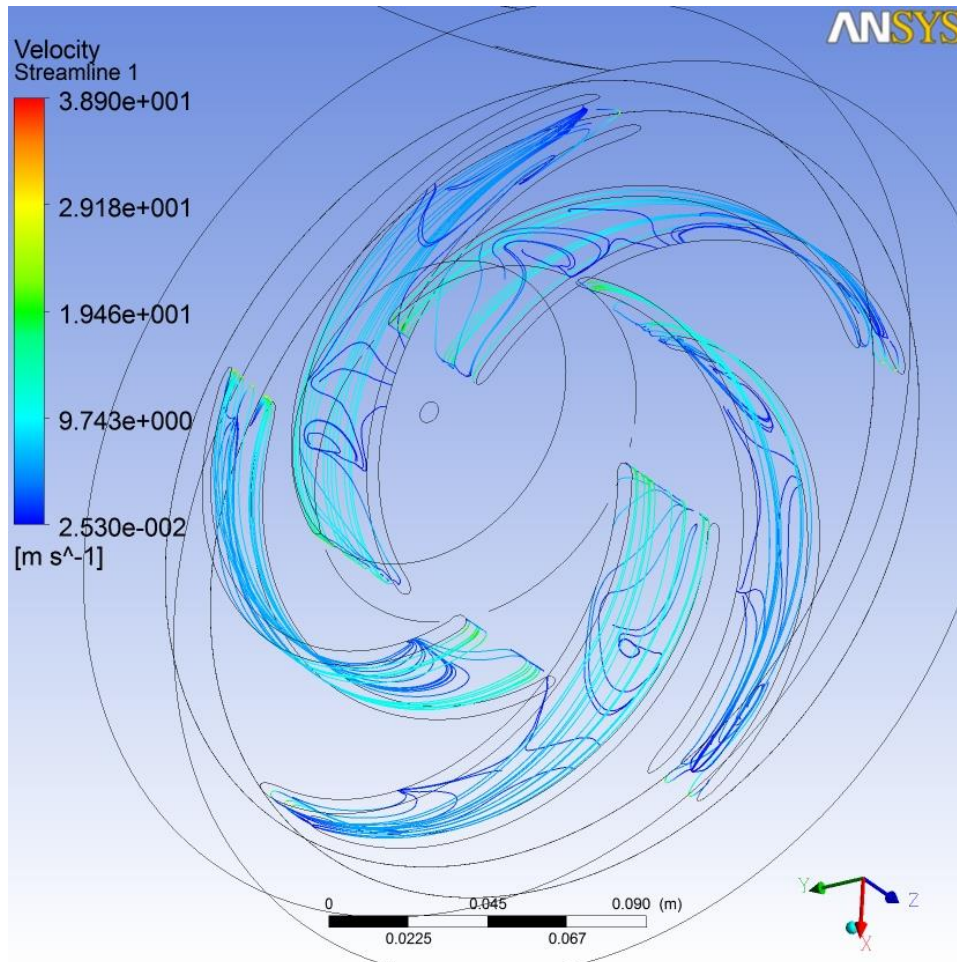
Στη συνέχεια δίνεται σχήμα που απεικονίζει τη ροή στη γλώσσα του κελύφους.



Σχ. 4.3.4

Στην προκειμένη, σημαντικό ρόλο φαίνεται να παίζει η ροή που κατεβαίνει από τον διαχύτη καθώς και αυτή στην άκρη του πτερυγίου. Αυτό, σε συνδυασμό με την περιδίνηση που εντοπίζεται στην έξοδο της ΡΑΤ μας οδηγεί σε μια περαιτέρω εξέταση της ροής σε ολόκληρη την πτερωτή.

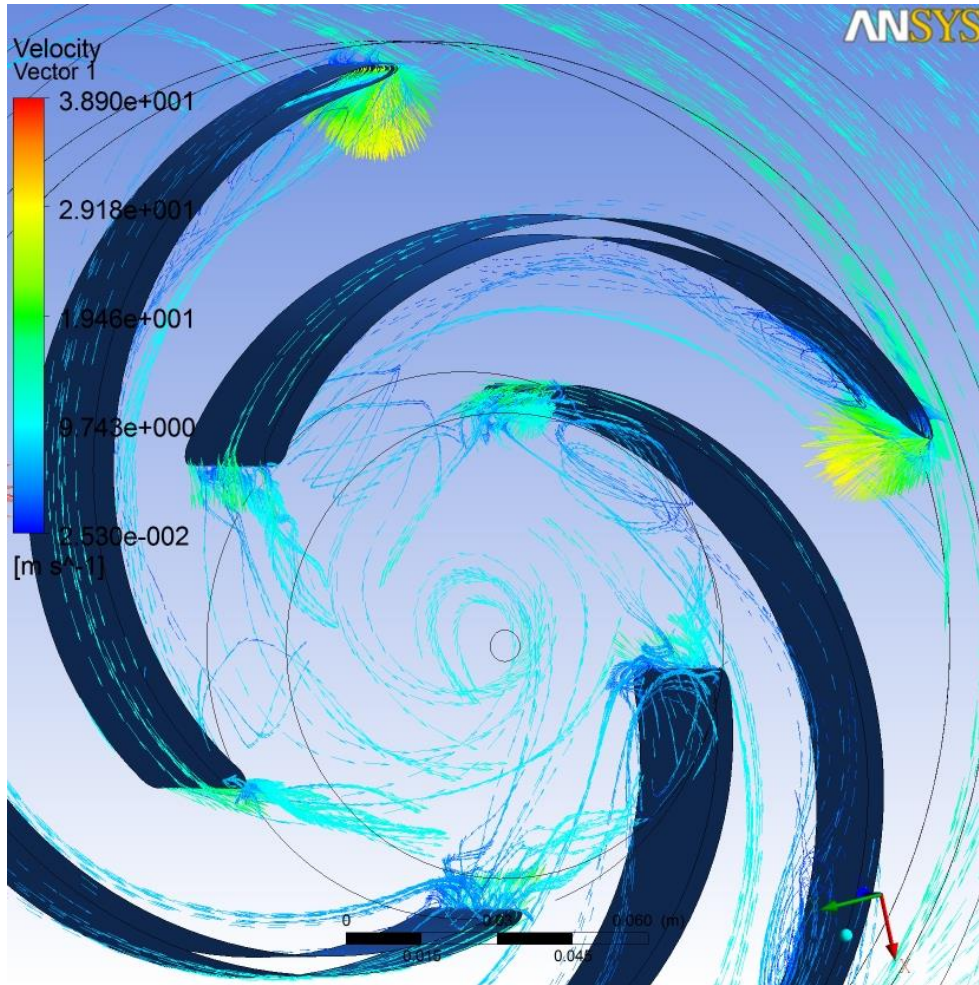
Εδώ, θα γίνει χρήση επιφανειακών ροϊκών γραμμών (Σχ. 4.3.5).



Σχ. 4.3.5

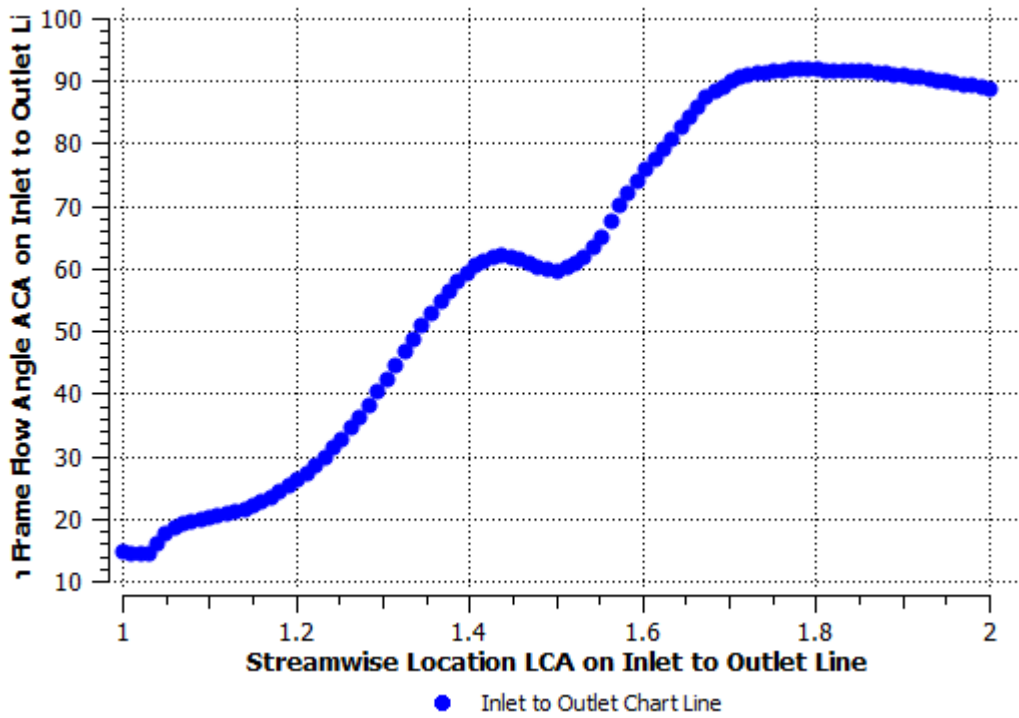
Παράλληλα, αν εξετάσουμε τις ταχύτητες με τη βοήθεια διανυσμάτων φαίνεται και η στροβιλότητα που δημιουργείται στην περιοχή της εξόδου (Σχ. 4.3.6). Εδώ, παρατηρούμε αποκόλληση της ροής και στη suction-side της αντλίας η οποία φαίνεται να δημιουργείται από τη μικρή γωνία πρόσπτωσης του ρευστού στην ΤΕ του πτερυγίου. Επομένως, μπορούμε να εξετάσουμε και ένα σχεδιάγραμμα των γωνιών της ροής σε σχέση με τη ροϊκή τοποθεσία (streamwise location) από την είσοδο έως την έξοδο της πτερωτής (Σχ. 4.3.7).

Αρχικά, αξίζει να αναφερθεί ο τρόπος με τον οποίο εξάγει το cfx-post το σχεδιάγραμμα για τις γωνίες. Σε πρώτη φάση, διαχωρίζει σε n ίσα μήκη τη ροϊκή γραμμή ($n=20$ στην προκειμένη περίπτωση) από την είσοδο (έξοδο για αντλία) ως την έξοδο. Σε δεύτερη φάση, διαχωρίζει την πτερωτή σε ίσες επιφάνειες περιφερειακά και κάθετα στον άξονα περιστροφής. Τέλος, γίνεται δειγματοληψία σε αυτές της επιφάνειες, παίρνοντας σαν τιμές του μέσους όρους των γειτονικών κόμβων του πλέγματος. Έτσι δίνεται μια ομοιόμορφη εικόνα των γωνιών που έχει η ταχύτητα της ροής σε όλη την πτερωτή.



Σχ. 4.3.6

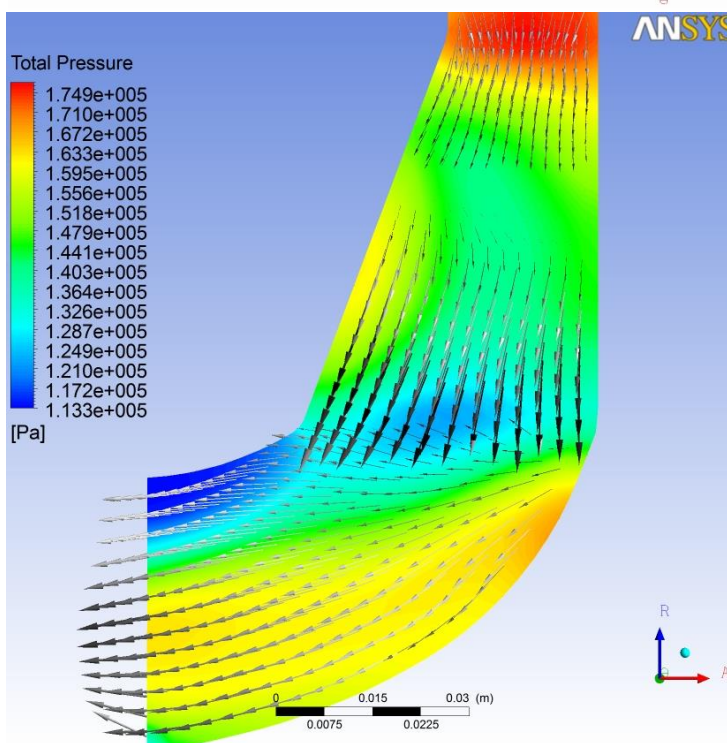
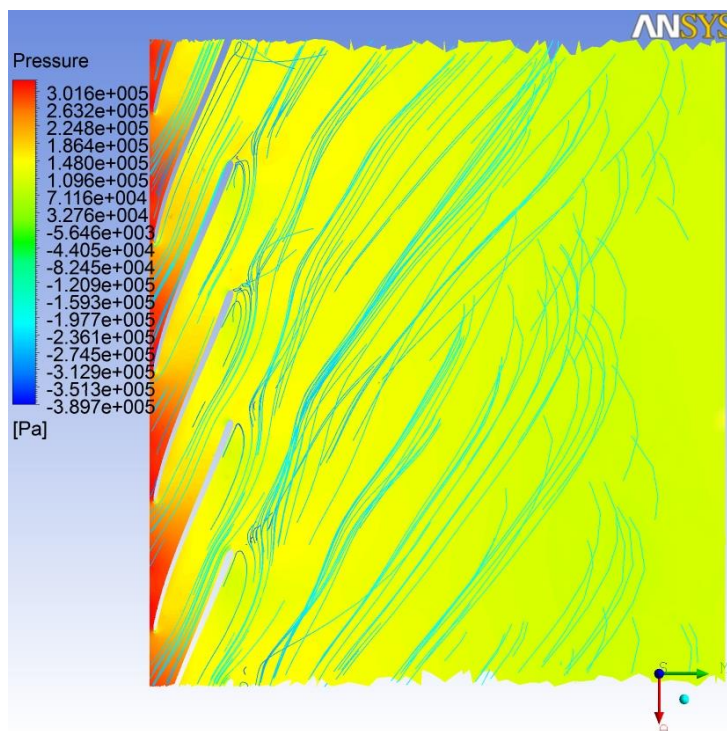
Inlet to Outlet Chart



Σχ. 4.3.7

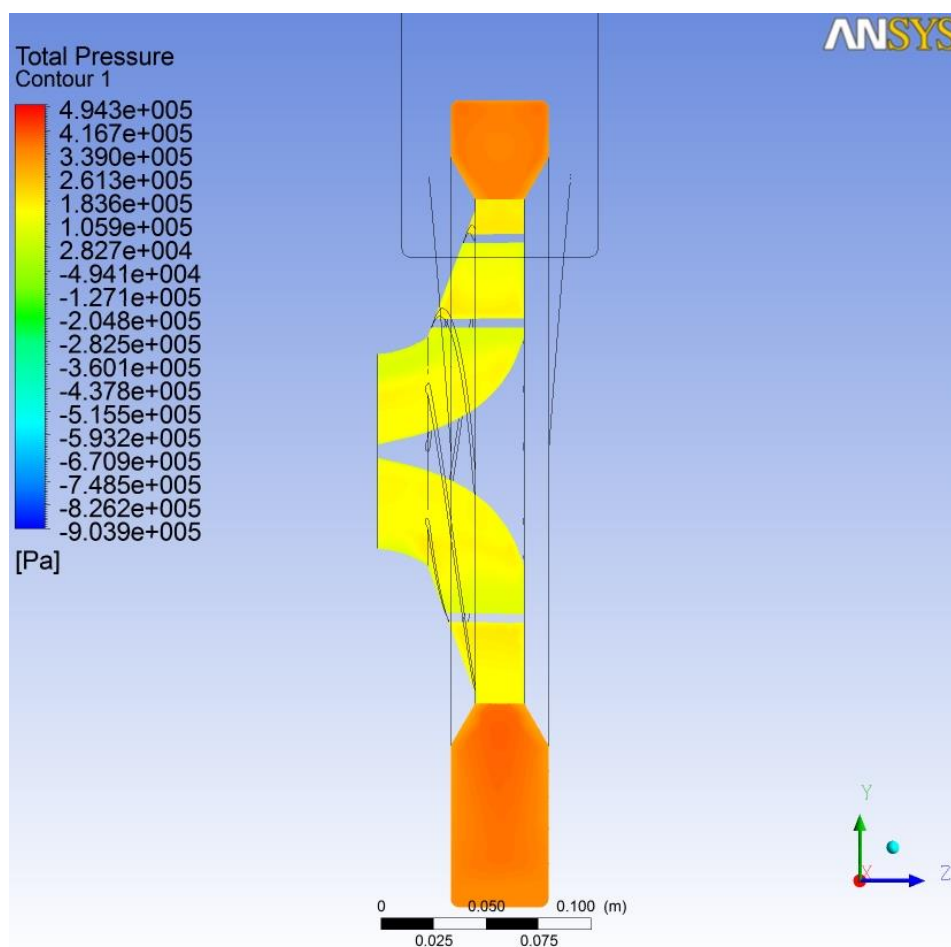
Στο σχεδιάγραμμα φαίνεται ότι οι γωνίες στην είσοδο της περωτής (για streamwise location μέχρι 1.2) παίρνουν τιμές κοντά στις 20° που δίνεται από τη γωνία του διαχύτη. Από εκεί και μετά παρατηρείται μεγάλη αύξηση των γωνιών που καταλήγει στις 90°. Αυτή η αύξηση είναι απόρροια της γωνίας θ του περυγίου όπως αυτή ορίστηκε κατά το σχεδιασμό.

Στα επόμενο σχήματα απεικονίζονται, η πτώση πίεσης σε τοπική κλίμακα σε συνδυασμό με ροϊκές γραμμές στην blade-to-blade view (Σχ. 4.3.8α) και η πτώση ολικής πίεσης με διανύσματα για την ταχύτητα στη μεσημβρινή τομή (Σχ. 4.3.8β).



Σχ. 4.3.8 α,β

Τέλος, δίνεται η πτώση ολικής πίεσης σε global κλίμακα για την τομή της μηχανής στο επίπεδο των αξόνων YZ (Σχ. 4.3.9).



Σχ. 4.3.9

4.3.2 Περιστροφική ταχύτητα -1550 rpm

4.3.2.1 Αξιολόγηση Καμπύλης Λειτουργίας

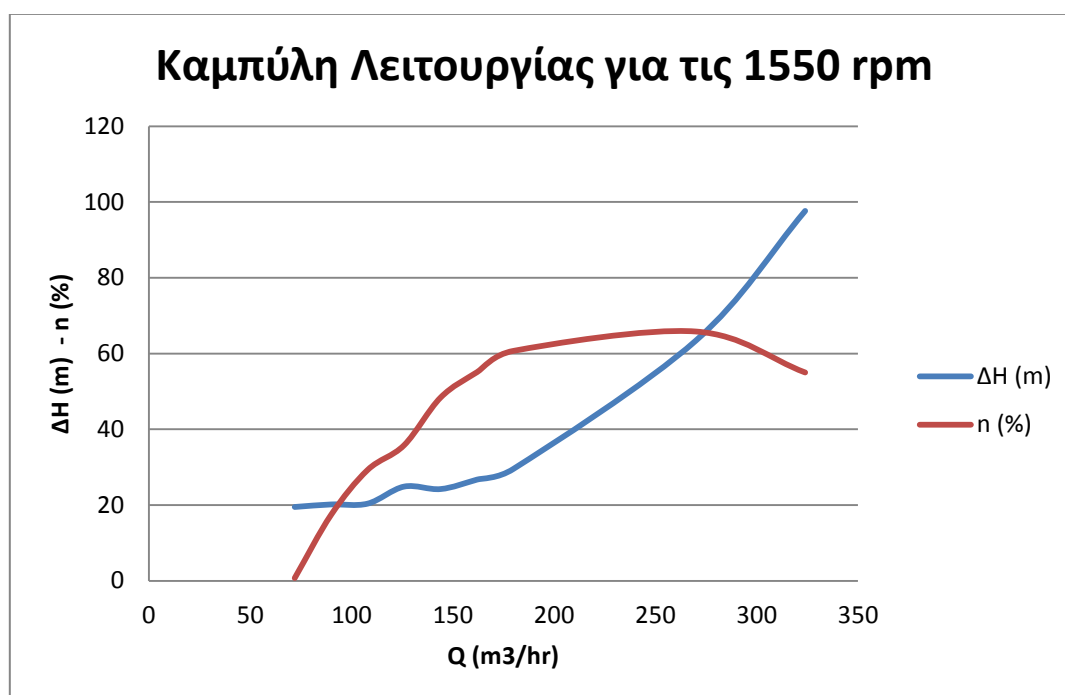
Όπως προηγουμένως, έγινε και εδώ δοκιμή σε μια επιπλέον παροχή αρκετά μεγαλύτερη από τις προηγούμενες για να σχηματιστεί η καμπύλη με μείωση του βαθμού απόδοσης και να γίνει πιο εμφανής η επίτευξη μεγίστου.

Στον πιν. 4.3.3 παρατηρούμε περαιτέρω μείωση του βαθμού απόδοσης σε σχέση και με την ταχύτητα των 1350 στροφών. Αυτό, μπορεί να σημαίνει ότι η ΑΩΣ θα λειτουργεί πιο αποδοτικά σε χαμηλότερες στροφές. Για παράδειγμα, αντί για τετραπολικό επαγωγικό κινητήρα μπορεί να γίνει σύνδεση με εξαπολικό ο οποίος θα λειτουργεί στις 750 rpm. Σε αυτή την περίπτωση όμως, πρέπει να έχει προηγηθεί και μελέτη της μηχανής σε αντλητική λειτουργία για μια πιο ξεκάθαρη εικόνα της συμπεριφοράς της, αυτό, βέβαια, ξεφεύγει από τους σκοπούς της παρούσας εργασίας.

Παράλληλα, εκτός από την καμπύλη λειτουργίας (Σχ. 4.3.10), δίνεται και συγκριτική καμπύλη για τις 2 ταχύτητες (Σχ. 4.3.11)

Παροχή όγκου (m ³ /hr)	Ύψος Πίεσης (m)	Ισχύς στην άτρακτο (W)	Βαθμός απόδοσης (%)
72	19,50	28,43	0,7451
90	20,17	861,86	17,46
108	20,38	1752,23	29,28
126	24,88	3050,37	35,80
144	24,22	4586,70	48,38
162	26,73	6481,94	55,08
180	29,56	8776,05	60,70
270	63,39	30611,82	65,82
324	97,65	47277,98	55,00

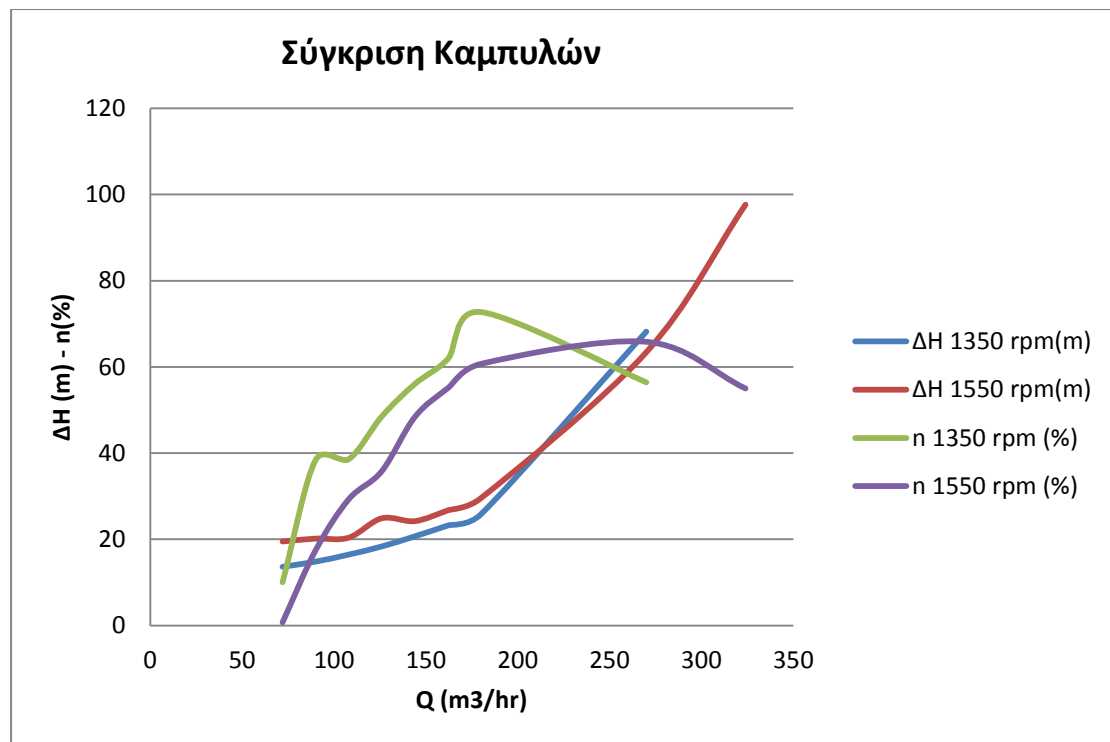
Πιν. 4.3.3



Σχ. 4.3.10

Από το σχεδιάγραμμα του Σχ.4.3.11, μπορούμε να εξαγάγουμε επιπλέον συμπεράσματα, πέραν της μείωσης της απόδοσης. Παρατηρούμε, πως για παροχή όγκου μέχρι 200 m³/hr , η ΑΩΣ στις 1350 στροφές δίνει μεγαλύτερα ύψη, ενώ μετά από αυτή την παροχή, η δεύτερη δοκιμή ξεπερνάει κατά πολύ την πρώτη. Αυτό θα μπορούσε να σημαίνει πως, όσο αυξάνεται η ταχύτητα μιας μηχανής σε αντίστροφη λειτουργία θα πρέπει να συνοδεύεται και από αύξηση παροχής.

Γνωρίζαμε από προηγούμενες μελέτες, πως μια αντλία λειτουργεί αποδοτικά για μεγαλύτερες παροχές αντίστροφα. Αυτή η μετατόπιση της καμπύλης, όμως, για την ίδια ΑΩΣ σε διαφορετική ταχύτητα, δεν έχει αναφερθεί στη βιβλιογραφία και θα μπορούσε να εξεταστεί περαιτέρω.



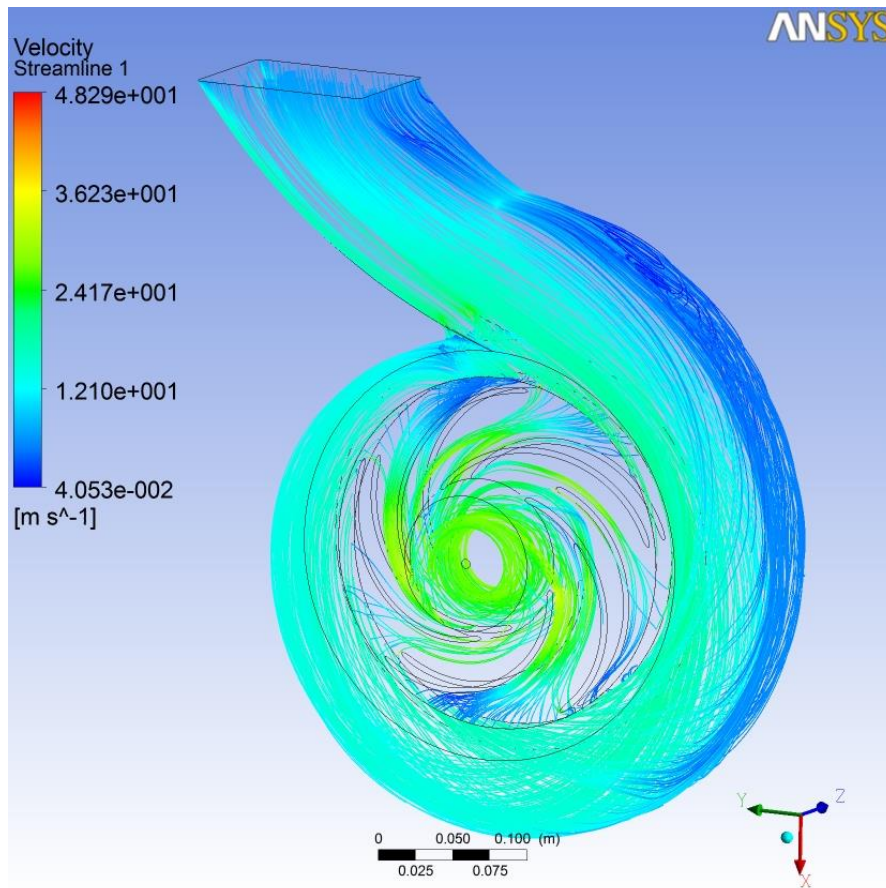
Σχ. 4.3.11

4.3.2.2 Αξιολόγηση Ροής και Πτώσης Πίεσης

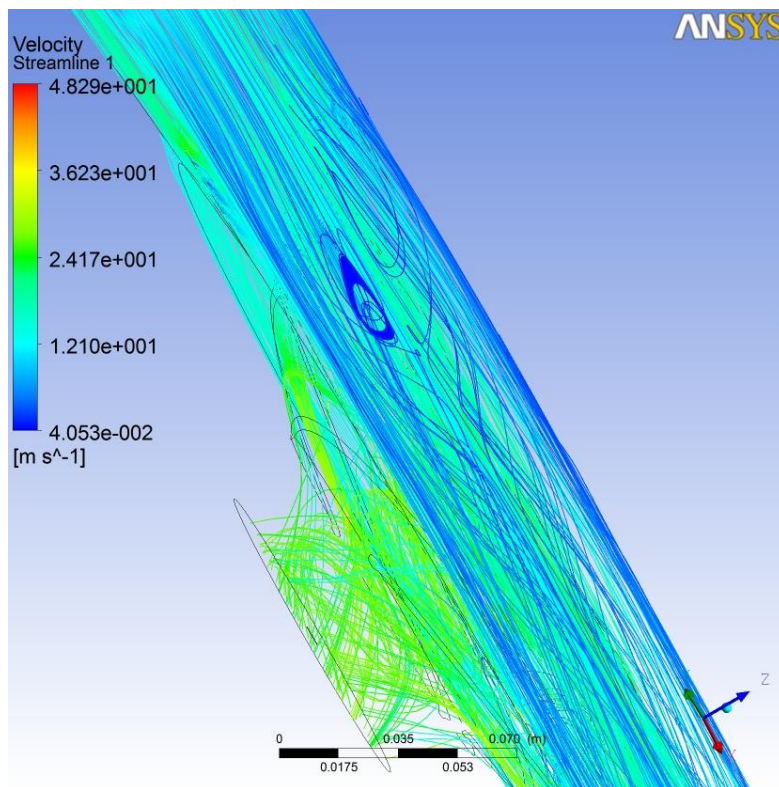
Η αξιολόγηση της ροής ξεκινάει με μια συνολική απεικόνιση της όπως προηγουμένως (Σχ. 4.3.12).

Με την πρώτη ματιά, φαίνεται ότι τα σημεία ενδιαφέροντος είναι τα ίδια πριν, αυτό μας βολεύει γιατί μπορεί να γίνει χρήση διαφορετικών γραφικών βοηθημάτων ώστε να έχουμε μια πιο συνολική εικόνα.

Επομένως, η ροή στην είσοδο του διαχύτη (έξοδος για αντλία), απεικονίζεται με τη χρήση 3D streamlines (Σχ. 4.3.13). Παρατηρούμε μια μείωση στη στροβιλότητα της περιοχής παρ' όλο που αυξήθηκε η ταχύτητα. Αυτή η μείωση εντοπίζεται στο δεξιό κομμάτι και μπορεί να είναι απόρροια της ελαφριάς κλίσης που έχει το πτερύγιο από το hub στο shroud.

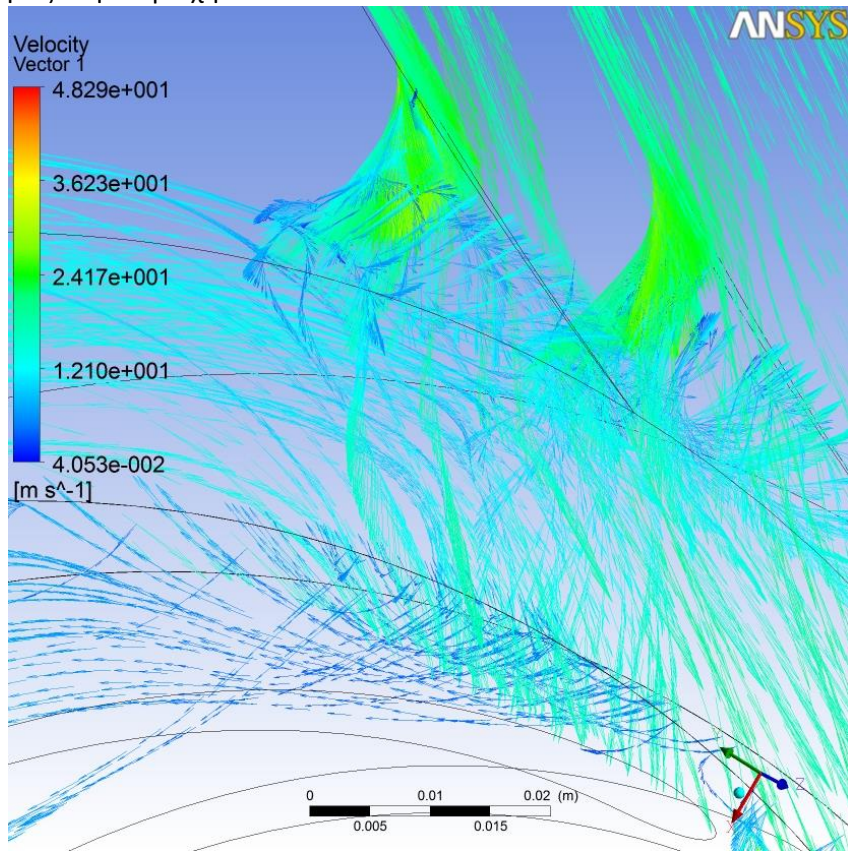


Σχ. 4.3.12

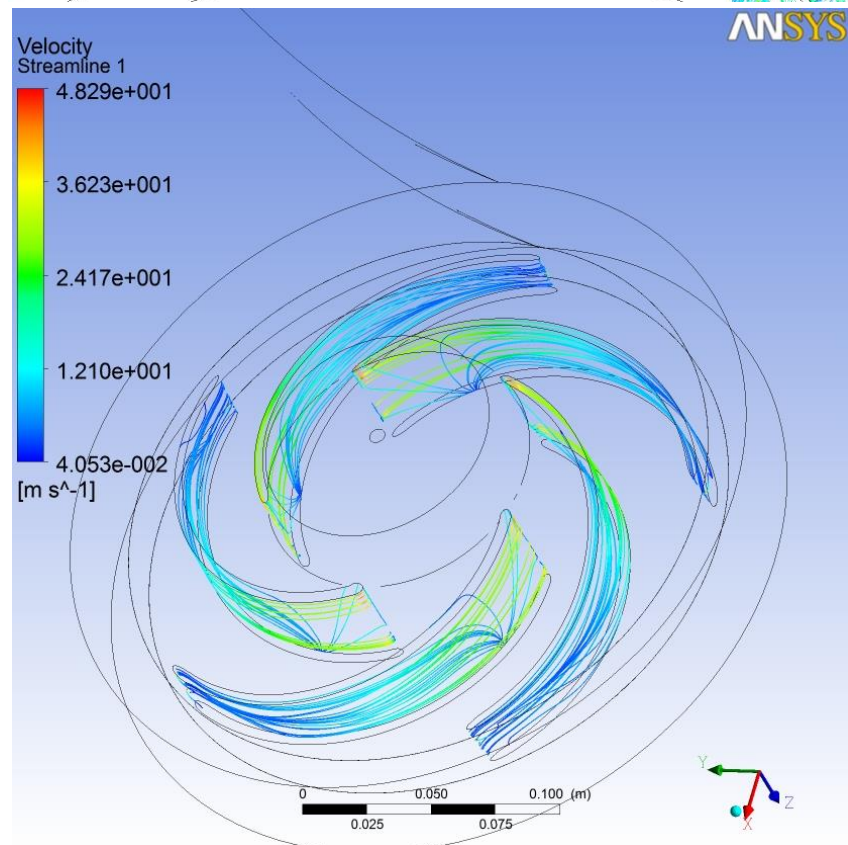


Σχ. 4.3.13

Στο επόμενο σχήμα δίνεται η ροή στην γλώσσα του κελύφους και κατά την είσοδο της στην πτερωτή (Σχ. 4.3.14). Εδώ, παρατηρούνται ανακυκλοφορίες και στην pressure side του πτερυγίου, που εντοπίζονται και στο Σχ. 4.3.15 και μεταφράζονται σαν μείωση της ταχύτητας στην περιοχή.

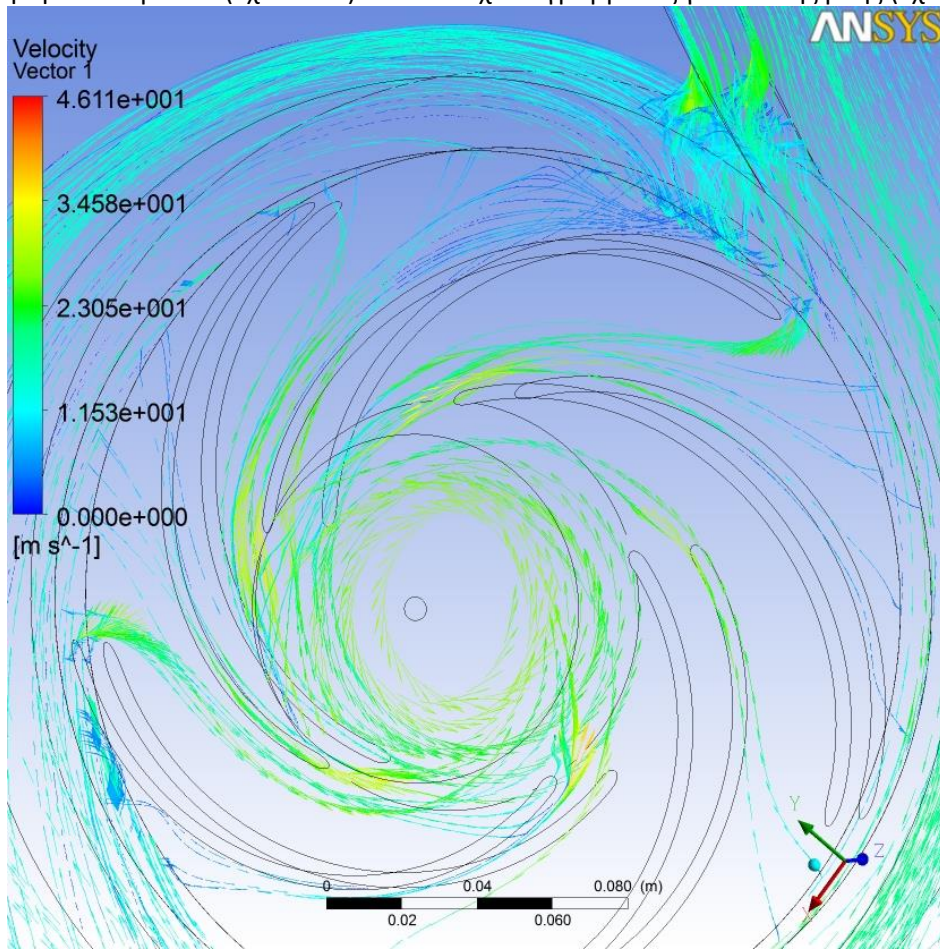


Σχ. 4.3.14

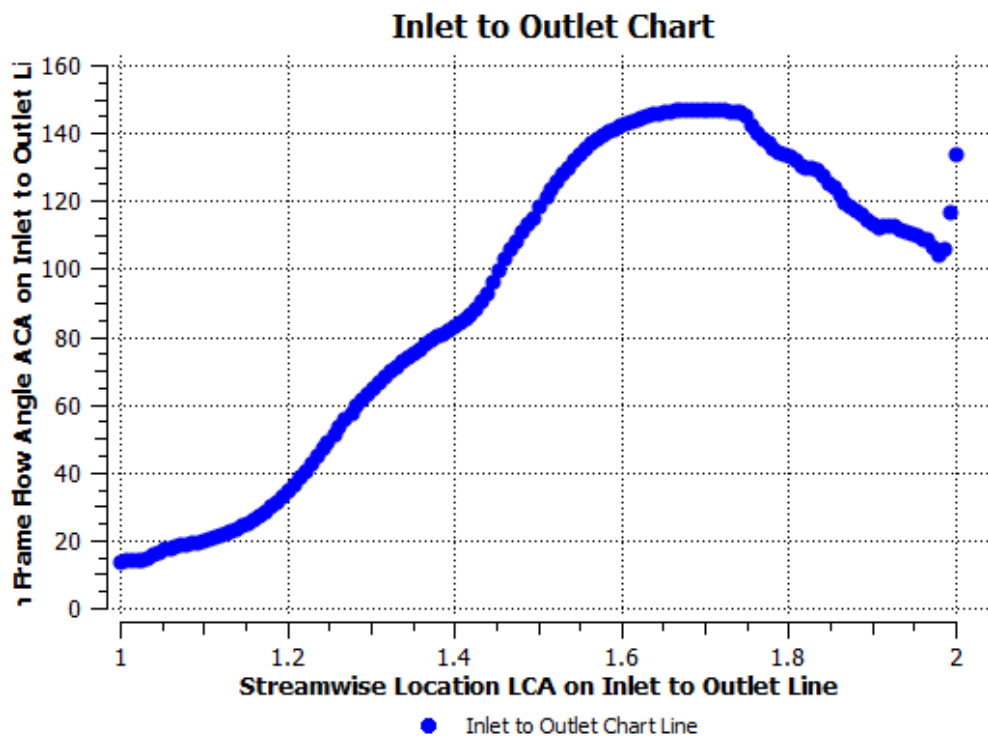


Σχ. 4.3.15

Σε αυτό το σημείο θα γίνει πάλι μια συνδυασμένη μελέτη της ροής στο περύγιο με τη χρήση διανυσμάτων (Σχ. 4.3.16) και του σχεδιαγράμματος γωνιών της ροής (Σχ. 4.3.17).



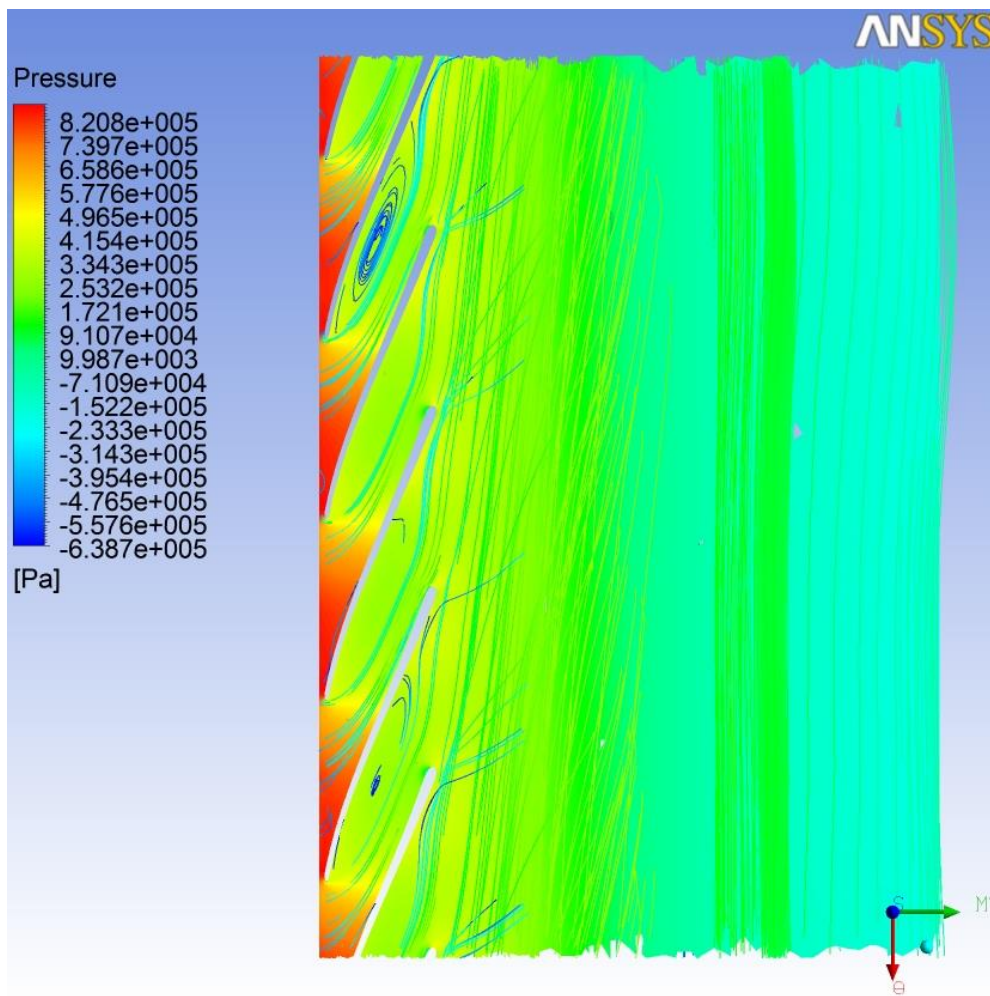
Σχ.4.3.16



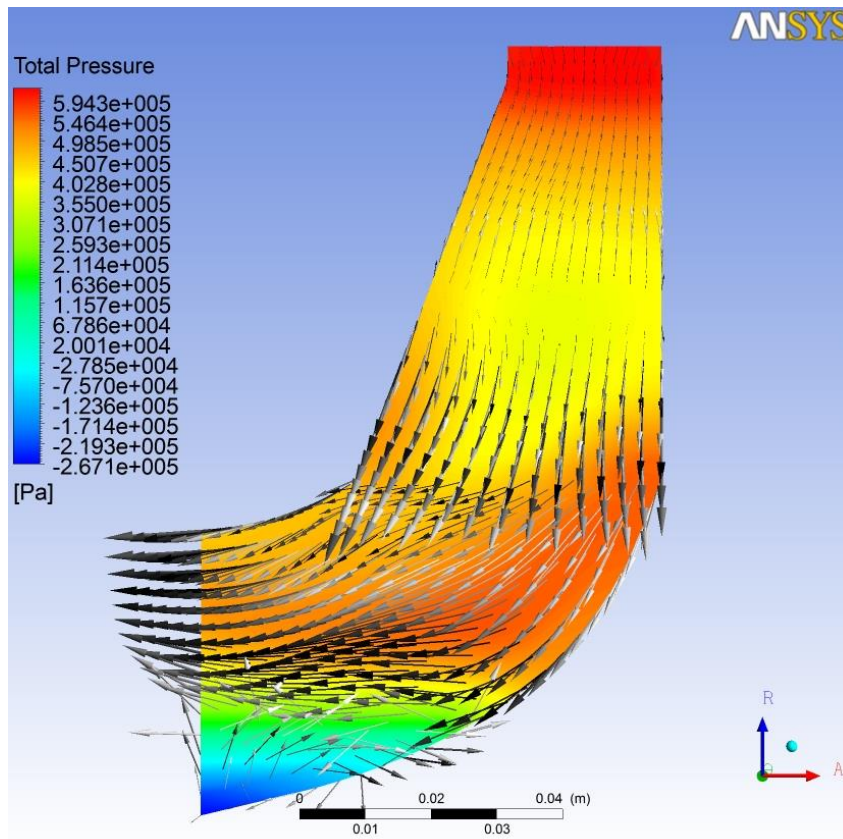
Σχ. 4.3.17

Τα συμπεράσματα που μπορούμε να εξάγουμε από τα παραπάνω σχήματα είναι, πρώτον, μια πιο ραγδαία αύξηση των γωνιών της ροής, κάτι που προκύπτει από τα τρίγωνα ταχυτήτων. Δεύτερον, παρατηρείται αποκόλληση της ροής στο κοίλο τμήμα του πτερυγίου, αυτό γίνεται πιο εμφανές στο συνδυαστικό Σχ. 4.3.18 που απεικονίζει και την πτώση πίεσης στην περιοχή.

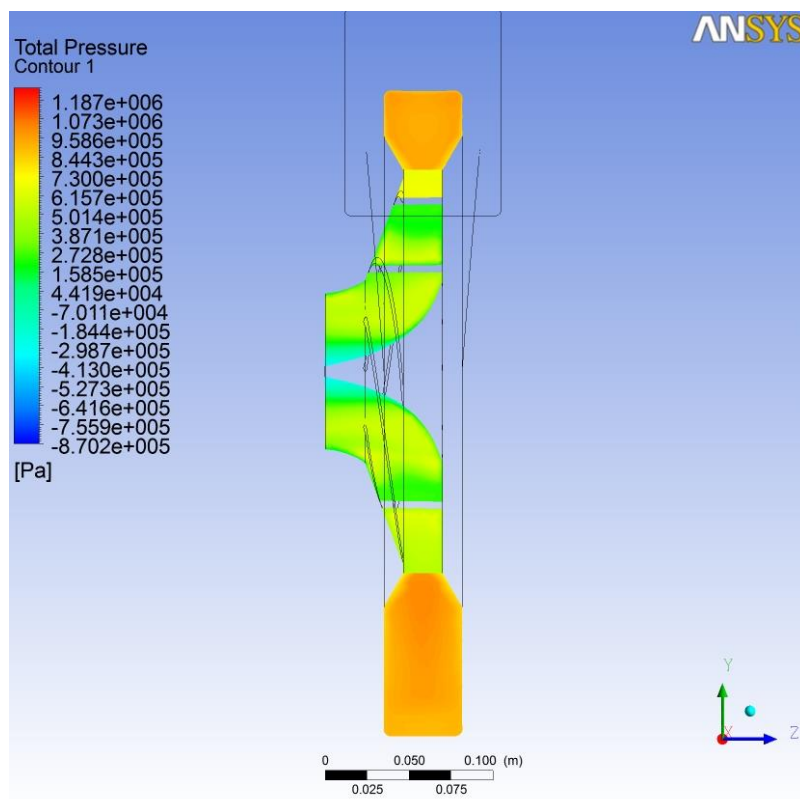
Τέλος, σε αυτή την περίπτωση δεν εντοπίζεται περιδίνηση καθώς η ροή αφήνει το πτερύγιο και κατευθύνεται προς την έξοδο, όμως παρατηρείται ένα «κενό» κυκλοφορίας στο τμήμα της εξόδου γύρω από τον άξονα. Αυτό το «κενό» προέρχεται από ανακυκλοφορία που προκύπτει σε εκείνη την περιοχή και περιγράφεται καλύτερα στο συνδυαστικό Σχ. 4.3.19 της μεσημβρινής τομής του πτερυγίου που απεικονίζει και την πτώση ολικής πίεσης σε τοπική κλίμακα.



Σχ. 4.3.18



Σχ. 4.3.19

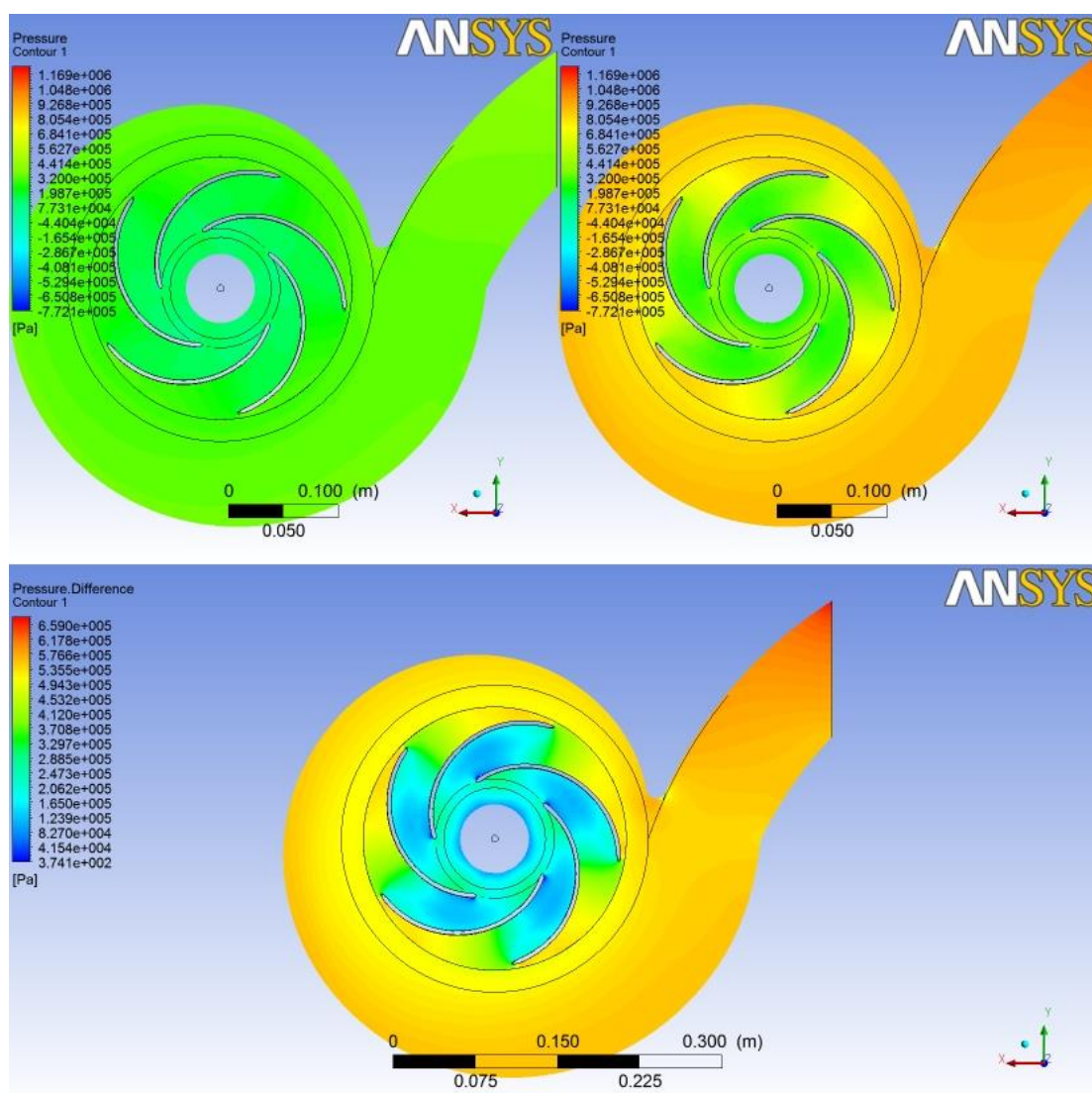


Σχ. 4.3.20

Όπως προηγουμένως, παρατίθεται ένα σχήμα που περιγράφει με ισοϋψείς την πτώση ολικής πίεσης σε global κλίμακα για την τομή της μηχανής στο επίπεδο των αξόνων YZ (Σχ. 4.3.20).

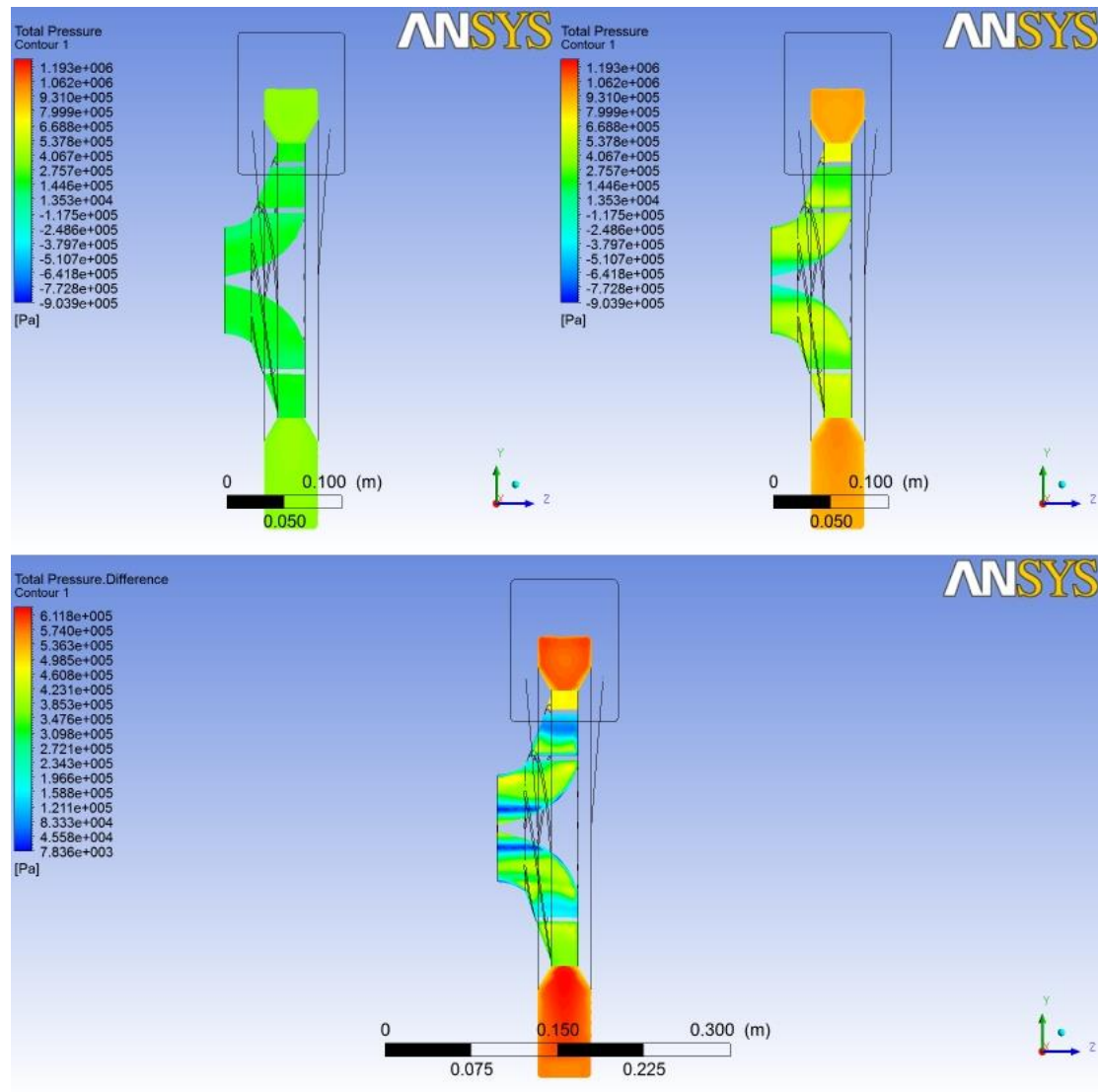
Τέλος, έχουμε τη δυνατότητα να κάνουμε μια σύγκριση της πτώσης πίεσης που επιτυγχάνεται μεταξύ των δυο ταχυτήτων. Να αναφερθεί ότι στο πάνω αριστερά εικονίδιο απεικονίζεται η περιστροφική ταχύτητα των 1350 στροφών και στο δεξιά των 1550, ενώ στο κάτω μέρος δίνεται σχηματικά η διαφορά των δυο.

Στο Σχ. 4.3.21 απεικονίζεται η πτώση πίεσης με ισοϋψείς που εφαρμόστηκαν στο κεντρικό επίπεδο της ΑΩΣ. Παρατηρούμε ότι η διαφορά μεταξύ των πιέσεων είναι εντονότερη στο κέλυφος και στην περιοχή έξω από την πτερωτή. Κατά την είσοδο της ροής στα πτερύγια, η διαφορά της πίεσης μειώνεται.



Σχ. 4.3.21

Στο Σχ. 4.3.22 απεικονίζεται η πτώση ολικής πίεσης στο επίπεδο YZ, εδώ οι διαφορές είναι πιο έντονες στο σύνολο της μηχανής.



Σχ. 4.3.22

F. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

Για τη διεκπόνηση της παρούσας εργασίας χρησιμοποιήθηκαν σχεδιαστικά και υπολογιστικά εμπορικά πακέτα καθώς και εμπειρικές μεθοδολογίες. Ο όγκος της εργασίας ήταν ικανοποιητικός και κατά την διεξαγωγή της προέκυψαν ορισμένα προβλήματα.

Βασικό πρόβλημα ήταν η έλλειψη εμπειρίας στο σχεδιασμό και τη βελτιστοποίηση της μηχανής που είναι εμφανής σε όλη τη διάρκεια της εργασίας. Έγιναν λάθη τόσο στο σχεδιασμό όσο και στην υδροδυναμική διερεύνηση της μηχανής τα οποία αργότερα μπορούν να αποφευχθούν χάρη στην εμπειρία που αποκτήθηκε. Επομένως, η γνωριμία και η τριβή με τα προγράμματα που χρησιμοποιήθηκαν καθώς και με την όλη διαδικασία σχεδιασμού αποτελούν το μεγαλύτερο κέρδος που αποκομίσθηκε από τη διεξαγωγή της εργασίας.

Παρά το γεγονός ότι η μελέτη ήταν ελλιπής από άποψη πειραματικών δεδομένων, εξάχθηκαν ορισμένα χρήσιμα συμπεράσματα μόνο από τη χρήση cfd.

- Αρχικά, τα αποτελέσματα των εμπειρικών μεθόδων πρόβλεψης αποκλίνουν σημαντικά σε σχέση αυτά που εξάγονται μέσω cfd για μικρού μεγέθους μηχανή. Αυτό ήταν αναμενόμενο και από τη μελέτη της βιβλιογραφίας. Όπως είπαμε, οι περισσότερες μέθοδοι πρόβλεψης δημιουργούνται βάσει εμπειρικών δεδομένων. Όμως, τα εμπειρικά δεδομένα αποκλίνουν ακόμα περισσότερο από τα cfd γιατί τα δεύτερα δεν είναι σε θέση να μοντελοποιήσουν ακριβώς τις μηχανικές και ογκομετρικές απώλειες. Με αποτέλεσμα τα δεδομένα της υπολογιστικής προσομοίωσης να θεωρούνται αναξιόπιστα αν δε συνοδεύονται από πείραμα.
- Από την εξέταση των διανυσμάτων ταχύτητας στην πτερωτή, παρατηρήθηκε έντονη διαφοροποίηση της ροής μεταξύ της αντλητικής και της αντίστροφης λειτουργίας. Δηλαδή, παρατηρούνται στροβιλισμοί και αποκολλήσεις που δεν υπήρχαν στην κανονική λειτουργία. Αυτό συμβαίνει γιατί η μηχανή μοντελοποιήθηκε σαν αντλία χωρίς να λαμβάνονται υπ' όψιν τα χαρακτηριστικά του στροβίλου. Οπότε, η πτώση στο βαθμό απόδοσης αποδίδεται στη μεταβολή της ροής η οποία αυξάνει τις υδραυλικές απώλειες.
- Η ροή στην πτερωτή μεταβάλλεται και μεταξύ των δύο περιστροφικών ταχυτήτων της αντίστροφης λειτουργίας. Αυτό είναι απόρροια των τριγώνων ταχυτήτων. Εφόσον αυξάνεται η περιστροφική ταχύτητα αλλάζουν και οι γωνίες της ροής καθώς έρχεται σε επαφή με τα πτερύγια. Επομένως, από τις τριγωνομετρικές σχέσεις προκύπτει, πως η αύξηση της περιφερειακής ταχύτητας προκαλεί και αύξηση της γωνία β της ροής. Παρ' όλα αυτά στο σχεδιάγραμμα γωνιών που παρατέθηκε, φαίνεται πως οι γωνίες κατά την είσοδο είναι ίδιες και στις δυο ταχύτητες. Αυτό συμβαίνει γιατί η γωνία εισόδου δίνεται από το κέλυφος και δεν έχει σχέση με την ταχύτητα περιστροφής του πτερυγίου.
- Επίσης, έγινε εμφανές πως μια ΑΩΣ μικρού μεγέθους λειτουργεί αποδοτικά σε παροχές αρκετά μεγαλύτερες της αντλητικής λειτουργίας. Αυτό το συμπέρασμα είναι γνωστό και από τη βιβλιογραφία. Στην πρώτη μέθοδο πρόβλεψης που αναπτύχθηκε στο κεφάλαιο 1, δείχνεται πως η αύξηση παροχής συμβαίνει επειδή προστίθενται οι ογκομετρικές απώλειες. Αυτό το συμπέρασμα εξάγεται και από τις επόμενες πειραματικές μελέτες που έχουν γίνει.
- Τέλος, διαφαίνεται πως η απόδοση της ΑΩΣ μειώνεται για περιστροφικές ταχύτητες μεγαλύτερες της σχεδιαστικής. Τέτοιο συμπέρασμα δεν έχει εντοπιστεί στη βιβλιογραφία που έχει μελετηθεί. Είδαμε, όμως, πως για τις 1550 rpm δημιουργήθηκαν ανακυκλοφορίες στην έξοδο της ΑΩΣ που σαφώς μειώνουν την ολική απόδοση. Επίσης, μπορούμε να θεωρήσουμε πως η αύξηση της ταχύτητας

που συνοδεύεται από αύξηση της έντασης της τύρβης αυξάνουν και τις υδραυλικές απώλειες καταλήγοντας σε μειωμένη απόδοση. Βέβαια, αυτό το συμπέρασμα χρήζει περαιτέρω διερεύνησης σε μικρότερες ταχύτητες και με διαφορετικές συνοριακές συνθήκες.

Σε σχέση με τα συμπεράσματα που εξήχθησαν δίνονται προτάσεις για μελλοντική εργασία πάνω στο θέμα.

- Αρχικά, προτείνεται η μελέτη συμπεριφοράς της ΑΩΣ σε περιστροφική ταχύτητα μικρότερη της αντλίας για τον εντοπισμό της βέλτιστης. Κάτι που θα δώσει και μια πιο ξεκάθαρη εικόνα για τη συμπεριφορά της ίδιας ΑΩΣ σε ένα φάσμα ταχυτήτων.
- Επίσης, αξίζει να γίνει αναλυτικότερη διερεύνηση των ταχυτήτων της ροής στην περιοχή της πτερωτής σε συνδυασμό με έλεγχο ίδιου μεγέθους πτερωτής αλλά για διαφορετικές γωνίες πτερυγίων. Μέσω αυτής της διαδικασίας θα γίνει πιο κατανοητή η συμπεριφορά του πτερυγίου στην αντίστροφη λειτουργία.
- Επιπλέον, προτείνεται η εξέταση μηχανής μικρότερης διαμέτρου αλλά για ίδιο σημείο σχεδιασμού (παροχή και ύψος πίεσης). Αυτό ίσως βοηθήσει στην κατανόηση και περιγραφή των τυρβωδών φαινομένων που λαμβάνουν χώρα στην αντίστροφη λειτουργία.
- Τέλος, πολύ σημαντική είναι η διεξαγωγή πειραματικής διαδικασίας ώστε να συγκριθούν τα αποτελέσματά της με αυτά που εξάγονται από το cfd. Αυτό γίνεται σαφές και σε όλο το φάσμα της βιβλιογραφίας. Για να θεωρηθεί μια μέθοδος πρόβλεψης αξιόπιστη πρέπει να συνοδεύεται από πειραματικά δεδομένα, αυτός είναι και ο μόνος τρόπος βελτιστοποίησης αυτής της διαδικασίας. Δηλαδή, η συλλογή αποτελεσμάτων από, όσο γίνεται, περισσότερα είδη αντλιών που έχουν τρέξει αντίστροφα σε κατάλληλη πειραματική διάταξη.

G. Βιβλιογραφία

1. **Johann Friedrich Gülich**; *Centrifugal Pumps 2nd Edition*, Springer, 2008
2. **Khin Cho Thin, Mya Mya Khaing, and Khin Maung Aye**; *Design and Performance Analysis of Centrifugal Pump*, World Academy of Science, Engineering and Technology 46, 2008
3. **J H Kim, K T Oh, C K Kim (Department of Mechanical Engineering, Hanyang University), Y S Choi (Energy Systems Technology Center, KITECH), J Y Yoon (Department of Mechanical Engineering, Hanyang University)**; *Design optimization of a centrifugal pump impeller and volute using computational fluid dynamics*, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 15, 2012
4. **Arthur Williams (University of Nottingham, School of Electrical & Electronic Engineering), Arnaldo Rodrigues (Flowserve Pumps, Newark, UK)**; *The Performance of Centrifugal Pumps as Turbines and Influence of Pump Geometry*, University of Nottingham
5. **Emmanuel G. Michael**; *Small Scale Hydropower Initiatives InTanzania, A Case Study Of Kinko 10kW Micro-hydro Scheme For Rural Productive Use*, PACEAA Rural electrification Seminar – Tanzania, 2009
6. **S.R. Natanasabapathi, J.T. Kshirsagar (Corporate Research and Eng. Division, Kirloskar Bros. Ltd.)**; *Pump As Turbine - An Experience With CFX-5.6*, Kirloskar Bros. Ltd.
7. **Himanshu Nautiyal, Varun, Anoop Kumar**; *CFD Analysis on Pumps Working as Turbines*, HYDRO NEPAL, ISSUE NO. 6, 2010
8. **Bruno Mellacher (Sales & Project Manager, ANDRITZ AG)**; *Standard centrifugal pumps as Turbines*, African Utility Week, 2013
9. **Shahram Derakhshan, Ahmad Nourbakhsh (Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Tehran)**; *Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds*, Elsevier, Experimental Thermal and Fluid Science 32, 2008
10. **Arthur Williams (University of Nottingham, School of Electrical & Electronic Engineering)**; *Pumps As Turbines For Low Cost Micro Hydro Power*, University of Nottingham, 1996

11. **Shahram Derakhshan, Ahmad Nourbakhsh (Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Tehran);** *Theoretical, numerical and experimental investigation of centrifugal pumps in reverse operation*, Elsevier, Experimental Thermal and Fluid Science 32, 2008
12. **Tarang Agarwal (M.Tech, Alternate Hydro Energy Center, Indian Institute of Technology, Roorkee, India);** *Review of Pump as Turbine (PAT) for Micro-Hydropower*, International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering Volume 2, Issue 11, 2012
13. **Punit Singh , Franz Nestmann (Institute of Water and River Basin Management (IWG), Karlsruhe Institute of Technology, Karlsruhe, Germany);** *Internal hydraulic analysis of impeller rounding in centrifugal pumps as turbines*, Elsevier, Experimental Thermal and Fluid Science 35, 2011
14. **J C Pascoa, F J Silva, J S Pinheiro, D J Martins (Department of Electromechanical Engineering, Center for Aerospace Sciences and Technology, University of Beira Interior, Covilha, Portugal);** *A new approach for predicting PAT-pumps operating point from direct pumping mode characteristics*, Journal of Scientific and Industrial Research, Vol. 71, pp 144-148, 2012
15. **Punit Singh , Franz Nestmann (Institute of Water and River Basin Management (IWG), Karlsruhe Institute of Technology, Germany);** *An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps*, Elsevier, Experimental Thermal and Fluid Science 35, 2010
16. **H. Ramos, A. Borga (Civil Engineering Department of Inst. Superior Tecnico, Technical University of Lisbon, Portugal);** *Pumps as turbines: an unconventional solution to energy production*, Elsevier, Urban Water 1, 1999
17. **Mariano Arriaga (Instituto de Investigaciones Electricas, Gerencia de Energias No Convencionales (Electrical Research Institute, Non-conventional Energy Division), Mexico);** *Pump as turbine – A pico-hydro alternative in Lao People’s Democratic Republic*, Elsevier, Renewable Energy 35, 2010
18. **Sander Klos (KSB);** *Pumps as Turbines in the Water Industry*, KSB, 2010
19. **D. Rusovs;** *Pump Application as Hydraulic Turbine – PUMP AS TURBINE (PaT)*
20. **Arthur Williams (University of Nottingham, School of Electrical & Electronic Engineering);** *Pumps as Turbines, A user’s Guide*, Intermediate Technology Publications, 1995

21. **Himanshu Nautiyal, Varun, Anoop Kumar (Department of Mechanical Engineering, National Institute of Technology, Hamirpur, India);** *Reverse running pumps analytical, experimental and computational study: A review*, Elsevier, Renewable and Sustainable Energy Reviews 14, 2010

22. **Punit Singh;** *Optimization of Internal Hydraulics and of System Design for PUMPS AS TURBINES with Field Implementation and Evaluation*, Doctorate Dissertation, Institute of Water and River Basin Management (IWG), Karlsruhe Institute of Technology, Germany, 2005

23. **BH Teuteberg;** *Design of a Pump-As-Turbine Microhydro System for an Abalone Farm*, Final Report for Mechanical Project 878, Department of Mechanical and Mechatronic Engineering, Stellenbosch university, 2010

24. **Claudio Alatorre-Frenk;** *COST MINIMISATION IN MICRO-HYDRO SYSTEMS USING PUMPS-AS-TURBINES*, Wrap Thesis, Development Technology Unit Department of Engineering, Faculty of Sciences, University of Warwick, 1994

25. **Μουσιμούλης Γεώργιος, Πειτζίκας Νικόλαος;** *Σχεδιασμός, Υπολογιστική Ανάλυση και Δοκιμαστικός Έλεγχος Συσκευής Κοιλιακής Υποβοήθησης*, Διπλωματική Εργασία, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Δυτικής Μακεδονίας, 2013

26. **Απόστολος Κ. Γούλας;** *Βασικές Αρχές Στροβιλομηχανών*, Εκδόσεις Γιαχούδη

27. **Δημήτριος Ε. Παπαντώνης;** *Υδροδυναμικές Μηχανές, Αντλίες – Υδροστρόβιλοι Έκδοση 2^η*, Εκδόσεις Συμεών, 2002

28. **Απόστολος Κ. Γούλας;** *Μηχανική Ρευστών*, Εκδόσεις Γιαχούδη

29. **Γιώργος Μπεργελές,** *Υπολογιστική Ρευστομηχανική Έκδοση 4^η*, Εκδόσεις Γιαχούδη

30. **ANSYS CFX – Solver Modeling Guide**, Release 13.0, 2010

31. **ANSYS CFX – Pre User's Guide**, Release 13.0, 2010

32. **ANSYS TurboGrid Uder's Guide**, Release 13.0, 2010

33. **ANSYS CFD – Post User's Guide**, Release 13.0, 2010

