

ΑΝΩΤΑΤΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΠΕΙΡΑΙΑ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟΥ ΤΟΜΕΑ
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε. – ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΟΣ ΤΟΜΕΑΣ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

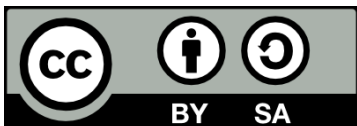
Κωδικός: GT/01-2016

ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

Παναγιωτακόπουλος Λεωνίδας του Γεωργίου
Φωτίου Μάριος του Γιώργη

Επιβλέπων Καθηγητής
Ανδρόνικος Ε. Φιλίος

Αθήνα, 2016



Επιτρέπεται η αντιγραφή, διανομή, αναπαραγωγή και η παρουσίαση της εργασίας και των παράγωγων έργων που βασίζονται σε αυτή, με την προϋπόθεση να κάνουν πλήρη αναφορά στα στοιχεία της εργασίας, όπως αναγράφονται στο εξώφυλλο και να διαθέτουν τα νέα τους δημιουργήματα με τους ίδιους ακριβώς όρους.

ΔΕΛΤΙΟ ΠΛΗΡΟΦΟΡΙΩΝ ΤΗΣ ΠΤΥΧΙΑΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ			
Κωδικός Εργασίας	GT/01-2016	Ακαδ. έτος	2016-2017
Τίτλος Εργασίας	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ		
Φοιτητ-ές / -ριες	Παναγιωτακόπουλος Λεωνίδα του Γεωργίου (Α.Μ. 40491), Φωτίου Μάριος του Γιώργη (Α.Μ. 42939)		
Τμήμα	Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε.		
Επιβλ. Καθηγητής	Ανδρόνικος Ε. Φιλίος, Καθηγητής		
Ημερομηνία	28-11-2016		
Λέξεις κλειδιά	Φυγόκεντρη αντλία, Σχεδιασμός αντλίας, Ρευστομηχανικός σχεδιασμός, Προσδιορισμός επιδόσεων, GUI Matlab, Μοντέλο CAD		
<p>Περίληψη: Αντικείμενο της παρούσας πτυχιακής εργασίας είναι ο ρευστομηχανικός σχεδιασμός μονοβάθμιας φυγόκεντρης αντλίας. Στα πλαίσια της εργασίας, αναπτύσσεται υπολογιστική εφαρμογή στο λογισμικό Matlab, στην οποία ενσωματώνονται υφιστάμενες μεθοδολογίες, από τη διεθνή βιβλιογραφία, για το ρευστομηχανικό σχεδιασμό της πτερωτής ακτινικής ροής και του σπειροειδούς κελύφους μιας αντλίας. Τα αποτελέσματα του ρευστομηχανικού σχεδιασμού μέσω της εφαρμογής εξάγονται σε κατάλληλη μορφή, προκειμένου να εισαχθούν σε λογισμικό CAD, ώστε να παραχθεί η τρισδιάστατη απεικόνιση της αντλίας. Στην εφαρμογή ενσωματώνεται μεθοδολογία για τον προσδιορισμό των καμπυλών των θεωρητικών επιδόσεων της εκάστοτε υπό μελέτη αντλίας, βασισμένη σε ημιεμπειρικά και αποδεκτά μοντέλα της βιβλιογραφίας. Τα αποτελέσματα του ρευστομηχανικού σχεδιασμού μέσω της εφαρμογής ελέγχονται μέσω άμεσης σύγκρισης με τα αντίστοιχα από δύο παραδείγματα από τη βιβλιογραφία ενώ παρέχεται ένα ολοκληρωμένο παράδειγμα σχεδιασμού φυγόκεντρης αντλίας. Η εφαρμογή αυτή, μέσω φιλικού γραφικού περιβάλλοντος προς τον χρήστη, θα μπορέσει να εξυπηρετήσει ακαδημαϊκούς σκοπούς, δίνοντας άμεσα αποτελέσματα σε ασκήσεις, καθώς και να προσφέρει τη δυνατότητα για μεγαλύτερη εμβάθυνση στη μελέτη του αντικειμένου.</p>			

GRADUATION THESIS INFORMATION SHEET			
<i>Code number</i>	GT/01-2016	<i>Academic year</i>	2016-2017
<i>Title</i>	DESIGN OF A CENTRIFUGAL PUMP		
<i>Students</i>	Panagiotakopoulos Leonidas (40491), Fotiou Marios (42939)		
<i>Department</i>	Mechanical Engineering		
<i>Advisor</i>	Andronikos E. Filios, Professor		
<i>Date</i>	28-11-2016		
<i>Keywords</i>	Centrifugal pump, Design pump, Fluid design, Performance analysis, GUI Matlab, CSD model		
<p>Abstract: <i>The present thesis deals with the single stage centrifugal pump fluid design. As part of the thesis, a program is being developed, using Matlab software and having integrated the relevant methodology according to the international bibliography, in order to create the geometrical features necessary for the design of the radial impeller and the volute of a pump. The program results are exported in a proper format so that they can be imported in a CAD software in order to create a three-dimensional imaging of the pump. Moreover, a methodology based on a series of empirical expression of the bibliography's theory, is integrated in the program, in order to define the performance analysis of the respective studied pump. The design derived through the program is checked by direct comparison with the corresponding from two examples available in the literature and additionally a centrifugal pump design example is provided. The developed program will be used to serve academic purposes, through a user friendly graphical interface, giving immediate results in exercises, as well as offering the potential to deepen the study of the single stage centrifugal pump.</i></p>			

Δήλωση ακαδημαϊκής ακεραιότητας
(Declaration of academic integrity)

Οι υπογράφοντες υπεύθυνα δηλώνουν ότι η παρούσα πτυχιακή εργασία με τίτλο «ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ» είναι προϊόν δικής μας δουλειάς και ότι όλες οι πηγές που έχουν χρησιμοποιηθεί για τη σύνταξή της αναφέρονται πλήρως.

Λεωνίδας Παναγιωτακόπουλος

Μάριος Φωτίου

ΕΚΤΕΤΑΜΕΝΗ ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Αντικείμενο της πτυχιακής εργασίας είναι ο ρευστομηχανικός σχεδιασμός μονοβάθμιας φυγόκεντρης αντλίας. Κύριος στόχος της εργασίας είναι η ανάπτυξη ενός υπολογιστικού κώδικα ο οποίος θα ενσωματώνει υφιστάμενες μεθοδολογίες σχεδιασμού των φυγόκεντρων αντλιών. Η εργασία είναι δομημένη σε έντεκα (11) κεφάλαια και ένα παράρτημα, ως αυτά αναλύονται στη συνέχεια.

Στο πρώτο κεφάλαιο της εργασίας παρουσιάζεται η ανασκόπηση της υφιστάμενης βιβλιογραφίας και γίνεται αναφορά στο σκοπό και στους στόχους της εργασίας.

Στο Κεφάλαιο 2, με συνοπτικό τρόπο γίνεται αναφορά στις επιδόσεις των αντλιών, την ομοιότητα και τις αδιάστατες παραμέτρους που καθορίζουν τον τύπο και τις επιδόσεις των αντλιών καθώς επίσης στη σπηλαιώση.

Στο Κεφάλαιο 3, αναπτύσσεται εκτενώς η μεθοδολογία υπολογισμού περωτής ακτινικής ροής με τη θεωρία της μονοδιάστατης ροής και σχολιάζονται οι τρεις μέθοδοι χάραξης πτερυγίων εκ των οποίων μόνο η μία εφαρμόζεται στο πρόγραμμα υπολογισμού. Επίσης, περιγράφονται οι συνθήκες ροής στην είσοδο της περωτής και η επίδραση του πάχους και του αριθμού των πτερυγίων.

Στο Κεφάλαιο 4, παρουσιάζεται ο σχεδιασμός του σπειροειδούς κελύφους της αντλίας, και περιγράφονται δύο εκ των υφιστάμενων μεθοδολογιών.

Στο Κεφάλαιο 5, παρατίθεται η μεθοδολογία για τον υπολογισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών της περωτής, αναλύεται ο σχεδιασμός πτερυγίων με τη μέθοδο της γραμμικής κατανομής της σχετικής ταχύτητας καθώς και ο σχεδιασμός του σπειροειδούς κελύφους με τη μέθοδο σταθερής μέσης ταχύτητας.

Στο Κεφάλαιο 6, αναλύεται η μεθοδολογία προσδιορισμού των θεωρητικών επιδόσεων φυγόκεντρης αντλίας, προσεγγίζοντας με ημιεμπειρικές μεθόδους τις επιμέρους απώλειες, όπως είναι οι απώλειες κρούσης, οι απώλειες τριβής κ.λπ., ενώ παράλληλα δίνεται η δυνατότητα υπολογισμού της ισχύος εισόδου και του ολικού βαθμού απόδοσης.

Στο Κεφάλαιο 7, χρησιμοποιείται το προαναφερθέν θεωρητικό υπόβαθρο για την ανάπτυξη υπολογιστικής μεθόδου μέσω εφαρμογής στο λογισμικό Matlab. Η εφαρμογή αυτή, έχει δυνατότητα υπολογισμού και αποτύπωσης των χαρακτηριστικών μεγεθών μιας μονοβάθμιας αντλίας ακτινικής ροής. Εισάγοντας ο χρήστης βασικές παραμέτρους, όπως το μανομετρικό, η παροχή κ.λπ., προσδιορίζονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, τα οποία τυπώνονται και μπορούν να εισαχθούν σε λογισμικό CAD για την τρισδιάστατη απεικόνιση της περωτής της αντλίας και του σπειροειδούς κελύφους. Στο ίδιο κεφάλαιο περιγράφονται τα χαρακτηριστικά, η δομή και οι δυνατότητες της εφαρμογής. Ο πίνακας μεταβλητών της εφαρμογής και ο πηγαίος κώδικας δίδονται στο Παράρτημα Α της εργασίας.

Στο Κεφάλαιο 8, περιγράφεται η μέθοδος εισαγωγής και επεξεργασίας των δεδομένων στο λογισμικό Solidworks για την τρισδιάστατη απεικόνιση της περωτής και του

σπειροειδούς κελύφους και παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της τρισδιάστατης απεικόνισης και του μηχανολογικού σχεδιασμού με τη χρήση του λογισμικού αυτού.

Στο Κεφάλαιο 9, γίνεται έλεγχος για την ορθότητα των αποτελεσμάτων της εφαρμογής, συγκρίνοντας με διαθέσιμα στη βιβλιογραφία παραδείγματα και παρουσιάζεται ένα παράδειγμα υπολογισμού και σχεδιασμού φυγόκεντρης αντλίας με δεδομένα σχεδιαστικά χαρακτηριστικά, παροχής και μανομετρικού, αποτυπώνοντας τις χαρακτηριστικές καμπύλες παροχής – μανομετρικού με τις επιμέρους απώλειες, όπως εκάστοτε αυτές προκύπτουν, παροχής – ισχύος εισόδου και εξόδου, παροχής – βαθμού απόδοσης και παροχής – απαιτούμενου καθαρού θετικού ύψους αναρρόφησης.

Στο Κεφάλαιο 10, γίνεται σχολιασμός των αποτελεσμάτων της εργασίας και παρουσιάζονται προτάσεις για περαιτέρω διερεύνηση της παρούσας πτυχιακής εργασίας, αλλά και προοπτικές για την προγραμματιστική επέκταση της υπολογιστικής εφαρμογής, με σκοπό τη δυνατότητα μελέτης διαφορετικών τύπων στροφείου όπως μικτής ροής, αξονικής ροής κ.λπ..

Τέλος, στο Κεφάλαιο 11, παρατίθενται όλες οι βιβλιογραφικές πηγές της εργασίας η διαχείριση των οποίων έγινε με το ελεύθερο λογισμικό Zotero (“Zotero | Home,” n.d.). Ως στυλ για την αναγραφή των βιβλιογραφικών πηγών έχει επιλεγεί το APA 6th edition.

EXTENDED SUMMARY

The subject of the current graduation thesis is the design single-stage centrifugal pump. The main objective of this project is to develop a computer code, which would incorporate existing design methodologies of centrifugal pumps. The work is structured in eleven (11) chapters and an appendix, which are shortly discussed below.

The review of existing literature, the aim and the goals of the project are discussed in the first chapter.

In Chapter 2, the main aspects concerning the performance and operation of centrifugal pumps are shortly discussed.

In Chapter 3, the radial flow impeller calculation methodology based on one-dimensional flow theory is extensively presented along with the three methods of designing the blades of which only one is applied to the program. The flow conditions at the inlet of the impeller and the effect of the thickness and number of blades on the performance curves are also described.

In Chapter 4, the design of the spiral volute of a pump is discussed and two existing methodologies are described.

In Chapter 5, the method of calculating the parameters of the impeller is presented in where there is also an analysis of the blades' design with the method of the linear distribution of the relative velocity and the volute design with the method of the constant average velocity.

In Chapter 6, there is an extended analysis of the method used to calculate the centrifugal pump theoretical performances, the various losses, as shock and friction losses, as well as the prediction of the input power and the overall efficiency.

In Chapter 7, the program developed in Matlab software and serves the purposes the centrifugal pump design is discussed. The user is able to enter basic parameters as the pump's head, flow rate, etc, in order to define the geometric features that are printed and can be imported in CAD software for the 3D illustration of the pump impeller and the volute. In the same chapter, there is a description of the characteristics, the structure and the possibilities of the application. The source code of the program along with the table of variables that are used in the program with the corresponding mathematical symbol are given in Appendix A.

In Chapter 8, there is a sufficient description of the method of importing and editing the data in Solidworks software for the 3D illustration of the impeller and the volute and there is a presentation of the results of this 3D illustration and of the mechanical design by using this software.

In Chapter 9, there is a verification of the results through a comparison with already solved examples concerning the geometrical features and the performances' curves. After that, there is a complete example of calculating and designing a centrifugal pump with certain design features, flow rate and total head, illustrating the curves: flow rate –

total head (including any side losses), flow rate –inlet and outlet power, flow rate – efficiency, flow rate – net positive suction head.

At this point, there is a presentation of the comparison of the results after the check, as also a presentation of the performances' results concerning this example.

In Chapter 10, there is a discussion of the results and a provision of suggestions for further investigation of this thesis, as well as a provision of perspectives for the programming extension of the calculating application, in order to provide the possibility of studying different types of impellers, such as mixed flow, axial flow, etc.

Finally, in Chapter 11, all literature sources of work whose management was done with free software Zotero ("Zotero | Home," n.d.) are listed. As a style for the display of bibliographic sources is selected the APA 6th edition.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ	15
1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ	19
1.1 ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑΣ	20
1.2 ΣΚΟΠΟΣ ΚΑΙ ΣΤΟΧΟΙ	22
2 ΕΠΙΔΟΣΕΙΣ ΚΑΙ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΑΝΤΛΙΩΝ	23
2.1 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ	23
2.1.1 Μανομετρικό	23
2.1.2 Παροχή	23
2.1.3 Ισχύς	23
2.1.4 Βαθμός απόδοσης	24
2.2 ΟΜΟΙΟΤΗΤΑ ΑΝΤΛΙΩΝ	25
2.2.1 Νόμοι ομοιότητας	25
2.2.2 Ειδική ταχύτητα	27
2.3 ΑΔΙΑΣΤΑΤΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ	27
2.4 ΣΠΗΛΛΑΙΩΣΗ	28
3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΣΤΡΟΦΕΙΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ	31
3.1 ΘΕΩΡΙΑ ΤΗΣ ΜΟΝΟΔΙΑΣΤΑΤΗΣ ΡΟΗΣ	31
3.2 ΤΡΙΓΩΝΑ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ	31
3.3 ΕΙΣΡΟΗ ΣΤΗΝ ΠΤΕΡΩΤΗ	33
3.4 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΠΑΧΟΥΣ ΤΩΝ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ	35
3.4.1 Τρίγωνα ταχυτήτων εισόδου	35
3.4.2 Τρίγωνα ταχυτήτων εξόδου	37
3.5 ΑΡΙΘΜΟΣ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ	38
3.6 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ	40
3.7 ΜΕΘΟΔΟΙ ΧΑΡΑΞΗΣ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ	41
3.7.1 Μέθοδος του απλού κυκλικού τόξου	41
3.7.2 Μέθοδος του διπλού κυκλικού τόξου	42
3.7.3 Μέθοδος της γραμμικής κατανομής της σχετικής ταχύτητας	43
4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΟΥΣ ΚΕΛΥΦΟΥΣ ΑΝΤΛΙΑΣ	45
4.1 Ο ΡΟΛΟΣ ΤΟΥ ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΟΥΣ ΚΕΛΥΦΟΥΣ	45
4.2 ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΗΣ ΡΟΗΣ ΣΤΟ ΚΕΛΥΦΟΣ	46
4.3 ΜΕΘΟΔΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ	48

4.3.1	Μέθοδος σταθερής γωνιακής ορμής	49
4.3.2	Μέθοδος σταθερής μέσης ταχύτητας	50
5	ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ ΡΕΥΣΤΟΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ	53
5.1	ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ ΠΤΕΡΩΤΗΣ	53
5.2	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ ΜΕ ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΤΗΣ ΣΧΕΤΙΚΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ	60
5.3	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΕΛΥΦΟΥΣ ΚΥΚΛΙΚΗΣ ΔΙΑΤΟΜΗΣ	61
6	ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΕΠΙΔΟΣΕΩΝ ΑΝΤΛΙΑΣ	63
6.1	ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΜΑΝΟΜΕΤΡΙΚΟ	64
6.2	ΜΑΝΟΜΕΤΡΙΚΟ ΜΕ ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ	64
6.3	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΚΡΟΥΣΗΣ	65
6.4	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΗΣ ΠΤΕΡΩΤΗΣ	66
6.5	ΟΓΚΟΜΕΤΡΙΚΕΣ ΑΠΩΛΕΙΕΣ	66
6.6	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΗΣ ΔΙΣΚΩΝ	67
6.7	ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΕΙΣΟΔΟΥ	67
6.8	ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟ ΜΑΝΟΜΕΤΡΙΚΟ	68
6.9	ΙΣΧΥΣ ΕΙΣΟΔΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ	69
6.10	ΚΑΘΑΡΟ ΘΕΤΙΚΟ ΥΨΟΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗΣ	69
7	ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ	71
7.1	ΣΥΝΟΠΤΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ	71
7.2	ΔΟΜΗ ΚΑΙ ΧΡΗΣΗ	71
8	ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΣΕ CAD	77
8.1	ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ ΡΕΥΣΤΟΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ	77
8.2	ΒΗΜΑΤΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ	79
8.2.1	Πτερωτή	79
8.2.2	Κέλυφος	80
9	ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑΤΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΑΝΤΛΙΩΝ	85
9.1	ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 1	85
9.2	ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 2	89
9.3	ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 3	93
9.3.1	Ρευστομηχανικός σχεδιασμός	94
9.3.2	Πρόλεξη επιδόσεων	97

10	ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ	101
11	ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	105
12	ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α: ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΕΦΑΡΜΟΓΗ	107
	12.1 ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ	107
	12.2 ΠΗΓΑΙΟΣ ΚΩΔΙΚΑΣ	109

ΣΥΜΒΟΛΙΣΜΟΙ

Σύμβολο	Επεξήγηση	Μονάδες
a	Ειδικό έργο	J/kg
a_H	Ειδικό έργο συγκράτησης της πίεσης	J/kg
b	Πλάτος πτερυγίου	m
b_{cl}	Πλάτος διάκενου ρήγματος	m
c	Απόλυτη ταχύτητα	m/s
c_m	Προβολή της απόλυτης ταχύτητας στο μεσημβρινό επίπεδο	m/s
c_o	Αξονική ταχύτητα στο μάτι της πτερωτής	m/s
c_u	Εφαπτομενική συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας	m/s
c_v	Ταχύτητα ροής στο σπειροειδές κέλυφος	m/s
f	Συχνότητα	Hz
f_s	Τάση λειτουργίας	N/m ²
g	Επιτάχυνση της βαρύτητας	m/s ²
h_f	Ύψος απώλειών τριβής	m
h_{fs}	Ύψος απώλειών τριβής και κρούσης	m
h_{rec}	Ύψος απώλειών ανακυκλοφορίας	m
h_s	Ύψος απώλειών κρούσης	m
k	Συντελεστής απωλειών κρούσης	-
n	Αριθμός στροφών	rpm
n_q	Ειδική ταχύτητα ως προς παροχή	-
n_s	Ειδική ταχύτητα ως προς ισχύ	-
p	Συντελεστής ολίσθησης κατά Pfleiderer	-
p_1	Στατική πίεση στην είσοδο	Pa
p_2	Στατική πίεση στην έξοδο	Pa
r	Ακτίνα	m
s	Προβολή πάχους πτερυγίου	m
t	Βήμα πτερυγίων	m
t_c	Θερμοκρασία	°C
u	Περιφερειακή ταχύτητα	m/s
w	Σχετική ταχύτητα	m/s
w_{av}	Μέση σχετική ταχύτητα	m/s

Σύμβολο	Επεξήγηση	Μονάδες
w_u	Εφαπτομενική συνιστώσα της σχετικής ταχύτητας	m/s
z	Αριθμός πτερυγίων	-
C_d	Συντελεστής διάχυσης	-
C_f	Συντελεστής τριβής επίπεδης πλάκας παράλληλης ροής	-
D_1	Διάμετρος εισόδου πτερωτής	m
D_2	Διάμετρος εξόδου πτερωτής	m
D_3	Διάμετρος σπειροειδούς κελύφους	m
D_h	Υδραυλική διάμετρος	m
D_{hub}	Διάμετρος πλήμνης	m
D_{ps}	Διάμετρος αγωγού εισόδου	m
D_{sh}	Διάμετρος άξονα	m
H	Μανομετρικό αντλίας	m
H_{act}	Αναμενόμενο υπολογιστικό μανομετρικό	m
H_f	Μανομετρικό με απώλειες τριβής	m
H_s	Μανομετρικό με απώλειες κρούσης	m
H_{slip}	Μανομετρικό για πεπερασμένο αριθμό πτερυγίων	m
H_∞	Θεωρητικό μανομετρικό ή μανομετρικό κατά Euler	m
K	Συντελεστής ταχύτητας κελύφους	-
L_b	Μήκος πτερυγίου	m
M	Υλικό άξονα	-
$NPSH$	Καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης	m
$NPSH_R$	Απαιτούμενο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης	m
P	Αριθμός πόλων κινητήρα	-
P_{fl}	Ισχύς ρευστού	W
P_i	Ισχύς εισόδου	W
P_o	Ισχύς εξόδου	W
Q	Παροχή αντλίας	m ³ /s
Q_I	Παροχή πτερωτής	m ³ /s
Q_L	Παροχή ρήγματος	m ³ /s
Q_N	Παροχή σχεδιασμού αντλίας	m ³ /s
Re	Αριθμός Reynolds	-

Σύμβολο	Επεξήγηση	Μονάδες
S	Στατική ροπή του μέσου νήματος ροής	m^2
SF	Συντελεστής ασφαλείας	-
S_q	Αριθμός αναρρόφησης	-
T	Ροπή	Nm
a	Μεσογραμμή σπειροειδούς κελύφους	m
$\hat{\alpha}_1$	Γωνία τριγώνου εισόδου μεταξύ c_1 και u_1	deg
$\hat{\alpha}_2$	Γωνία τριγώνου εξόδου μεταξύ c_2 και u_2	deg
$\hat{\beta}_1$	Γωνία τριγώνου εισόδου μεταξύ w_1 και u_1	deg
$\hat{\beta}_2$	Γωνία τριγώνου εξόδου μεταξύ w_2 και u_2	deg
γ	Ειδικό βάρος	$kg/(m^2s^2)$
δ	Πάχος πτερυγίου	m
δH	Ύψος υδραυλικών απωλειών	m
δP_m	Μηχανικές απώλειες	W
δQ	Ογκομετρικές απώλειες	m^3/s
η	Ολικός βαθμός απόδοσης	-
η_H	Υδραυλικός βαθμός απόδοσης	-
η_M	Μηχανικός βαθμός απόδοσης	-
η_Q	Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης	-
ε	Σχετική τραχύτητα	-
μ	Δυναμικό ιξώδες	$kg/(ms^2)$
ν	Κινηματικό ιξώδες	m^2/s
ρ	Πυκνότητα	kg/m^3
σ_s	Συντελεστής ολίσθησης κατά Gulich	-
$\tau_{\varepsilon\pi}$	Μέγιστη επιτρεπόμενη διατμητική τάση	N/m^2
φ_ν	Συντελεστής σπειροειδούς κελύφους κατά Artisikoff	-
ψ	Συντελεστής διαμόρφωσης πτερυγίου κατά Pfleiderer	-
ω	Γωνιακή ταχύτητα	rad/s
A	Επιφάνεια	m^2

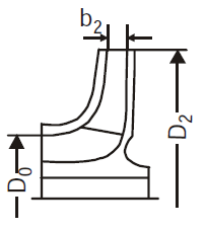
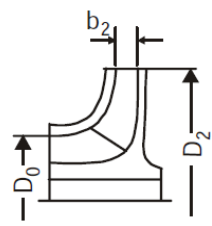
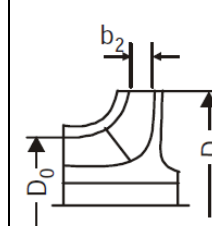
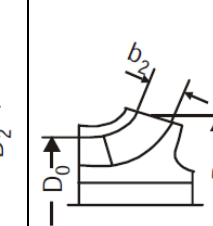
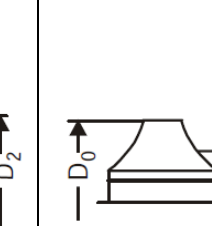
1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Οι φυγόκεντρες αντλίες είναι μια κατηγορία των στροβιλομηχανών ασυμπίεστης ροής. Χρησιμοποιούνται για τη διακίνηση ρευστών με τη μετατροπή της μηχανικής ενέργειας σε υδροδυναμική ενέργεια του ρευστού. Η μηχανική ενέργεια συνήθως παρέχεται από μια μηχανή ή έναν ηλεκτροκινητήρα. Το ρευστό εισέρχεται αξονικά στην περωτή της αντλίας και φυγοκεντρίζεται από την περωτή, κατευθύνεται ακτινικά προς την περιφέρεια της περωτής και παραλαμβάνεται από ένα διαχύτη (πολυβάθμιες αντλίες) ή από ένα σπειροειδές περίβλημα (μονοβάθμιες αντλίες), από όπου και εξέρχεται.

Φυγόκεντρες αντλίες συναντώνται στον τομέα της ύδρευσης, αποχέτευσης και διακίνησης πετρελαιοειδών και γενικά σε κτιριακές και βιομηχανικές εγκαταστάσεις. Παρόλο που η σημερινή τεχνολογία έχει επιτύχει την κατασκευή αντλιών εξαιρετικής ποιότητας και υψηλών επιδόσεων, ο σχεδιασμός για μια αποτελεσματικότερη και πιο ανθεκτική αντλία με χαμηλότερο κόστος κατασκευής, εξακολουθεί να αποτελεί πρόκληση στον τομέα της μηχανικής. Οι αντλίες με κριτήριο την ειδική ταχύτητα διαχωρίζονται σε φυγόκεντρες (χαμηλής, μεσαίας και υψηλής ειδικής ταχύτητας), διαγώνιας ή μικτής ροής και αντλίες αξονικής ροής (Πίνακας 1.1). Αντλίες χαμηλών ειδικών ταχυτήτων σχεδιάζονται με σκοπό την αύξηση της πίεσης και την υπερνίκηση των απωλειών για τη διακίνηση μικρών παροχών, ενώ αντλίες υψηλών ειδικών ταχυτήτων, σχεδιάζονται για τη διακίνηση μεγάλων παροχών, με σχετικά μικρή αύξηση της πίεσης.

Πίνακας 1.1: Κατηγοριοποίηση αντλιών με κριτήριο την ειδική ταχύτητα.

Πηγή εικόνας: Srinivasan, K.M. (2008), pp. 4, Fig. 1.3.

Φυγόκεντρες (ακτινικής ροής)			Διαγώνιας ή μικτής ροής	Προπέλες ή αξονικής ροής
Χαμηλής ειδικής ταχύτητας	Μέσης ειδικής ταχύτητας	Υψηλής ειδικής ταχύτητας		
$n_s = 50 \div 80$	$n_s = 80 \div 150$	$n_s = 150 \div 300$	$n_s = 300 \div 500$	$n_s = 500 \div 1000$
				
$\frac{D_2}{D_0} = 2,5 \text{ έως } 2$	$\frac{D_2}{D_0} = 2 \text{ έως } 1,8$	$\frac{D_2}{D_0} = 1,8 \text{ έως } 1,4$	$\frac{D_2}{D_0} = 1,4 \text{ έως } 1,2$	$\frac{D_2}{D_0} = 0,8$

Ο σχεδιασμός των αντλιών εξακολουθεί να καθορίζεται εμπειρικά, βασιζόμενος στη χρήση ενός αριθμού πειραματικών και στατιστικών μοντέλων. Ωστόσο, κατά τη διάρ-

κεια των τελευταίων ετών, ο σχεδιασμός και η ανάλυση επιδόσεων των στροβιλομηχανών έχουν σημειώσει μεγάλη πρόοδο λόγω της κοινής εξέλιξης της υπολογιστικής ισχύος και της ακρίβειας των αριθμητικών μεθόδων.

Η βασική αρχή για τον υπολογισμό φυγόκεντρων στροφείων, αλλά και γενικότερα των ρευστοδυναμικών μηχανών, βασίζεται στην ανάλυση της μονοδιάστατης ροής, η οποία έχει αποδειχθεί ότι είναι μια αποτελεσματική και σημαντική προσέγγιση στο σχεδιασμό της αντλίας. Υπάρχουν διάφορα εμπειρικά μοντέλα τα οποία έχουν αναπτυχθεί για το σχεδιασμό στροφείων, σε γενικές γραμμές όμως, βρίσκουν εφαρμογή σε ορισμένο εύρος ειδικής ταχύτητας. Παράλληλα με τα μοντέλα σχεδιασμού στροφείων, έχουν αναπτυχθεί αντίστοιχα και διάφορα εμπειρικά μοντέλα για τον θεωρητικό προσδιορισμό των αναμενόμενων επιδόσεων της εκάστοτε υπό μελέτη αντλίας. Ο αναλυτικός υπολογισμός των χαρακτηριστικών της αντλίας, εξαρτάται από τις γεωμετρικές διαστάσεις, τον τύπο και τις απώλειες σε διάφορα μέρη της αντλίας. Υπάρχει μια σειρά από εμπειρικές μεθόδους για τον προσδιορισμό των επιδόσεων με πολύ καλή προσέγγιση γύρω από το σημείο σχεδιασμού της μηχανής, παρ' όλα αυτά, τα τελικά χαρακτηριστικά μιας αντλίας προσδιορίζονται πειραματικά.

1.1 ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑΣ

Η μελέτη υδροδυναμικών μηχανών αποτελεί ένα μεγάλο τμήμα ερευνητικής δραστηριότητας, τόσο σε ακαδημαϊκό όσο και σε επαγγελματικό επίπεδο, με σκοπό τη δημιουργία μηχανών, οι οποίες λειτουργούν με το βέλτιστο βαθμό απόδοσης, παρουσιάζουν μεγάλη αντοχή σε φθορά και διάβρωση, όπως είναι η σπηλαιώση, και είναι οικονομικές στην κατασκευή τους. Το 1754, ο Euler (“Leonhard Euler - Wikipedia,” n.d.) διατύπωσε τη θεμελιώδη εξίσωση της μονοδιάστατης ροής των στροβιλομηχανών και βασιζόμενος στις αρχές της μηχανικής, σχεδίασε τον πρώτο υδροστρόβιλο αντιδράσεως. Στη συνέχεια, αρκετοί ερευνητές του 19^{ου} και του 20^{ου} αιώνα, βασιζόμενοι στην εξίσωση αυτή, κατασκεύασαν πειραματικά μοντέλα, αρχικά πάνω σε υδροστρόβιλους, προκειμένου να λύσουν το ενεργειακό πρόβλημα της εποχής, και μετέπειτα σε αντλίες. Οι δοκιμές επικεντρώνονταν κυρίως στην αύξηση του βαθμού απόδοσης, τη διεύρυνση της λειτουργίας των μηχανών σε υψηλό βαθμό απόδοσης και στη διαμόρφωση πτερυγίων, τα οποία θα εξασφάλιζαν ροή χωρίς κρούση και απέδωσαν πολύ χρήσιμες μεθοδολογίες και μοντέλα σχεδιασμού.

Η μεθοδολογία σχεδιασμού υδροδυναμικών μηχανών που ακολουθείται ακόμη και σήμερα, βασίζεται στη θεωρία της μονοδιάστατης ροής του Euler (Gulich, 2008; Tuzson, 2000; Volk, 2005). Μετά από χρόνια έρευνας έχουν αναπτυχθεί διάφορα μοντέλα σχεδιασμού, τα οποία προσδιορίζουν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του στροφείου και του σπειροειδούς κελύφους, προκειμένου να επιτευχθεί η βέλτιστη λειτουργία (Karassik, Messina, Cooper, & Heald, 2001; Carl Pfleiderer, 2013). Η έννοια του ειδικού αριθμού στροφών, έχει ωφελήσει σημαντικά τις υπολογιστικές μεθόδους και την κατηγοριοποίηση των στροφείων (Karassik et al., 2001; Lobanoff & Ross, 1992). Επίσης, βάσει των ερευνών που έχουν γίνει, έχουν προκύψει χρήσιμα συμπεράσματα και

προτάσεις για την επιλογή της γωνίας β στην είσοδο και την έξοδο της πτερωτής, για την επιλογή του λόγου διαμέτρων, καθώς και διάφορες εξισώσεις για τον προσδιορισμό των γεωμετρικών χαρακτηριστικών. Επιπλέον, έχουν αναπτυχθεί μέθοδοι για τη χάραξη της μεσογραμμής του πτερυγίου, όπως η μέθοδος του απλού κυκλικού τόξου, η μέθοδος του διπλού κυκλικού τόξου και η μέθοδος της γραμμικής κατανομής της σχετικής ταχύτητας. Εκτός από τα ανωτέρω, έχουν αναπτυχθεί διάφορες μεθοδολογίες προσδιορισμού επιδόσεων, οι οποίες βασίζονται σε μια σειρά από πειραματικά και στατιστικά μοντέλα (Gulich, 2008; Stepanoff, 1957; Tuzson, 2000).

Παρακάτω αναφέρονται συνοπτικά οι κυριότερες βιβλιογραφικές πηγές που μελετήθηκαν για την εκπόνηση της παρούσας πτυχιακής εργασίας. Μία αντίστοιχη μελέτη είχε πραγματοποιηθεί από τους Μέντζο και Βρώτσο (1997) στα πλαίσια πτυχιακής εργασίας, στην οποία αναπτύχθηκε κώδικας σε γλώσσα προγραμματισμού Fortran, για τον υπολογισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών φυγόκεντρης αντλίας. Η παρούσα πτυχιακή εργασία έρχεται να κατασκευάσει εκ νέου αντίστοιχη υπολογιστική εφαρμογή προσφέροντας, επιπλέον, δομημένο γραφικό περιβάλλον, με δυνατότητα επέκτασης, βασισμένο σε γλώσσα προγραμματισμού Matlab, αλλά ακόμη και συνεργασία με άλλη γλώσσα προγραμματισμού. Επιπλέον, μία αντίστοιχη μελέτη στα πλαίσια μεταπτυχιακής εργασίας έχει πραγματοποιηθεί από τον Foslie (2013), στην οποία αναπτύχθηκε κώδικας σε γλώσσα προγραμματισμού Matlab, και στην οποία παρέχεται η δυνατότητα υπολογισμού μιας αντλίας και προσδιορισμού των επιδόσεων, καθώς και η σύγκριση των υπολογιζόμενων επιδόσεων με αντίστοιχα πειραματικά, λόγω δυνατότητας κατασκευής πειραματικής διάταξης.

Σύμφωνα με το σύγγραμμα «*Ρευστοδυναμικές Μηχανές*» (Παπανίκας, 2012), οι συνηθέστεροι τρόποι σχεδιασμού της μεσογραμμής του πτερυγίου είναι η μέθοδος του απλού κυκλικού τόξου, του διπλού κυκλικού τόξου και η μέθοδος ολοκλήρωσης βήμα προς βήμα, με γραμμική κατανομή της σχετικής ταχύτητας w ή της γωνίας β , η οποία και εφαρμόζεται στην υπολογιστική μέθοδο. Το πιο σημαντικό τμήμα της εργασίας, βασίζεται: α) στη θεωρία της μονοδιάστατης ροής και των τριγώνων ταχυτήτων β) στη μεθοδολογία σχεδιασμού ακτινικού στροφείου και γ) στη μεθοδολογία σχεδιασμού του σπειροειδούς κελύφους, όπως αυτές αναπτύσσονται στο σύγγραμμα “*Rotodynamic Pumps*” (Srinivasan, 2008). Ο λόγος που επιλέχθηκε το παραπάνω σύγγραμμα είναι ότι σε αυτό βρίσκονται συγκροτημένες και δομημένες οι μεθοδολογίες που έχουν διατυπωθεί κυρίως από τους Pfleiderer (2013), Stepanoff (1957), Tuzson (2000) και Karassik (2001).

Για την ανάλυση επιδόσεων φυγόκεντρης αντλίας, μελετήθηκε η δημοσίευση “*Theoretical Model to Predict the Performance of Centrifugal Pump Equipped with Splitter Blades*” (Djebedjian, 2009) και εφαρμόστηκε κατά μεγάλο μέρος η μεθοδολογία ή οποία εμπεριέχεται. Ο λόγος για τον οποίο επιλέχθηκε η συγκεκριμένη δημοσίευση, είναι ότι σε αυτήν εμπεριέχονται συγκεντρωμένες πολλές πληροφορίες, από τους Gulich (2008) και Tuzson (2000), σχετικά με τις απώλειες στα επί μέρους τμήματα της αντλίας. Επίσης, χρησιμοποιήθηκαν πληροφορίες από τη δημοσίευση “*Design and Perfor-*

mance Analysis of Centrifugal Pump” (Khin, Mya, & Khin, 2008) σχετικά με τις κρουστικές απώλειες, όπως αυτές έχουν διατυπωθεί από τον Stepanoff (1957).

Τέλος, για τον έλεγχο της ορθότητας των αποτελεσμάτων της υπολογιστικής εφαρμογής χρησιμοποιήθηκαν ήδη λυμένα παραδείγματα. Για τον έλεγχο των γεωμετρικών χαρακτηριστικών πτερωτής και κελύφους, χρησιμοποιήθηκε το αριθμητικό παράδειγμα που είναι διαθέσιμο από το σύγγραμμα “Rotodynamic Pump” (Srinivasan, 2008), ενώ για την σύγκριση των επιδόσεων χρησιμοποιήθηκαν τα αποτελέσματα της δημοσίευσης “*Design and Performance Analysis of Centrifugal Pump*” (Khin et al., 2008).

1.2 ΣΚΟΠΟΣ ΚΑΙ ΣΤΟΧΟΙ

Σκοπός της παρούσας πτυχιακής εργασίας είναι ο ρευστομηχανικός σχεδιασμός μονοβάθμιας φυγόκεντρης αντλίας και ο προσδιορισμός των επιδόσεών της, με τη χρήση και ανάλυση της μονοδιάστατης ροής στη βαθμίδα της μηχανής που συγκροτείται από την πτερωτή ακτινικής ροής και το σπειροειδές κέλυφος. Για να γίνει εφικτό αυτό, αλλά και για να υπάρξει η δυνατότητα αναπαραγωγής δεδομένων και αποτελεσμάτων στροφείων με διαφορετικά χαρακτηριστικά, ως στόχος της πτυχιακής εργασίας τίθεται η ανάπτυξη υπολογιστικής μεθόδου μέσω εφαρμογής στο λογισμικό Matlab® (“MATLAB - MathWorks - MATLAB & Simulink,” n.d.), διότι διαθέτει δυνατότητες σε διαδραστικό γραφικό περιβάλλον εργασίας χρήστη (GUI, Graphical User Interface). Η εφαρμογή θα έχει τη δυνατότητα: α) εισαγωγής δεδομένων για τον υπολογισμό γεωμετρικών χαρακτηριστικών των φυγόκεντρων στροφείων και του σπειροειδούς κελύφους, β) εξαγωγής δεδομένων σε κατάλληλη μορφή, τα οποία θα χρησιμοποιούνται σε λογισμικό CAD για την τρισδιάστατη απεικόνιση και γ) αποτύπωσης χαρακτηριστικών καμπυλών των θεωρητικών επιδόσεων. Η εφαρμογή προορίζεται να εξυπηρετήσει ακαδημαϊκούς σκοπούς και να διευκολύνει τη διαδικασία της κλασσικής επίλυσης στο χέρι, προσφέροντας τη δυνατότητα γραφικής απεικόνισης του εκάστοτε προβλήματος το οποίο μελετάται, έτσι ώστε οι φοιτητές και γενικότερα οι χρήστες, να αποκτούν μία πιο ρεαλιστική εικόνα του αντικειμένου. Σε αυτό το επίπεδο, η εφαρμογή σχεδιάζεται με τη δυνατότητα υπολογισμού φυγόκεντρων στροφείων πλήρους ακτινικής ροής, με δυνατότητα, όμως, εξέλιξης. Η εφαρμογή θα πρέπει να έχει την ικανότητα προγραμματιστικής επέκτασης με σκοπό να προσφέρει στο χρήστη τα εργαλεία για τον υπολογισμό διαφορετικών τύπων στροφείου, όπως για παράδειγμα στροφεία μικτής ροής, αξονικής ροής, ανεμιστήρες κ.λπ.. Με την ολοκλήρωση της υπολογιστικής εφαρμογής, τίθεται σαν στόχος ένα ολοκληρωμένο παράδειγμα υπολογιστικής μελέτης, σχεδιασμού και προσδιορισμού επιδόσεων μονοβάθμιας φυγόκεντρης αντλίας, καθώς και τρισδιάστατη απεικόνιση του παραδείγματος αυτού με τη χρήση του λογισμικού Solidworks® (“Solidworks, 3D CAD Design Software,” n.d.).

2 ΕΠΙΔΟΣΕΙΣ ΚΑΙ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΑΝΤΛΙΩΝ

2.1 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ

2.1.1 Μανομετρικό

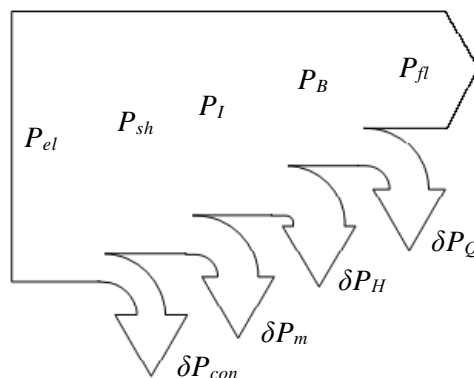
Το μανομετρικό H εκφράζει την διαφορά πίεσης, την οποία μπορεί να προσδώσει μια αντλία στο ρευστό το οποίο διακινεί, από την αναρρόφηση έως την κατάθλιψη. Κατά το σχεδιασμό των αντλιών, χρησιμοποιείται η έννοια του θεωρητικού μανομετρικού ή μανομετρικού κατά Euler H_∞ και η έννοια του μανομετρικού H_{slip} στο οποίο λαμβάνεται υπόψη ο πεπερασμένος αριθμός πτερυγίων. Επίσης, χρησιμοποιούνται οι έννοιες του μανομετρικού με απώλειες τριβής H_f και του μανομετρικού με απώλειες κρούσης H_s (βλ. Κεφάλαιο 6).

2.1.2 Παροχή

Παροχή Q μιας αντλίας ονομάζεται ο όγκος του ρευστού ο οποίος αποδίδεται στο στόμιο κατάθλιψης της αντλίας στη μονάδα του χρόνου. Για την παροχή Q_N , κατά την οποία οι απώλειες είναι ελάχιστες, η αντλία λειτουργεί στο βέλτιστο βαθμό απόδοσης και αυτό καλείται σημείο σχεδιασμού της μηχανής. Κατά τον σχεδιασμό αντλιών και της ανάλυσης επιδόσεων, είναι χρήσιμη η έννοια της διακινούμενης παροχής από την πτερωτή Q_t , η οποία ισούται με το άθροισμα της παροχής στην κατάθλιψη και της παροχής δια μέσου του ρήγματος Q_L .

2.1.3 Ισχύς

Ισχύς P σε μια αντλία, καλείται το ποσό της ενέργειας που δαπανάται στη μονάδα του χρόνου, για να αυξηθεί η ενέργεια του διερχόμενου ρευστού, από την είσοδό του έως την έξοδό του από την αντλία (Σχήμα 2.1).

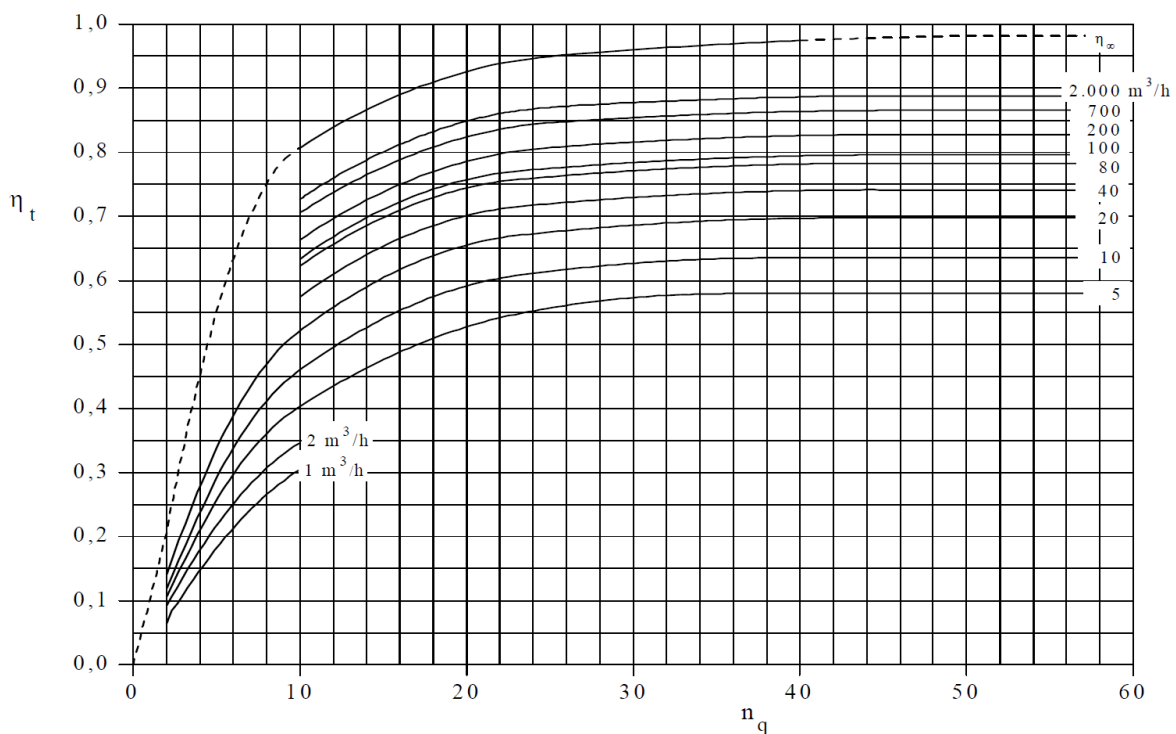


Σχήμα 2.1: Διάγραμμα ροής ισχύος με απώλειες σε μηχανές έργου.

Για τον ορισμό των βαθμών απόδοσης μιας αντλίας (βλ. εδάφιο 2.1.4) χρησιμοποιούνται οι ακόλουθες έννοιες ισχύος: Η ισχύς του ηλεκτροκινητήρα P_{el} , η ισχύς στον άξονα της αντλίας P_{sh} , η ισχύς στο στροφείο της μηχανής P_I , η ισχύς στα πτερύγια P_B και η υδραυλική ισχύς P_{fl} .

2.1.4 Βαθμός απόδοσης

Η ροή του ρευστού δια μέσου μιας στροβιλομηχανής έργου, δεν γίνεται χωρίς απώλειες, με αποτέλεσμα το ειδικό έργο που μεταβιβάζεται στο ρευστό, να είναι μικρότερο από το παρεχόμενο από τον κινητήρα μηχανικό έργο. Το πηλίκο του έργου ροής προς το προσαγόμενο μηχανικό έργο, εκφράζει τον ολικό βαθμό απόδοσης της αντλίας, που εν γένει εξαρτάται από την ειδική ταχύτητα της μηχανής (Σχήμα 2.2).



Σχήμα 2.2: Ολικός βαθμός απόδοσης αντλιών συναρτήσει της ειδικής ταχύτητας και της παροχής (Karassik et al., 2001). Πηγή εικόνας: Φιλίος (2015).

Ο ολικός βαθμός απόδοσης μπορεί να υπολογισθεί γνωρίζοντας τον ογκομετρικό η_Q , τον υδραυλικό η_H και το μηχανικό βαθμό απόδοσης η_M , σύμφωνα με την ακόλουθη εξίσωση:

$$\eta = \eta_Q \cdot \eta_H \cdot \eta_M \quad (2.1)$$

Οι ανωτέρω βαθμοί απόδοσης σχετίζονται με τις επιμέρους απώλειες που παρατηρούνται στα διάφορα μέρη της μηχανής και που συνοπτικά αναφέρονται στη συνέχεια.

2.1.4.1 Υδραυλικός βαθμός απόδοσης

Απώλειες εμφανίζονται αμέσως κατά την εισαγωγή του ρευστού στην περωτή, εξαιτίας της τραχύτητας της επιφάνειας που υπάρχει στην εσωτερική πλευρά του στροφείου, των απωλειών τριβής που οφείλονται στην συνεκτικότητα του εισερχόμενου ρευστού και των απωλειών κρούσεως λόγω αποκόλλησης της ροής, η οποία συνήθως λαμβάνει χώρα στην ακμή πρόσπτωσης των περυγίων της περωτής και επίσης στην γλωττίδα του σπειροειδούς κελύφους. Όλα αυτά που προαναφέρθηκαν, συνθέτουν τις υδραυλικές απώλειες και ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης ισούται με:

$$\eta_H = \frac{P_B}{P_I} \quad (2.2)$$

2.1.4.2 Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης

Στην έξοδο μιας αντλίας η στατική πίεση στην έξοδο είναι μεγαλύτερη από τη στατική πίεση στην είσοδο, δηλαδή $p_2 - p_1 > 0$. Ως εκ τούτου, στο διάκενο μεταξύ της στρεφόμενης περωτής και του κελύφους, παρατηρείται ροή ρευστού το οποίο συνεχώς διακινείται από τη διατομή εξόδου της περωτής προς τη διατομή εισόδου και αυτή ονομάζεται παροχή ρήγματος Q_L . Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης εκφράζει το πηλίκο της παροχής της αντλίας (Q) προς την παροχή που διακινεί η περωτή (Q_I) και ορίζεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_I} = \frac{Q}{Q + Q_L} \quad (2.3)$$

2.1.4.3 Μηχανικός βαθμός απόδοσης

Ένα τμήμα της μηχανικής ισχύος που προσδίδεται από τον κινητήρα στον άξονα της αντλίας, καταναλώνεται για την υπερνίκηση των απωλειών τριβής των στρεφόμενων μερών. Οι μηχανικές απώλειες συμβολίζονται με δP_m και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης ισούται με:

$$\eta_M = \frac{P_I}{P_{sh}} \quad (2.4)$$

2.2 ΟΜΟΙΟΤΗΤΑ ΑΝΤΛΙΩΝ

2.2.1 Νόμοι ομοιότητας

Οι νόμοι ομοιότητας εφαρμόζονται μεταξύ αντίστοιχων σημείων λειτουργίας γεωμετρικά όμοιων μηχανών. Η γεωμετρική ομοιότητα πρέπει να είναι απόλυτη, τουλάχιστον όσον αφορά στα λειτουργικά στοιχεία της μηχανής που σχετίζονται με τη ροή του ρευστού, (διάμετρος περωτής, μήκος και σχήμα περυγίων, άνοιγμα εισόδου και εξόδου κ.λπ.), και θα πρέπει να επεκτείνεται και στην επιφανειακή τραχύτητα των δύο όμοιων μηχανών. Στα αντίστοιχα σημεία λειτουργίας που εφαρμόζονται οι νόμοι ομοιότητας,

εξασφαλίζεται η ίδια κλίση της ροής στα αντίστοιχα σημεία της μηχανής, δεν εξασφαλίζεται όμως και η δυναμική ομοιότητα της ροής που αναφέρεται στη φύση της ροής και ιδιαίτερα στον τρόπο ανάπτυξης των οριακών στρωμάτων, των εγκάρσιων στροβιλισμών, των ενδεχόμενων αποκολλήσεων και της τύρβης της ροής.

Σύμφωνα με τη θεωρία των όμοιων μηχανών, για να είναι πραγματικό ένα ομοίωμα πρέπει οι αντίστοιχοι αδιάστατοι όροι του ομοιώματος και της πρότυπης μηχανής να είναι ίσοι. Οπότε έχουμε ότι:

$$\frac{P}{\rho \cdot n^3 \cdot D^5} = \frac{P_m}{\rho_m \cdot n_m^3 \cdot D_m^5} \quad (2.5)$$

όπου P είναι η ισχύς της πρωτότυπης μηχανής, P_m είναι η ισχύς του ομοιώματος, ρ είναι η πυκνότητα της πρωτότυπης μηχανής, ρ_m είναι η πυκνότητα του ομοιώματος, n είναι ο αριθμός στροφών της πρωτότυπης μηχανής, n_m ο αριθμός στροφών του ομοιώματος, D είναι η διάμετρος πρωτότυπης μηχανής και D_m είναι η διάμετρος του ομοιώματος.

$$\frac{g \cdot H}{n^2 \cdot D^2} = \frac{g \cdot H_m}{n_m^2 \cdot D_m^2} \quad (2.6)$$

όπου g είναι η επιτάχυνση της βαρύτητας, H είναι το μανομετρικό της πρωτότυπης μηχανής και H_m είναι το μανομετρικό του ομοιώματος.

$$\frac{Q}{n \cdot D^3} = \frac{Q_m}{n_m^2 \cdot D_m^2} \quad (2.7)$$

όπου, Q είναι η παροχή της πρωτότυπης μηχανής, Q_m είναι η παροχή του ομοιώματος.

$$\frac{\rho \cdot n \cdot D^2}{\mu} = \frac{\rho_m \cdot n_m \cdot D_m^2}{\mu_m} \quad (2.8)$$

όπου μ είναι το δυναμικό ιξώδες του ρευστού στην πρωτότυπη μηχανή και μ_m είναι το δυναμικό ιξώδες του ρευστού στο ομοίωμα.

Μια αντλία μπορεί να θεωρηθεί ομοίωμα του εαυτού της ($D=D_m$), για άντληση ενός υγρού ($\rho=\rho_m$, $\mu=\mu_m$), από τις εξισώσεις (2.6), (2.7) και (2.8). Με αυτό τον τρόπο, υπολογίζεται η αντίστοιχη μεταβολή των μεγεθών Q , H και P , όταν έχουμε μεταβολή του αριθμού στροφών από n_1 σε n_2 , οπότε έχουμε:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (2.9)$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 \quad (2.10)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (2.11)$$

2.2.2 Ειδική ταχύτητα

Η ειδική ταχύτητα είναι χαρακτηριστικό μέγεθος μιας δυναμικής αντλίας και σχετίζεται με τον τύπο της αντλίας και το σχήμα της πτερωτής, αλλά είναι ανεξάρτητη από το μέγεθος της αντλίας. Η ειδική ταχύτητα χρησιμοποιείται κυρίως για την κατάταξη των δυναμικών αντλιών, την επίλυση κατασκευαστικών προβλημάτων και την επιλογή της κατάλληλης αντλίας. Ο υπολογισμός της ειδικής ταχύτητας ως προς την παροχή και της ειδικής ταχύτητας ως προς την ισχύ, γίνεται αντίστοιχα από τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.12)$$

$$n_s = 3.65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.13)$$

Για σταθερό αριθμό στροφών και μεταβάλλοντας την παροχή και το μανομετρικό, έχουμε μεταβολή του ειδικού αριθμού στροφών. Παρατηρείται από την εξίσωση (2.12), ότι για μηδενική παροχή η ειδική ταχύτητα μηδενίζεται, ενώ αντίθετως για μηδενική τιμή του μανομετρικού απειρίζεται. Η ειδική ταχύτητα μιας αντλίας αναφέρεται στις συνθήκες, στις οποίες η αντλία εργάζεται στο μέγιστο βαθμό απόδοσής της. Όταν δύο αντλίες έχουν το ίδιο μανομετρικό και την ίδια παροχή, η αντλία που έχει μεγαλύτερη ειδική ταχύτητα, λειτουργεί σε μεγαλύτερο αριθμό στροφών και έχει μικρότερες διαστάσεις.

2.3 ΑΔΙΑΣΤΑΤΕΣ ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ

Σε μια οικογένεια όμοια γεωμετρικά υδροδυναμικών μηχανών με την εφαρμογή των νόμων ομοιότητας μεταξύ αντίστοιχων σημείων λειτουργίας, είναι δυνατή η χάραξη των χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας για κάθε τιμή του γεωμετρικού λόγου ομοιότητας και ταχύτητας περιστροφής. Είναι χρήσιμη η χάραξη χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας για γεωμετρικά όμοιες μηχανές σε αδιάστατη μορφή, ώστε να είναι ενδεικτική της γεωμετρίας τους, αλλά και ανεξάρτητη του μεγέθους και της ταχύτητας περιστροφής. Για το λόγο που προαναφέρθηκε, χρησιμοποιούνται οι αδιάστατες παράμετροι παροχής και ύψους αντίστοιχα και υπολογίζονται από τις ακόλουθες εξισώσεις:

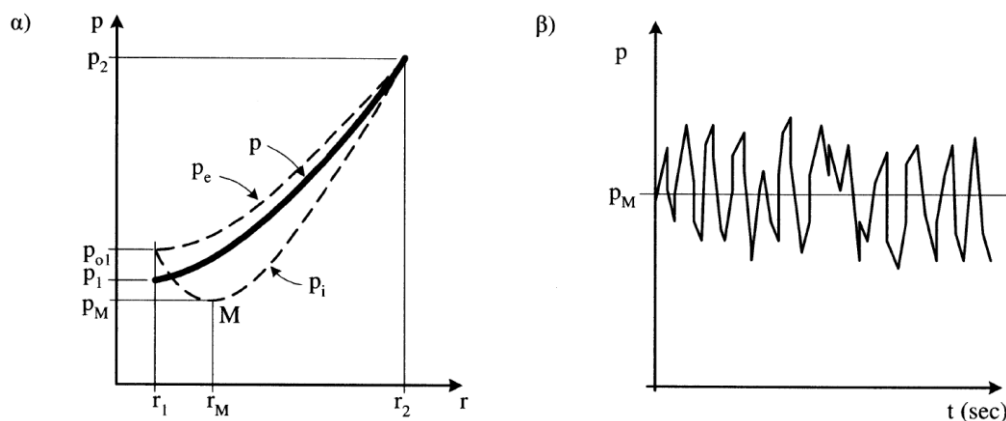
$$\Phi = \frac{Q}{\left(\frac{\pi D_2^2}{4}\right) \cdot u_2} \quad (2.14)$$

$$\Psi = \frac{2g \cdot H}{u_2^2} \quad (2.15)$$

όπου D_2 είναι η διάμετρος στην έξοδο της πτερωτής και u_2 είναι η περιφερειακή ταχύτητα στο τρίγωνο εξόδου.

2.4 ΣΠΗΛΑΙΩΣΗ

Το φαινόμενο της σπηλαιώσης αναπτύσσεται όταν σε μία περιοχή της ροής, η στατική πίεση τείνει, τοπικά, να γίνει μικρότερη από την πίεση ατμοποίησης του υγρού p_v , οπότε αυτό ατμοποιείται και αναπτύσσεται ένας θύλακας ατμοποιημένου υγρού, δηλαδή ατμού λόγω υδροδυναμικών φαινομένων επιτάχυνσης της ροής. Άρα, η σπηλαιώση είναι ένα φαινόμενο που αναπτύσσεται αποκλειστικά σε ροές υγρών. Συγκεκριμένα, οι πιθανές περιοχές ανάπτυξης του φαινομένου της σπηλαιώσης σε φυγόκεντρες αντλίες, είναι η διατομή εισόδου της περωτής, όπου η στατική πίεση είναι ακόμη πιο χαμηλή, δηλαδή στην ακμή πρόσπτωσης των περυγίων και μάλιστα στην πλευρά υποπίεσης αυτών. Σημειώνεται ότι η πίεση ατμοποίησης του κάθε υγρού, είναι χαρακτηριστικό θερμοδυναμικό μέγεθος του υγρού και εξαρτάται από τη θερμοκρασία του και υπολογίζεται από πίνακες ή εξισώσεις (Assael, Trusler, & Tsolakis, 1996). Στο Σχήμα 2.3, απεικονίζονται ποιοτικά και για ένα σημείο λειτουργίας, η ακτινική διανομή της στατικής πίεσης στις πλευρές υπερπίεσης και υποπίεσης του περυγίου, καθώς και η ακτινική μεταβολή της μέσης στατικής πίεσης από τη διατομή εισόδου r_1 έως τη διατομή εξόδου r_2 .



Σχήμα 2.3: α) Διανομή της μέσης στατικής πίεσης στις επιφάνειες του περυγίου, β) Χρονική μεταβολή της στατικής πίεσης.

Πηγή εικόνας: Παπαντώνης, Δ. (2009), σελ. 193, σχήμα 4.2.

Έστω M το σημείο ελάχιστης μέσης στατικής πίεσης p_M στην επιφάνεια υποπίεσης του περυγίου, το οποίο βρίσκεται στην ακτίνα r_M , που αναμένεται να είναι γειτονική της r_1 . Άρα, η συνθήκη ανάπτυξης ή μη σπηλαιώσης στην αντλία, διατυπώνεται ως εξής: συμβολίζοντας με p_v την πίεση ατμοποίησης του υγρού, η οποία εξαρτάται από τη φύση του υγρού και τη μέση θερμοκρασία του:

- Για $p_M > p_v$ δεν υπάρχει κίνδυνος ανάπτυξης σπηλαιώσης.
- Για $p_M \approx p_v$ στην περιοχή r_M αναπτύσσεται σπηλαιώση με τρόπο μη συστηματικό, λαμβάνοντας υπόψη τον τυρβώδη χαρακτήρα της ροής, οπότε σε κάποιες χρονικές στιγμές ενδέχεται να αναπτύσσονται τιμές της στατικής πίεσης μικρότερες της p_v .

- Για $p_M < p_v$ λαμβάνει χώρα συστηματική ανάπτυξη σπηλαιώσης στην περιοχή της ακτίνας r_M .

Το όριο μεταξύ ασφαλούς και μη ασφαλούς λειτουργίας της αντλίας, όσον αφορά στην ανάπτυξη σπηλαιώσης, αποτελεί η συνθήκη $p_M \approx p_v$. Όμως το κριτήριο αυτό, δεν είναι στην πράξη εφαρμόσιμο, επειδή η τιμή της ελάχιστης πίεσης p_M δεν είναι εύκολα υπολογίσιμο ή μετρήσιμο μέγεθος.

Για τον υπολογισμό του κρίσιμου ύψους σπηλαιώσης ή απαιτούμενου καθαρού θετικού ύψους αναρρόφησης, $NPSH_R$, χρειάζεται να υπολογιστεί αρχικά ο χαρακτηριστικός αριθμός αναρρόφησης ή σπηλαιώσης, ο οποίος εκφράζει τις ιδιότητες της αντλίας αναφορικά με την σπηλαιώση, καθώς και των γεωμετρικά όμοιων προς αυτήν αντλιών, δεδομένου ότι, γεωμετρικά όμοιες αντλίες στα αντίστοιχα κανονικά σημεία λειτουργίας έχουν την ίδια τιμή. Άρα, κατά Petermann – Pfeleiderer (2005), (Παπανίκας, 2012), ο χαρακτηριστικός αριθμός αναρρόφησης περιγράφεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$S_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{a_H^{3/4}} \quad (2.16)$$

όπου n είναι ο αριθμός στροφών (σε rps), Q είναι η παροχή (σε m^3/s) και a_H είναι το ειδικό έργο ή ‘ενέργεια συγκράτησης πίεσης’ (σε J/kg). Σημειώνεται ότι, για τον χαρακτηριστικό αριθμό αναρρόφησης, αυτός εμπειρικά λαμβάνει τιμές για αντλίες από 0.40 έως 0.45 (Παπανίκας, 2012).

Το ειδικό έργο, από την εξίσωση (2.16) προκύπτει ως εξής:

$$a_H = \left(n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{S_q} \right)^{4/3} \quad (2.17)$$

Τελικά, προκύπτει ότι το κρίσιμο ύψος σπηλαιώσης ισούται με:

$$NPSH_R = H_H = \frac{a_H}{g} \quad (2.18)$$

όπου g είναι η επιτάχυνση της βαρύτητας.

Σημειώνεται ότι, όταν εμφανίζεται κίνδυνος σπηλαιώσης, τότε μειώνεται ο αριθμός στροφών ή κατασκευάζεται αντλία διπλής αναρρόφησης με παροχή $2 \cdot (Q/2)$.

3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΣΤΡΟΦΕΙΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ

3.1 ΘΕΩΡΙΑ ΤΗΣ ΜΟΝΟΔΙΑΣΤΑΤΗΣ ΡΟΗΣ

Η θεωρία της μονοδιάστατης ροής για τις φυγόκεντρες αντλίες διατυπώθηκε από τον μαθηματικό Euler (“Leonhard Euler - Wikipedia,” n.d.) και παραμένει ακόμη η θεμελιώδης θεωρία σχεδιασμού φυγόκεντρων αντλιών. Η θεωρία που διατύπωσε ο Euler, συμφωνούσε απόλυτα με τα πειραματικά αποτελέσματα και αυτό οφείλεται στο γεγονός, ότι οι πρώτες φυγόκεντρες αντλίες που κατασκευάστηκαν ήταν αργόστροφες με μεγάλη διάμετρο.

Με την εισαγωγή των ηλεκτροκινητήρων, οι αντλίες έχουν πλέον μεγαλύτερη ταχύτητα περιστροφής και αυτό συνεπάγεται τη μείωση της εξωτερικής διαμέτρου της περωτής. Αυτό είχε επίσης ως αποτέλεσμα, τη μείωση του μήκους ροής που διακινείται το ρευστό. Αυτοί οι παράγοντες συμβάλλουν στην απόκλιση που παρουσιάζουν τα θεωρητικά από τα πειραματικά αποτελέσματα στο σύγχρονο σχεδιασμό των αντλιών.

Σύμφωνα με τη θεωρία της μονοδιάστατης ροής, οι παραδοχές που γίνονται, είναι ότι η περωτή αποτελείται από άπειρο αριθμό περυγίων, τα οποία έχουν μηδενικό πάχος και η απόσταση μεταξύ τους είναι μηδενική. Βάσει της θεωρίας μονοδιάστατης ροής, η ροή είναι αξονοσυμμετρική και σε κάθε ακτίνα η μέση ταχύτητα ροής είναι σταθερή κατά τη ροή στην περωτή, με αυτό να υπολογίζεται από την εξίσωση της συνέχειας. Η κατεύθυνση της ταχύτητας, καθώς ρέει το ρευστό στο περύγιο, είναι εφαπτομενική για οποιαδήποτε τιμή της ακτίνας r , από την είσοδο έως την έξοδο.

Οι αποκλίσεις που προκύπτουν μεταξύ της θεωρίας κατά Euler και των πειραματικών αποτελεσμάτων, μπορούν να εξαλειφθούν, αν εφαρμοστεί η θεωρία με διορθωτικούς συντελεστές. Στην πραγματικότητα, η ροή του ρευστού δεν είναι αξονοσυμμετρική, γιατί τα χαρακτηριστικά της ροής του ρευστού, στην εμπρόσθια και οπίσθια όψη του περυγίου, διαφέρουν λόγω των διαφορετικών συνθηκών πίεσης και ταχύτητας.

Το θεωρητικό μανομετρικό ιδεατής περωτής, H_∞ , κατά Euler, με άπειρο αριθμό περυγίων, που έχουν μηδενικό πάχος και ταυτίζονται με τις γραμμές ροής, υπολογίζεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$H_\infty = \frac{c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1}{g} \quad (3.1)$$

3.2 ΤΡΙΓΩΝΑ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

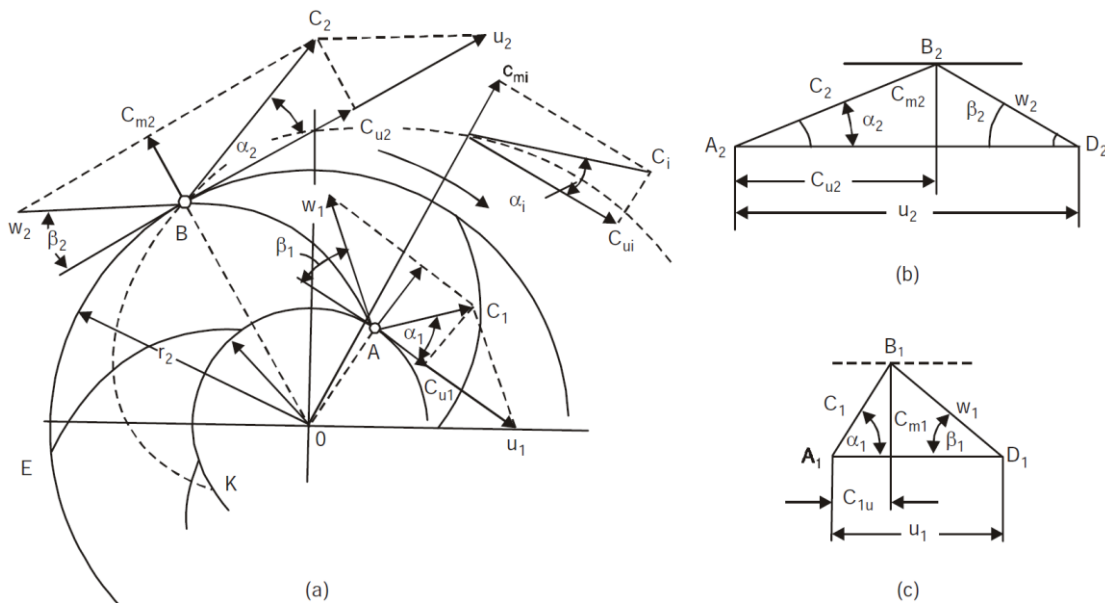
Η ροή του ρευστού εντός της περωτής, εξαρτάται από τα τρίγωνα που σχηματίζουν τα διανύσματα της απόλυτης ταχύτητας \mathbf{c} , της σχετικής ταχύτητας \mathbf{w} και της περιφερειακής ταχύτητας \mathbf{u} , όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.1. Η σχετική ταχύτητα του ρευστού μπο-

ρεί να υπολογιστεί ως η διαφορά των διανυσμάτων της απόλυτης ταχύτητας από την περιφερειακή και είναι:

$$\mathbf{w} = \mathbf{c} - \mathbf{u} \quad (3.2)$$

Επομένως, από την εξίσωση (3.2), προκύπτει ότι:

$$\mathbf{c} = \mathbf{u} + \mathbf{w} \quad (3.3)$$



Σχήμα 3.1: Τρίγωνα ταχυτήτων εισόδου και εξόδου ακτινικής περωτής.

Πηγή εικόνας: Srinivasan, K.M. (2008), pp. 66, Fig. 4.1.

Η περιφερειακή ταχύτητα είναι πάντα εφαπτομενική στην περωτή ακτίνας r , ενώ η σχετική ταχύτητα είναι πάντα εφαπτομενική στην καμπυλότητα του περυγίου. Μεταξύ της περιφερειακής και της σχετικής ταχύτητας, σχηματίζεται η γωνία β και καλείται κλίση του περυγίου, ενώ μεταξύ της περιφερειακής και του διανύσματος της απόλυτης ταχύτητας, σχηματίζεται η γωνία α και αυτή καλείται κλίση της απόλυτης ταχύτητας. Σημειώνεται, ότι σε οποιοδήποτε σημείο από την είσοδο έως την έξοδο της περωτής, μπορεί να κατασκευαστεί τρίγωνο ταχυτήτων.

Όπως αναφέρεται στη θεωρία μονοδιάστατης ροής (βλ. εδάφιο 3.1), επειδή γίνεται η θεώρηση για άπειρο αριθμό περυγίων με μηδενικό πάχος, η απόσταση μεταξύ των περυγίων είναι μηδενική, άρα το ρευστό εισέρχεται και εξέρχεται από την περωτή χωρίς να δέχεται αντίσταση και να παρουσιάζει απώλειες. Επομένως, το ρευστό εισέρχεται ομαλά και το διάνυσμα της σχετικής ταχύτητας εφάπτεται στην καμπύλη του περυγίου. Υπό αυτές τις συνθήκες, η ροή του ρευστού είναι ομαλή σε όλο το διάστημα του περυγίου, άρα η σχετική ταχύτητα είναι εφαπτομενική και στην έξοδο του περυγίου.

3.3 ΕΙΣΡΟΗ ΣΤΗΝ ΠΤΕΡΩΤΗ

Το ρευστό εισέρχεται στο μάτι της πτερωτής με ταχύτητα c_0 , δηλαδή με την ταχύτητα που έχει το ρευστό στον σωλήνα αναρρόφησης και η οποία παραμένει σταθερή μέχρι το ρευστό να φτάσει λίγο πριν την ακμή εισόδου του πτερυγίου. Ο υπολογισμός της ταχύτητας στο μάτι της πτερωτής, υπολογίζεται από την εξίσωση της συνέχειας Ειδικότερα:

- Αν δεν προεξέχει στο μάτι της πτερωτής ο άξονας ή η πλήμνη (Σχήμα 3.2), τότε:

$$c_0 = \frac{4Q}{\pi D_0^2} \quad (3.4)$$

- Αν προεξέχει ο άξονας ή η πλήμνη της πτερωτής εντός του ματιού της πτερωτής (Σχήμα 3.4), τότε:

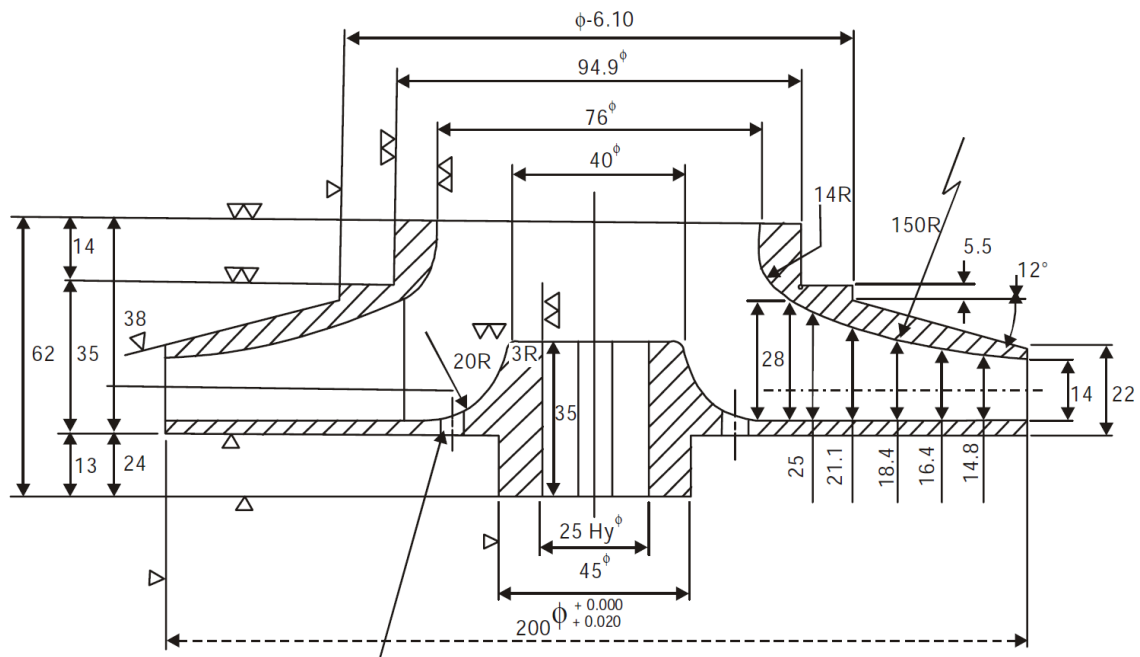
$$c_0 = \frac{4Q}{\pi(D_0^2 - d_h^2)} \quad (3.5)$$

όπου, d_h είναι η διάμετρος της πλήμνης.

Όταν η ειδική ταχύτητα n_s είναι πολύ χαμηλή, δηλαδή κυμαίνεται μεταξύ 40 ~ 50, η γωνία εισόδου της πτερωτής θα είναι παράλληλη στον άξονα της αντλίας, μετά από κάμψη στο τμήμα της διόδου της πτερωτής. Αντιθέτως, όταν η ειδική ταχύτητα n_s κυμαίνεται από 60 έως 150, το πτερύγιο της πτερωτής επεκτείνεται προς το τμήμα που κάμπτεται στην είσοδο της διόδου της πτερωτής, για να μειωθεί η φόρτιση του πτερυγίου. Το πτερύγιο στην άκρη εισόδου, δεν θα είναι ούτε παράλληλο ούτε κάθετο ως προς τον άξονα της αντλίας.

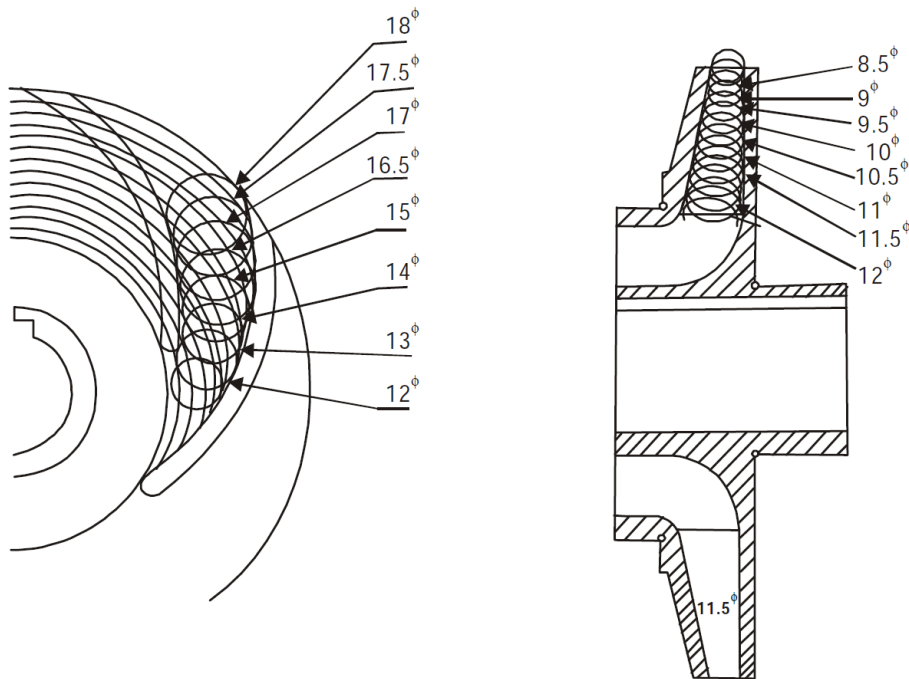
Εφόσον η παροχή Q είναι χαμηλή και το μανομετρικό H είναι υψηλό για χαμηλή ειδική ταχύτητα n_s , το πλάτος εξόδου b_2 θα είναι μικρότερο και η διάμετρος εξόδου D_2 θα είναι μεγαλύτερη.

Η μεσημβρινή συνιστώσα της ταχύτητας θεωρείται ότι είναι σταθερή σε όλο το μήκος διέλευσης του ρευστού από την είσοδο έως την έξοδο. Για άπειρο αριθμό πτερυγίων με απειροστά μικρό πάχος πτερυγίου, η ροή θεωρείται μονοδιάστατη. Η μεσημβρινή συνιστώσα της ταχύτητας c_{m0} , προσδιορίζεται από την ταχύτητα εισόδου του ρευστού στο μάτι της πτερωτής c_0 . Η ταχύτητα c_0 προσδιορίζεται από την εξίσωση (3.4) ή (3.5). Συνήθως, η μεσημβρινή συνιστώσα της ταχύτητας c_{m0} υπολογίζεται να είναι ίση με την c_0 . Κάποιες φορές, η c_{m0} προσαυξάνεται κατά 1.03 έως 1.05 της c_0 , για την ομαλή ροή κατά την είσοδο του ρευστού στην πτερωτή (Srinivasan, 2008).



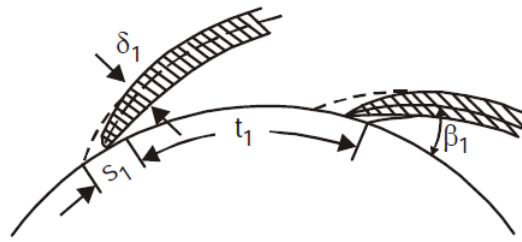
Σχήμα 3.2: Μάτι περωτής χωρίς πλήμνη.

Πηγή εικόνας: Srinivasan, K.M. (2008), pp. 71, Fig. 4.5.a.



Σχήμα 3.3: Μάτι περωτής με πλήμνη.

Πηγή εικόνας: Srinivasan, K.M. (2008), pp. 71, Fig. 4.5.b.



Σχήμα 3.4: Πάχος πτερυγίου και προβολή του στην εσωτερική διάμετρο της πτερωτής.
Πηγή εικόνας: Srinivasan, K.M. (2008), pp. 72, Fig. 4.6.b.

Η πραγματική ροή του ρευστού γίνεται με πεπερασμένο αριθμό πτερυγίων και υπαρκτή την παράμετρο του πάχους. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.4, το πάχος του πτερυγίου δ μειώνει την ενεργό επιφάνεια διέλευσης του ρευστού στην πτερωτή, καταλαμβάνει περιφερειακή απόσταση s , λόγω της γωνίας β του πτερυγίου και προσδιορίζεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$s = \frac{\delta}{\sin \beta} \quad (3.6)$$

3.4 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΠΑΧΟΥΣ ΤΩΝ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ

3.4.1 Τρίγωνα ταχύτητων εισόδου

Λόγω πεπερασμένου αριθμού και πάχους πτερυγίων, η επιφάνεια που καταλαμβάνει το πτερύγιο στην περιφέρεια εισόδου, υπολογίζεται από την εξίσωση (3.6). Η επιφάνεια που καταλαμβάνουν τα πτερύγια συνολικά, υπολογίζεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$z \cdot s_1 = \frac{z \cdot \delta_1}{\sin \beta_1} \quad (3.7)$$

Σημειώνεται ότι η ταχύτητα c_{m0} αυξάνει αμέσως σε c_{m1} , μόλις το ρευστό έρθει σε επαφή με το πτερύγιο στην είσοδο.

Η μεσημβρινή συνιστώσα της ταχύτητας, μπορεί να επιλυθεί σύμφωνα με τη συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας και της γωνίας α , αλλά και να εκφραστεί σύμφωνα με την σχετική ταχύτητα w και τη γωνία β , από όπου προκύπτει ότι:

$$c_{m0} = c_0 \cdot \sin \alpha_0 = w_0 \cdot \sin \beta_0 \quad (3.8)$$

$$c_{m1} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = w_1 \cdot \sin \beta_1 \quad (3.9)$$

Εφόσον ικανοποιείται η εξίσωση της συνέχειας, η παροχή είναι ίδια στην είσοδο και στην έξοδο. Οπότε, προκύπτει ότι για την παροχή στην είσοδο, πριν το ρευστό έρθει σε επαφή με την πτερωτή, ισχύει η παρακάτω εξίσωση:

$$Q = \pi D_1 \cdot b_1 \cdot c_{m0} \quad (3.10)$$

Αντίστοιχα, για την παροχή όταν το ρευστό είναι σε επαφή με την περωτή, ισχύει η παρακάτω εξίσωση:

$$Q = (\pi D_1 - z \cdot s_1) \cdot b_1 \cdot c_{m1} \quad (3.11)$$

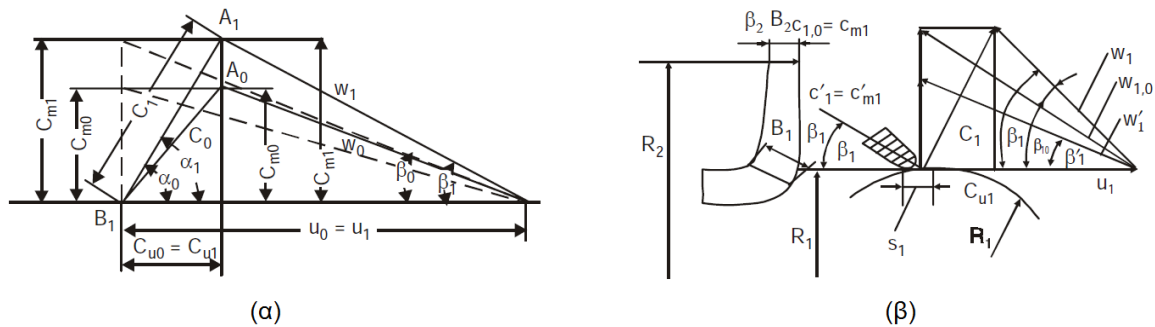
Άρα, εξισώνοντας τις εξισώσεις (3.10) και (3.11) προκύπτει ότι:

$$c_{m1} = \left(\frac{\pi D_1}{\pi D_1 - z \cdot s_1} \right) \cdot c_{m0} = \left(1 - \frac{z \cdot s_1}{\pi D_1} \right)^{-1} \cdot c_{m0} = \left(1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\pi D_1 \cdot \sin \beta_1} \right)^{-1} \cdot c_{m0} \quad (3.12)$$

Εφόσον η περιφερειακή ταχύτητα στην είσοδο παραμένει σταθερή στα σημεία 0 και 1, το τρίγωνο ταχυτήτων εισόδου A_0, B_0, c_0 πριν το ρευστό εισέλθει στην περωτή, αλλάζει σε A_1, B_1, c_1 , οπότε η μεσημβρινή συνιστώσα της ταχύτητας αυξάνεται από c_{m0} σε c_{m1} (βλ. Σχήμα 3.5 (α)).

Πρακτικά, η ακμή της γωνίας εισόδου, υπόκειται σε μηχανουργική κατεργασία, ώστε το ρευστό να εισέρχεται εφαπτομενικά χωρίς κανένα πλήγμα. Επιτυγχάνοντας αυτή την είσοδο του ρευστού, οι απώλειες εισόδου μειώνονται και ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης αυξάνεται. Ωστόσο, στην πράξη η γωνία εισόδου $\beta_{1,0}$ αυξάνει κατά μία γωνία γ , ώστε να μειωθούν οι απώλειες κρούσεις στην είσοδο και να μειωθεί η πιθανότητα εμφάνισης σπηλαιώσης. Η γωνία εισόδου $\beta_{1,0}$ αυξάνεται κατά 3° έως 10° και σε ειδικές περιπτώσεις έως 15° (Srinivasan, 2008). Άρα, η πραγματική γωνία εισόδου β_1 (Σχήμα 3.5.β) αυξάνει και γίνεται:

$$\beta_1 = \beta_{1,0} + \gamma \quad (3.13)$$



Σχήμα 3.5: Τρίγωνο ταχυτήτων εισόδου και επίδραση του πάχους του περυγίου για ροή χωρίς συστροφή.

Πηγή εικόνας: Srinivasan, K. M. (2008), pp. 72, Fig. 4.6.

Σε περίπτωση βέλτιστης εισόδου ($\gamma = 0$), το ρευστό εισέρχεται εφαπτομενικά στο περύγιο. Για την αποφυγή της σπηλαιώσης, πειραματικά έχει προκύψει ότι η βέλτιστη γωνία $\beta_{1,0}$ κυμαίνεται μεταξύ 14° έως 18° , όπως αναφέρει ο Παπανίκας (2012), σελ. 8.17 (παρ. 8.3.2).

3.4.2 Τρίγωνα ταχυτήτων εξόδου

Λόγω του πάχους των πτερυγίων, η ενεργός επιφάνεια ροής του ρευστού μειώνεται και ισχύει η παρακάτω εξίσωση:

$$A_2 = (\pi D_2 - z \cdot s_2) \cdot b_2 \quad (3.14)$$

όπου, η επιφάνεια που καταλαμβάνει το πτερύγιο στην περιφέρεια εξόδου υπολογίζεται από την εξίσωση (3.6).

Η μεσημβρινή ταχύτητα εξόδου c_{m2} μειώνεται σε c_{m3} , αμέσως μόλις το ρευστό απομακρυνθεί από το πτερύγιο. Εφόσον η περιφερειακή ταχύτητα παραμένει σταθερή και η ολική ενέργεια παραμένει σταθερή, τότε και η εφαπτομενική συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας παραμένει σταθερή.

Από τις παραδοχές ότι:

$$\mathbf{u}_2 = \mathbf{u}_3 \text{ και } \mathbf{c}_{u2} = \mathbf{c}_{u3} \quad (3.15)$$

Προκύπτει ότι η παροχή ισούται με:

$$Q = c_{m2} \cdot \left(\pi D_2 - \frac{z \cdot \delta_2}{\sin \beta_2} \right) \cdot b_2 = c_{m3} \cdot (\pi D_2 \cdot b_2) \quad (3.16)$$

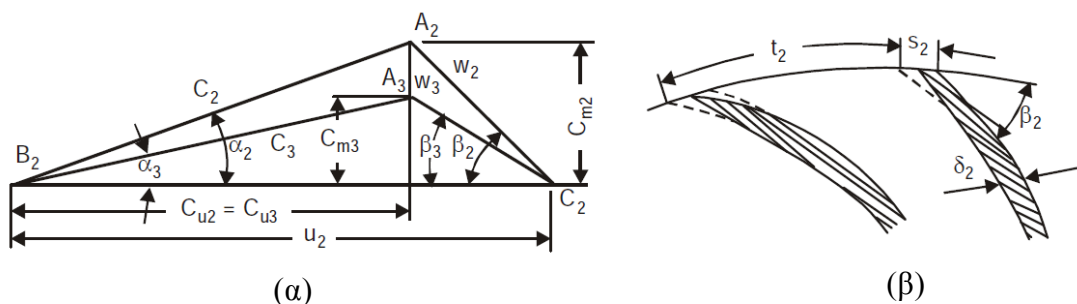
Άρα, η μεσημβρινή συνιστώσα της ταχύτητας εξόδου, προκύπτει από την εξίσωση (3.16) και γίνεται:

$$c_{m2} = c_{m3} \cdot \frac{\pi D_2}{\left(\pi D_2 - \frac{z \cdot \delta_2}{\sin \beta_2} \right)} = c_{m3} \cdot \frac{1}{\left(1 - \frac{z \cdot \delta_2}{\pi D_2 \cdot \sin \beta_2} \right)} \quad (3.17)$$

Όπου τελικά, ισχύει ότι οι μεσημβρινές συνιστώσες της ταχύτητας μπορούν να εκφραστούν με την βοήθεια της σχετικής ταχύτητας και της γωνίας κλίσης του πτερυγίου β και προκύπτουν τελικά οι παρακάτω εξισώσεις:

$$c_{m2} = c_2 \cdot \sin \alpha_2 = w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad (3.18)$$

$$c_{m3} = c_3 \cdot \sin \alpha_3 = w_3 \cdot \sin \beta_3 \quad (3.19)$$



Σχήμα 3.6: Επιρροή του πάχους των πτερυγίων στο τρίγωνο ταχυτήτων εξόδου.

Πηγή εικόνας: Srinivasan, K.M. (2008), pp. 74, Fig. 4.7.

Το τρίγωνο ταχυτήτων εξόδου περιγράφεται στο Σχήμα 3.6.(α). Για να επιτευχθεί υψηλότερο μανομετρικό και μεγαλύτερος βαθμός απόδοσης, η ακμή εξόδου του πτερυγίου κατασκευάζεται σαν λεπίδα, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.6(β). Με τον τρόπο αυτό, μειώνεται η περιοχή που καταλαμβάνεται από τα πτερύγια στην περιφέρεια εξόδου και η ροή τείνει, όσο αυτό είναι δυνατό, να μοιάσει στη ροή με άπειρο αριθμό πτερυγίων και απειροστό πάχος πτερυγίου. Ωστόσο, η γωνία εξόδου πρέπει να επιλεγεί σωστά, για να μειωθεί ο κίνδυνος αποκόλλησης ροής.

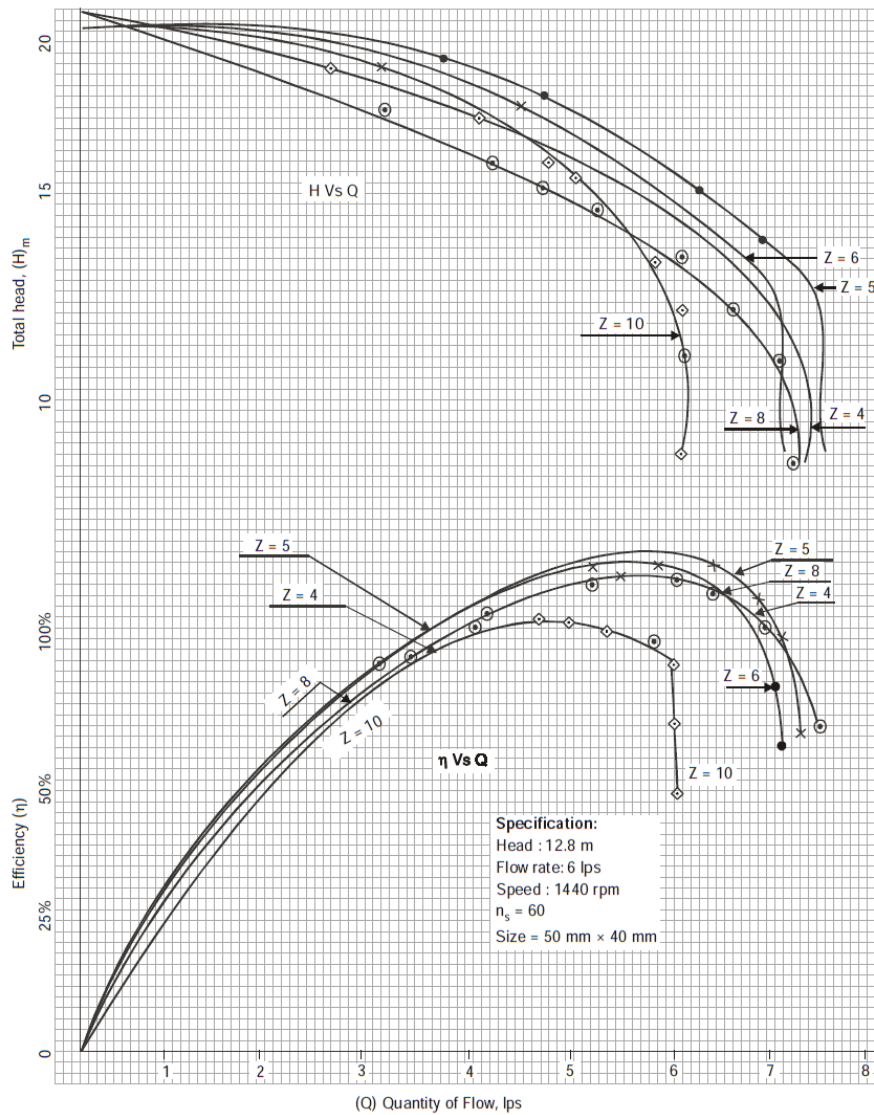
3.5 ΑΡΙΘΜΟΣ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ

Η επιλογή του αριθμού των πτερυγίων κατά το σχεδιασμό των πτερωτών, είναι πολύ σημαντική. Επηρεάζει τη χαρακτηριστική καμπύλη μανομετρικού της αντλίας, το βαθμό απόδοσης καθώς και την αναρρόφηση της αντλίας. Η επιλογή του ελάχιστου αριθμού πτερυγίων, καθώς και η μείωση του μήκους των πτερυγίων, έχει ως αποτέλεσμα να εμφανίζεται μεγαλύτερη γωνία απόκλισης, η οποία αυξάνει τις δευτερεύουσες απώλειες στην πτερωτή, τις απώλειες στροβιλισμού μεταξύ δύο διαδοχικών πτερυγίων λόγω της διαφοράς πίεσης που υπάρχει από την είσοδο έως την έξοδο του ρευστού και τις απώλειες λόγω αποκόλλησης ροής από το πτερύγιο κατά την έξοδο. Η χαρακτηριστική καμπύλη μανομετρικού της αντλίας, είναι χαμηλότερη από την αναμενόμενη και το φορτίο που δέχονται τα πτερύγια από το διακινούμενο ρευστό, μεγαλύτερο. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του πάχους των πτερυγίων, αλλά συνεπάγεται τη μείωση της διόδου του διακινούμενου ρευστού. Ταυτόχρονα, αυξάνεται η σχετική ταχύτητα και η μεσημβρινή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας, κάτι το οποίο έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση των απωλειών τριβής. Σε αντίθετη περίπτωση, δηλαδή όταν υπάρχει μεγάλος αριθμός πτερυγίων και μεγάλο μήκος, παρατηρείται ότι υπάρχει αύξηση των απωλειών τριβής, ωστόσο οι δευτερεύουσες απώλειες και η φόρτιση των πτερυγίων μειώνονται, λόγω μικρότερης γωνίας απόκλισης. Από τα παραπάνω, συμπεραίνεται ότι η σωστή επιλογή του αριθμού πτερυγίων είναι απαραίτητη. Στο Σχήμα 3.7, φαίνεται ο τρόπος που επηρεάζει ο αριθμός των πτερυγίων την απόδοση της αντλίας και παρατηρείται ότι η βέλτιστη απόδοση φυγόκεντρων αντλιών είναι για αριθμό πτερυγίων μεταξύ 5 και 6, ενώ στο Σχήμα 3.8, φαίνεται η επίδραση του πεπερασμένου αριθμού πτερυγίων στο τρίγωνο ταχυτήτων εξόδου.

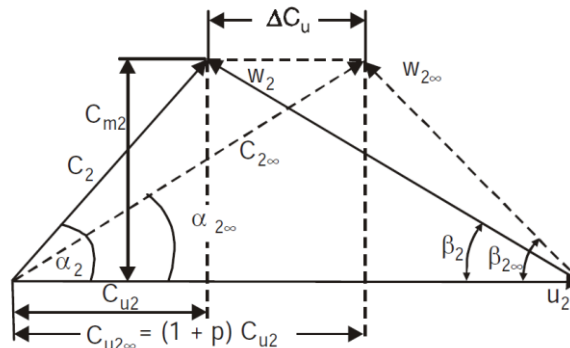
Με βάση το μήκος του πτερυγίου, το οποίο εξασφαλίζει την κατάλληλη γωνία απόκλισης, ο Pfleiderer έχει διατυπώσει την ακόλουθη έκφραση για τον προσδιορισμό του αριθμού των πτερυγίων:

$$z = k_z \left(\frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \right) \cdot \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) \quad (3.20)$$

όπου k_z είναι μια εμπειρική σταθερά που για την περίπτωση των αντλιών ακτινικής ροής έχει την τιμή 6.5.



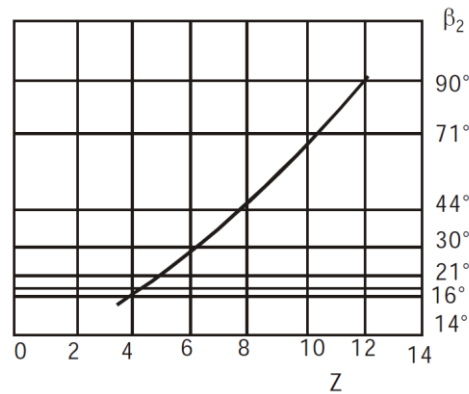
Σχήμα 3.7: Επίπτωση του αριθμού των περυγίων στις επιδόσεις της αντλίας.
 Πηγή εικόνας: Srinivasan, K.M. (2008), pp. 87, Fig. 4.15.a.



Σχήμα 3.8: Επίδραση του πεπερασμένου αριθμού περυγίων (z) στο τρίγωνο ταχυτήτων εξόδου.

Πηγή εικόνας: Srinivasan, K. M. (2008), Fig. 4.10.

Η εξίσωση (3.20) δίνει πολύ καλή προσέγγιση για τα πτερύγια οπίσθιας κλίσης. Για μικρή κλίση των πτερυγίων, η παραπάνω εξίσωση δίνει μεγαλύτερο αριθμό πτερυγίων από αυτά που χρησιμοποιούνται στην πράξη. Ο Pfleiderer, βασιζόμενος στα αποτελέσματα του Hanson, κατασκεύασε ένα διάγραμμα για την επιλογή του κατάλληλου αριθμού πτερυγίων, συναρτήσει της κλίσης των πτερυγίων στην έξοδο (Σχήμα 3.9), για αντλίες διάχυσης.



Σχήμα 3.9: Επιλογή του αριθμού των πτερυγίων συναρτήσει της γωνίας εξόδου σύμφωνα με τον Pfleiderer.

Πηγή εικόνας: Srinivasan, K. M. (2008), pp. 88, Fig. 4.15.b.

3.6 ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ

Ο Pfleiderer (2013) εδραίωσε μία εξίσωση για τον συντελεστή ολίσθησης, λαμβάνοντας υπόψη την φόρτιση του πτερυγίου και βασιζόμενος στις ακόλουθες παραδοχές:

1. Η πτώση πίεσης σε όλο το μήκος του μεσοδιαστήματος του πτερυγίου είναι σταθερή.
2. Άνιση πίεση και κατανομή της σχετικής ταχύτητας υπάρχει κατά τη διέλευση του ρευστού από την είσοδο έως την έξοδο του από την πτερωτή. Δηλαδή, υπάρχει υψηλή σχετική ταχύτητα και χαμηλή πίεση κατά την είσοδο του ρευστού στην πτερωτή και χαμηλή σχετική ταχύτητα και υψηλή πίεση στην έξοδο της πτερωτής. Η υψηλή σχετική ταχύτητα παραμένει και στην πίσω όψη του πτερυγίου στην είσοδο, ενώ η χαμηλή σχετική ταχύτητα αυξάνει σταδιακά και γίνεται ίση με την υψηλή σχετική ταχύτητα στην είσοδο. Ωστόσο, με την προϋπόθεση ότι το ρευστό εισέρχεται ακτινικά χωρίς συστροφή, δηλαδή ($c_{u1}=0$), ο Pfleiderer (2013) προτείνει μία εξίσωση η οποία συνδέει το μανομετρικό για άπειρο αριθμό πτερυγίων και το μανομετρικό με πεπερασμένο αριθμό πτερυγίων με το συντελεστή ολίσθησης (p) και αυτή είναι:

$$H_{\infty} = (1+p) \cdot H_{slip} \quad (3.21)$$

Ο συντελεστής ολίσθησης περιγράφεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$p = \frac{\psi}{z} \cdot \frac{r_2^2}{S} \quad (3.22)$$

όπου, z είναι ο αριθμός των πτερυγίων, ψ είναι ο συντελεστής εξαρτώμενος από τη διαμόρφωση του πτερυγίου και S είναι η στατική ροπή στο μεσοδιάστημα των πτερυγίων.

Είναι γνωστό ότι,

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r dr = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2} \quad (3.23)$$

Άρα από την εξίσωση (3.22) και (3.23) προκύπτει ότι:

$$p = \frac{\psi}{z} \frac{1}{1 - (r_1/r_2)^2} \quad (3.24)$$

Τέλος, η εξίσωση που υπολογίζει το συντελεστή ψ είναι:

$$\psi = (0.60 \div 0.65) \cdot (1 + \sin \beta_2) \quad (3.25)$$

Σημειώνεται ότι η εξίσωση (3.25) χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό του συντελεστή ψ , μόνο για αντλίες όπου ο λόγος των διαμέτρων είναι μικρότερος από 0.5 και για οπίσθια κλίση πτερυγίων. Για ακτινικά πτερύγια, ο συντελεστής στις περισσότερες περιπτώσεις λαμβάνει τιμή περίπου στο $\psi \approx 1.8$ (Carl Pfeleiderer, 2013).

3.7 ΜΕΘΟΔΟΙ ΧΑΡΑΞΗΣ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ

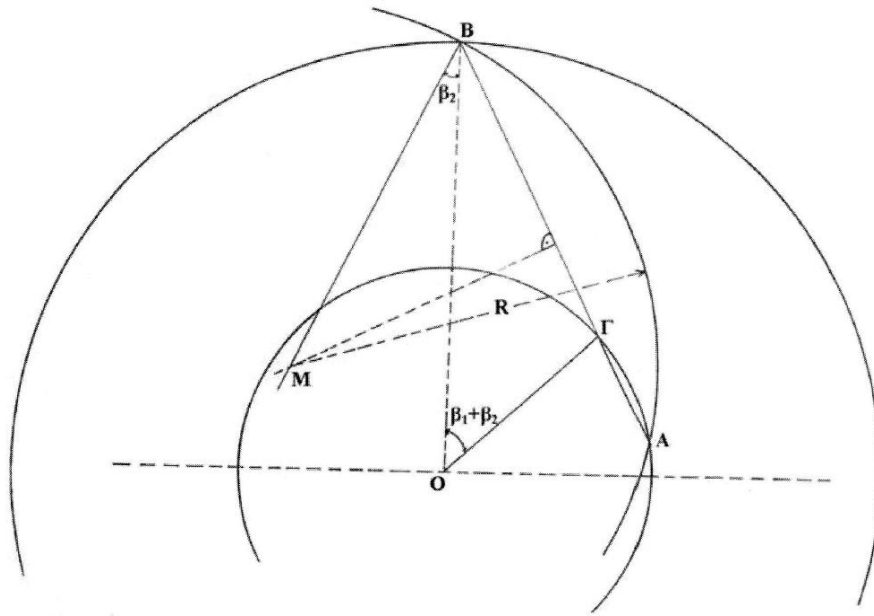
3.7.1 Μέθοδος του απλού κυκλικού τόξου

Εφόσον είναι υπολογισμένα όλα τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της αντλίας, είναι γνωστές οι διάμετροι D_1 και D_2 , όπως και οι γωνίες β_1 και β_2 , εισόδου και εξόδου αντίστοιχα.

Με τα πτερύγια μονού κυκλικού τόξου αποφεύγεται η ασυνέχεια καμπυλότητας που εμφανίζεται στα πτερύγια διπλού κυκλικού τόξου και το μήκος τους είναι μικρότερο. Το απλό κυκλικό τόξο ενός πτερυγίου διαγράφεται με κέντρο M_1' στην προέκταση της ευθείας A_1E_1 και η ακτίνα του είναι:

$$R = \overline{M_1'A_1} = \frac{1}{2} \cdot \frac{r_2^2 - r_1^2}{r_2 \cdot \cos \beta_2 - r_1 \cdot \cos \beta_1} \quad (3.26)$$

Προκύπτει πτερύγιο μονού κυκλικού τόξου $A_1\Delta_1'$, που έχει μικρότερο μήκος από το πτερύγιο διπλού κυκλικού τόξου $A_1\Gamma_1\Delta_1$ (Σχήμα 3.10). Αποδεικνύεται ότι η β_2 παραμένει ίδια. Παρατηρείται πειραματικά, ότι καλύτερο βαθμό απόδοσης παρουσιάζουν τα πτερύγια απλού κυκλικού τόξου από αυτά του διπλού τόξου.



Σχήμα 3.10: Πτερύγια απλού κυκλικού τόξου με γωνία χείλους εκφυγής $\beta_2 < 90^\circ$.
 Πηγή εικόνας: Παπανίκας, Γ.Δ.(2012), σελ. 8.26, Σχήμα 8.3/10.

3.7.2 Μέθοδος του διπλού κυκλικού τόξου

Με προϋπόθεση ότι είναι γνωστές οι διάμετροι και οι γωνίες εισόδου και εξόδου αντίστοιχα, είναι εφικτό να γίνει η κατασκευή των πτερυγίων. Η μεθοδολογία που ακολουθείται είναι η εξής:

Αρχικά, χωρίζεται η περιφέρεια του κύκλου D_1 σε τόσα τμήματα όσα και τα πτερύγια. Στη συνέχεια, κατασκευάζεται ομόκεντρος βοηθητικός κύκλος με διάμετρο d_1 , που υπολογίζεται από την ακόλουθη εξίσωση:

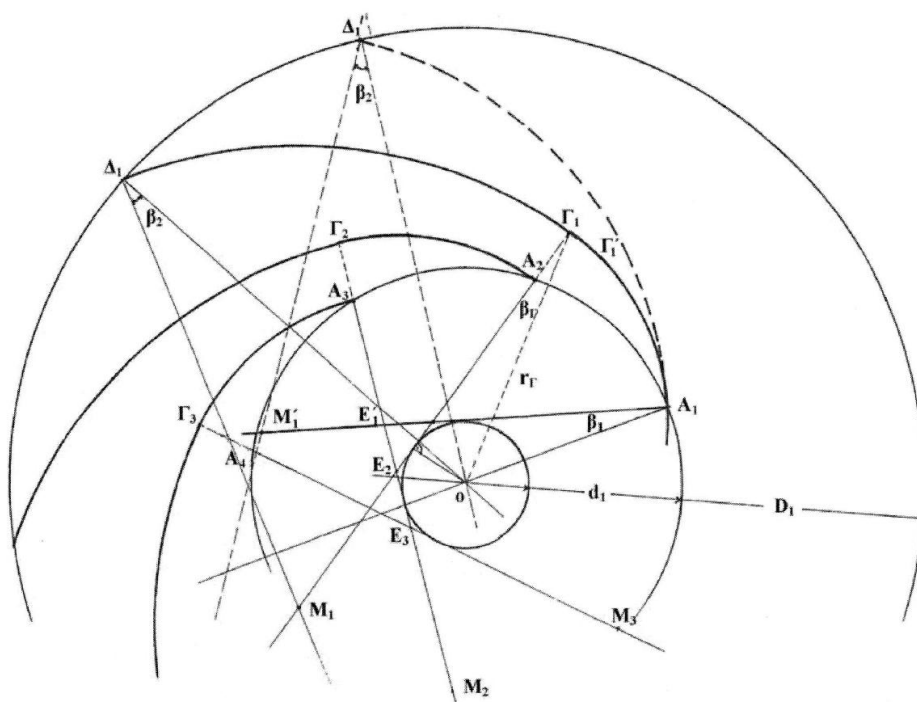
$$d_1 = D_1 \cdot \sin \beta_1 \quad (3.27)$$

Έπειτα, φέρονται εφαπτόμενες στον βοηθητικό κύκλο από τις ακμές των πτερυγίων, στην περιφέρεια $A_1E_1, A_2E_2, \dots, A_zE_z$ και οι εφαπτόμενες τέμνονται διαδοχικά στα σημεία E_1, E_2, \dots, E_z . Με ακτίνες E_1A_1 διαγράφεται το πρώτο τόξο του πτερυγίου μέχρι τα σημεία $\Gamma_1\Gamma_2$, όπου το τόξο τέμνεται από την προέκταση της ακτίνας EA του προηγούμενου τόξου.

Το δεύτερο κυκλικό τόξο ενός πτερυγίου γράφεται με κέντρο M_1 , που βρίσκεται στην προέκταση της $\Gamma_1E_1, \Gamma_2E_2, \dots, \Gamma_zE_z$ και με ακτίνα:

$$R_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{r_2^2 - r_\Gamma^2}{r_2 \cdot \cos \beta_2 - r_\Gamma \cdot \cos \beta_\Gamma} = M_1\Gamma_1 \quad (3.28)$$

όπου $r_\Gamma = \overline{O\Gamma_1} = \overline{O\Gamma_2}$, $\beta_\Gamma = M_1\Gamma_1O = M_2\Gamma_2O$ και τελικά προκύπτει η γωνία $O\Delta M = \beta_2$ (Σχήμα 3.11).



Σχήμα 3.11: Πτερυγία διπλού κυκλικού τόξου με χείλος εκφυγής $\beta_2 < 90^\circ$. Σχεδίαση μέσης γραμμής σύμφωνα με την περιγραφόμενη στο κείμενο γεωμετρική μέθοδο.

Πηγή εικόνας: Παπανίκας, Γ.Δ.(2012), σελ. 8.24, Σχήμα 8.3/8.

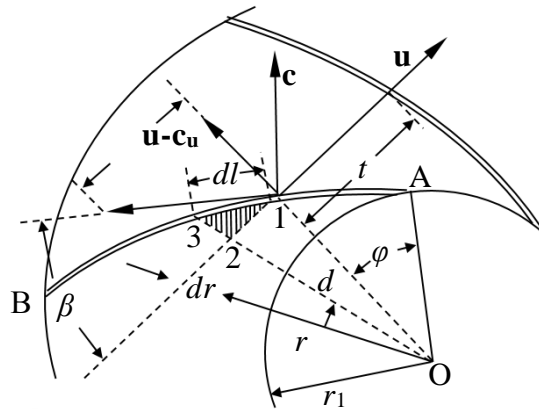
Σημειώνεται ότι το πρώτο κυκλικό τόξο είναι προτιμότερο να μην τελειώνει στα σημεία $\Gamma_1, \Gamma_2, \dots, \Gamma_z$, αλλά νωρίτερα στα σημεία $\Gamma_1', \Gamma_2', \dots, \Gamma_z'$, έτσι ώστε να ισχύει ότι: $\Gamma'A \approx 0.75 \cdot \Gamma A$

Αυτή η διόρθωση γίνεται, διότι είναι καλύτερη η μετάβαση από την καμπυλότητα του πρώτου στη καμπυλότητα του δεύτερου τόξου. Επιπλέον, είναι προτιμότερο τα σημεία E_1, E_2, \dots, E_z να απομακρυνθούν κατά περίπου 20% της αρχικής ακτίνας $E_1A_1, E_2A_2, \dots, E_zA_z$ από την αρχική τους θέση.

Μειονέκτημα της κατασκευής των πτερυγίων με τη μέθοδο του διπλού κυκλικού τόξου αποτελεί η ασυνέχεια της καμπυλότητας του πτερυγίου στα σημεία Γ , που οδηγεί σε ανωμαλίες ροής στο οριακό στρώμα. Αυτό το φαινόμενο, μπορεί να αντιμετωπιστεί σε μεγάλο βαθμό με κατάλληλη μηχανουργική επεξεργασία, όπως με τοπική λείανση για να ελαττωθούν οι όποιες ασυνέχειες.

3.7.3 Μέθοδος της γραμμικής κατανομής της σχετικής ταχύτητας

Για τον υπολογισμό του πτερυγίου με τη συγκεκριμένη μέθοδο, χρειάζεται να γίνει μία παραδοχή κατανομής της σχετικής ταχύτητας κατά μήκος του πτερυγίου. Πρόκειται για μία μέθοδο υπολογισμού του πτερυγίου, όπως υπαγορεύεται από τη συνέχεια της ροής. Η κατανομή γίνεται συναρτήσει της ακτίνας r και μεταβάλλεται από w_1 έως w_2 . Ο υπολογισμός γίνεται αριθμητικά και σκοπός είναι η εύρεση της συνάρτησης της πολικής γωνίας θ , από την ακτίνα κατά μήκος του πτερυγίου (Παπανίκας, 2012).



Σχήμα 3.12: Στοιχειώδες τρίγωνο 1-2-3 και συμβολισμοί για τον υπολογισμό της πολιτικής γωνίας φ για την κατασκευή πτερυγίων με γραμμική κατανομή της γωνίας β ή της σχετικής ταχύτητας w .

Πηγή εικόνας: Παπανίκας, Γ.Δ.(2012), σελ. 8.26, Σχήμα 8.3/11.

Στο σημείο 1, θεωρείται ότι βρίσκεται το στοιχειώδες μήκος του dl , που είναι η υποτείνουσα του ορθογωνίου τριγώνου 123 (Σχήμα 3.12) και ισχύει ότι:

$$\overline{12} = r \cdot d\theta = \frac{\overline{23}}{\tan \beta} = \frac{dr}{\tan \beta} \rightarrow d\theta = \frac{dr}{r \cdot \tan \beta} \quad (3.29)$$

Άρα, με ολοκλήρωση της εξίσωσης (3.29) με όρια r_1 και r_2 , έχουμε:

$$\theta = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \tan \beta} \quad (3.30)$$

Οπότε, για να βρεθεί η γωνία θ σε μοίρες, η εξίσωση (3.30) γίνεται:

$$\theta = \frac{180}{\pi} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \tan \beta} \quad (3.31)$$

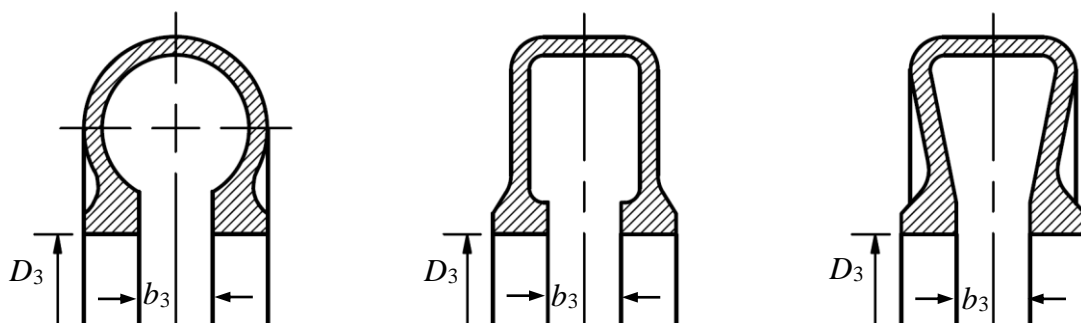
Η γωνία β κάθε σημείου, βρίσκεται από την εξίσωση:

$$\sin \beta = \frac{c_m}{w} \quad (3.32)$$

4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΤΟΥ ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΟΥΣ ΚΕΛΥΦΟΥΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

4.1 Ο ΡΟΛΟΣ ΤΟΥ ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΟΥΣ ΚΕΛΥΦΟΥΣ

Το σπειροειδές κέλυφος αποτελεί αναπόσπαστο κομμάτι μιας φυγόκεντρης αντλίας. Ο ρόλος του κελύφους είναι να καθοδηγήσει το ρευστό, τόσο στην είσοδο της περωτής, αλλά κατά κύριο λόγο στην έξοδο αυτής, με την ιδιαιτερότητα της μορφής που διαθέτει. Το τμήμα εισόδου συνήθως έχει τη μορφή ενός κυλινδρικού αγωγού, αλλά μπορεί να διαθέτει και μια κωνικότητα, έτσι ώστε να συνδέσει την τυποποιημένη διάμετρο του αγωγού αναρρόφησης με την διάμετρο του ματιού της περωτής, όπως αυτή έχει προκύψει από τους υπολογισμούς. Το τμήμα εξόδου του κελύφους έχει σκοπό να παραλαμβάνει το ρευστό όπως αυτό εξέρχεται από όλη την περιφέρεια της περωτής και να το καθοδηγεί σε μια συγκεκριμένη έξοδο στο διαχύτη του σπειροειδούς κελύφους. Το περίβλημα αυτό, το οποίο είναι ένας αγωγός μορφής σπείρας, αυξάνει σταδιακά τη διατομή του, από την περιοχή έναρξης της σπείρας έως το διαχύτη.



Σχήμα 4.1: Διατομή σπειροειδούς κελύφους.

α) Κυκλική, β) τετραγωνική και γ) τραπεζοειδής.

Η διατομή του ελικοειδούς τμήματος, όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.1, μπορεί να είναι κυκλικής, τραπεζοειδούς ή ορθογωνικής διατομής, σύμφωνα με την πρακτική που ακολουθείται από τον σχεδιαστή. Αν υποθέσουμε ότι το σπειροειδές περίβλημα περιστρέφεται κατά 360° , η ροή του ρευστού συλλέγεται με τέτοιο τρόπο, ώστε μετά από 90° από το σημείο έναρξης της σπείρας, να έχει περάσει το ένα τέταρτο της ροής, μετά από 180° , το ένα δεύτερο της ροής και ούτω καθεξής.

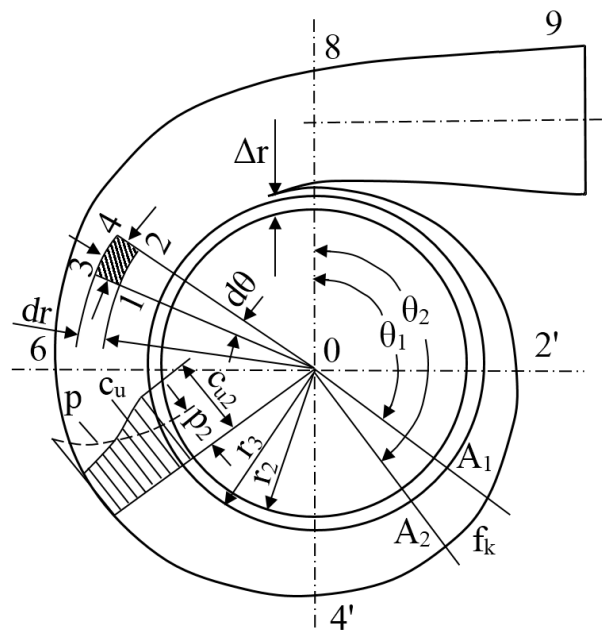
Ο σχεδιασμός του σπειροειδούς κελύφους θα πρέπει να διασφαλίζει τα εξής:

1. Αξονοσυμμετρική και ίση κατανομή της ταχύτητας της ροής σε βέλτιστες συνθήκες και μέγιστο υδραυλικό βαθμό απόδοσης.
2. Ομοιόμορφη και αποτελεσματική μετατροπή της κινητικής ενέργειας που βγαίνει από την έξοδο της περωτής σε χρήσιμη ενέργεια πίεσης.

3. Η ορμή από την έξοδο της περωτής πρέπει να μετατρέπεται πλήρως στο σπειροειδές κέλυφος και να είναι μηδενική στην έξοδο του διαχύτη.

4.2 ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΗΣ ΡΟΗΣ ΣΤΟ ΚΕΛΥΦΟΣ

Θεωρώντας ένα στοιχείο 1, 2, 3, 4 του υγρού με μια μάζα Δm να κινείται στο σπειροειδές πέρασμα (Σχήμα 4.2), οι εξωτερικές δυνάμεις που δρουν πάνω στη μάζα είναι: α) η επαπτομενική δύναμη P_{Au} και β) η κάθετη δύναμη που εμφανίζεται λόγω της υδροδυναμικής πίεσης. Στα ιδανικά υγρά, η επαπτομενική δύναμη εντός της τριβής του υγρού, ισούται με το μηδέν $\mu, \pm P_{Au}=0$. Η κάθετη δύναμη P_{An} που ενεργεί στις δυνάμεις 1-3 και 2-4, λόγω της συμμετρίας στην πίεση υπό την αξονοσυμμετρική κατάσταση της ροής, είναι P_{An} 1-3 και P_{An} 2-4. Σε ορισμένες συνθήκες, οι δυνάμεις οι οποίες αναφέρονται στη θέση μηδέν είναι ίσες και αντίθετες. Η κατεύθυνση των δυνάμεων που δρουν στις επιφάνειες 1-2 και 3-4, διέρχεται από το σημείο O και ως εκ τούτου, η δύναμη στο σημείο O είναι μηδενική, τη στιγμή που όλες οι επιφανειακές δυνάμεις δρουν στη στοιχειώδη μάζα του υγρού.



Σχήμα 4.2: Ανάλυση ροής στο σπειροειδές κέλυφος.

Πηγή εικόνας: Srinivasan, K. M. (2008), pp. 133 (Figure 5.4).

$$\Delta M_z = \frac{d \cdot (\Delta m \cdot r \cdot c_u)}{dt} = 0 \quad (4.1)$$

$$\Delta m \cdot r \cdot c_u = \text{constant} \Rightarrow c_u \cdot r = c_{u3} \cdot r_3 = c_{u2} \cdot r_2 = \text{constant} \quad (4.2)$$

Για ομαλή εισαγωγή του ρευστού στην αντλία ισχύει η εξίσωση:

$$c_{u1} = 0 \text{ και } H_\infty = \frac{c_{u2} \cdot u_2}{g} \quad (4.3)$$

Οπότε προκύπτει η παρακάτω εξίσωση:

$$c_u \cdot r = c_{u2} \cdot r_2 = \frac{g \cdot H_\infty}{\omega} = \frac{\Gamma_B}{2\pi} \quad (4.4)$$

όπου $\Gamma_B = 2\pi \cdot r_2 \cdot c_{u2}$ και είναι σταθερό καθ' όλη την περιφέρεια του ελικοειδούς περιβλήματος. Με την αύξηση της ακτίνας r στη σπείρα, η εφαπτομενική ταχύτητα μειώνεται και αντίστοιχα η ενεργειακή πίεση αυξάνεται. Ο ρυθμός ροής αυξάνει σταδιακά σε συνάρτηση με τη γωνία περιστροφής του ελικοειδούς περιβλήματος. Δεδομένου ότι δεν υπάρχει ροή κάθετη προς το σπειροειδές τμήμα υπό σταθερές συνθήκες ροής, εφαρμόζοντας την εξίσωση της συνέχειας, η συνολική ροή μάζας σε οποιοδήποτε τμήμα θα είναι:

$$\frac{W}{g} = \int_S \rho c_n dA = \int_{f_1} \rho c_n dA + \int_{s_1} \rho c_n dA + \dots + \int_{f_k} \rho c_n dA = 0 \quad (4.5)$$

Η ροή μάζας διαμέσου του τμήματος μεταξύ των γωνιών θ_1 και θ_2 , θα είναι:

$$-\frac{W_1}{g} = \int_{A_1} \rho c_n dA \quad (4.6)$$

και,

$$\frac{W_2}{g} = \int_{A_2} \rho c_n dA \quad (4.7)$$

Κατά την αξονοσυμμετρική ροή με ταχύτητα $\mathbf{c}_n = \mathbf{c}_{r3}$ στην επιφάνεια A_3 , η ροή θα είναι:

$$\int_{A_3} \rho c_n dA = -\rho c_{r3} \cdot b_3 \cdot R_3 \cdot (\theta_2 - \theta_1) \quad (4.8)$$

και,

$$W_{\theta_2} - W_{\theta_1} = \rho g \cdot c_{r3} \cdot b_3 \cdot r_3 \cdot (\theta_2 - \theta_1) = \frac{W_{2\pi}}{2\pi} \cdot (\theta_2 - \theta_1) \quad (4.9)$$

όπου $W_{2\pi} = \rho g \cdot c_{r3} \cdot b_3 \cdot 2\pi \cdot r_3$ είναι η συνολική παροχή της αντλίας στην είσοδο του σπειροειδούς τμήματος και λαμβάνεται ως $\theta = 0$ το σημείο έναρξής του.

Αν θεωρηθεί ότι:

$$\theta_1 = 0 \text{ και } W_{\theta_1} = 0 \quad (4.10)$$

Προκύπτει:

$$W_\theta = W_{2\pi} \cdot \frac{\theta}{2\pi} \quad (4.11)$$

Διαφορετικά, η εξίσωση μπορεί να γραφτεί:

$$Q_\theta = Q_{2\pi} \cdot \frac{\theta}{360} \quad (4.12)$$

όπου, η γωνία θ σε deg, και $Q_{2\pi}$ είναι η συνολική παροχή της αντλίας στην είσοδο του σπειροειδούς τμήματος σε m^3/s .

Η παροχή αυξάνει στην περιφέρεια της σπείρας σε συνάρτηση με τη γωνία θ του ελικοειδούς τμήματος, με σημείο αναφοράς την έναρξή της. Η παροχή, η οποία διέρχεται διαμέσου της στοιχειώδους επιφάνειας $dA = bdr$, θα είναι:

$$dQ = b \cdot dr \cdot c_u = b \cdot dr \cdot \frac{\Gamma_B}{2\pi r} \quad (4.13)$$

Ολοκληρώνοντας εντός των ορίων r_3 έως r , η (4.13) γίνεται:

$$Q = \frac{\Gamma_B}{2\pi} \cdot \int_{r_3}^r \frac{b}{r} dr \quad (4.14)$$

Η ολοκλήρωση πραγματοποιείται με τη μέθοδο βήμα προς βήμα, σε μορφή πίνακα με τη χρήση της εξίσωσης $B_i = b_i/r_i$. Η ροή διαμέσου της στοιχειώδους επιφάνειας $dA = bdr$ καθορίζεται ως εξής:

$$\Delta Q_i = \frac{\Gamma_B}{2\pi} \cdot \frac{B_i + B_{(i+1)}}{2} \cdot \Delta r_i \quad (4.15)$$

Και η συνολική ποσότητα της παροχής, Q , καθορίζεται από την παρακάτω εξίσωση:

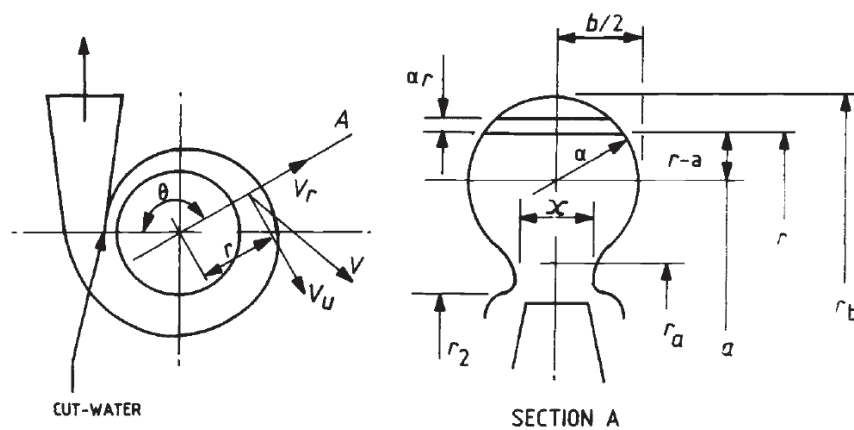
$$Q = \frac{\Gamma_B}{2\pi} \cdot \sum_{i=1}^{i=n} \frac{B_i + B_{(i+1)}}{2} \cdot \Delta r_i \quad (4.16)$$

4.3 ΜΕΘΟΔΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ

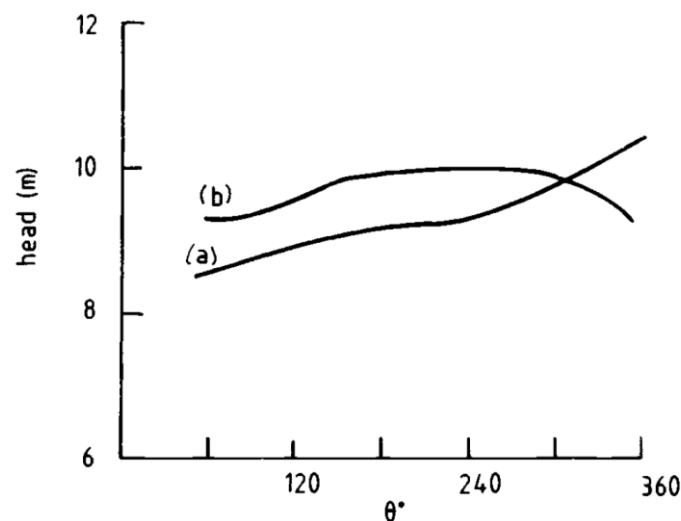
Για τον προσδιορισμό της διατομής που απαιτείται σε κάθε σημείο της περιφέρειας του ελικοειδούς τμήματος για την ικανοποιητική διέλευση του ρευστού, υπάρχουν δύο τρόποι προσέγγισης, αυτός της σταθερής γωνιακής ορμής και αυτός της σταθερής μέσης ταχύτητας (Turton, 1994).

Στην πρώτη μέθοδο, η εφαπτόμενη συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας, πολλαπλασιαζόμενη με την ακτίνα (απόσταση από το κέντρο της περωτής έως τη μεσογραμμή του ελικοειδούς περιβλήματος – μεταβαλλόμενη συνάρτηση της γωνίας περιστροφής), παραμένει σταθερή $c_u \cdot r = \text{constant}$ (Σχήμα 4.3).

Στη δεύτερη μέθοδο, η μέση ταχύτητα γύρω από το ελικοειδές τμήμα παραμένει σταθερή $c_u = \text{constant}$. Στο Σχήμα 4.4, απεικονίζεται ο τρόπος που η τοπική μεταβολή της πίεσης γύρω από την περιφέρεια του στροφείου επηρεάζεται από τις δύο μεθόδους.



Σχήμα 4.3: Διαμόρφωση κελύφους κυκλικής διατομής.
Πηγή εικόνας: Turton, R.K. (1994), pp. 49, Figure 3.22.



Σχήμα 4.4: Μεταβολή του ύψους πίεσης στο κέλυφος φυγόκεντρης αντλίας με την παραδοχή της σταθερής γωνιακής ορμής (α) και με την υπόθεση της σταθερής κατανομής μέσης ταχύτητας (β).

Πηγή εικόνας: Turton, R.K. (1994), pp. 50, Figure 3.23.

Στην πράξη έχει διαπιστωθεί ότι ο σχεδιασμός που διατηρεί τη μέση ταχύτητα σταθερή, προσδίδει μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης σε σχέση με το σχεδιασμό σταθερής γωνιακής ορμής για αντλίες και το αντίστροφο ισχύει στους υδροστροβίλους.

4.3.1 Μέθοδος σταθερής γωνιακής ορμής

Στο σημείο αυτό περιγράφεται ο σχεδιασμός ενός σπειροειδούς κελύφους κυκλικής διατομής με τη μέθοδο σταθερής στροφορμής. Αντίστοιχη μεθοδολογία για το σχεδιασμό ενός σπειροειδούς κελύφους με τραπεζοειδή διατομή δίδεται αναλυτικά από τον Srinivasan (2008).

Εφαρμόζοντας την εξίσωση (4.14) για κυκλική διατομή, για το σχεδιασμό σπειροειδούς κελύφους με $c_u \cdot r = \text{constant}$, η ποσότητα της παροχής, Q_θ , για κάθε γωνία θ από την έναρξη της σπείρας είναι:

$$Q_\theta = \frac{\Gamma_B}{2\pi} \cdot \int_3^R \frac{b(r)}{r} dr = \frac{\Gamma_B}{\pi} \cdot \int_{a_i - \rho_i}^{a_i + \rho_i} \sqrt{\frac{\rho_i^2 - (r - a_i)^2}{r}} dr = \Gamma_B \cdot \left(a_i - \sqrt{a_i^2 - \rho_i^2} \right) \quad (4.17)$$

Εφόσον

$$b(r) = 2\sqrt{\rho_i^2 - (r - a_i)^2} \quad (4.18)$$

και

$$Q_\theta = \frac{\theta}{360} \cdot Q_{360} \quad (4.19)$$

από την εξίσωση (4.17), η εξίσωση (4.19) αν λυθεί ως προς τη γωνία, γίνεται:

$$\theta = \frac{360 \cdot \Gamma_B}{Q_{360}} \cdot \left(a - \sqrt{a^2 - \rho^2} \right) = K \cdot \left(a - \sqrt{a^2 - \rho^2} \right) \quad (4.20)$$

όπου

$$K = \frac{360 \cdot \Gamma_B}{Q_{360}} = \frac{720 \cdot \pi g}{\omega} \cdot \frac{H_{th}}{Q_{360}} \quad (4.21)$$

Αντικαθιστώντας την τιμή $a = r_3 + \rho$ στην εξίσωση (4.20), προκύπτει:

$$\rho = \frac{\theta}{K} + \sqrt{2 \cdot \frac{\theta}{K} \cdot r_3} \quad (4.22)$$

όπου θ η γωνία (σε deg) και r_3 η ακτίνα (σε m).

Ο υπολογισμός πραγματοποιείται με τη μορφή πίνακα (Πίνακας 4.1). Οι τιμές της γωνίας θ επιλέγονται συνήθως ως 45° , 90° , 135° , 180° , 225° , 270° , 315° και 360° .

Πίνακας 4.1. Υπολογισμός σπείρας κυκλικής διατομής με $C_{ur} = \text{σταθερό}$.

α/α	θ (°)	θ/K	$2(\theta/K)r_3$	sqrt(4)	$\rho = (3)+(5)$
1	2	3	4	5	6
ανά 45°					

Όπου το K υπολογίζεται από την εξίσωση (4.21).

4.3.2 Μέθοδος σταθερής μέσης ταχύτητας

Για τον υπολογισμό σπειροειδούς κελύφους κυκλικής διατομής με τη μέθοδο σταθερής μέσης ταχύτητας, ακολουθείται η εξής διαδικασία.

Η ταχύτητα της ροής στο σπειροειδές περίβλημα λαμβάνεται ως:

$$c_v = \phi_v \cdot \sqrt{2g \cdot H} \tag{4.23}$$

Η τιμή του συντελεστή ϕ_v εξαρτάται από την ειδική ταχύτητα και προσδιορίζεται μέσω εμπειρικών σχέσεων (Σχήμα 4.5).

Η κυκλική επιφάνεια και η αντίστοιχη ακτίνα του σπειροειδούς τμήματος είναι:

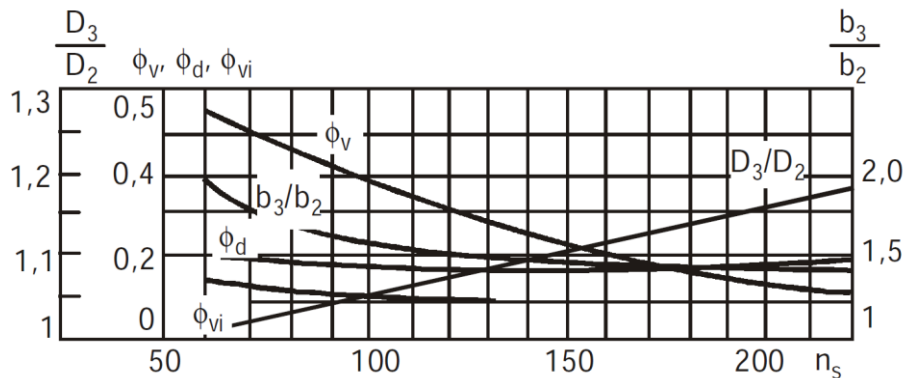
$$f = \pi \rho^2 = \frac{Q_T}{c_v} \tag{4.24}$$

και

$$\rho = \sqrt{\frac{Q_T}{\pi \cdot c_v}} \tag{4.25}$$

Άρα η παροχή σε κάθε τμήμα περιγράφεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$Q_\theta = \sqrt{\frac{Q_T}{360}} \cdot \theta \tag{4.26}$$



Σχήμα 4.5: Σταθερές σχεδιασμού σπειροειδούς κελύφους.
 Πηγή εικόνας: Srinivasan, K.M. (2008), pp. 138, Figure 5.7.

Αντίστοιχα με την προηγούμενη μέθοδο, δημιουργείται ο ακόλουθος πίνακας τιμών.

Πίνακας 4.2: Υπολογισμός σπείρας κυκλικής διατομής με σταθερή τη μέση ταχύτητα.

a/a	Q_θ (m ³ /sec)	$A = Q/C_v$ (m ²)	$\rho = \text{sqrt}(A/\pi)$ (mm)	$a_3 = \rho+r_3$ (mm)	$a_4 = 2\rho+r_3$ (mm)
1	2	3	4	5	6
ανά 45°					

όπου, a_3 είναι η ακτίνα της μεσογραμμής του σπειροειδούς κελύφους και a_4 η ακτίνα της εξωτερικής περιφέρειας του.

5 ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ ΡΕΥΣΤΟΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ

Στο κεφάλαιο αυτό, αποτυπώνεται η μεθοδολογία για το ρευστομηχανικό υπολογισμό μιας πτερωτής αντλίας ακτινικής ροής και του σπειροειδούς κελύφους, όπως αυτή έχει κωδικοποιηθεί από τον Srinivasan (2008).

Για να γίνει αυτό εφικτό, είναι απαραίτητο να ορισθούν τα βασικά χαρακτηριστικά μεγέθη λειτουργίας φυγόκεντρης αντλίας, ανάλογα με τις ανάγκες που χρειάζεται να καλυφθούν. Τα χαρακτηριστικά αυτά μεγέθη είναι: το μανομετρικό H , η παροχή Q και ο αριθμός στροφών n του ηλεκτροκινητήρα, ο οποίος τυποποιείται μέσω του αριθμού των πόλων P (βλ. Πίνακας 5.1).

Πίνακας 5.1: Τυποποιημένες ισχύς ηλεκτροκινητήρων (Motors, 2005).

Motor size	Shaft extension diameter mm		Rated output kW				Flange number	
	2 poles	4,6,8 poles	2 poles	4 poles	6 poles	8 poles	free holes	threaded holes
56	9	9	0.09 or 0.12	0.06 or 0.09				FT65 or FT85
63	11	11	0.18 or 0.25	0.12 or 0.18			FF115	FT75 or FT100
71	14	14	0.37 or 0.55	0.25 or 0.37			FF130	FT85 or FT115
80	19	19	0.75 or 1.1	0.55 or 0.75	0.37 or 0.55		FF165	FT100 or FT130
90 S	24	24	1.5	1.1	0.75	(0.37)	FF165	FT115 or FT130
90 L	24	24	2.2	1.5	1.1	(0.55)		
100 L	28	28	3	2.2 or 3	1.5	0.75 or 1.1	FF215	FT130 or FT165
112M	28	28	4	4	2.2	1.5	FF215	FT130 or FT165
132 S	38	38	5.5 or 7.5	5.5	3	2.2	FF265	(FT165 or FT215)
132 M	38	38	-	7.5	4-5.5	3	(FT265)	
160 M	42	42	11 or 15	11	7.5	4-5.5		(FT215)
160 L	42	42	18.5	15	11	7.5		
180 M	48	48	22	18.5	-	-	FF300	
180 L	48	48	-	22	15	11		
200 L	55	55	30 or 37	30	18.5-22	15	FF350	
225 S	55	60	-	37	-	18.5	FF400	
225 M	55	60	45	45	30	22		
250 M	60	65	55	55	37	30	FF500	
280 S	65	75	75	75	45	37	FF500	
280 M	65	75	90	90	55	45		
315 S	65	80	110	110	75	55	FF600	
315 M	65	80	132	132	90	75		

5.1 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ ΠΤΕΡΩΤΗΣ

Ο υπολογισμός του αριθμού στροφών, δίδεται (σε rpm) από την ακόλουθη εξίσωση:

$$n = \frac{120 \cdot f}{P} \quad (5.1)$$

όπου f είναι η συχνότητα και P είναι ο αριθμός των πόλων.

Ο υπολογισμός του καθαρού θετικού ύψους αναρρόφησης προκύπτει ως εξής:

- Αρχικά γίνεται ο έλεγχος της σπηλαιώσης με τον χαρακτηριστικό αριθμό αναρρόφησης κατά Petermann – Pfeleiderer (2005), (Παπανίκας, 2012) από την ακόλουθη εξίσωση:

$$S_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{a_H^{3/4}} \quad (5.2)$$

όπου n είναι ο αριθμός στροφών (σε rad/s), Q είναι η παροχή (σε m³/s) και a_H το ειδικό έργο ή ενέργεια συγκράτησης πίεσης (σε J/kg).

- Και έπειτα, το ειδικό έργο a_H , από τη εξίσωση (5.2), προκύπτει ίσο με:

$$a_H = \left(n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{S_q} \right)^{4/3} \quad (5.3)$$

όπου ο αριθμός αναρρόφησης S_q για αντλίες, κυμαίνεται από 0.4 έως 0.45 (Παπανίκας, 2012).

Το αντίστοιχο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης, περιγράφεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$NPSH = H_H = \frac{a_H}{g} \quad (5.4)$$

Ο υπολογισμός της πυκνότητας δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\rho = 1000 - 0.0178 \cdot |t_c - 4|^{1.7} \quad (5.5)$$

όπου t_c είναι η θερμοκρασία (σε °C).

Ο υπολογισμός του ειδικού αριθμού στροφών δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$n_s = 3.65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (5.6)$$

όπου n είναι ο αριθμός στροφών (σε rpm), Q η παροχή (σε m³/s) και H το μανομετρικό (σε m).

Ο υπολογισμός του κινηματικού ειδικού αριθμού στροφών, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$n_q = n \cdot \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (5.7)$$

Ο υπολογισμός της πραγματικής διαμέτρου, δίδεται (σε mm) από την ακόλουθη εξίσωση:

$$D_{nom} = 4.5 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{Q}{n} \right)^{1/3} \quad (5.8)$$

Ο υπολογισμός του υδραυλικού βαθμού απόδοσης, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\eta_H = 1 - \frac{0.42}{(\log D_{1nom} - 0.172)^2} \quad (5.9)$$

Ο υπολογισμός του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\eta_Q = \frac{1}{1 + 0.68 \cdot n_s^{-2/3}} \quad (5.10)$$

Ο υπολογισμός του μηχανικού βαθμού απόδοσης, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\eta_M = \frac{\eta}{\eta_H \cdot \eta_Q} \quad (5.11)$$

όπου η είναι ο ολικός βαθμός απόδοσης (βλ. Σχήμα 2.2), η_H ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης και η_Q ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης.

Ο υπολογισμός της εξερχόμενης ισχύος δίδεται (σε kW) από την ακόλουθη εξίσωση:

$$P_o = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{1000} \quad (5.12)$$

όπου γ είναι το ειδικό βάρος (σε kg/m²s²).

Ο υπολογισμός της εισερχόμενης ισχύος δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$P_i = \frac{P_o}{\eta} \quad (5.13)$$

Ο υπολογισμός της γωνιακής ταχύτητας δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad (5.14)$$

Ο υπολογισμός της ροπής δίδεται (σε kNm) από την ακόλουθη εξίσωση:

$$T = \frac{P_i}{\omega} \cdot 10^3 \quad (5.15)$$

όπου P_i η εισερχόμενη ισχύς (σε kW) και ω η γωνιακή ταχύτητα (σε rad/s).

Ο υπολογισμός της εφαρμοζόμενης τάσης δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$f_s = \frac{\tau_{επ}}{SF} \quad (5.16)$$

όπου $\tau_{επ}$, είναι η μέγιστη επιτρεπόμενη διατμητική τάση (σε N/mm²), και SF είναι ο συντελεστής ασφαλείας.

Ο υπολογισμός της διαμέτρου του άξονα, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$D_{sh} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot f_s}} \quad (5.17)$$

όπου T είναι η ροπή (σε kNmm) και f_s είναι η εφαρμοζόμενη τάση (σε kN/mm²).

Ο υπολογισμός της διαμέτρου της πλήμνης δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$D_h = 1.25 \cdot D_{sh} \quad (5.18)$$

όπου D_{sh} είναι η διάμετρος του άξονα (σε mm).

Ο υπολογισμός της παροχής δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$Q = \frac{Q_I}{\eta_Q} \quad (5.19)$$

όπου Q_I είναι η παροχή που διακινεί η πτερωτή και η_Q είναι ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης.

Η αξονική ταχύτητα στο μάτι της πτερωτής δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$c_o = \frac{4 \cdot Q}{\pi D_{ps}^2} \quad (5.20)$$

όπου D_{ps} είναι η διάμετρος σωλήνα εισόδου.

Ο υπολογισμός της προβολής της απόλυτης ταχύτητας στο μεσημβρινό επίπεδο, στην είσοδο της πτερωτής, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$c_{m1} = 0.06 \cdot \sqrt[3]{Q \cdot n^2} \quad (5.21)$$

όπου n είναι ο αριθμός στροφών (σε rpm).

Ο υπολογισμός του πλάτους στην είσοδο, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 \cdot c_{m1}} \quad (5.22)$$

όπου D_1 είναι η διάμετρος εισόδου (σε mm) και c_{m1} είναι η προβολή της απόλυτης ταχύτητας στο μεσημβρινό επίπεδο, στη είσοδο της πτερωτής (σε m/s).

Ο υπολογισμός της περιφερειακής ταχύτητας στο τρίγωνο εισόδου δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 \cdot n}{60} \quad (5.23)$$

όπου n είναι ο αριθμός στροφών (rpm).

Ο υπολογισμός της γωνίας β_1 του τριγώνου εισόδου, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_{m1}}{u_1}\right) \quad (5.24)$$

Ο υπολογισμός της σχετικής ταχύτητας στο τρίγωνο εισόδου, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$w_1 = \frac{c_{m1}}{\sin \beta_1} \quad (5.25)$$

όπου β_1 είναι η γωνία στο τρίγωνο εισόδου (σε rad).

Ο υπολογισμός του μανομετρικού πεπερασμένου αριθμού πτερυγίων δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$H_{slip} = \frac{H}{\eta_H} \quad (5.26)$$

όπου η_H ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης.

Το μανομετρικό κατά Euler για εισαγωγή ρευστού χωρίς συστροφή ($c_{u1}=0$), ισούται με:

$$H_\infty = \frac{c_{u2} \cdot u_2}{g} \quad (5.27)$$

Αντικαθιστώντας το c_{u2} με την παρακάτω εξίσωση:

$$\bar{c}_{u2} = \frac{c_{u2}}{u_2} \quad (5.28)$$

Προκύπτει τελικά, από τις εξισώσεις (5.27) και (5.28), ότι:

$$H_\infty = \frac{\bar{c}_{u2} \cdot u_2^2}{g} \quad (5.29)$$

Όπου θεωρείται, για την αρχική προσέγγιση, ότι $H_\infty = H_{slip}$.

Ο υπολογισμός της περιφερειακής ταχύτητας στο τρίγωνο εξόδου δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$u_2 = \sqrt{\frac{g \cdot H_{slip}}{\bar{c}_{u2}}} \quad (5.30)$$

όπου g , είναι η επιτάχυνση βαρύτητας (σε m/s^2), H_{slip} είναι το μανομετρικό πεπερασμένου αριθμού πτερυγίων και \bar{c}_{u2} είναι ο λόγος της εφαπτομενικής συνιστώσας της απόλυτης ταχύτητας προς την περιφερειακή ταχύτητα στο τρίγωνο εξόδου.

Ο υπολογισμός της διαμέτρου εξόδου δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n} \quad (5.31)$$

όπου n είναι ο αριθμός στροφών (rpm) και u_2 είναι η περιφερειακή ταχύτητα στο τρίγωνο εξόδου.

Ο υπολογισμός της προβολής της απόλυτης ταχύτητας στο μεσημβρινό επίπεδο στην έξοδο της περωτής, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$c_{m2} = 0.8 \cdot c_{m1} \quad (5.32)$$

όπου c_{m1} είναι η προβολή της απόλυτης ταχύτητας στο μεσημβρινό επίπεδο στην είσοδο της περωτής.

Ο υπολογισμός της γωνίας β_2 του τριγώνου εξόδου, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\beta_2 = \frac{c_{m2}}{c_{m1}} \cdot \frac{w_1}{w_2} \cdot \sin \beta_1 \quad (5.33)$$

όπου $\sin \beta_1$ είναι το συνημίτονο της γωνίας β_1 για το τρίγωνο εισόδου, c_{m2}/c_{m1} είναι ο λόγος της προβολής της απόλυτης ταχύτητας στο μεσημβρινό επίπεδο στην έξοδο της περωτής, προς την προβολή της απόλυτης ταχύτητας στο μεσημβρινό επίπεδο στην είσοδο της περωτής και w_1/w_2 είναι ο λόγος της σχετικής ταχύτητας του τριγώνου εισόδου προς τη σχετική ταχύτητα του τριγώνου εξόδου. Σημειώνεται ότι ο λόγος των σχετικών ταχυτήτων λαμβάνεται εμπειρικά, και κατά τον Srinivasan, K. M. (2008), pp. 108 (Chap. 4.16), κυμαίνεται από 1.1 έως 1.15.

Ο υπολογισμός του αριθμού των περυγίων, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$z = 6.5 \cdot \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \cdot \sin \left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \right) \quad (5.34)$$

όπου D_1 είναι η διάμετρος εισόδου, D_2 είναι η διάμετρος εξόδου και β_1, β_2 οι γωνίες των τριγώνων εισόδου και εξόδου αντίστοιχα.

Ο υπολογισμός του συντελεστή ολίσθησης κατά Pfleiderer (2013), δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$p = \frac{\psi}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2} \quad (5.35)$$

όπου z είναι ο αριθμός περυγίων, r_1 και r_2 είναι οι ακτίνες των διαμέτρων εισόδου και εξόδου αντίστοιχα και ψ είναι συντελεστής εξαρτώμενος από τη διαμόρφωση του περυγίου. Σημειώνεται ότι η βέλτιστη τιμή του συντελεστή ψ , κυμαίνεται μεταξύ 0.6 έως 0.65, σύμφωνα με τον Pfleiderer (2013) και υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$\psi = (0.60 \div 0.65) \cdot (1 + \sin \beta_2) \quad (5.36)$$

Ο υπολογισμός του μανομετρικού για άπειρο αριθμό περυγίων δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$H_{\infty} = (1 + p) \cdot H_{slip} \quad (5.37)$$

όπου p είναι ο συντελεστής ολίσθησης κατά Pfeleiderer (2013).

Άλλιώς, ο υπολογισμός του μανομετρικού για άπειρο αριθμό πτερυγίων προκύπτει ως εξής:

1. Υπολογίζεται η εφαπτομενική συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας στο τρίγωνο εξόδου:

$$\mathbf{c}_{u2} = \mathbf{u}_2 - \mathbf{w}_{u2} \quad (5.38)$$

όπου \mathbf{u}_2 η περιφερειακή ταχύτητα στο τρίγωνο εξόδου και \mathbf{w}_{u2} η εφαπτομενική συνιστώσα της σχετικής ταχύτητας στο τρίγωνο εξόδου, η οποία υπολογίζεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$w_{u2} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad (5.39)$$

όπου w_2 η σχετική ταχύτητα στο τρίγωνο εξόδου.

Οπότε, η εξίσωση (5.38) από την εξίσωση (5.39) τελικά γίνεται:

$$c_{u2} = u_2 - (w_2 \cdot \cos \beta_2) \quad (5.40)$$

2. Υπολογίζεται το ειδικό έργο κατά Euler, το οποίο δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$a = c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1 \quad (5.41)$$

όπου c_{u1} και c_{u2} η εφαπτομενική συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας των τριγώνων εισόδου και εξόδου αντίστοιχα και u_1 , u_2 η περιφερειακή ταχύτητα των τριγώνων εισόδου και εξόδου αντίστοιχα.

Άρα, τελικά από την εξίσωση (5.41), προκύπτει ότι:

$$H_{\infty} = \frac{a}{g} = \frac{c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1}{g} \quad (5.42)$$

όπου a είναι το ειδικό έργο κατά Euler.

Επειδή έχουν οριστεί μεγέθη από εμπειρικές εξισώσεις, γίνεται μία τελική προσέγγιση των μεγεθών u_2 και D_2 .

Για τον υπολογισμό της περιφερειακής ταχύτητας στο τρίγωνο εξόδου, έχουμε:

$$u_2 = \frac{c_{m2}}{2 \cdot \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{c_{m2}}{2 \cdot \tan \beta_2}\right)^2 + a} \quad (5.43)$$

όπου c_{m2} η προβολή της απόλυτης ταχύτητας στο μεσημβρινό επίπεδο για το τρίγωνο εξόδου, $\tan \beta_2$ η εφαπτομένη της γωνίας β_2 για το τρίγωνο εξόδου και a το ειδικό έργο κατά Euler.

Ο υπολογισμός του πλάτους εξόδου, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

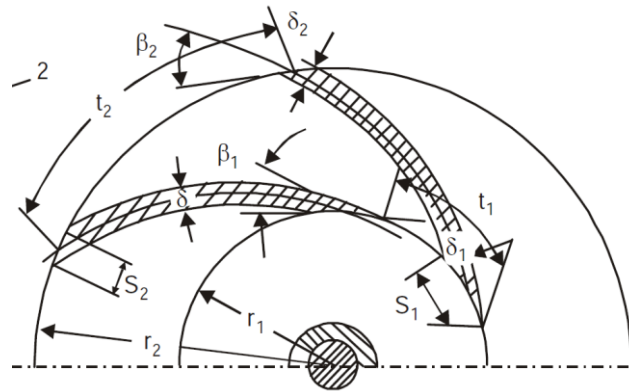
$$b_2 = \frac{Q}{\pi D_2 \cdot c_{m2}} \quad (5.44)$$

5.2 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ ΜΕ ΓΡΑΜΜΙΚΗ ΚΑΤΑΝΟΜΗ ΤΗΣ ΣΧΕΤΙΚΗΣ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ

Για το διάστημα μεταξύ s_1 και s_2 , είναι γνωστό ότι αν μεταβληθεί η γωνία θ κατά $d\theta$, θα μεταβληθεί και η ακτίνα r κατά dr . Οπότε, με βάση το Σχήμα 5.1, ο υπολογισμός της απόστασης μεταξύ των πτερυγίων, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$t_i = \frac{2\pi \cdot r_i}{z} \quad (5.45)$$

όπου z είναι ο αριθμός των πτερυγίων και r_i είναι η τιμή της ακτίνας στο εκάστοτε διάστημα.



Σχήμα 5.1: Κατανομή πάχους πτερυγίου, προβολή πάχους πτερυγίου στη διατομή εισόδου και εξόδου και βήμα πτερυγίων

Πηγή εικόνας: Srinivasan (2008), pp. 67, Fig. 4.2.b.

Από το στοιχειώδες ορθογώνιο τρίγωνο και τη μεταβολή $d\theta$ και dr , προκύπτει ότι:

$$d\theta = \frac{dr}{r \cdot \tan \beta} \quad (5.46)$$

Για $r=r_1$, προκύπτει ότι $\theta = 0$. Άρα, με ολοκλήρωση της εξίσωσης (5.46), συνεπάγεται ότι:

$$\theta = \int_0^\theta d\theta = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \tan \beta} \quad (5.47)$$

Για τη μετατροπή της γωνίας θ από ακτίνια (rad) σε μοίρες (deg), η εξίσωση (5.47) γίνεται:

$$\theta = \frac{180}{\pi} \cdot \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r \cdot \tan \beta} \quad (5.48)$$

Η ολοκλήρωση γίνεται ανά βήμα, επομένως προκύπτει ότι:

$$B(r) = \frac{1}{r \cdot \tan \beta} \quad (5.49)$$

Άρα,

$$\Delta\theta = \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \Delta r_i \quad (5.50)$$

όπου $\Delta\theta$ (σε deg) και Δr (σε m), είναι η προσαύξηση του κάθε διαστήματος για τη γωνία και την ακτίνα αντίστοιχα και B_i και B_{i+1} , είναι οι τιμές των ολοκληρώσεων για το κάθε διάστημα.

Το σύνολο της γωνίας θ προκύπτει από τον ακόλουθο τύπο:

$$\theta_i = \sum_{i=1}^{i=i} \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r_i \quad (5.51)$$

Η μετατροπή από πολικές συντεταγμένες της μεσογραμμής του περυγίου ακτινικής ροής σε καρτεσιανές συντεταγμένες, δίδεται από τις ακόλουθες εξισώσεις:

- Για τον άξονα των τετμημένων ισχύει ότι:

$$X = r_i \cdot \cos \theta_i \quad (5.52)$$

- Για τον άξονα των τεταγμένων ισχύει ότι:

$$Y = r_i \cdot \sin \theta_i \quad (5.53)$$

όπου r_i η ακτίνα (σε m) και η γωνία θ_i , σε rad.

5.3 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΚΕΛΥΦΟΥΣ ΚΥΚΛΙΚΗΣ ΔΙΑΤΟΜΗΣ

Τα δεδομένα που αντλούνται από τον υπολογισμό της περωτής για την έναρξη της διαδικασίας σχεδιασμού του κελύφους, είναι τα ακόλουθα:

- Μανομετρικό H (m)
- Η παροχή Q (m³/s)
- Ο αριθμός στροφών n (rpm)
- Ο ειδικός αριθμός στροφών n_s
- Οι διάμετροι D_1 και D_2 εισόδου και εξόδου αντίστοιχα (m)
- Οι γωνίες β_1 και β_2 των τριγώνων εισόδου και εξόδου αντίστοιχα (deg)
- Τα πλάτη b_1 και b_2 της εισόδου και εξόδου αντίστοιχα (m)
- Η γωνιακή ταχύτητα ω (1/s)

Ο υπολογισμός της διαμέτρου του κελύφους, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$D_3 = 1.04 \cdot D_2 \quad (5.54)$$

Ο υπολογισμός του πλάτους του κελύφους, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$b_3 = b_2 + 0.05 \cdot D_2 \quad (5.55)$$

Ο υπολογισμός του συντελεστή K , δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$K = \frac{720 \cdot \pi \cdot g}{\omega} \cdot \frac{H_{slip}}{Q} \quad (5.56)$$

Για τον υπολογισμό του συντελεστή φ_v , χρησιμοποιείται η εξίσωση που προκύπτει από τα σημεία του σχήματος (Σχήμα 4.5) και η οποία προτείνεται από τον Artisikoff (Srinivasan, 2008).

$$\varphi_v = (0.0117 \cdot n_s^2 - 6.0206 \cdot n_s + 869.19) / 1000 \quad (5.57)$$

Ο υπολογισμός της ταχύτητας ροής στο σπειροειδές κέλυφος, δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$c_v = \varphi_v \cdot \sqrt{2g \cdot H} \quad (5.58)$$

Ο υπολογισμός της ακτίνας της κυκλικής διατομής του σπειροειδούς κελύφους δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$\rho = \frac{\theta}{K} + \sqrt{2 \cdot \frac{\theta}{K} \cdot r_3} \quad (5.59)$$

όπου η γωνία θ παίρνει τιμές από 45° έως 360° .

Ο υπολογισμός της μεσογραμμής του σπειροειδούς κελύφους δίδεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$a_3 = \rho + r_3 \quad (5.60)$$

Η μετατροπή από πολικές συντεταγμένες της μεσογραμμής του κελύφους σε καρτεσιανές, δίδεται από τις ακόλουθες εξισώσεις:

- Για τον άξονα των τετμημένων, ισχύει ότι:

$$X = a_{3i} \cdot \cos \theta_i \quad (5.61)$$

- Για τον άξονα των τεταγμένων, ισχύει ότι:

$$Y = a_{3i} \cdot \sin \theta_i \quad (5.62)$$

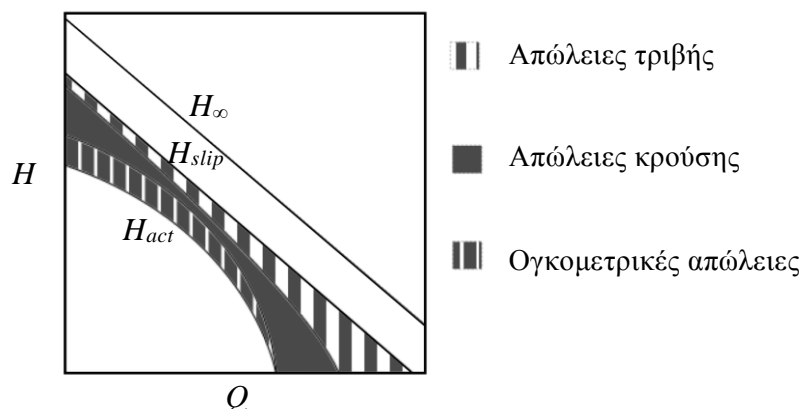
όπου θ_i η γωνία (σε rad).

6 ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΕΠΙΔΟΣΕΩΝ ΑΝΤΛΙΑΣ

Στο κεφάλαιο αυτό, γίνεται προσπάθεια για τον θεωρητικό προσδιορισμό των επιδόσεων μιας φυγόκεντρης αντλίας, δηλαδή μια αρχική προσέγγιση των χαρακτηριστικών μανομετρικού, βαθμού απόδοσης, καταναλισκόμενης ισχύος και απαιτούμενου καθαρού θετικού ύψους αναρρόφησης για ένα εύρος διακινούμενων παροχών, για την υπό μελέτη αντλία.

Ο τρόπος υπολογισμού των χαρακτηριστικών αυτών, βασίζεται σε μια σειρά από εμπειρικές εξισώσεις και συντελεστές. Υπάρχουν διάφορα μοντέλα για τον υπολογισμό των απωλειών. Σε αυτή τη μελέτη, χρησιμοποιούνται για τον προσδιορισμό της χαρακτηριστικής του μανομετρικού, ο υπολογισμός των απωλειών λόγω κρούσης, απωλειών τριβής εντός της πτερωτής και ο υπολογισμός των ογκομετρικών απωλειών, ενώ για τον προσδιορισμό των απωλειών ισχύος, λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες λόγω τριβής των δίσκων, οι απώλειες λόγω ανακυκλοφορίας στην είσοδο της πτερωτής και οι ογκομετρικές απώλειες.

Ξεκινώντας από το μέγιστο μανομετρικό που μπορεί να δώσει μια αντλία κατά τον Euler (“Leonhard Euler - Wikipedia,” n.d.), κάνοντας την παραδοχή για άπειρο αριθμό πτερυγίων με μηδενικό πάχος, η χαρακτηριστική του μανομετρικού είναι μια εξίσωση πρώτου βαθμού με αρνητική κλίση, καθώς η αναφορά γίνεται για αντλίες νερού και πτερύγια οπίσθιας κλίσης. Στη συνέχεια, από το μέγιστο μανομετρικό αφαιρούνται οι διάφορες απώλειες, όπως αυτές μπορούν να προσεγγιστούν, ξεκινώντας από τις κύριες απώλειες, λόγω πεπερασμένου αριθμού πτερυγίων, εισάγοντας το συντελεστή ολίσθησης και έπειτα αφαιρώντας τις απώλειες κρούσεως, τριβής και τις ογκομετρικές απώλειες.



Σχήμα 6.1: Τελική χαρακτηριστική καμπύλη και επιμέρους απώλειες.

Πηγή εικόνας: Foslie S.S. (2013), pp. 20 (Figure 2.13).

Στο Σχήμα 6.1 φαίνεται ποιοτικά η πραγματική χαρακτηριστική του μανομετρικού της αντλίας, όπως αυτή προκύπτει αφαιρώντας τις προαναφερόμενες απώλειες από το μανομετρικό κατά Euler (“Leonhard Euler - Wikipedia,” n.d.).

Θεωρούνται και άλλα είδη απωλειών, όπως είναι οι απώλειες τριβής στο κέλυφος, οι απώλειες ανακυκλοφορίας κ.λπ., οι οποίες όμως εμφανίζονται σε πολύ μικρό ποσοστό και μπορούν εύκολα να αμεληθούν.

6.1 ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΜΑΝΟΜΕΤΡΙΚΟ

Το θεωρητικό μανομετρικό για άπειρο αριθμό πτερύγιων, δίνεται από την εξίσωση του Euler:

$$H_{\infty} = \frac{c_{u2} \cdot u_2 - c_{u1} \cdot u_1}{g}$$

όπου g είναι η επιτάχυνση της βαρύτητας, c_{u1} και c_{u2} είναι η εφαπτομενική συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας των τριγώνων εισόδου και εξόδου, αντίστοιχα, και u_1 και u_2 είναι η περιφερειακή ταχύτητα των τριγώνων εισόδου και εξόδου αντίστοιχα. Οι προαναφερθείσες ταχύτητες υπολογίζονται με τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$c_{u1} = u_1 - (\cos \beta_1 \cdot w_1) \quad (6.1)$$

$$c_{u2} = u_2 - (\cos \beta_2 \cdot w_2) \quad (6.2)$$

$$u_1 = \frac{\pi D_1 \cdot n}{60} \quad (6.3)$$

$$u_2 = \frac{\pi D_2 \cdot n}{60} \quad (6.4)$$

6.2 ΜΑΝΟΜΕΤΡΙΚΟ ΜΕ ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΟΛΙΣΘΗΣΗΣ

Το μανομετρικό με απώλειες ολίσθησης είναι το μανομετρικό που προκύπτει για έναν πεπερασμένο αριθμό πτερύγιων και υπολογίζεται με τη χρήση της πραγματικής εφαπτομενικής συνιστώσας της απόλυτης ταχύτητας, c'_{u1} και c'_{u2} .

$$H_{slip} = \frac{c'_{u2} \cdot u_2 - c'_{u1} \cdot u_1}{g} \quad (6.5)$$

όπου c'_{u1} και c'_{u2} δίνονται από τις ακόλουθες εξισώσεις:

$$c'_{u1} = u_1 \cdot (2 - \sigma_{s1}) - c_{m1} \cdot \cot \beta_1 \quad (6.6)$$

$$c'_{u2} = u_2 \cdot (2 - \sigma_{s2}) - c_{m2} \cdot \cot \beta_2 \quad (6.7)$$

και ο συντελεστής ολίσθησης, από τις εξισώσεις:

$$\sigma_s = 1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}} \quad \text{για} \quad \frac{R_1}{R_2} \leq \varepsilon_{limit} \quad (6.8)$$

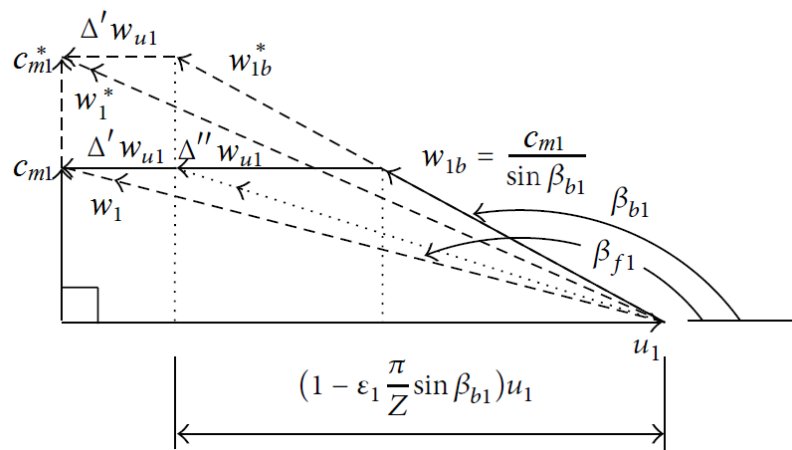
$$\sigma_s = \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}}\right) \cdot \left[1 - \left(\frac{R_1/R_2 - \varepsilon_{limit}}{1 - \varepsilon_{limit}}\right)^3\right] \quad \text{για} \quad \frac{R_1}{R_2} > \varepsilon_{limit} \quad (6.9)$$

όπου ε_{limit} είναι ο περιορισμός του λόγου των ακτινών του στροφείου και η εξίσωση, η οποία τον περιγράφει, είναι η ακόλουθη:

$$\varepsilon_{limit} = \exp\left(-\frac{8.16 \cdot \sin \beta_2}{z}\right) \quad (6.10)$$

6.3 ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΚΡΟΥΣΗΣ

Απώλειες κρούσης θεωρούνται οι απώλειες που προκύπτουν κατά τη λειτουργία της αντλίας σε διαφορετική παροχή από αυτήν του σχεδιασμού. Αυτό οφείλεται στην διαφοροποίηση του τριγώνου ταχυτήτων στην είσοδο της πτερωτής, σε παροχές διαφορετικές από τη βέλτιστη (Q_N). Σε χαμηλές παροχές, η ταχύτητα c_{m1} είναι μικρότερη από εκείνη της παροχής σχεδιασμού, ενώ η περιφερειακή ταχύτητα παραμένει σταθερή καθώς εξαρτάται από τη γωνιακή ταχύτητα της πτερωτής. Η γωνία β καθορίζεται από την πτερωτή και επομένως το τρίγωνο ταχυτήτων δεν μπορεί να κλείσει, οπότε και δημιουργείται μια ταχύτητα κρούσης, η οποία ενώνει την κορυφή της εφαπτόμενης ταχύτητας με τη μεσημβρινή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας (Σχήμα 6.2). Κατά αντίστοιχο τρόπο, δημιουργούνται και οι απώλειες κρούσης για παροχές μεγαλύτερες από εκείνες του σχεδιασμού.



Σχήμα 6.2: Τρίγωνο ταχυτήτων, α) χωρίς κρούση και β) με κρούση.

Πηγή εικόνας: El-Naggar, M. A. (2013), Fig. 4.

Οι απώλειες κρούσης κατά τους Khin et al. (2008) υπολογίζονται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$h_{shock} = k \cdot (Q - Q_N)^2 \quad (6.11)$$

όπου Q_N είναι η ονομαστική παροχή, Q είναι η παροχή λειτουργίας (σε m^3/h) και $k=0.005$ είναι εμπειρικός συντελεστής, ο οποίος διαφέρει από αντλία σε αντλία και μπορεί να προσδιοριστεί μόνο μέσω της πραγματικής καμπύλης της αντλίας $H - Q$, (Stapanoff, 1957) pp. 164. Σύμφωνα με τον Stapanoff (1957), pp. 166, αντί για την παροχή Q_N , χρησιμοποιείται μία παροχή Q_s , η οποία ονομάζεται παροχή ελαχίστων απωλειών κρούσης και είναι κατά ένα μικρό ποσοστό μεγαλύτερη από την Q_N , χωρίς όμως να αναφέρεται ο τρόπος υπολογισμού της.

6.4 ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΗΣ ΠΤΕΡΩΤΗΣ

Η απώλεια τριβής στο στροφέιο υπολογίζεται από τη θεωρία της ροής μεταξύ παράλληλων πλακών και δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση (Djebedjian, 2009; Gulich, 2008):

$$h_f = 4 \cdot C_d \cdot \frac{L_b}{D_h} \cdot \frac{w_{av}^2}{2g} \quad (6.12)$$

όπου C_d είναι ο συντελεστής διάχυσης, D_h είναι η υδραυλική διάμετρος και w_{av} είναι η μέση σχετική ταχύτητα. Ειδικότερα, είναι:

$$D_h = \frac{2 \cdot (a_2 \cdot b_2 + a_1 \cdot b_1)}{a_1 + b_1 + a_2 + b_2} \quad (6.13)$$

$$w_{av} = \frac{2 \cdot Q}{z \cdot (a_2 \cdot b_2 + a_1 \cdot b_1)} \quad (6.14)$$

$$C_d = (C_f + 0.0015) \cdot (1.1 + 4 \cdot b_2 / D_2) \quad (6.15)$$

όπου $a_1 = \pi D_1 \cdot \sin \beta_1 / z - t$, $a_2 = \pi D_2 \cdot \sin \beta_2 / z - t$, $C_f = 0.136 \cdot \left[-\log \left(0.2 \cdot \frac{\varepsilon}{L_b} + \frac{12.5}{Re} \right) \right]^{-2.15}$

$$\text{και } Re = \frac{w_{av} \cdot L_b}{\nu}$$

6.5 ΟΓΚΟΜΕΤΡΙΚΕΣ ΑΠΩΛΕΙΕΣ

Η παροχή ανακυκλοφορίας, μέσω του διακένου της περωτής, με το σταθερό τμήμα του κελύφους, ονομάζεται ογκομετρικές απώλειες. Η παροχή αυτή επιστρέφει από την έξοδο της περωτής ξανά στην είσοδο, αυξάνοντας έτσι την διακινούμενη παροχή της περωτής σε σχέση με την ωφέλιμη παροχή στην κατάθλιψη της αντλίας. Οι απώλειες αυτές, σύμφωνα με τον Tuzson (2000), υπολογίζονται από την ακόλουθη εξίσωση (Djebedjian, 2009):

$$Q_L = 0.8 \cdot (\pi D_1 \cdot b_{cl}) \cdot \left(H_{slip} - \frac{U_2^2}{8 \cdot g} \right)^{2.5} \quad (6.16)$$

Δεδομένου ότι οι ογκομετρικές απώλειες επηρεάζουν σημαντικά τον υπολογισμό της καταναλισκόμενης ισχύος από τον κινητήρα και επομένως και του βαθμού απόδοσης, μετά από ένα πλήθος δοκιμών, παρατηρήθηκε ότι η εξίσωση αυτή δίνει καλύτερα αποτελέσματα με την ακόλουθη μορφή, προκειμένου να υπάρχει σύγκλιση του ολικού βαθμού απόδοσης με το θεωρητικό διάγραμμα ολικού βαθμού απόδοσης, συναρτήσει της ειδικής ταχύτητας και της παροχής (Σχήμα 2.2).

$$Q_L = 0.6 \cdot (\pi D_1 \cdot b_{cl}) \cdot \left(H_{slip} - \frac{u_2^2}{8 \cdot g} \right)^{1.47} \quad (6.17)$$

όπου b_{cl} είναι το πλάτος του διακένου της πτερωτής και λαμβάνεται ίσο με 0.125mm.

6.6 ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΤΡΙΒΗΣ ΔΙΣΚΩΝ

Για τον υπολογισμό των απωλειών τριβής των δίσκων, υπολογίζεται αρχικά ο συντελεστής τριβής, ο οποίος δίνεται σύμφωνα με τον Roulikkas, από την ακόλουθη εξίσωση (Djebedjian, 2009):

$$C_M = \left(\frac{k_s}{0.5 \cdot D_2} \right)^{0.25} \cdot \left(\frac{s}{0.5 \cdot D_2} \right) \cdot Re^{-0.2} \quad (6.18)$$

όπου k_s είναι η τραχύτητα της επιφάνειας των δίσκων, s είναι το κενό αξονικά και Re είναι ο αριθμός Reynolds, ο οποίος υπολογίζεται είναι:

$$Re = \frac{0.5 \cdot u_2 \cdot D_2}{\nu} \quad (6.19)$$

Στη συνέχεια, υπολογίζεται η ροπή τριβής, που ενεργεί μεταξύ περιστρεφόμενων δίσκων, η οποία δίνεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$M_{DF} = 0.5 \cdot C_M \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (0.5 \cdot D_2)^5 \quad (6.20)$$

και οι αντίστοιχες απώλειες μανομετρικού λόγω τριβής των δίσκων, υπολογίζονται από την εξίσωση:

$$H_{Disk} = 0.5 \cdot C_M \cdot \frac{\rho \cdot \omega^3 \cdot (0.5 \cdot D_2)^5}{\rho g \cdot Q} \quad (6.21)$$

6.7 ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΑΝΑΚΥΚΛΟΦΟΡΙΑΣ ΕΙΣΟΔΟΥ

Οι απώλειες ανακυκλοφορίας, εμφανίζονται στην είσοδο της πτερωτής και έχουν ως αποτέλεσμα την αύξηση της κατανάλωσης ισχύος, καθώς το ρευστό καταναλώνει ένα ποσοστό ενέργειας για να στροβιλίζεται, χωρίς να μετατρέπεται σε ωφέλιμη ενέργεια

πίεσης. Σε αντλίες με μεγάλη σχετικά διάμετρο εισόδου, δηλαδή αντλίες με μεγάλο ειδικό αριθμό στροφών, είναι πολύ πιθανή η ανακυκλοφορία του ρευστού στην είσοδο. Οι απώλειες αυτές δίνονται από την ακόλουθη εξίσωση (Djebedjian, 2009; Tuzson, 2000):

$$H_{Rec} = 0.005 \cdot \frac{\omega^3 \cdot D_1^2}{\gamma \cdot Q} \cdot \left(1 - \frac{Q}{Q_N}\right)^{2.5} \quad (6.22)$$

όπου Q_N η παροχή σχεδιασμού.

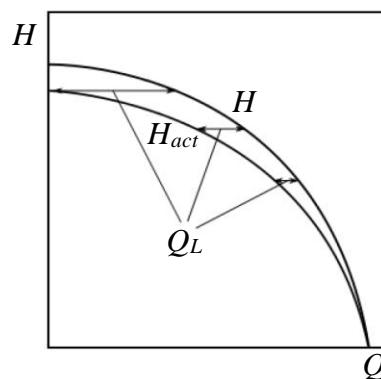
Ο συντελεστής απώλειας ανακυκλοφορίας εξαρτάται από τη διάταξη των σωλήνων πριν από την αντλία, εκτός από τα γεωμετρικά στοιχεία της εισόδου. Η τιμή, η οποία λαμβάνεται εμπειρικά για τον συντελεστή απωλειών ανακυκλοφορίας, είναι 0.005.

6.8 ΠΡΑΓΜΑΤΙΚΟ ΜΑΝΟΜΕΤΡΙΚΟ

Το διαθέσιμο μανομετρικό της αντλίας για κάθε διακινούμενη παροχή δίνεται, σύμφωνα με τον Tuzson (2000), με τον συνυπολογισμό των απωλειών κρούσης και τριβής, αλλά χωρίς να λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες διάχυσης και οι απώλειες τριβής στο κέλυφος. Στη συγκεκριμένη μελέτη, αυτές θεωρούνται αμελητέες και το μανομετρικό της αντλίας προκύπτει από την εξίσωση:

$$H = H_{slip} - H_s - H_f \quad (6.23)$$

Σε αυτό το σημείο, δεν έχουν ληφθεί υπόψη οι ογκομετρικές απώλειες. Για να προκύψει η τελική πραγματική χαρακτηριστική καμπύλη μανομετρικού της αντλίας, θα πρέπει να αφαιρεθούν οι εκάστοτε ογκομετρικές απώλειες από την διακινούμενη παροχή. Στο Σχήμα 6.3, φαίνεται ποιοτικά ο τρόπος με τον οποίο προκύπτει η πραγματική χαρακτηριστική καμπύλη μανομετρικού, λαμβάνοντας υπόψη τις ογκομετρικές απώλειες.



Σχήμα 6.3: Χαρακτηριστική καμπύλη μανομετρικού με τις ογκομετρικές απώλειες.

Πηγή εικόνας: Foslíe, S.S. (2013), pp. 14, Fig. 2.8.

6.9 ΙΣΧΥΣ ΕΙΣΟΔΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ

Ο υπολογισμός της υδραυλικής ισχύος εξόδου της αντλίας, μπορεί να γίνει εύκολα, εφόσον έχει γίνει ο προσδιορισμός της χαρακτηριστικής καμπύλης του μανομετρικού, αφού αυτή αποτελεί το γινόμενο των σημείων πίεσης (σε Pa) και παροχής (σε m³/s) που περιγράφουν την χαρακτηριστική καμπύλη μανομετρικού, δηλαδή:

$$P_{fl} = \rho g H Q \quad (6.24)$$

Για τον υπολογισμό της ισχύος εισόδου, θα πρέπει να ληφθούν υπόψη όλες εκείνες οι απώλειες, που καταναλώνουν ενέργεια από τον κινητήρα, χωρίς να προσφέρονται ποτέ σε ωφέλιμη ενέργεια πίεσης. Τέτοιου είδους απώλειες, είναι οι απώλειες τριβής των δίσκων, οι απώλειες ανακυκλοφορίας στην είσοδο της πτερωτής και οι ογκομετρικές απώλειες. Ο Djebedjian (2009), προτείνει την ακόλουθη εξίσωση για τον υπολογισμό της ισχύος εισόδου:

$$P_{sh} = \rho g \cdot (H_{slip} + H_{Disk} + H_{Rec}) \cdot (Q + Q_L) \quad (6.25)$$

Επομένως, ο βαθμός απόδοσης είναι:

$$\eta = \frac{P_{fl}}{P_{sh}} \quad (6.26)$$

6.10 ΚΑΘΑΡΟ ΘΕΤΙΚΟ ΥΨΟΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗΣ

Όπως περιγράφεται και στο εδάφιο (2.4), η διατήρηση της ελάχιστης πίεσης στην αναρρόφηση της αντλίας σε επίπεδα ίσα με την πίεση ατμοποίησης του ρευστού, είναι πρακτικά αδύνατη. Για το λόγο αυτό, προς αποφυγή της σπηλαιώσης, ορίζεται το απαιτούμενο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης ($NPSH_R$), το οποίο είναι ένας δείκτης ασφάλειας. Αυτό σημαίνει ότι η τιμή της ελάχιστης πίεσης στην αναρρόφηση της αντλίας δεν θα πρέπει να είναι μικρότερη από το καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης ($p_M \geq NPSH_R$).

Για τον υπολογισμό του $NPSH_R$ χρησιμοποιείται η εξίσωση (2.18) η οποία με τη βοήθεια της (2.17) προκύπτει ως εξής:

$$NPSH_R = \frac{1}{g} \cdot \left(n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{S_q} \right)^4 \quad (6.27)$$

Σημειώνεται ότι, ο χαρακτηριστικός αριθμός σπηλαιώσης S_q λαμβάνεται εμπειρικά από 0.4 έως 0,45 (Παπανίκας, 2012).

7 ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΕΦΑΡΜΟΓΗ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ

7.1 ΣΥΝΟΠΤΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ

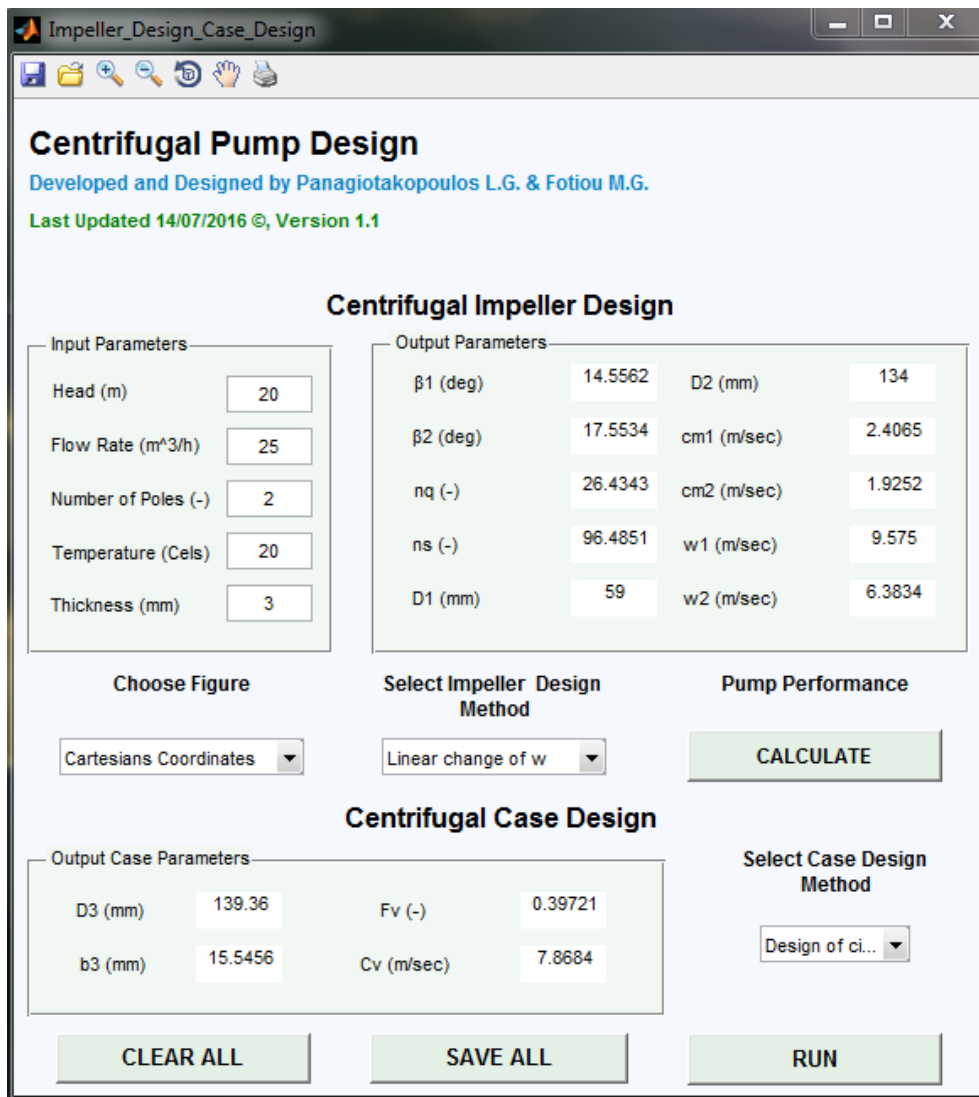
Στα πλαίσια της παρούσας πτυχιακής εργασίας δημιουργήθηκε η εφαρμογή “Centrifugal Pump Design”, με σκοπό τον υπολογισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών μονοβάθμιας αντλίας ακτινικής ροής, εισάγοντας ο χρήστης τρεις βασικές παραμέτρους: το μανομετρικό H , την παροχή Q και τον αριθμό στροφών του ηλεκτροκινητήρα, ο οποίος τυποποιείται μέσω του αριθμού των πόλων P , προκειμένου να παραχθούν τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, που εν συνεχεία μπορούν να εισαχθούν σε υπολογιστικό σχεδιαστικό μηχανολογικό πρόγραμμα (Computer-Aided Design, CAD), για την τρισδιάστατη απεικόνιση της πτερωτής της αντλίας και του σπειροειδούς κελύφους. Επιπλέον, δυνατότητα της εφαρμογής αποτελεί ο θεωρητικός προσδιορισμός των επιδόσεων για την αρχική προσέγγισή τους, που αναμένεται να δώσει η εκάστοτε υπό μελέτη αντλία.

Από τη στιγμή που ο χρήστης εισάγει τις τρεις αυτές βασικές παραμέτρους, μπορεί να προχωρήσει στη μεθοδολογία υπολογισμού της μεσογραμμής του πτερυγίου της πτερωτής ακτινικής ροής. Επίσης, μπορεί να προχωρήσει και στον υπολογισμό του σπειροειδούς κελύφους, αντλώντας αυτόματα όλα τα απαραίτητα χαρακτηριστικά μεγέθη που απαιτούνται, από τον υπολογισμό της πτερωτής. Επιπλέον, εισάγοντας την παράμετρο του πάχους του πτερυγίου, η εφαρμογή έχει τη δυνατότητα γραφικής απεικόνισης σε καρτεσιανό ή πολικό σύστημα συντεταγμένων της μεσογραμμής του πτερυγίου, αλλά και των καμπυλών του πάχους, όπως αυτό κατανέμεται άνω και κάτω από τη μεσογραμμή. Αντίστοιχη γραφική απεικόνιση σε καρτεσιανό σύστημα συντεταγμένων, γίνεται και για τη σπείρα του σπειροειδούς κελύφους (Εδάφιο 9.3.1). Τέλος, παρέχεται στο χρήστη η δυνατότητα υπολογισμού των θεωρητικών επιδόσεων της εκάστοτε υπό μελέτη αντλίας, για αξιολόγηση των χαρακτηριστικών λειτουργίας της, αλλά και για τη σύγκριση των διαγραμμάτων θεωρητικών επιδόσεων με τα αντίστοιχα πειραματικά, σε περίπτωση κατασκευής και πειραματικής δοκιμής. Στον υπολογισμό των θεωρητικών επιδόσεων, περιλαμβάνονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες μανομετρικού (με και χωρίς απώλειες), η καμπύλη ισχύος του άξονα και του ρευστού, η καμπύλη του βαθμού απόδοσης και τέλος, η καμπύλη του καθαρού θετικού ύψους αναρρόφησης (Εδάφιο 9.3.2).

7.2 ΔΟΜΗ ΚΑΙ ΧΡΗΣΗ

Η εφαρμογή υπολογισμού μονοβάθμιας αντλίας ακτινικής ροής (Centrifugal Pump Design), έχει αναπτυχθεί στο λογισμικό Matlab, λόγω των δυνατοτήτων που αυτό παρέχει σε διαδραστικό γραφικό περιβάλλον εργασίας χρήστη (Graphical User Interface, GUI).

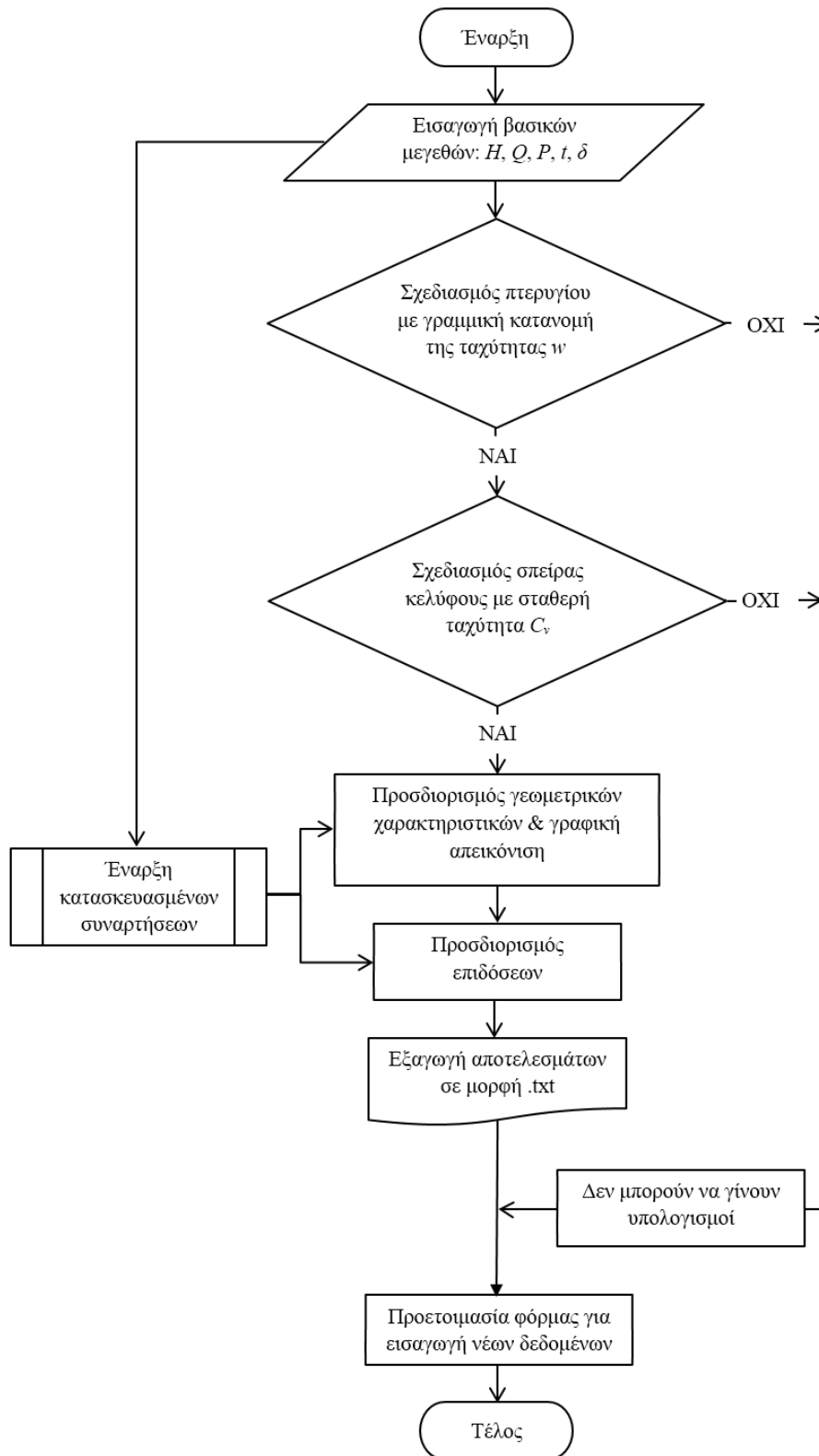
Η εφαρμογή η οποία δημιουργήθηκε, αποτελείται από το γραφικό περιβάλλον με το οποίο αλληλεπιδρά ο χρήστης και από τον κώδικα που τρέχει στο παρασκήνιο.



Σχήμα 7.1: Παράθυρο αλληλεπίδρασης του χρήστη με την υπολογιστική εφαρμογή.

Το γραφικό περιβάλλον της εφαρμογής περιέχει πέντε κελιά εισόδου (texts), στα οποία ο χρήστης έχει δυνατότητα να εισάγει τις βασικές παραμέτρους, στις οποίες βασίζονται όλοι οι ακόλουθοι υπολογισμοί. Επίσης, περιέχει κελιά εξόδου (texts), τα οποία είναι σε μορφή μόνο για ανάγνωση (read only), όπου παρουσιάζονται τα βασικά αποτελέσματα από τους υπολογισμούς που πραγματοποιούνται στο παρασκήνιο. Όλα τα κελιά χαρακτηρίζονται από τίτλους (labels), που υποδεικνύουν το μέγεθος και τις μονάδες στις οποίες αναφέρεται το κάθε κελί. Επιπλέον, εμπεριέχονται αναδυόμενοι κατάλογοι (pop-up menus), όπου ο χρήστης έχει τη δυνατότητα να επιλέξει τη μέθοδο υπολογισμού για την ακτινική πτερωτή και το σπειροειδές κέλυφος. Τέλος, η εφαρμογή αποτελείται από κουμπιά (buttons), τα οποία χρησιμοποιούνται για: την έναρξη των υπολογισμών του προγράμματος (Run), τον υπολογισμό των επιδόσεων της υπό μελέτη αντλίας (Calculate), την αποθήκευση των αριθμητικών αποτελεσμάτων (Save) και την

εκκαθάριση όλων των κελιών (Clear all), ώστε η εφαρμογή να τεθεί εκ νέου διαθέσιμη για την έναρξη νέων υπολογισμών (Σχήμα 7.1).



Σχήμα 7.2: Διάγραμμα ροής υπολογιστικής εφαρμογής Centrifugal Pump Design.

Η εφαρμογή συγκροτείται από δώδεκα συναρτήσεις (m-files), οι οποίες συνθέτουν το παρασκήνιο, προκειμένου να υπολογιστούν τα αποτελέσματα που επιθυμεί ο χρήστης. Οι συναρτήσεις (functions) έχουν αναπτυχθεί με τέτοιο τρόπο, ώστε να συνεργάζονται μεταξύ τους και τα αποτελέσματα που υπολογίζονται από μία συνάρτηση, να μπορούν να αναγνωρισθούν και να χρησιμοποιηθούν σε μία νέα. Κάθε συνάρτηση εμπεριέχει όλες τις απαραίτητες εξισώσεις υπολογισμού για το εκάστοτε σκέλος στο οποίο αναφέρεται, βασιζόμενη στη μεθοδολογία που έχει επιλεγεί από τη βιβλιογραφία. Χρησιμοποιούνται μόνο οι συναρτήσεις που καλούνται κάθε φορά, ανάλογα με τη μεθοδολογία υπολογισμού, η οποία έχει επιλεγεί από το χρήστη. Ένα σκέλος στο οποίο αναφέρεται μία συνάρτηση, είναι, για παράδειγμα, ο υπολογισμός των γεωμετρικών χαρακτηριστικών μεγεθών της πτερωτής ακτινικής ροής (Centrifugal_Impeller_Design.m), εισάγοντας ο χρήστης τα βασικά λειτουργικά χαρακτηριστικά μεγέθη. Εφόσον όλα τα μεγέθη της αντλίας υπολογιστούν και απεικονισθούν γραφικά, τότε ο χρήστης έχει την δυνατότητα να αποθηκεύσει όλα τα υπολογιζόμενα μεγέθη, πατώντας το κουμπί Save σε αρχεία κειμένου της μορφής .txt, διότι η συγκεκριμένη μορφή αρχείου υποστηρίζεται από μία σειρά λογισμικών μηχανολογικού σχεδιασμού.

Για την καλύτερη κατανόηση του τρόπου που είναι δομημένη η εφαρμογή, κατασκευάστηκε το ακόλουθο διάγραμμα ροής (Σχήμα 7.2). Μόλις η εφαρμογή τεθεί σε λειτουργία, εμφανίζεται το γραφικό περιβάλλον με το οποίο αλληλοεπιδρά ο χρήστης με το πρόγραμμα (Σχήμα 7.1). Στη συνέχεια, για να μπορέσει ο κώδικας να τεθεί σε λειτουργία, είναι απαραίτητο από τον εκάστοτε χρήστη να εισάγει τις βασικές παραμέτρους: μανομετρικό (H), παροχή (Q), αριθμό πόλων (P), θερμοκρασία (t) και πάχος πτερυγίου (δ). Εφόσον τα παραπάνω μεγέθη έχουν εισαχθεί σωστά και στις αντίστοιχες μονάδες που απαιτεί η εφαρμογή για την εύρυθμη λειτουργία της, είναι έτοιμη να προχωρήσει στο επόμενο βήμα, δηλαδή την επιλογή της μεθόδου χάραξης της μεσογραμμής του πτερυγίου από τον χρήστη. Σε αυτό το στάδιο, η εφαρμογή παρέχει τη δυνατότητα χάραξης της μεσογραμμής του πτερυγίου μόνο με τη μέθοδο γραμμικής κατανομής της σχετικής ταχύτητας. Αντίστοιχα, η επιλογή της μεθόδου χάραξης της μεσογραμμής της σπείρας του κελύφους γίνεται από το χρήστη, αλλά και σε αυτή την περίπτωση η εφαρμογή παρέχει, προς το παρόν, μόνο μια επιλογή, αυτήν της μεθόδου σταθερής μέσης ταχύτητας. Στη συνέχεια, εφόσον όλα τα παραπάνω έχουν εισαχθεί και επιλεγεί σωστά από τον χρήστη, πατώντας το κουμπί Run, η εφαρμογή υπολογίζει όλα τα μεγέθη με τη βοήθεια των συναρτήσεων που ενεργοποιούνται στο παρασκήνιο και εμφανίζει στο διαδραστικό της περιβάλλον μόνο τα ορισμένα από την εφαρμογή γεωμετρικά χαρακτηριστικά της αντλίας. Επίσης, σε αυτό το σημείο απεικονίζονται γραφικά τα τρίγωνα ταχυτήτων, το πλάτος της πτερωτής, η μεσογραμμή πτερυγίων με κατανομή του πάχους και η μεσογραμμή σπείρας του κελύφους κυκλικής διατομής. Σε επόμενο βήμα και πατώντας το κουμπί Calculate, υπολογίζονται και απεικονίζονται οι καμπύλες μανομετρικού, ισχύος, βαθμού απόδοσης και καθαρού θετικού ύψους αναρρόφησης, συναρτήσεις της παροχής. Στο σημείο αυτό, έχει ολοκληρωθεί πλήρως ο υπολογισμός των γεωμετρικών χαρακτηριστικών και επιδόσεων της αντλίας. Μόλις ο χρήστης πατήσει το κουμπί Save all, τότε η εφαρμογή εξάγει όλα τα υπολογιζόμενα μεγέ-

θη σε μορφή κειμένου .txt, προς αξιολόγηση των αποτελεσμάτων και εισαγωγή τους σε μηχανολογικό πρόγραμμα σχεδίασης για την τρισδιάστατη απεικόνιση της αντλίας. Τέλος, εάν ο χρήστης θέλει να θέσει την εφαρμογή διαθέσιμη να δεχτεί νέα δεδομένα, πατώντας το κουμπί Clear all, η εφαρμογή αδειάζει όλα της τα κελιά και κλείνει όλα τα απεικονιζόμενα γραφήματα που έχουν προκύψει από τον προηγούμενο υπολογισμό. Σε περίπτωση που η επιλογή της μεθόδου χάραξης της μεσογραμμής του πτερυγίου ή του κελύφους είναι ψευδής (false), δηλαδή δεν έχει επιλεγθεί σωστά από το χρήστη, τότε παρακάμπτονται όλοι οι υπολογισμοί και εμφανίζεται μήνυμα κειμένου, που ενημερώνει το χρήστη ότι δεν μπορούν να γίνουν οι υπολογισμοί που ζήτησε. Στο σημείο αυτό, αξίζει να σημειωθεί ότι η υπολογιστική εφαρμογή έχει σχεδιαστεί ως μία βάση, η οποία έχει τη δυνατότητα εξέλιξης και προγραμματιστικής επέκτασης, ώστε να δεχτεί ένα μεγάλο φάσμα μεθοδολογιών σχεδιασμού αντλιών, φυσητήρων και ανεμιστήρων.

Στο Παράρτημα Α, δίδεται μεγάλο μέρος του πηγαίου κώδικα της υπολογιστικής εφαρμογής, στο οποίο ο αναγνώστης έχει τη δυνατότητα να ανατρέξει, να μελετήσει και να κατανοήσει τα επιμέρους τμήματα που συνθέτουν τον κώδικα. Επίσης, παρέχεται αναλυτικός πίνακας των μεταβλητών της εφαρμογής με τα αντίστοιχα μαθηματικά σύμβολα.

8 ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΣΕ CAD

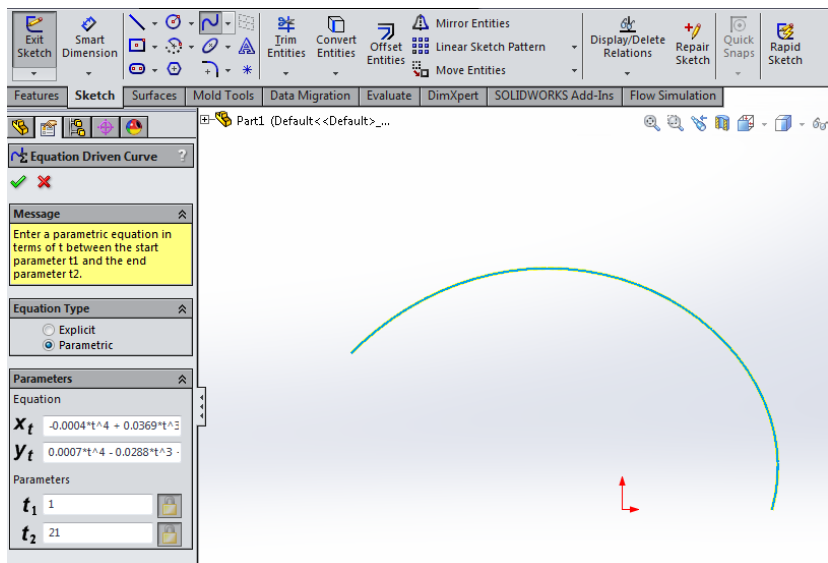
Μετά τον ρευστομηχανικό υπολογισμό μονοβάθμιας φυγόκεντρης αντλίας με τη χρήση της εφαρμογής Centrifugal Pump Design (Κεφάλαιο 7), που δημιουργήθηκε στο λογισμικό Matlab, έρχεται να προστεθεί, ως τμήμα της πτυχιακής εργασίας, η επεξεργασία των γεωμετρικών δεδομένων σε λογισμικό CAD (Computer-Aided Design), με σκοπό την τρισδιάστατη απεικόνιση των τμημάτων που απαρτίζουν τη φυγόκεντρη αντλία. Για την επίτευξη του στόχου αυτού, έγινε χρήση της φοιτητικής έκδοσης του λογισμικού Solidworks, ενός από τα πιο δημοφιλή λογισμικά CAD. Το λογισμικό αυτό διαθέτει τεράστιες δυνατότητες τρισδιάστατης απεικόνισης, χρησιμοποιώντας εργαλεία γραμμών (Line, Spline, Function κ.ά.) για τη δημιουργία κλειστών επιφανειών, εργαλεία εξώθησης (Extrude, Revolve, Loft κ.ά.) για τη δημιουργία συμπαγούς όγκου και πολλά από τα εξειδικευμένα εργαλεία, τα οποία δίνουν όλες τις δυνατότητες στο χρήστη για δημιουργία κάθε είδους τρισδιάστατου μοντέλου.

Για την τρισδιάστατη απεικόνιση της ακτινικής περωτής και του σπειροειδούς κελύφους, χρησιμοποιήθηκαν κάποια από τα εργαλεία που προαναφέρθηκαν, τα οποία αναλύονται εκτενώς στη συνέχεια. Για την καλύτερη κατανόηση αυτών των λειτουργιών από τον αναγνώστη, βασική προϋπόθεση αποτελεί η γνώση των βασικών αρχών σχεδιασμού CAD.

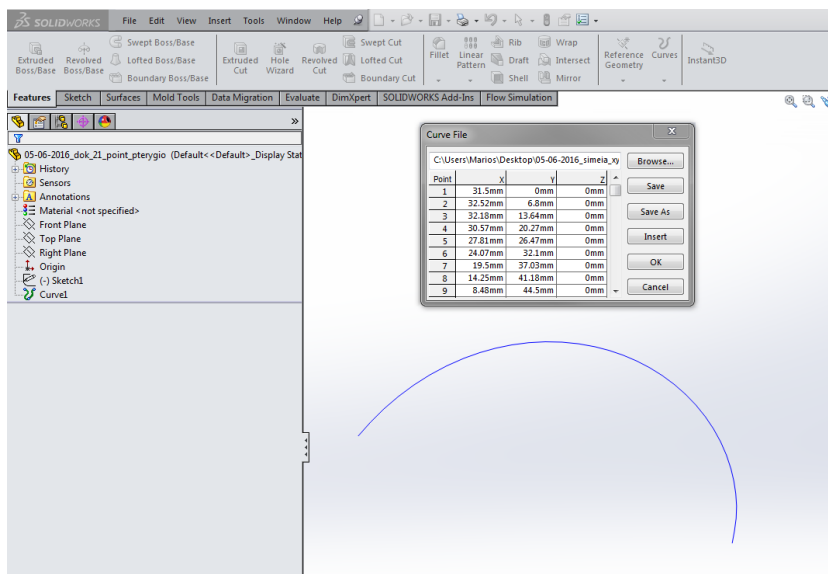
8.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΔΕΔΟΜΕΝΩΝ ΡΕΥΣΤΟΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

Το σημαντικότερο βήμα του σχεδιασμού της ακτινικής περωτής, είναι η χάραξη της καμπύλης που περιγράφει τη μεσογραμμή του πτερύγιου της. Ο υπολογισμός της καμπύλης αυτής, πραγματοποιήθηκε με την ολοκληρωτική μέθοδο βήμα προς βήμα (εδάφιο 3.7.3), διατηρώντας γραμμική τη μεταβολή της σχετικής ταχύτητας w . Για τη χάραξη τέτοιου είδους καμπυλών, μέσω του λογισμικού Solidworks, υπάρχουν δύο βασικές μέθοδοι. Η πρώτη μέθοδος επιτυγχάνεται με την εισαγωγή πολυωνυμικών συναρτήσεων σε κατάλληλο πεδίο του λογισμικού (Σχήμα 8.1), ενώ η δεύτερη με την εισαγωγή σημείων καρτεσιανών συντεταγμένων (x, y, z) (Σχήμα 8.2).

Η εισαγωγή συνάρτησης για την χάραξη της καμπύλης, γίνεται μέσω του μενού σχεδιαγράμματος (Sketch), μεταβαίνοντας στο εργαλείο χάραξης καμπύλης (Spline) και επιλέγοντας την εξίσωση καθοδήγησης καμπύλης (Equation Driven Curve). Σε αυτό το σημείο ανοίγει το πεδίο εισαγωγής της συνάρτησης, το οποίο παρέχει δύο επιλογές: ρητή εισαγωγή (Explicit), όπου εισάγεται συνάρτηση $y = f(x)$, ορίζοντας τα όρια x_1 και x_2 , και παραμετρική εισαγωγή (Parametric), όπου ο χρήστης πρέπει να ορίσει τη μεταβολή του x ως προς μια παράμετρο t , τη μεταβολή του y ως προς την ίδια παράμετρο t και τα όρια της παραμέτρου, t_1 και t_2 .



Σχήμα 8.1: Χάραξη καμπύλης μεσογραμμής πτερυγίου με τη μέθοδο εισαγωγής πολυωνυμικών συναρτήσεων.



Σχήμα 8.2: Χάραξη καμπύλης μεσογραμμής πτερυγίου με τη μέθοδο εισαγωγής σημείων καρτεσιανών συντεταγμένων (x, y, z).

Η δεύτερη μέθοδος πραγματοποιείται εισάγοντας n πλήθος σημείων καρτεσιανών συντεταγμένων (x, y, z). Μέσω του μενού Features του λογισμικού, μεταβαίνοντας στο εργαλείο Curves/ Curve Through XYZ Points, ανοίγει μια νέα καρτέλα, η οποία παρέχει τη δυνατότητα εισαγωγής σημείων από αρχείο μορφής κειμένου .txt. Το αρχείο αυτό μπορεί να παραχθεί είτε μέσω της εφαρμογής Matlab, είτε μέσω ενός αρχείου Excel με αποθήκευση ως αρχείο κειμένου (οριοθετημένο με Tab).

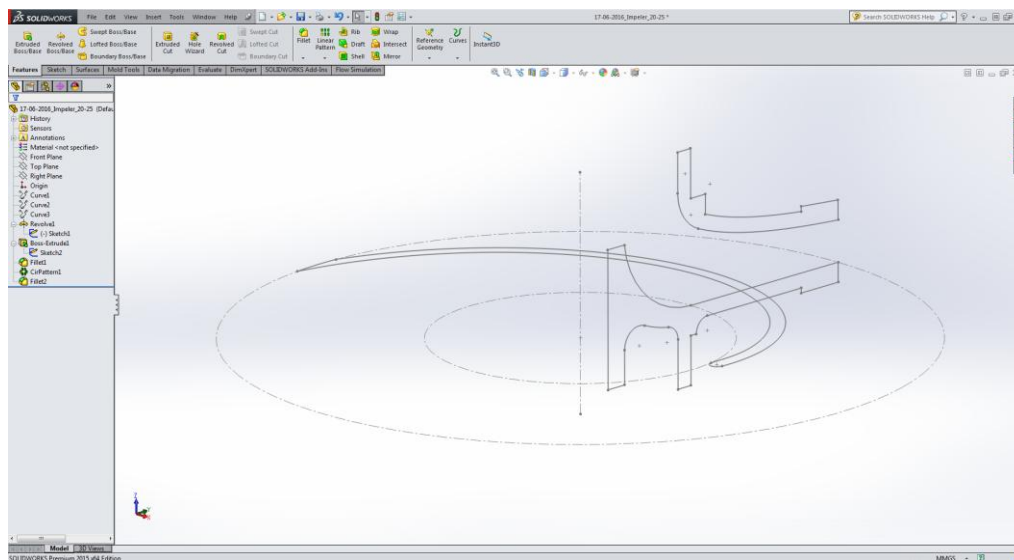
Από δοκιμές που έγιναν κατά τη διεξαγωγή της μελέτης της παρούσας εργασίας, παρατηρήθηκε ότι η μέθοδος εισαγωγής σημείων (x, y, z) δίνει καλύτερα αποτελέσματα σε σχέση με τη μέθοδο εισαγωγής εξισώσεων, λόγω των αποκλίσεων που προκύπτουν κα-

τά τον υπολογισμό αυτών από το λογισμικό. Για το λόγο αυτό, η μέθοδος εισαγωγής σημείων (x, y, z) επιλέχθηκε για τη χάραξη των καμπυλών του περυγίου, του πλάτους του περυγίου και της λογαριθμικής σπείρας του σπειροειδούς κελύφους.

8.2 ΒΗΜΑΤΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ

8.2.1 Πτερωτή

Εισάγοντας το αρχείο κειμένου .txt του Matlab, δημιουργείται στο λογισμικό Solidworks η μεσογραμμή του περυγίου. Με τον ίδιο τρόπο, εισάγονται και οι καμπύλες άνω και κάτω της μεσογραμμής, οι οποίες δημιουργούν το πάχος του περυγίου. Έτσι, δημιουργείται το σχεδιάγραμμα (Sketch) της μορφής του περυγίου. Επόμενο βήμα αποτελεί η δημιουργία σχεδίου του προφίλ της πτερωτής. Στο Σχήμα 8.3, φαίνονται τα δυο σχεδιαγράμματα (Sketch) που κατασκευάζονται σε δύο κάθετα επίπεδα, με τελικό σκοπό την τρισδιάστατη απεικόνιση της πτερωτής.



Σχήμα 8.3: Σχεδιαγράμματα (Sketch) τα οποία απαιτούνται για την κατασκευή του τρισδιάστατου μοντέλου της πτερωτής.

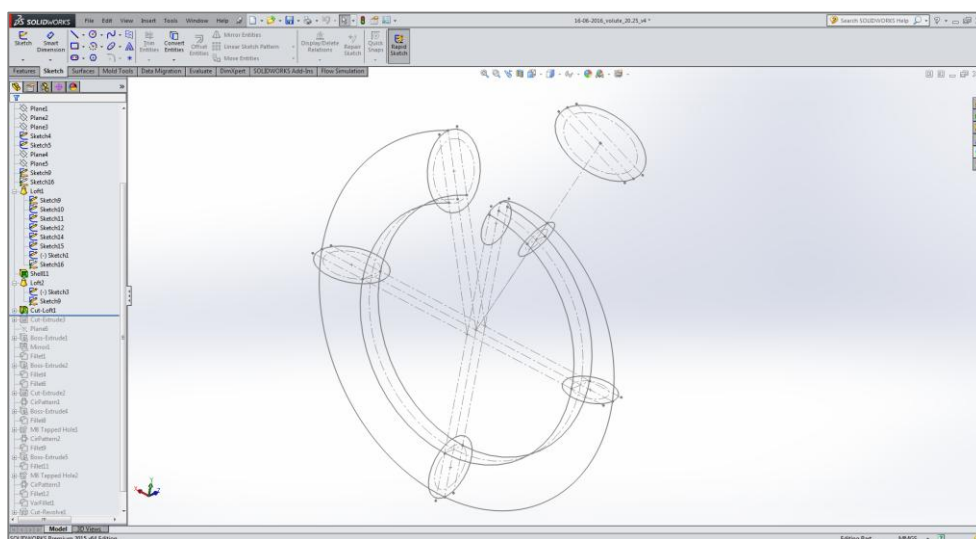
Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά που χρειάζονται σε αυτό το στάδιο, είναι η διάμετρος στην είσοδο και στην έξοδο της πτερωτής και το πλάτος εισόδου και εξόδου του περυγίου. Για τη μεταβολή του πλάτους του περυγίου από την είσοδο έως την έξοδο της πτερωτής, εισήχθησαν δεδομένα συντεταγμένων (x, y, z) , όπως αυτά υπολογίστηκαν από την εφαρμογή Matlab. Με τη συλλογή όλων των στοιχείων, ολοκληρώνεται και το σχεδιάγραμμα (Sketch) του προφίλ της πτερωτής. Με τη βοήθεια του εργαλείου περιστροφής (Revolve) παράγεται η μορφή των κυκλικών δίσκων. Στο σημείο αυτό, κατασκευάζεται και η γεωμετρία του περυγίου με τη χρήση του εργαλείου εξώθησης (Extrude). Έτσι, προκύπτει η τρισδιάστατη μορφή του, πατώντας στο «πεδίο διεύθυνσης» (Direction 1), την επιλογή «επάνω σε» (Up To Next). Στη συνέχεια, με τη χρήση του

εργαλείου δημιουργίας κυκλικού μοτίβου (Circular Sketch Pattern) σχεδιάζονται τα υπόλοιπα περύγια, βάσει του αριθμού που έχει υπολογιστεί από την εφαρμογή.

Θα πρέπει να σημειωθεί ότι, ορισμένα γεωμετρικά χαρακτηριστικά, τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για το σχεδιασμό της περωτής, δεν υπολογίζονται από την εφαρμογή στο Matlab, αλλά ορίστηκαν κατά προσέγγιση. Αυτά είναι τα εξής: η καμπυλότητα στην πλήμνη, το πάχος των δίσκων και το πλάτος των δακτυλίων στεγάνωσης της περωτής. Στο κεφάλαιο 10 (Συμπεράσματα και προτάσεις), οι παραπάνω αδυναμίες της εφαρμογής θα τεθούν ως προτάσεις μελλοντικής επέκτασης.

8.2.2 Κέλυφος

Για τη χάραξη της σπειροειδούς καμπύλης του κελύφους, εισάγονται, κατά αντιστοιχία με το σχεδιασμό της περωτής, τα σημεία x , y , z , με τη χρήση αρχείου κειμένου .txt, το οποίο έχει παραχθεί με τη βοήθεια της υπολογιστικής εφαρμογής.



Σχήμα 8.4: Σχεδιαγράμματα (Sketch) τα οποία απαιτούνται για την κατασκευή του τρισδιάστατου μοντέλου του σπειροειδούς κελύφους.

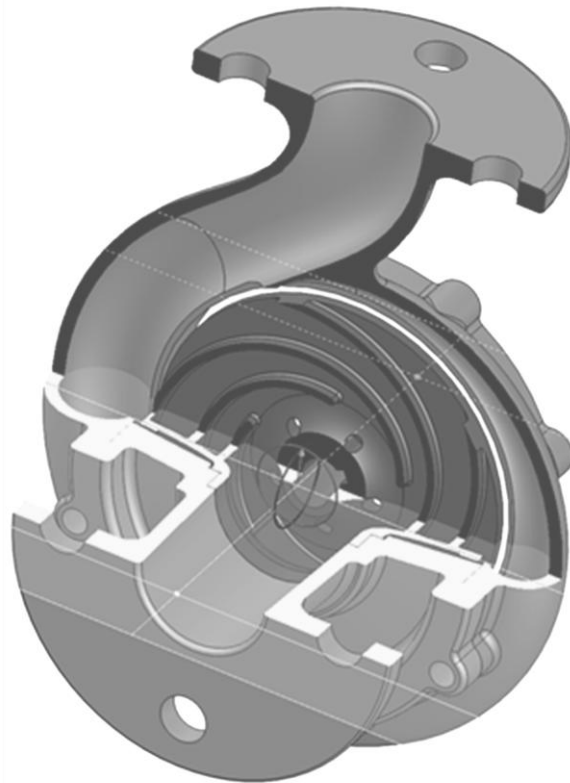
Αρχικά, εισάγεται η καμπύλη της άνω γραμμής του κελύφους, προσθέτοντας επιπλέον το πάχος του τοιχώματος, όπως αυτό θεωρείται κατ' εκτίμηση. Το πρόγραμμα έχει τη δυνατότητα αυτόματης χάραξης της καμπύλης που διέρχεται από τα σημεία x , y , z . Για να γίνει, όμως, δυνατή η επεξεργασία, θα πρέπει να γίνει προβολή στο αντίστοιχο επίπεδο αναφοράς (Front Plane), με τη χρήση του εργαλείου προβολής (Convert Entities). Στο επόμενο βήμα, σχεδιάζεται η κυκλική διατομή της σπείρας σε διάφορα κάθετα επίπεδα: α) στην αρχή της σπειροειδούς καμπύλης, β) στο επίπεδο των 10° - 30° , γ) στο επίπεδο των 90° , δ) στο επίπεδο των 180° , ε) στο επίπεδο των 270° στο τέλος της καμπύλης (επίπεδο των 360°) και σε όποιο άλλο επίπεδο κρίνεται απαραίτητο (Σχήμα 8.4).

Προς διευκόλυνση του σχεδιασμού, δημιουργούνται δύο επίπεδα εργασίας (Plane) παράλληλα στο επίπεδο αναφοράς (Front Plane), σε απόσταση $b_3/2$ από αυτό, και σχεδιάζονται σε αυτά κύκλοι (Circle) διαμέτρου D_3 . Στη συνέχεια, με τη χρήση του εργαλείου

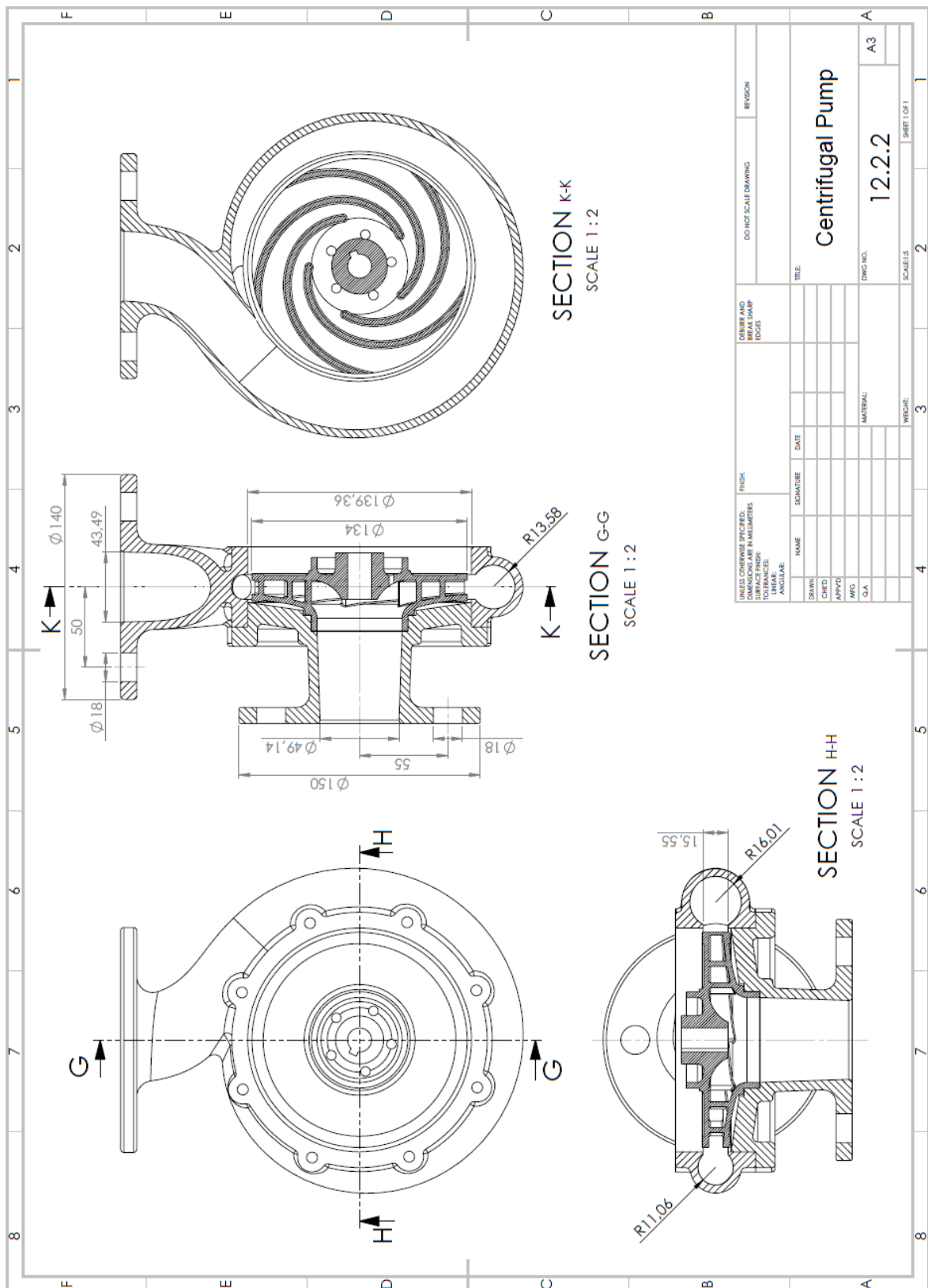
δημιουργίας όγκου διαμέσου επιπέδων (Lofted Boss/Base), εισάγονται στο πεδίο προφίλ (Profiles) και όλα τα σχεδιαγράμματα (Sketch) της διατομής που έχουν δημιουργηθεί. Στο πεδίο κατευθυντήριων καμπυλών (Guide Curves) εισάγονται η σπειροειδής καμπύλη και τα τμήματα κύκλων διαμέτρου D_3 . Με παρόμοιο τρόπο διαμορφώνεται και το τμήμα του διαχύτη του κελύφους, επιλέγοντας στο πεδίο περιορισμοί έναρξης/τέλους (Start/End Constraints), τα εφαπτόμενα στην επιφάνεια (Tangency to Face) για τη θέση έναρξης (Start) και τα κάθετα στο προφίλ (Normal to Profile) για τη θέση τέλους (End).

Η βασική διαδικασία ολοκληρώνεται με τη χρήση του εργαλείου δημιουργίας εσωτερικού κενού (Shell), επιλέγοντας στο πεδίο παραμέτρων (Parameters) τη διάσταση πάχους και τις ανοιχτές επιφάνειες στην έναρξη και στο τέλος του σπειροειδούς όγκου. Υπολείπονται διαδικασίες διαμόρφωσης της D_3 , με τη χρήση του εργαλείου αρνητικής εξώθησης (Extruded Cut) για τη δημιουργία της περιοχής της περωτής και επιπλέον διαμορφώσεων, όπως η φλάντζα στην κατάθλιψη και οι συνδέσεις των διαφόρων τμημάτων.

Ορισμένα τμήματα του κελύφους σχεδιάστηκαν προσεγγιστικά καθώς αυτά δεν υπολογίζονται μέσω της εφαρμογής σχεδιασμού. Τα τμήματα του κελύφους τα οποία σχεδιάστηκαν προσεγγιστικά είναι η γεωμετρία του διαχύτη στην κατάθλιψη, το μήκος του στομίου αναρρόφησης, το τμήμα συναρμογής του κελύφους με τον κινητήρα ή το σώμα έδρασης, καθώς και το πάχος του υλικού στο σώμα του κελύφους.



Σχήμα 8.5: Τρισδιάστατη απεικόνιση φυγόκεντρης αντλίας.
(βλ. Παράδειγμα 9.3).



Σχήμα 8.7: Συναρμολογημένο μηχανολογικό σχέδιο φυγόκεντρης αντλίας. (βλ. Παράδειγμα 9.3).

Στο Σχήμα 8.5, φαίνεται η τρισδιάστατη απεικόνιση της φυγόκεντρης αντλίας, η οποία σχεδιάστηκε με βάση το ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 3 (βλ. εδάφιο 9.3). Στο Σχήμα 8.6, φαίνεται ο μηχανολογικός σχεδιασμός της πτερωτής της αντλίας και στο Σχήμα 8.7 το συναρμολογημένο μηχανολογικό σχέδιο της αντλίας.

9 ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑΤΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΑΝΤΛΙΩΝ

Με σκοπό τον έλεγχο της ακρίβειας του ρευστομηχανικού σχεδιασμού μιας μονοβάθμιας φυγόκεντρης αντλίας και του προσδιορισμού των επιδόσεων της επιλέγονται δύο παραδείγματα, διαθέσιμα από τη βιβλιογραφία. Το πρώτο αφορά την περίπτωση του ρευστομηχανικού σχεδιασμού της πτερωτής και του κελύφους μιας αντλίας ο οποίος περιγράφεται διεξοδικά από τον Srinivasan (2008), pp. 375 – 380 & 409 – 410 (Parag. D1-A & D2). Το δεύτερο παράδειγμα αφορά την περίπτωση της πρόλεξης των επιδόσεων μιας μονοβάθμιας φυγόκεντρης αντλίας όπως αυτή περιγράφεται στην εργασία των Khin et al. (2008).

Τέλος, ως τρίτο παράδειγμα παρουσιάζεται ο ρευστομηχανικός σχεδιασμός αντλίας και η πρόλεξη των επιδόσεων της με χρήση της υπολογιστικής εφαρμογής (βλ. κεφάλαιο 7).

9.1 ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 1

Στο παράδειγμα παρουσιάζεται η σύγκριση των αποτελεσμάτων με το αντίστοιχο παράδειγμα του Srinivasan (2008), από το οποίο ελήφθη η μεθοδολογία ρευστομηχανικού της αντλίας. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται υπό μορφή πίνακα για λόγους άμεσης σύγκρισης (Πίνακας 9.1).

Πίνακας 9.1: Πίνακας σύγκρισης αποτελεσμάτων υπολογιστικής εφαρμογής και του παραδείγματος του Srinivasan (2008) pp 375 – 380 & 409 – 410.

Σύμβολο	Υπολογιστική εφαρμογή	Srinivasan (2008)
▪angle_b1 (deg)	14.4481	25
▪angle_b2 (deg)	17.4217	20
▪nq (-)	31.7997	-
▪ns (-)	116.0689	115.2
▪D1 (mm)	93	93.1
▪D2 (mm)	191	191
▪cm1 (m/sec)	2.2583	2.26
▪cm2 (m/sec)	1.8067	1.81
▪w1 (m/sec)	9.0513	7.49
▪w2 (m/sec)	6.0342	6.37
▪u1 (m/sec)	8.765	8.5
▪u2 (m/sec)	17.8091	18.07

Σύμβολο	Υπολογιστική εφαρμογή	Srinivasan (2008)
▪Vang (1/sec)	188.4956	188.4956
▪b1 (mm)	24.9424	26
▪b2 (mm)	15.4232	15
▪z (-)	5	7
▪Pifin (kW)	3	3.1
▪Motor Shaft Diam (mm)	28	-
▪Efh (%)	87.0009	87
▪EfQ (%)	97.2216	96.8
▪Efm (%)	88.6165	96
▪Eftot (%)	74.9551	81
▪Torque (kNm)	0.015915	0.0165
▪Shaft (-)	En8	En8
▪tep (N/mm ²)	35	35
▪ SF (-)	2	2
▪fs (N/mm ²)	17.5	17.5
▪Dsh (mm)	17	17
▪Dh (mm)	22	30
▪ Dps (mm)	81.7	76.4
▪ Nomimal Size (')	3	-
▪Qth (m ³ /sec)	0.016457	0.0165
▪Hthm (m)	15.8619	17.23
▪ψ (-)	0.77964	0.8052
▪p (-)	0.41408	0.2915
▪Hth (m)	22.4299	22.26
▪D3 (mm)	195.52	198.64
▪b3 (mm)	24.8232	24.55
▪Fv (-)	0.32801	0.328

Σύμβολο	Υπολογιστική εφαρμογή	Srinivasan (2008)
▪Cv (m/sec)	5.3973	5.397

Συγκρίνοντας τα αποτελέσματα της υπολογιστικής εφαρμογής και του παραδείγματος από τον Srinivasan (2008), παρατηρούνται κάποιες αριθμητικές διαφορές (Πίνακας 9.1). Αρχικά, όσον αφορά στη γωνία β στην είσοδο και στην έξοδο του πτερυγίου, παρατηρείται αισθητή απόκλιση. Αυτό συμβαίνει, διότι στο αριθμητικό παράδειγμα παρουσιάζονται οι γωνίες β , λαμβάνοντας υπόψη την παράμετρο του πάχους πτερυγίου δ , ενώ, αντιθέτως, η εφαρμογή αποτυπώνει τις γωνίες β της μεσογραμμής του πτερυγίου, χωρίς να λαμβάνει υπόψη την παράμετρο αυτή. Στη συνέχεια, η ελάχιστη διαφορά που προκύπτει μεταξύ της ειδικής ταχύτητας ως προς την ισχύ n_s , οφείλεται σε αριθμητικό σφάλμα του λυμένου παραδείγματος. Στο αριθμητικό παράδειγμα χρησιμοποιείται η c_{m2} πεπερασμένου αριθμού πτερυγίων, δηλαδή, λαμβάνεται υπόψη και η παράμετρος δ , ενώ στην υπολογιστική εφαρμογή, χρησιμοποιείται η c_{m2} για άπειρο αριθμό πτερυγίων, με μηδενική την παράμετρο δ . Για το λόγο αυτό, προκύπτουν και οι διαφορές στη σχετική ταχύτητα w στην είσοδο και έξοδο, καθώς και στην περιφερειακή ταχύτητα εξόδου u_2 . Όσον αφορά στην διαφορά του αριθμού των πτερυγίων z , αυτή οφείλεται στην απόκλιση της γωνίας β εισόδου και εξόδου (Σχήμα 3.9). Σχετικά με τους βαθμούς απόδοσης, η ελάχιστη διαφορά που παρατηρείται στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης η_Q , οφείλεται σε αριθμητικό σφάλμα, που έχει γίνει στο παράδειγμα, σχετικά με την n_s . Η απόκλιση του μηχανικού η_m και ολικού βαθμού απόδοσης η , οφείλεται στο γεγονός ότι, στο παράδειγμα, ο η_m λαμβάνεται εμπειρικά και στη συνέχεια υπολογίζεται ο η , ενώ στην εφαρμογή, ο η_m υπολογίζεται από την εξίσωση (2.1) και ο η μέσω συνάρτησης σε κώδικα Matlab, βασισμένης στις καμπύλες του σχήματος Σχήμα 2.2 (Karassik et al., 2001). Η απόκλιση της διαμέτρου της πλήμνης D_{hub} , οφείλεται στο γεγονός ότι στο αριθμητικό παράδειγμα γίνεται τυποποίηση της διαμέτρου του άξονα D_{sh} , ενώ η εφαρμογή δεν έχει ακόμη την δυνατότητα τυποποίησης διαμέτρων των αξόνων. Η διαφορά που προκύπτει ως προς την διάμετρο του σωλήνα εισαγωγής D_{ps} , εμφανίζεται διότι, στο αριθμητικό παράδειγμα λαμβάνεται εμπειρικά, ενώ η εφαρμογή την προσδιορίζει μέσω συνάρτησης, στην οποία εμπεριέχονται τυποποιημένες διάμετροι σωλήνων και λαμβάνεται υπόψη η D_1 και τα όρια ταχύτητας ροής του ρευστού c_0 σε κλειστό αγωγό. Τέλος, η διαφορά του μανομετρικού ολίσθησης H_{slip} , οφείλεται σε αριθμητικό σφάλμα του παραδείγματος και η διαφορά στην τιμή του συντελεστή ολίσθησης p κατά Pfleiderer (2013), οφείλεται στην απόκλιση του συντελεστή διαμόρφωσης πτερυγίου ψ , που εξαρτάται από τη γωνία β_2 .

Στους ακόλουθους πίνακες (Πίνακας 9.2 & Πίνακας 9.3), γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων για τη μέθοδο υπολογισμού πτερυγίου με γραμμική κατανομή της σχετικής ταχύτητας w . Αρχικά, παρατηρείται διαφορά ως προς τις ακτίνες και αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι στο αριθμητικό παράδειγμα γίνεται τυποποίηση των διαμέτρων D_1 και D_2 , προς διευκόλυνση των υπολογισμών, ενώ η εφαρμογή χρησιμοποιεί τα αριθμητικά δεδομένα χωρίς τυποποίηση. Στη συνέχεια, το βήμα των πτερυγίων t , παρουσιάζει α-

πόκλιση και αυτό οφείλεται στον διαφορετικό αριθμό πτερυγίων z , που υπολογίστηκε από την εφαρμογή, σε σχέση με το αριθμητικό παράδειγμα. Τέλος, όσον αφορά στη λύση του ολοκληρώματος με τη μέθοδο βήμα προς βήμα, παρατηρείται ότι υπάρχει απόκλιση μεταξύ των αποτελεσμάτων και αυτό οφείλεται στο ότι έχουν επιλεχθεί διαφορετικές γωνίες β .

Πίνακας 9.2: Υπολογισμός πτερυγίου με γραμμική κατανομή της σχετικής ταχύτητας w .

S. No.	r (mm)	c_m (m/sec)	b (mm)	w (m/sec)	c_m/w	δ (mm)	$t=2\pi r/Z$ (mm)
1	46.50	2.26	24.94	9.05	0.25	5	0.06
2	54.67	2.18	21.95	8.62	0.25	5	0.07
3	62.83	2.11	19.78	8.19	0.26	5	0.08
4	71.00	2.03	18.15	7.76	0.26	5	0.09
5	79.17	1.96	16.90	7.33	0.27	5	0.10
6	87.33	1.88	15.94	6.90	0.27	5	0.11
7	95.50	1.81	15.18	6.47	0.28	5	0.12

β	$\tan\beta$	$B =$ $1/r \cdot \tan\beta$	$\Delta r =$ $(r_{i+1} - r_i)$	$(B_i + B_{i+1})$ $/2 = x$	$\{(B_i + B_{i+1})/2\} \cdot$ $\Delta r = \Delta\theta$	$\theta = \Sigma\Delta\theta$ rad	deg
14.45	0.26	83.5	0.008	76.67	0.63	0.00	0.00
14.67	0.26	69.9	0.008	64.82	0.53	0.63	35.8
14.91	0.27	59.6	0.008	55.82	0.46	1.16	66.2
15.19	0.27	51.9	0.008	48.73	0.40	1.61	92.3
15.49	0.28	45.6	0.008	42.97	0.35	2.01	115.1
15.84	0.28	40.4	0.008	38.17	0.31	2.36	135.2
16.23	0.29	36.0				2.67	153.1

Πίνακας 9.3: Υπολογισμός πτερυγίου με γραμμική κατανομή της σχετικής ταχύτητας w (Srinivasan, 2008), pp. 379.

S. No.	r mm	C_m m/sec	b mm	w m/sec	$\frac{C_m}{w}$	δ mm	$t = \frac{2\pi r}{Z}$ mm	$\frac{\delta}{t}$
1	45	2.26	25.8	7.49	0.3017	5	40.3919	0.1238
2	50	2.22	23.65	7.39	0.3004	5	44.8798	0.1114
3	60	2.14	20.45	7.19	0.2976	5	53.8558	0.0928
4	70	2.06	18.2	6.98	0.2951	5	62.8319	0.07958
5	80	1.98	16.5	6.78	0.2920	5	71.8078	0.0696
6	90	1.89	15.4	6.58	0.2872	5	80.7838	0.0619
7	100	1.81	14.5	6.37	0.2841	5	89.7598	0.0557

$\left(\frac{C_m}{w} + \frac{\delta}{t}\right)$ $= \sin \beta$	β	$\tan \beta$	$B = \frac{1}{r \tan \beta}$	$\Delta r =$ $(r_{i+1} - r_i)$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2} = x$	$\frac{B_i + B_{i+1}}{2} \times \Delta r$ $= \Delta \theta$	$\theta = \sum \Delta \theta$	
							rad	deg
0.4255	25.2	0.4702	47.26				0	0
0.4118	24.3	0.4519	44.25	0.005	45.759	0.228	0.228	13°
0.3904	22.98	0.4241	39.2989	0.01	41.7745	0.4177	0.6457	37°
0.3747	22.0	0.4041	35.3506	0.01	37.3248	0.3733	1.0190	58.4°
0.3616	21.2	0.3879	32.2263	0.01	33.7885	0.3379	1.3569	77.8°
0.3491	20.43	0.3725	29.8260	0.01	31.0262	0.3103	1.6672	95.5°
0.3398	19.87	0.3613	27.6776	0.01	28.7518	0.2875	1.9547	112°

9.2 ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 2

Στο δεύτερο παράδειγμα γίνεται σύγκριση των αποτελεσμάτων των θεωρητικών επιδόσεων με τα αποτελέσματα της αντίστοιχης μελέτης των Khin et al. (2008). Οι χαρακτηριστικές καμπύλες της εν λόγω μελέτης ψηφιοποιήθηκαν με τη χρήση του λογισμικού GetData Graph Digitizer., προκειμένου να παρουσιαστούν σε κοινό γράφημα με τα αποτελέσματα της εφαρμογής, στο Matlab. Οι χαρακτηριστικές καμπύλες μεταξύ των οποίων γίνεται η σύγκριση, είναι: η καμπύλη μανομετρικού κατά Euler και η καμπύλη μανομετρικού για πεπερασμένο αριθμό πτερυγίων (Σχήμα 9.1), η καμπύλη απωλειών κρούσης (Σχήμα 9.2), η καμπύλη απωλειών τριβής (Σχήμα 9.3) και η τελική αναμενόμενη χαρακτηριστική καμπύλη μανομετρικού της αντλίας (Σχήμα 9.4).

Τα δεδομένα τα οποία ορίζονται στην εργασία των Khin et al. (2008) για το σχεδιασμό της αντλίας, είναι:

- Παροχή σχεδιασμού $Q = 0.00293 \text{ m}^3/\text{s}$
- Μανομετρικό $H = 10 \text{ m}$
- Στροφές κινητήρα $n = 2900 \text{ rpm}$
- Ισχύς κινητήρα $P = 1 \text{ HP}$

Στην εργασία των Khin et al. (2008) αναφέρονται:

- Διάμετρος εισόδου $D_1 = 50 \text{ mm}$

- Διάμετρος εξόδου $D_2 = 95 \text{ mm}$
- Πλάτος πτερυγίου $b_1 = 10 \text{ mm}$
- Πλάτος πτερυγίου $b_2 = 8 \text{ mm}$

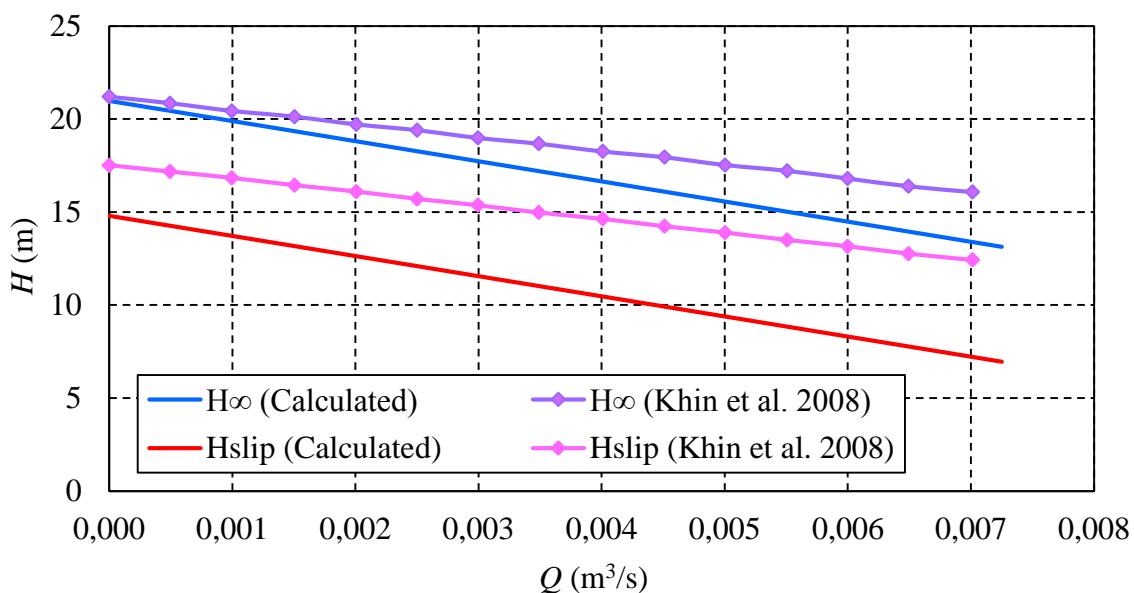
Οι αντίστοιχες τιμές, οι οποίες προκύπτουν μέσω του υπολογισμού με τη χρήση της εφαρμογής στο Matlab, είναι:

- Διάμετρος εισόδου $D_1 = 45 \text{ mm}$
- Διάμετρος εξόδου $D_2 = 105 \text{ mm}$
- Πλάτος πτερυγίου $b_1 = 12 \text{ mm}$
- Πλάτος πτερυγίου $b_2 = 6.5 \text{ mm}$

Επιπλέον,

- Γωνία εισόδου $\beta_1 = 14.5^\circ$
- Γωνία εξόδου $\beta_2 = 16.3^\circ$
- Ειδική ταχύτητα $n_q = 28.35$

Λόγω των διαφορών που προκύπτουν στις βασικές διαστάσεις, αναμένεται διαφοροποίηση της περιφερειακής ταχύτητας, στη θέση 1 και στη θέση 2, u_1 και u_2 , καθώς και της μεσημβρινής συνιστώσας της απόλυτης ταχύτητας c_{m1} και c_{m2} , σε σχέση με τη μελέτη με την οποία γίνεται η σύγκριση. Αυτό συνεπάγεται διαφοροποίηση των τριγώνων ταχυτήτων στην είσοδο και την έξοδο της πτερωτής, άρα και της γωνίας β_1 και β_2 (βλ. εδάφιο 3.2).

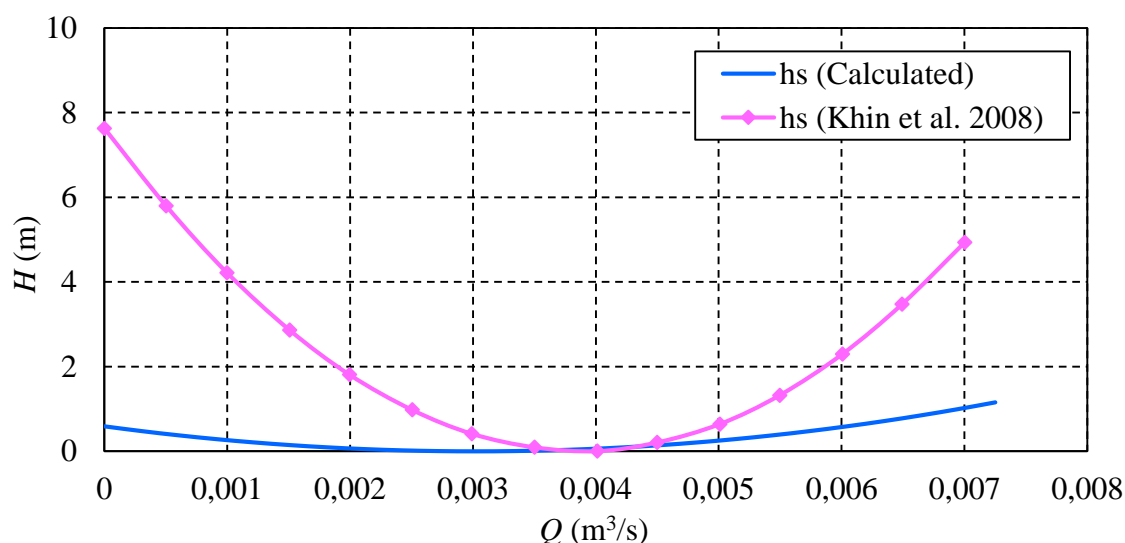


Σχήμα 9.1: Σύγκριση θεωρητικού μανομετρικού κατά Euler και μανομετρικού με απώλειες ολίσθησης, με τα αντίστοιχα αποτελέσματα της δημοσίευσης των Khin et al. (2008).

Όπως παρατηρείται και στο Σχήμα 9.1, η κλίση της χαρακτηριστικής καμπύλης μανομετρικού κατά Euler, από την μελέτη των Khin et al. (2008), είναι μικρότερη από την

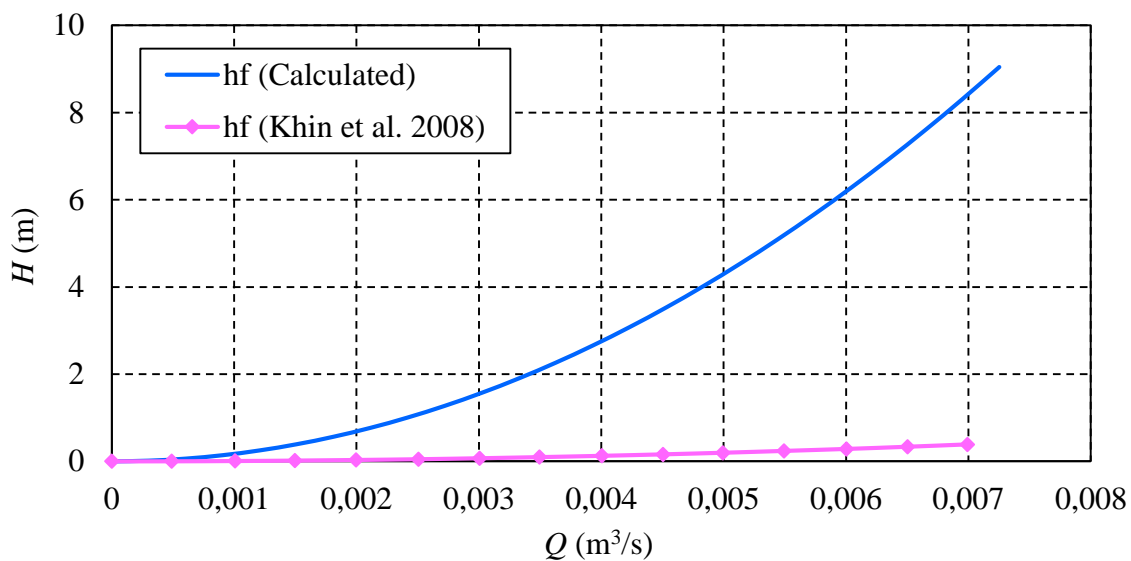
κλίση της αντίστοιχης καμπύλης μέσω της εφαρμογής στο Matlab. Αυτό δείχνει ότι η τιμή της γωνίας β_2 , η οποία υπολογίζεται μέσω της μεθοδολογίας που ακολουθείται από τους Khin et al. (2008), προκύπτει μεγαλύτερη από την αντίστοιχη τιμή, η οποία υπολογίζεται μέσω της μεθοδολογίας που χρησιμοποιείται στην εφαρμογή.

Η διαφορά στις απώλειες λόγω πεπερασμένου αριθμού πτερυγίων (Σχήμα 9.1), που υπολογίζονται μέσα από τις δυο μελέτες, οφείλεται στα μεγέθη από τα οποία εξαρτάται ο συντελεστής ολίσθησης (β_2, z) (βλ. εξίσωση (6.8)). Επίσης, παρατηρείται ότι στην εξίσωση υπολογισμού του συντελεστή ολίσθησης στην μελέτη των Khin et al. (2008), pp. 426 (eq. 31), χρησιμοποιείται και η γωνία β_1 στον παρονομαστή, ενώ στους υπολογισμούς χρησιμοποιείται η εξίσωση του συντελεστή ολίσθησης κατά Gulich, όπως αυτή λαμβάνεται από τον Djebedjian (2009).



Σχήμα 9.2: Σύγκριση απωλειών κρούσης με τα αποτελέσματα της δημοσίευσης των Khin et al. (2008).

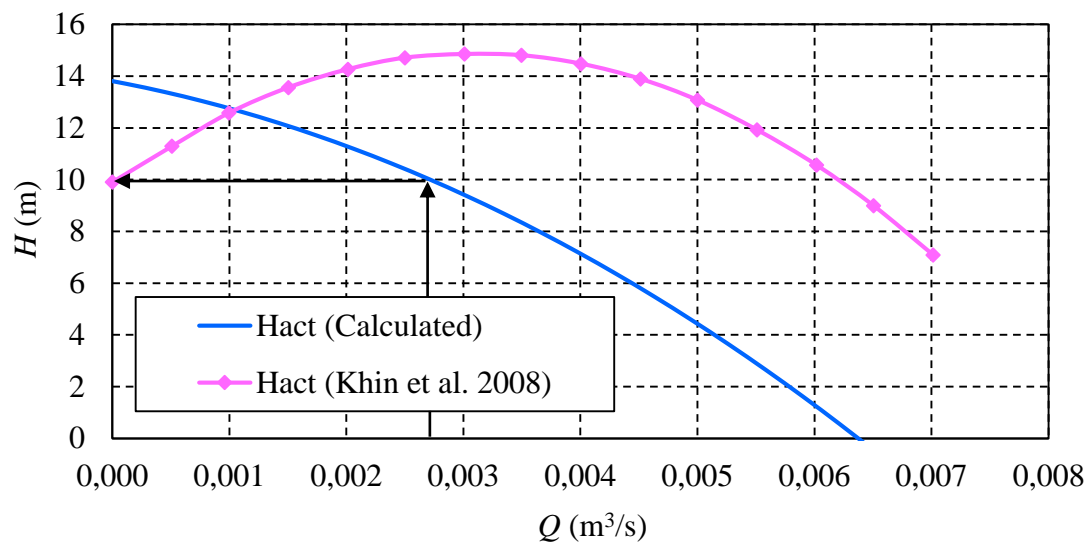
Οι απώλειες κρούσης (Σχήμα 9.2) υπολογίζονται από τη εξίσωση (6.11), η οποία είναι η ίδια εξίσωση με αυτήν που χρησιμοποιείται και στην μελέτη των Khin et al. (2008). Παρατηρείται ότι το μέγεθος των απωλειών κρούσης, προκύπτει σημαντικά μικρότερο συγκριτικά με τα αποτελέσματα της μελέτης των Khin et al. (2008). Σε κάθε περίπτωση, ο λόγος για τον οποίο προκύπτει αυτή η διαφορά, δεν μπορεί να προσδιοριστεί. Αυτό που μπορεί να σημειωθεί, είναι ότι οι μονάδες οι οποίες έχουν χρησιμοποιηθεί στην εξίσωση (6.11) για την παροχή Q και Q_N είναι m^3/h , ενώ δεν γίνεται σαφές ποιες είναι οι μονάδες οι οποίες χρησιμοποιούνται στην μελέτη των Khin et al. (2008).



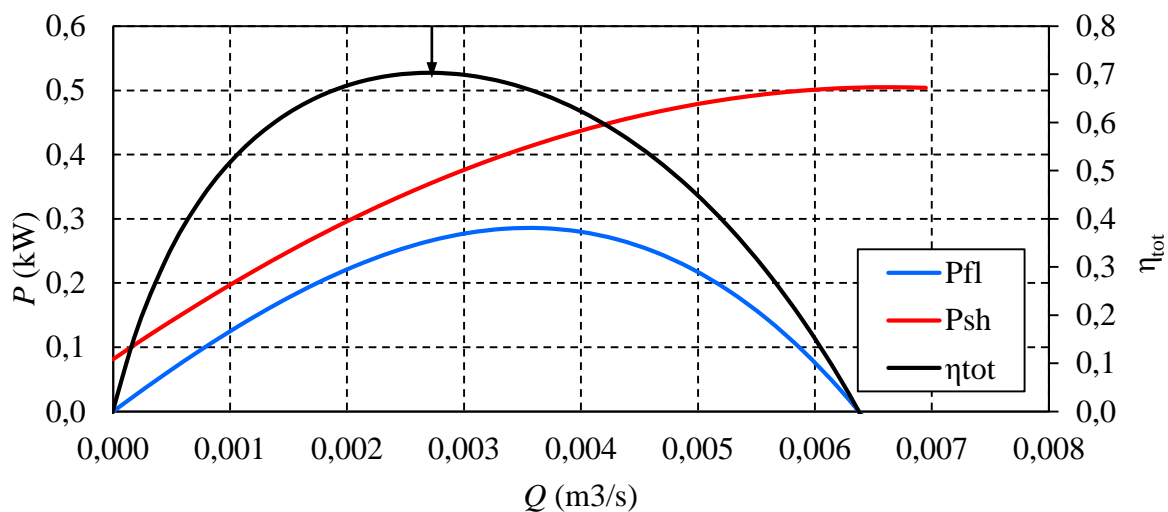
Σχήμα 9.3: Σύγκριση απωλειών τριβής με τα αποτελέσματα της δημοσίευσης των Khin et al. (2008).

Σε αντίθεση με τις απώλειες κρούσης, το μέγεθος των απωλειών τριβής (Σχήμα 9.3), προκύπτει σημαντικά μεγαλύτερο συγκριτικά με τα αποτελέσματα της μελέτης των Khin et al. (2008). Ο λόγος είναι ότι η μεθοδολογία που χρησιμοποιείται από τους Khin et al. (2008) ακολουθεί έναν διαφορετικό τρόπο προσέγγισης.

Στο Σχήμα 9.4, γίνεται σύγκριση του τελικού αναμενόμενου μανομετρικού της αντλίας. Και σε αυτή την περίπτωση παρουσιάζονται σημαντικές διαφορές. Όπως παρατηρείται, όμως, από το Σχήμα 9.5, το βέλτιστο σημείο λειτουργίας, όπως υπολογίζεται από την υπολογιστική εφαρμογή, προκύπτει για παροχή $Q = 0.00273 \text{ m}^3/\text{s}$, αρκετά κοντά με την παροχή σχεδιασμού $Q = 0.00293 \text{ m}^3/\text{s}$. Για την παροχή αυτή, το αντίστοιχο μανομετρικό είναι $H = 10 \text{ m}$, το οποίο ισούται με το μανομετρικό σχεδιασμού. Επίσης, ο μέγιστος βαθμός απόδοσης προκύπτει ίσος με $\eta = 0.703$. Σύμφωνα με το διάγραμμα ολικού βαθμού απόδοσης, συναρτήσει της ειδικής ταχύτητας και της παροχής (Σχήμα 2.2), ο ολικός βαθμός απόδοσης είναι $\eta = 0.63$.



Σχήμα 9.4: Σύγκριση πραγματικού μανομετρικού με τα αποτελέσματα της δημοσίευσης των Khin et al. (2008).



Σχήμα 9.5: Καμπύλη ολικού βαθμού απόδοσης, ισχύος ρευστού και ισχύος στον άξονα με τη χρήση της εφαρμογής στο Matlab για τα δεδομένα της μελέτης των Khin et al. (2008).

9.3 ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 3

Στο τρίτο παράδειγμα παρουσιάζεται η μελέτη φυγόκεντρης αντλίας, με χρήση της υπολογιστικής εφαρμογής στο λογισμικό Matlab. Τα δεδομένα για τη μελέτη της εν λόγω αντλίας είναι τα ακόλουθα:

- Μανομετρικό σχεδιασμού αντλίας, $H = 20\text{m}$
- Διακινούμενη παροχή αντλίας, $Q = 25\text{m}^3/\text{h}$
- Οδήγηση από ηλεκτροκινητήρα δύο πόλων ($P=2$) και σύγχρονο αριθμό στροφών $n = 3000\text{rpm}$.

- Πάχος πτερυγίου, $\delta = 3\text{mm}$.
- Θερμοκρασία νερού, $t_c = 20^\circ\text{C}$.

9.3.1 Ρευστομηχανικός σχεδιασμός

Οι υπολογιζόμενες παράμετροι από την υπολογιστική εφαρμογή, είναι οι εξής:

- angle_b1 (deg) 14.5562
- angle_b2 (deg) 17.5534
- nq (-) 26.4343
- ns (-) 96.4851
- D1 (mm) 59
- D2 (mm) 134
- cm1 (m/sec) 2.4065
- cm2 (m/sec) 1.9252
- w1 (m/sec) 9.575
- w2 (m/sec) 6.3834
- u1 (m/sec) 9.2677
- u2 (m/sec) 21.1341
- Vang (1/sec) 314.1593
- b1 (mm) 16.072
- b2 (mm) 8.8456
- z (-) 5

Επιπλέον, υπολογίζονται οι επί μέρους βαθμοί απόδοσης, ως εξής:

- Efh (%) 83.6493
- EfQ (%) 96.8687
- Efm (%) 84.6164
- Eftot (%) 68.5647

Τα χαρακτηριστικά του ηλεκτροκινητήρα, δηλαδή η ισχύς και η διάμετρος του άξονα:

- Pifin (kW) 2.2
- Motor Shaft Diam (mm) 24

Τα απαιτούμενα χαρακτηριστικά του άξονα της πτερωτής:

- Torque (kNm) 0.0070028
- Shaft (-) En8
- tep (N/mm²) 35
- SF (-) 2
- fs (N/mm²) 17.5
- Dsh (mm) 15
- Dh (mm) 22

Η διάμετρος του αγωγού αναρρόφησης:

- Dps (mm) 53.9
- Nomimal Size (') 2

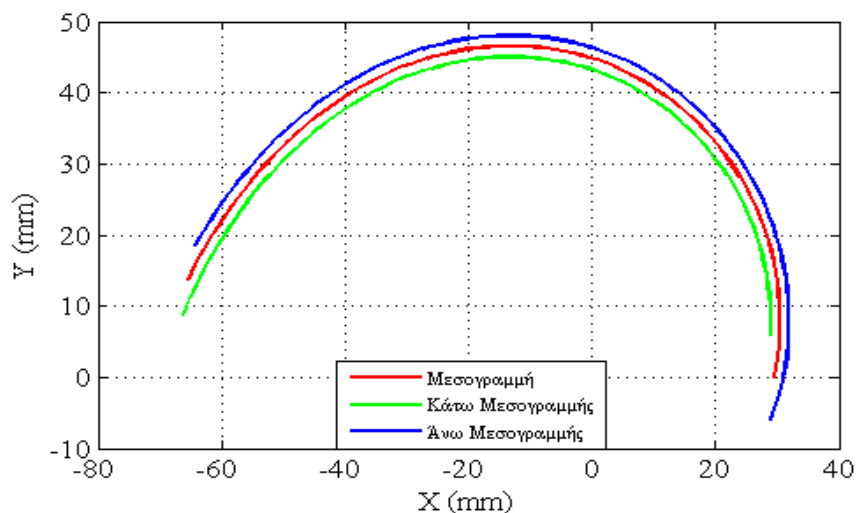
Οι θεωρητικές τιμές μανομετρικού παροχής και αδιάστατων αριθμών πίεσης και παροχής:

- Qth (m³/sec) 0.0071689
- Hthm (m) 23.9093
- ψ (-) 0.78096
- σ (-) 0.3824
- Hth (m) 33.0522

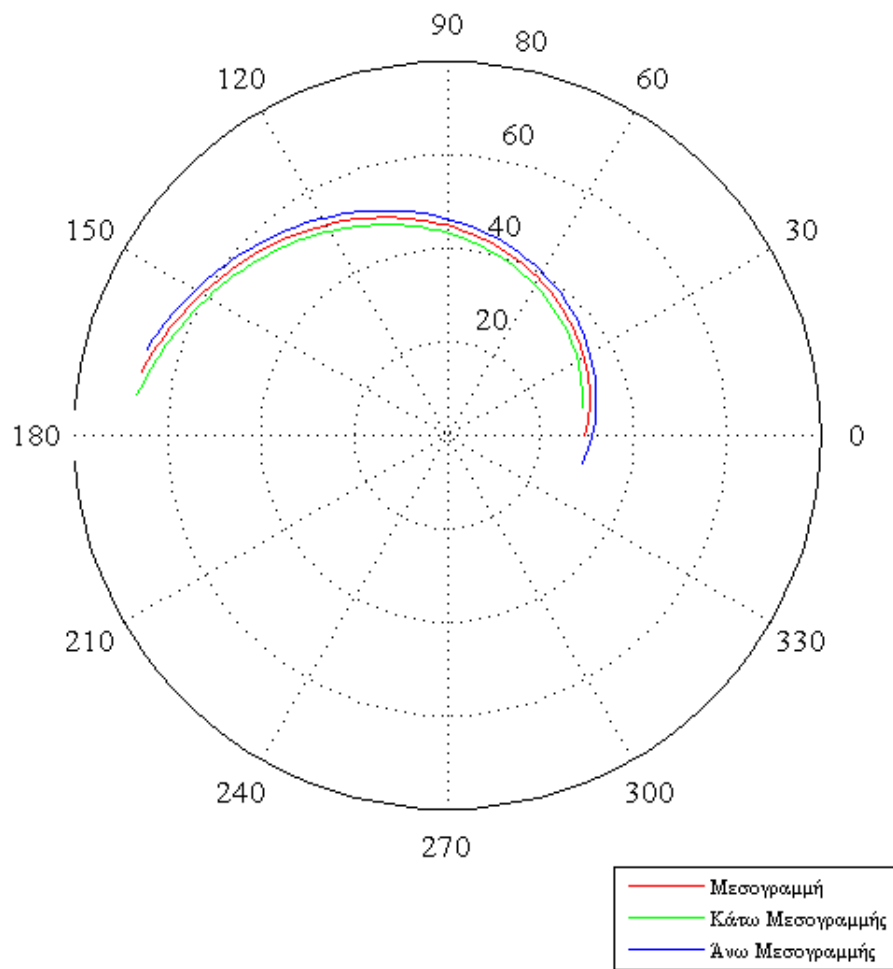
Αντλώντας από τα παραπάνω στάδια τα μεγέθη: μανομετρικό, παροχή και ειδικός αριθμός στροφών, υπολογίζονται οι ακόλουθες παράμετροι για το σπειροειδές κέλυφος:

- D3 (mm) 139.36
- b3 (mm) 15.5456
- Fv (-) 0.39721
- Cv (m/sec) 7.8684

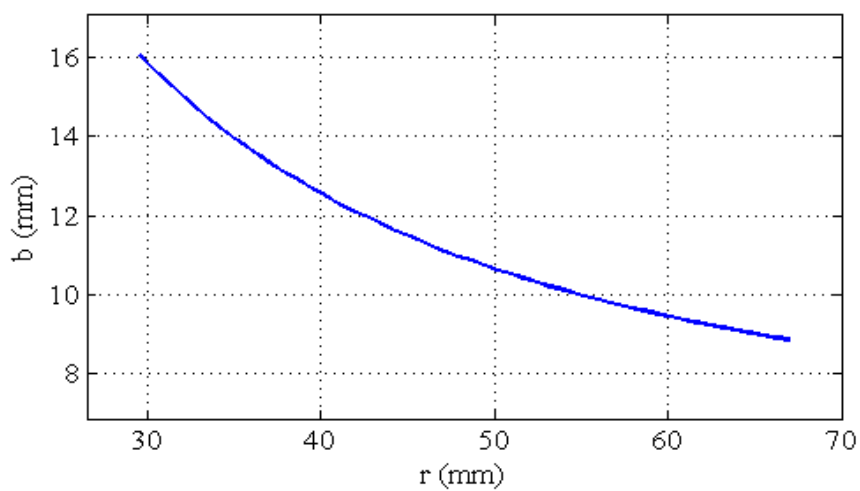
Ο ρευστομηχανικός σχεδιασμός της αντλίας ολοκληρώνεται με τη χάραξη του ενός περυγίου της περωτής (Σχήμα 9.6), τον υπολογισμό του πλάτους του περυγίου με την ακτίνα (Σχήμα 9.8), τα τρίγωνα ταχυτήτων (Σχήμα 9.9) και τη γεωμετρία της σπειροειδούς καμπύλης του κελύφους (Σχήμα 9.10). Εκτός από την απεικόνιση της μορφής του περυγίου σε καρτεσιανές συντεταγμένες, η υπολογιστική εφαρμογή έχει τη δυνατότητα απεικόνισης και σε πολικές συντεταγμένες (Σχήμα 9.7).



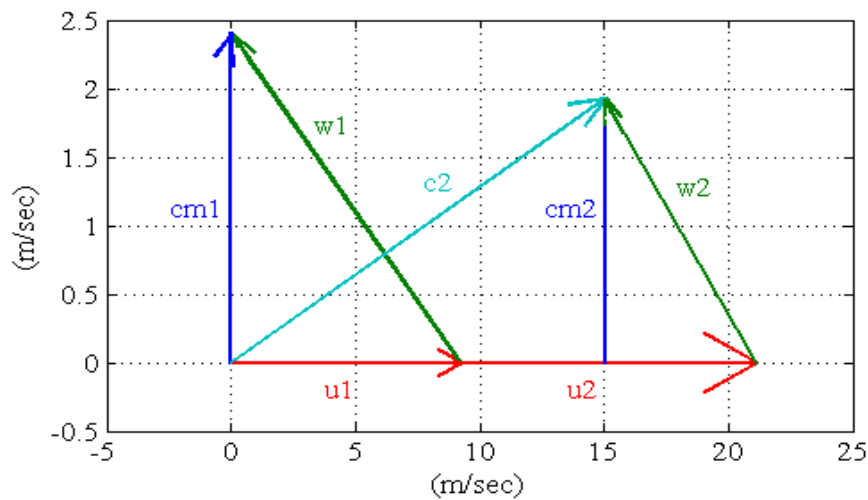
Σχήμα 9.6: Απεικόνιση μεσογραμμής και κατανομή του πάχους περυγίου σε καρτεσιανές συντεταγμένες (σταθερό πάχος 3mm).



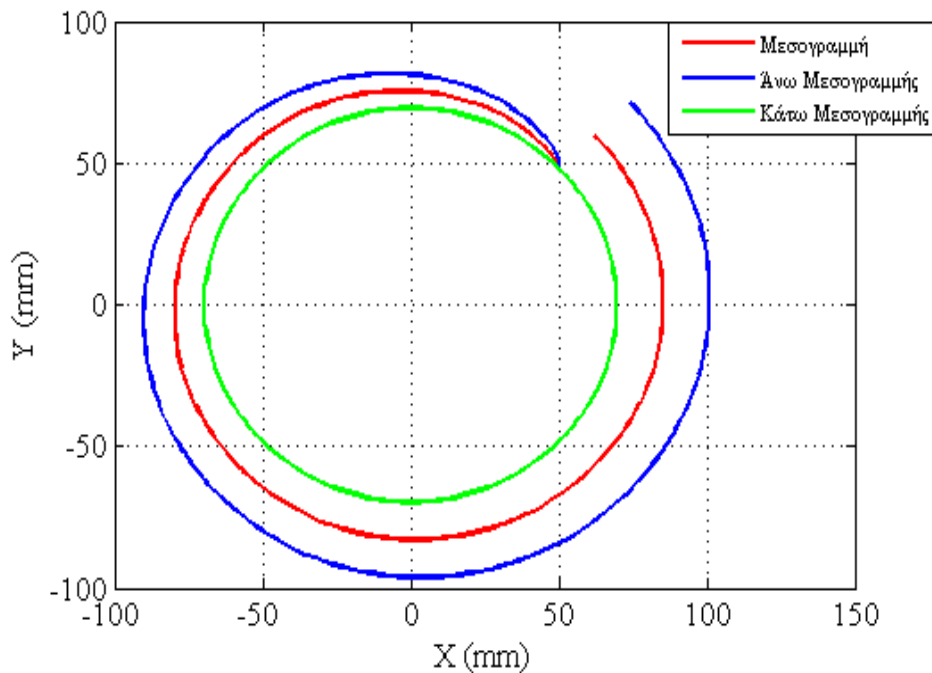
Σχήμα 9.7: Απεικόνιση της μορφής του περυγίου σε πολικές συντεταγμένες για το παράδειγμα μελέτης αντλίας.



Σχήμα 9.8: Διαμόρφωση του πλάτους του περυγίου, συναρτήσει της ακτίνας.



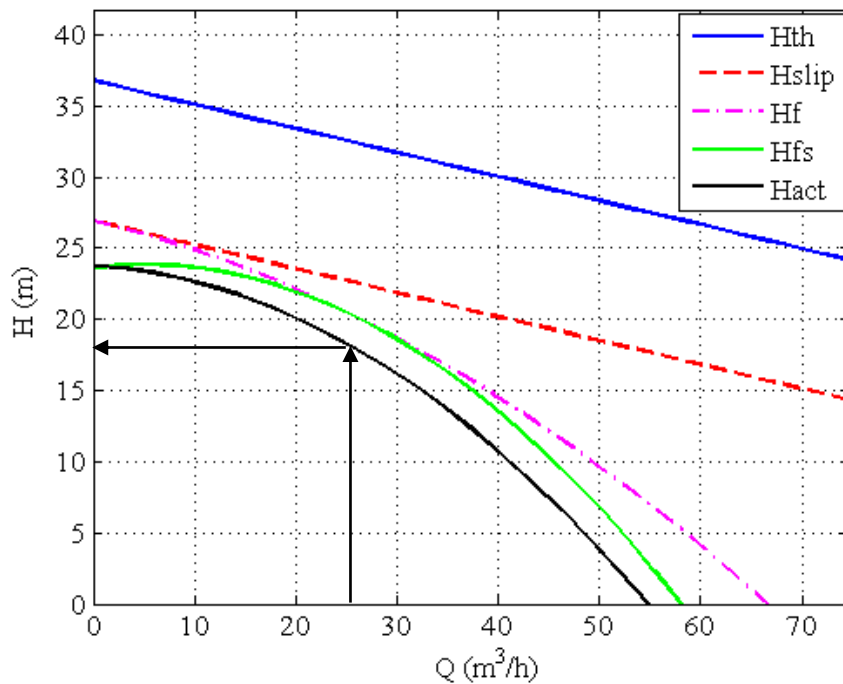
Σχήμα 9.9: Απεικόνιση τριγώνων ταχυτήτων εισόδου και εξόδου.



Σχήμα 9.10: Απεικόνιση σπειροειδούς κελύφους.

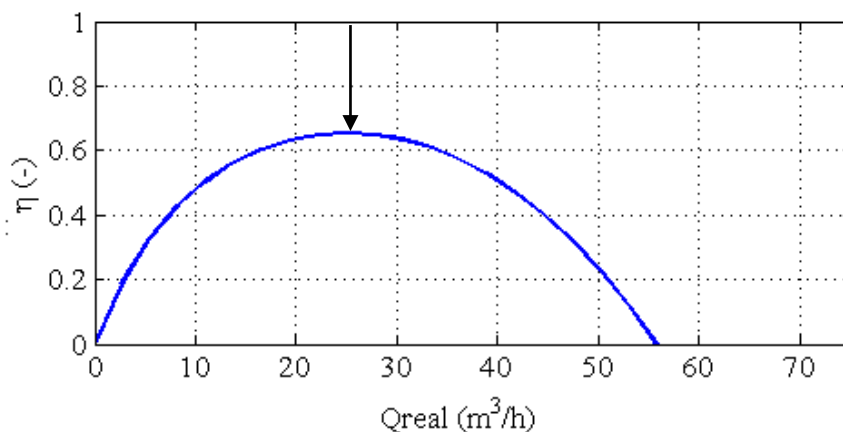
9.3.2 Πρόλεξη επιδόσεων

Στα αποτελέσματα προσδιορισμού επιδόσεων περιλαμβάνονται: α) οι χαρακτηριστικές καμπύλες μανομετρικού (με και χωρίς απώλειες, Σχήμα 9.11), β) η καμπύλη ισχύος του άξονα και του ρευστού (Σχήμα 9.13.α), γ) η καμπύλη του βαθμού απόδοσης (Σχήμα 9.12) και τέλος, δ) η καμπύλη του καθαρού θετικού ύψους αναρρόφησης (Σχήμα 9.13.β).

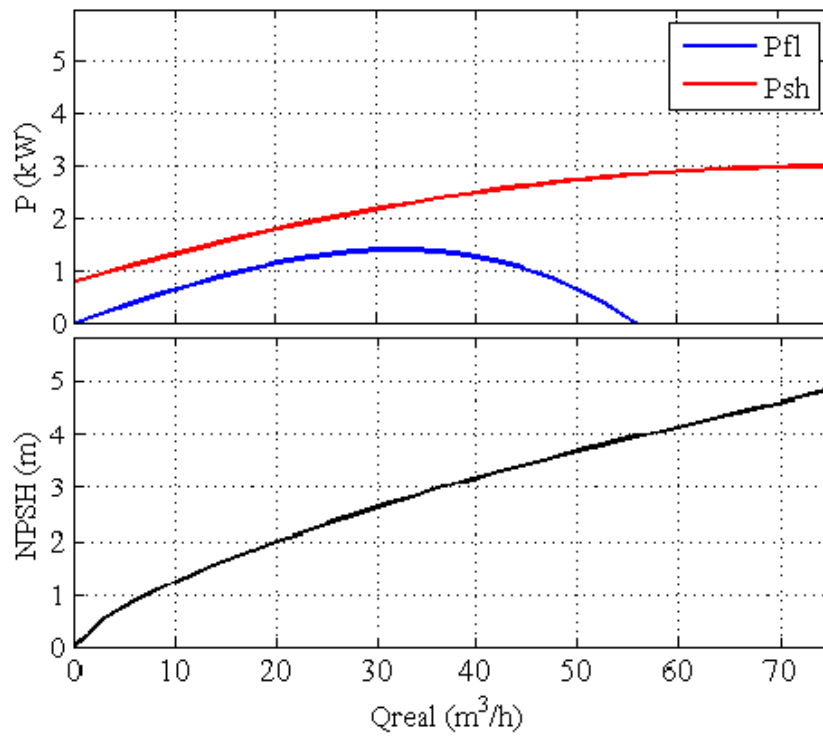


Σχήμα 9.11: Καμπύλες επιδόσεων μονομετρικού αντλίας με τις επί μέρους απώλειες (θεωρητική προσέγγιση), σημείο σχεδιασμού $H = 20m$ και $Q = 25m^3/h$.

Όπως παρατηρείται στο Σχήμα 9.12, το βέλτιστο σημείο λειτουργίας, προκύπτει για παροχή $Q = 26 m^3/h$, αρκετά κοντά με την παροχή σχεδιασμού ($Q = 25 m^3/h$). Για την παροχή αυτή, το αντίστοιχο μονομετρικό είναι $H = 17.7 m$, το οποίο είναι μικρότερο από το μονομετρικό σχεδιασμού ($H = 20 m$). Επίσης, ο μέγιστος βαθμός απόδοσης, προκύπτει ίσος με $\eta = 0.66$. Σύμφωνα με το διάγραμμα ολικού βαθμού απόδοσης, συναρτήσει της ειδικής ταχύτητας και της παροχής (Σχήμα 2.2), ο ολικός βαθμός απόδοσης είναι $\eta = 0,69$.



Σχήμα 9.12: Καμπύλη βαθμού απόδοσης αντλίας με σημείο σχεδιασμού $H = 20m$ και $Q = 25m^3/h$.



Σχήμα 9.13: Θεωρητικός προσδιορισμός ισχύος άξονα P_{sh} , ισχύος ρευστού P_{fl} και καθαρού θετικού ύψους αναρρόφησης $NPSH$.

10 ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ ΚΑΙ ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ

Η μελέτη του σχεδιασμού αντλιών αποτελεί ένα αρκετά δύσκολο και σύνθετο αντικείμενο. Για το λόγο αυτό, στην παρούσα εργασία, επιλέχθηκε η ενασχόληση με ορισμένο τμήμα του αντικειμένου, προκειμένου να γίνει όσον το δυνατόν μεγαλύτερη εμβάθυνση. Στην παρούσα εργασία, μελετώνται μόνο φυγόκεντρες αντλίες, οι οποίες διαθέτουν περωτή πλήρους ακτινικής ροής και η χάραξη των πτερυγίων γίνεται με τη μέθοδο της γραμμικής κατανομής της σχετικής ταχύτητας, ενώ το σπειροειδές κέλυφος είναι κυκλικής διατομής και σχεδιάζεται με τη μέθοδο της σταθερής μέσης ταχύτητας. Επίσης, θα πρέπει να αναφερθεί ότι ορισμένα τμήματα της αντλίας, όπως είναι η διαμόρφωση του διαχύτη, η καμπυλότητα στην πλήμνη της περωτής και το διάκενο του ρήγματος της περωτής, σχεδιάστηκαν προσεγγιστικά και δεν δύναται, προς το παρόν, να υπολογιστούν από την εφαρμογή. Τα τμήματα αυτά, αποτελούν ένα μεγάλο κομμάτι μελέτης από μόνα τους, οπότε δεν κατέστη εφικτή η εκτενέστερη διερεύνησή τους στα πλαίσια αυτής της εργασίας.

Πρέπει να σημειωθεί ότι η μελέτη πραγματοποιήθηκε βασιζόμενη στη θεωρία της μονοδιάστατης ροής, η οποία δεν περιγράφει με ακρίβεια τη ροή στο εσωτερικό της αντλίας, καθώς σε πραγματικές συνθήκες η κατανομή της δυναμικής και της στατικής πίεσης δεν είναι ομοιόμορφη. Παρ' όλα αυτά, είναι η βασική θεωρία, η οποία εφαρμόζεται για πολλά χρόνια και έχει αποδειχθεί ότι δίνει αξιόπιστα αποτελέσματα. Η διαμόρφωση του πλάτους πτερυγίου, προσεγγίζεται βάσει της γραμμικής κατανομής της μεσημβρινής συνιστώσας της ταχύτητας και με γνώμονα να ικανοποιεί την εξίσωση της συνέχειας σε όλο το εύρος του μήκους του. Τα τρίγωνα ταχυτήτων (Σχήμα 9.9), απεικονίζουν τις συνθήκες ροής στην εισαγωγή και εξαγωγή ιδεατής περωτής, ενώ η μεταβολή τους για πεπερασμένο αριθμό πτερυγίων, δεν υπολογίζεται σε αυτό το στάδιο της υπολογιστικής εφαρμογής.

Για τον έλεγχο της ορθότητας των αποτελεσμάτων των γεωμετρικών χαρακτηριστικών της υπολογιστικής εφαρμογής, έγινε σύγκριση με το αριθμητικό παράδειγμα του Srinivasan (2008), pp. 375 – 380 & 409 – 410, (Parag. D1-A&D2), ενώ για τον έλεγχο των αποτελεσμάτων προσδιορισμού επιδόσεων, έγινε σύγκριση με την αντίστοιχη μελέτη των Khin et al.(2008). Από τη σύγκριση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών, προκύπτουν ορισμένες αποκλίσεις, οι οποίες οφείλονται κυρίως σε παρεμβάσεις του συγγραφέα στα αριθμητικά αποτελέσματα, με διορθωτικούς συντελεστές και τυποποιήσεις. Στο εδάφιο 9.1, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της σύγκρισης σε μορφή πινάκων και επεξηγούνται εκτενώς οι διαφορές που προκύπτουν. Όσον αφορά στη σύγκριση των θεωρητικών επιδόσεων, σε γενικές γραμμές παρατηρείται ότι, προκύπτουν μεγάλες διαφορές μεταξύ των καμπυλών κρούσης, τριβής και μανομετρικού. Οι διαφορές που προκύπτουν, οφείλονται κυρίως στο διαφορετικό τρόπο προσέγγισης ορισμένων μεγεθών, αλλά και σε αιτίες που δεν δύναται να προσδιοριστούν. Στο εδάφιο 9.2 απεικονίζονται τα συγκριτικά διαγράμματα και γίνεται ο εκτενής σχολιασμός τους. Γενικότερα

και σύμφωνα με αντίστοιχες μελέτες της βιβλιογραφίας, τα αποτελέσματα της υπολογιστικής εφαρμογής προκύπτουν ικανοποιητικά για ορισμένο εύρος ειδικού αριθμού στροφών $n_q \approx 20$, χωρίς όμως αυτό να προσδιορίζεται με ακρίβεια.

Η καμπύλη του θεωρητικού μανομετρικού για άπειρο αριθμό πτερυγίων, όπως ήταν αναμενόμενο, προκύπτει ως μία καμπύλη πρώτου βαθμού φθίνουσας μορφής. Παρατηρείται ότι, με τη χρήση του συντελεστή ολίσθησης, το θεωρητικό μανομετρικό για πεπερασμένο αριθμό πτερυγίων μειώνεται σημαντικά και η νέα χαρακτηριστική που προκύπτει είναι επίσης, μία καμπύλη πρώτου βαθμού φθίνουσας μορφής. Λόγω της μορφής της καμπύλης του μανομετρικού, εφόσον ληφθούν υπόψη οι απώλειες τριβής, παρατηρείται ότι, είναι μηδενικές για μηδενική παροχή και αυξάνονται εκθετικά συναρτήσει της παροχής. Επιπλέον, λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες κρούσης, η καμπύλη του μανομετρικού διαμορφώνεται στην αναμενόμενη μορφή της και συμπεραίνεται ότι στο βέλτιστο σημείο οι απώλειες κρούσης είναι μηδενικές, ενώ αυξάνουν όσο η αντλία αποκλίνει από το βέλτιστο σημείο λειτουργία της. Η τελική καμπύλη του μανομετρικού διαμορφώνεται από τις ογκομετρικές απώλειες (Σχήμα 9.11, Εδάφιο 9.3.2). Σε χαμηλές τιμές παροχής οι ογκομετρικές απώλειες είναι αισθητά αυξημένες, ενώ μειώνονται για υψηλές τιμές της παροχής. Οι τιμές του ολικού βαθμού απόδοσης συγκλίνουν με τις αντίστοιχες τιμές του θεωρητικού γραφήματος ολικού βαθμού απόδοσης, συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών και της παροχής (Σχήμα 2.2). Η καμπύλη ισχύος στον άξονα της αντλίας έχει αντίστοιχη μορφή με τα διαγράμματα ισχύος των αντλιών του εμπορίου. Παρατηρήθηκε, κατά τους υπολογισμούς, ότι η καμπύλη ισχύος επηρεάζεται κυρίως από τις ογκομετρικές απώλειες και η τιμή της στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας, καλύπτεται από την αντίστοιχη τιμή διαστασιολόγησης του κινητήρα. Εν κατακλείδι, η καμπύλη του καθαρού θετικού ύψους αναρρόφησης της αντλίας, έχει την αντίθετη καμπυλότητα από τις αντίστοιχες πραγματικές και αυτό οφείλεται στον θεωρητικό τρόπο προσέγγισης, παρ' όλα αυτά, η τάξη μεγέθους είναι σε λογικά πλαίσια.

Θα ήταν χρήσιμο, για λόγους περαιτέρω επαλήθευσης των αποτελεσμάτων της υπολογιστικής εφαρμογής, να παραχθούν αποτελέσματα όμοια με αυτά αντλιών ήδη κατασκευασμένων (εμπορίου) και να γίνει σύγκριση τόσο των γεωμετρικών διαστάσεων, όσο και των χαρακτηριστικών καμπυλών των επιδόσεων. Αυτό όμως, είναι κάτι το οποίο δεν προβλέπεται στα πλαίσια της παρούσας εργασίας και για το λόγο αυτό, τίθεται σαν θέμα προς μελλοντική διερεύνηση. Επιπλέον, ως θέμα διερεύνησης και μελλοντικής επέκτασης, θα μπορούσε να τεθεί η υπολογιστική ρευστοδυναμική ανάλυση (Computational Fluid Dynamics, CFD) των τρισδιάστατων μοντέλων των αντλιών, που σχεδιάζονται με τη βοήθεια της παρούσας μελέτης. Ενώ, δεν θα μπορούσε να παραληφθεί και η δυνατότητα κατασκευής πειραματικής αντλίας με τη μέθοδο της χύτευσης, για την εξαγωγή πειραματικών αποτελεσμάτων και τη σύγκριση τους με τα αντίστοιχα θεωρητικά, που προκύπτουν μέσω της παρούσας εργασίας.

Βασικό θέμα προς διερεύνηση και επέκταση της παρούσας εργασίας, είναι η προγραμματιστική επέκταση της υπολογιστικής εφαρμογής, με σκοπό να προσφέρεται η δυνατότητα μελέτης και υπολογισμού διαφορετικών τύπων στροβιλομηχανών. Για το λόγο αυτό, η εφαρμογή σχεδιάστηκε με τέτοιο τρόπο, ώστε να δημιουργεί ένα πλαίσιο, πάνω

στο οποίο μπορούν να προστεθούν τμήματα αλγορίθμου, προκειμένου να δημιουργηθεί ένα ολοκληρωμένο λογισμικό. Η υπολογιστική εφαρμογή, όπως έχει προαναφερθεί, προσφέρει τη δυνατότητα υπολογισμού περωτής πλήρους ακτινικής ροής, με πτερύγια σχεδιασμένα με τη μέθοδο της γραμμικής κατανομής της σχετικής ταχύτητας, ενώ το σπειροειδές κελύφος είναι κυκλικής διατομής και σχεδιάζεται με τη μέθοδο της σταθερής μέσης ταχύτητας. Θα ήταν χρήσιμο, προσθέτοντας στον αλγόριθμο της εφαρμογής κατάλληλες συναρτήσεις, να δοθεί η δυνατότητα υπολογισμού της μεσογραμμής του πτερυγίου με τη μέθοδο του απλού κυκλικού τόξου (Εδάφιο 3.7.1) και τη μέθοδο του διπλού κυκλικού τόξου (Εδάφιο 3.7.2), ή ακόμη και η πολυωνυμική μεταβολή της σχετικής ταχύτητας, ή της γωνίας β . Επίσης, όσον αφορά στην περωτή, παρέχεται και η δυνατότητα επέκτασης του τρόπου κατανομής του πάχους του πτερυγίου, με γραμμική ή πολυωνυμική μεταβολή, από την είσοδο έως την έξοδο του πτερυγίου. Η ίδια δυνατότητα επέκτασης, παρέχεται και για τον υπολογισμό του σπειροειδούς κελύφους ως προς τον τρόπο ροής, δηλαδή με τη μέθοδο σταθερής γωνιακής ορμής, αλλά και ως προς τη διατομή της σπείρας του κελύφους δηλαδή, αν έχει τραπεζοειδές ή ορθογωνικό σχήμα. Τέλος, μία ακόμη προοπτική που παρέχει η εφαρμογή σχετικά με την επέκτασή της, είναι η δημιουργία τμημάτων για τον υπολογισμό διαφορετικού είδους ρευστού, όπως αέρα, αλλά και διαφορετικού είδους ροής, μικτής ή αξονικής. Με τον τρόπο αυτό, η εφαρμογή ολοκληρώνεται, παρέχοντας τη δυνατότητα υπολογισμού φυσητήρων, ανεμιστήρων και αντλιών.

11 ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- [1] Assael, M. J., Trusler, J. P. M., & Tsolakis, T. F. (1996). *Thermophysical Properties of Fluids: An Introduction to Their Prediction*. Imperial College Press.
- [2] Digitize graphs and plots - GetData Graph Digitizer - graph digitizing software - download. (n.d.). Retrieved January 1, 2017, from <http://getdata-graph-digitizer.com/download.php>
- [3] Djebedjian, B. (2009). Theoretical Model to Predict the Performance of Centrifugal Pump Equipped with Splitter Blades. *Mansoura Engineering Journal*, 34(2), 50–70.
- [4] El-Naggar, M. A. (2013). A One-Dimensional Flow Analysis for the Prediction of Centrifugal Pump Performance Characteristics. *International Journal of Rotating Machinery*, 2013(2013), pp 1-19. <https://doi.org/10.1155/2013/473512>
- [5] Foslie, S. S. (2013). *Design of Centrifugal Pump for Produced Water*. Master of Science in Mechanical Engineering. Retrieved from <http://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:706852/FULLTEXT01.pdf>
- [6] Gulich, J. F. (2008). *Centrifugal Pumps* (3rd Edition). Springer - Verlag Berlin Heidelberg.
- [7] Karassik, I. J., Messina, J. P., Cooper, P., & Heald, C. C. (2001). *Pump Handbook* (3rd Edition). McGraw-Hill.
- [8] Khin, C. T., Mya, M. K., & Khin, M. A. (2008). Design and Performance Analysis of Centrifugal Pump. *World Academy of Science Engineering and Technology*, 22, 422–429.
- [9] Leonhard Euler - Wikipedia. (n.d.). Retrieved December 8, 2016, from https://en.wikipedia.org/wiki/Leonhard_Euler
- [10] Lobanoff, V. S., & Ross, R. R. (1992). *Centrifugal Pumps Design & Application* (2nd Edition). Gulf Publishing Company, Houston, TX.
- [11] MATLAB - MathWorks - MATLAB & Simulink. (n.d.). Retrieved December 8, 2016, from <https://www.mathworks.com/products/matlab.html>
- [12] Motors, L. (2005). *The Motor Guide* (2nd Edition). ABB. Retrieved from <https://goo.gl/kE1ndi>
- [13] Pfleiderer, C. (2013). *Strömungsmaschinen*. Springer-Verlag.
- [14] Pfleiderer, C., & Petermann. (2005). *Strömungsmaschinen*. Retrieved from <http://www.springer.com/de/book/9783540221739>
- [15] Solidworks, 3D CAD Design Software. (n.d.). Retrieved December 9, 2016, from <http://www.solidworks.com/>

- [16] Srinivasan, K. M. (2008). *Rotodynamic Pumps Centrifugal and Axial*. New Age International Ltd.
- [17] Stepanoff, A. J. (1957). *Flow Pumps Design and Application* (2nd Edition). Krieger Publishing Company, Malabar, Florida.
- [18] Turton, R. K. (1994). *Rotodynamic Pump Design*. Cambridge University Press.
- [19] Tuzson, J. (2000). *Centrifugal Pump Design*. John Wiley & Sons.
- [20] Volk, M. (2005). *Pump Characteristics and Applications* (2nd Edition). Taylor & Francis Group, LLC. Retrieved from <http://bookzz.org/ireader/1306920>
- [21] Zotero | Home. (n.d.). Retrieved January 8, 2017, from <https://www.zotero.org/>
- [22] Μέντζος, Μ., & Βρώτσος, Σ. (1997). *Ρευστομηχανικός και Κατασκευαστικός Σχεδιασμός Φυγοκεντρικών Αντλιών*. Τεχνολογικό Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Πειραιά, Πειραιάς.
- [23] Παπανίκας, Γ. Δ. (2012). *Ρευστοδυναμικές Μηχανές* (3η Έκδοση). Αθήνα: Φ. Παπανίκας & ΣΙΑ Ο.Ε.
- [24] Παπαντώνης, Ε. Δ. (2009). *Υδροδυναμικές Μηχανές Αντλίες - Υδροστρόβιλοι Υδροδυναμικές Μεταδόσεις*. Εκδόσεις Συμεών.
- [25] Φιλίος, Α. Ε. (2015). Τυπολόγιο μαθήματος “Ρευστοδυναμικές Μηχανές.” Retrieved from <https://goo.gl/W8NJSI>

12 ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α: ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΗ ΕΦΑΡΜΟΓΗ

12.1 ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ

Μαθηματικό σύμβολο	Σύμβολο Matlab	Επεξήγηση	Μονάδες
a	a	Ειδικό έργο	J/kg
a_H	aH	Ειδικό έργο συγκράτησης της πίεσης	J/kg
b	b	Πλάτος της πτερωτής	m
b_{cl}	bcl	Πλάτος διακένου της πτερωτής	m
c	c	Απόλυτη ταχύτητα	m/s
c_m	cm	Προβολή της απόλυτης ταχύτητας στο μεσημβρινό επίπεδο	m/s
c_o	co	Αξονική ταχύτητα στο μάτι της πτερωτής	m/s
c_u	cu	Εφαπτομενική συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας	m/s
c_v	cv	Ταχύτητα ροής στο σπειροειδές κέλυφος	m/s
f	f	Συχνότητα	Hz
f_s	fs	Τάση λειτουργίας	N/m ²
g	g	Επιτάχυνση της βαρύτητας	m/s ²
h_f	Hf	Απώλειες τριβής	m
h_{fs}	Hfs	Απώλειες τριβής και κρούσης	m
h_{rec}	Hrec	Απώλειες ανακυκλοφορίας	m
h_s	Hs	Απώλειες κρούσης	m
k	k	Συντελεστής διαρροής	-
n	n	Αριθμός στροφών	rpm
n_q	nq	Ειδικός αριθμός στροφών ως προς παροχή	-
n_s	ns	Ειδικός αριθμός στροφών ως προς ισχύ	-
p	p	Συντελεστής ολίσθησης κατά Pfleiderer	-
p_1	p1	Στατική πίεση στην είσοδο	Pa
p_2	p2	Στατική πίεση στην έξοδο	Pa
r	r	Ακτίνα	m
s	s	Προβολή πάχους πτερυγίου	m
t	t	Απόσταση μεταξύ των πτερυγίων	m
t_c	tc	Θερμοκρασία	°C

Μαθηματικό σύμβολο	Σύμβολο Matlab	Επεξήγηση	Μονάδες
u	u	Περιφερειακή ταχύτητα	m/s
w	w	Σχετική ταχύτητα	m/s
w_{av}	wav	Μέση σχετική ταχύτητα	m/s
w_u	wu	Εφαπτομενική συνιστώσα της σχετικής ταχύτητας	m/s
z	z	Αριθμός πτερυγίων	-
C_d	Cd	Συντελεστής Διάχυσης	-
C_f	Cf	Συντελεστής τριβής επίπεδης πλάκας παράλληλης ροής	-
D_1	D1	Διάμετρος εισόδου πτερωτής	m
D_2	D2fin	Διάμετρος εξόδου πτερωτής	m
D_3	D3	Διάμετρος σπειροειδούς κελύφους	m
D_h	Dh	Υδραυλική διάμετρος	m
D_{hub}	Dhub	Διάμετρος πλήμνης	m
D_{ps}	Dps	Διάμετρος σωλήνα	m
D_{sh}	Dsh	Διάμετρος άξονα	m
H	H	Μανομετρικό	m
H_{act}	Hact	Αναμενόμενο υπολογιστικό μανομετρικό	m
H_f	Hf	Μανομετρικό με απώλειες τριβής	m
H_{fs}	Hfs	Μανομετρικό με απώλειες τριβής και κρούσης	m
H_s	Hs	Μανομετρικό με απώλειες κρούσης	m
H_{slip}	Hthm	Μανομετρικό για πεπερασμένο αριθμό πτερυγίων	m
H_∞	Hth	Μανομετρικό κατά Euler	m
K	K	Συντελεστής ταχύτητας κελύφους	-
L_b	Lb	Μήκος πτερυγίου	m
M	Shaft	Υλικό άξονα	-
$NPSH$	NPSH	Καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης	m
P	P	Αριθμός πόλων κινητήρα	-
P_{fl}	Pfl	Ισχύς ρευστού	W
P_i	Pi	Ισχύς εισόδου	W
P_o	Po	Ισχύς εξόδου	W
P_{sh}	Psh	Ισχύς στον άξονα της πτερωτής	W


```

% Begin initialization code - DO NOT EDIT
gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',  gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @Impeller_Design_Case_Design_OpeningFcn,
                  ...
                  'gui_OutputFcn',  @Impeller_Design_Case_Design_OutputFcn,
                  ...
                  'gui_LayoutFcn',  [] , ...
                  'gui_Callback',   []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% btnCalculate
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

function btnRun_Callback(hObject, eventdata, handles)
% Selecting the set of points before running
prompt={'Selecting the set of points before running:', 'Input number of Hz:'
};
name='Input the set of points & Hz';
numlines=1;
defaultanswer={'30', '50'};
options.Resize='on';
options.WindowStyle='normal';
options.Interpreter='tex';
options.String='off';

answer=inputdlg(prompt,name,numlines,defaultanswer,options);

% Wait Bar
h=waitbar(0, 'Loading...',...
         'Name', 'Waitbar', ...
         'CreateCancelBtn', ...
         'setappdata(gcf, 'cancel_callback', 1)');
setappdata(h, 'cancel_callback', 0);
steps=150;
for step=1:steps
    if getappdata(h, 'cancel_callback')
        break;
    end
    waitbar(step/steps,h,sprintf('Loading...%.2f%%', step/steps*100));
end
delete(h)

% Design Data
format bank
H=str2double(get(handles.txtHead, 'string'));
handles.H=H;
Q=str2double(get(handles.txtFlowRate, 'string'));
handles.Q=Q;
P=str2double(get(handles.txtNumberofPoles, 'string'));
handles.P=P;
t=str2double(get(handles.txtTemperature, 'string'));
handles.t=t;
thickness=str2double(get(handles.txtThickness, 'string'));
handles.thickness=thickness;

```

```

% Impeller Calculations
handles.Hz=str2double(answer{2});
[n,den,ns,nq,D1,u1,cm1,angle_B1,w1,D2fin,u2,cm2,angle_B2,w2,zfin,...
    c2u,Vang,b1,b2,Efh,EfQ,Efm,Eftot,Pifin,MotorShaftDiam,T,Shaft,...
    tep,SF,fs,Dsh,Dhfin,Qth,Dps,NomSize,Hm,y,p,Htot] = ...
    Centrifugal_Impeller_Design(handles.H,handles.Q,handles.P,handles.t,
handles.Hz);

% Output
handles.n=n;
handles.den=den;
handles.ns=ns;
set(handles.txtns, 'string', num2str(handles.ns));
handles.nq=nq;
set(handles.txtnq, 'string', num2str(handles.nq));
handles.D1=D1;
set(handles.txtD1, 'string', num2str(handles.D1));
handles.cm1=cm1;
set(handles.txtcm1, 'string', num2str(handles.cm1));
handles.angle_B1=angle_B1;
set(handles.txtangle_b1, 'string', num2str(angle_B1));
handles.w1=w1 ;
set(handles.txtw1, 'string', num2str(handles.w1));
handles.cm2=cm2;
set(handles.txtcm2, 'string', num2str(handles.cm2));
handles.w2=w2;
set(handles.txtw2, 'string', num2str(handles.w2));
handles.angle_B2=angle_B2;
set(handles.txtangle_b2, 'string', num2str(angle_B2));
handles.zfin=zfin;
handles.D2fin=D2fin;
set(handles.txtD2, 'string', num2str(handles.D2fin));
handles.u1=u1;
handles.u2=u2;
handles.c2u=c2u;
handles.Vang=Vang;
handles.b1=b1;
handles.b2=b2;

% Efficiency
handles.Efh=Efh;
handles.EfQ=EfQ;
handles.Efm=Efm;
handles.Eftot=Eftot;

% Motor
handles.Pifin=Pifin;
handles.MotorShaftDiam=MotorShaftDiam;

% Impeller Shaft
handles.T=T;
handles.Shaft=Shaft;
handles.tep=tep;
handles.SF=SF;
handles.fs=fs;
handles.Dsh=Dsh;
handles.Dhfin=Dhfin;

% Inlet Pipe
handles.Dps=Dps;
handles.NomSize=NomSize;

% Theoretically Sizes
handles.Qth=Qth;
handles.Hm=Hm;
handles.y=y;
handles.p=p;

```



```

% Btnpopup1 Choose Figure
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

function btnpopup1_Callback(hObject, eventdata, handles)
    position1 = get(handles.btnpopup1, 'Value');
    if position1==1
        [X,Y,Z]=Theta_fin(handles.m,handles.D1,handles.D2fin,handles.cm1,...
            handles.cm2,handles.w1,handles.w2,handles.zfin);           %rad and deg
        [Xplus,Yplus,Zplus,Xsub,Ysub,Zsub]=...
            Blade_Thickness(handles.thickness,handles.m,handles.D1,...
                handles.D2fin,handles.cm1,handles.cm2,...
                handles.w1,handles.w2,handles.zfin);
        set(handles.uitableCart1, 'Data', ([X,Y,Z]));
        set(handles.uitableCart2, 'Data', ([Xplus,Yplus,Zplus]));
        set(handles.uitableCart3, 'Data', ([Xsub,Ysub,Zsub]));
        handles.X=[X];
        handles.Y=[Y];
        handles.Z=[Z];
        handles.Xplus=[Xplus];
        handles.Yplus=[Yplus];
        handles.Zplus=[Zplus];
        handles.Xsub=[Xsub];
        handles.Ysub=[Ysub];
        handles.Zsub=[Zsub];

        % Cartesians Coordinates Plot
        handles.f1=figure(1);
        set(handles.f1, 'name', 'Blade Thickness', 'numbertitle', 'on')
        plot(handles.X,handles.Y, '-r.', handles.Xplus,handles.Yplus, '-g.', ...
            handles.Xsub,handles.Ysub, '-b.', 'LineWidth', .2)
        grid on
        title('Blade Thickness')
        xlabel('X (mm)')
        ylabel('Y (mm)')
        legend('Midline -', 'Midline +', 'Location', 'South')
    else
        [Xplus,Yplus,Zplus,Xsub,Ysub,Zsub]=...
            Blade_Thickness(handles.thickness,handles.m,handles.D1,...
                handles.D2fin,handles.cm1,handles.cm2,handles.w1,...
                handles.w2,handles.zfin);
        [r, angletheta,Z] = Polar_Coord(handles.m,handles.D1,...
            handles.D2fin,handles.cm1,handles.cm2,handles.w1,...
            handles.w2,handles.zfin);           % rad
        set(handles.uitableCart4, 'Data', ([r, angletheta,Z]));
        set(handles.uitableCart5, 'Data', ([Xplus,Yplus,Zplus]));
        set(handles.uitableCart6, 'Data', ([Xsub,Ysub,Zsub]));
        handles.rho=[r];
        handles.Theta=[angletheta];
        handles.Z=[Z];
        handles.Xplus=[Xplus];
        handles.Yplus=[Yplus];
        handles.Zplus=[Zplus];
        handles.Xsub=[Xsub];
        handles.Ysub=[Ysub];
        handles.Zsub=[Zsub];

        % Polar Coordinates Plot
        handles.f2=figure(2);
        set(handles.f2, 'name', 'Polar Diagram  $\theta(r)$ ', 'numbertitle', 'on');
        polar(handles.Theta,handles.rho, '-r.')
        hold on
        plot(handles.Xplus,handles.Yplus, '-g.')
        plot(handles.Xsub,handles.Ysub, '-b.')
        grid on
        hold off
        set(gca, 'LineWidth', .2)
        title('Polar Diagramm  $\theta(r)$ ')
    end
end

```



```

handles.Eftotreal=Eftotreal;
handles.NPSH=NPSH;
handles.f6=f6;
handles.f7=f7;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% Centrifugal Impeller Design
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

function [n,den,ns,nq,D1,u1,cm1,angle_B1,w1,D2fin,u2,cm2,angle_B2,w2,...
        zfin,c2u,Vang,b1,b2,Efh,EfQ,Efm,Eftot,Pifin,MotorShaftDiam,...
        T,Shaft,tep,SF,fs,Dsh,Dhfin,Qth,Dps,NomSize,Hm,y,p,...
        Htot] = Centrifugal_Impeller_Design( H,Q,P,t)

format bank
Qst=Q; % Number of pole (-)
Q=Qst/3600; % Frequency (Hz)
n=(120*50)/P; % Rotary Speed (rpm)
g=9.81; % Gravity (m/sec^2)
den=1000-(0.0178*(abs(t-4))^1.7); % Density (kg/m^3)

% EFFICIENCY
ns=(3.65*n*sqrt(Q))/(H^(3/4)); % Specific Speed
nq=(n*(Q^(1/2)))/(H^(3/4)); % Specific Speed
Dlnom=4.5*10^3*((Q/n)^(1/3)); % Nominal Diameter (mm)
Efh=(1-(0.42/((log10(Dlnom)-0.172)^2)))*100; % Hydraulic Efficiency (%)
EfQ=(1/(1+0.68*(ns^(-2/3))))*100; % Volumetric Efficiency (%)
Eftot=Total_Effic_new(Qst,nq); % Total Efficiency (%)
Efm=(Eftot/(Efh*EfQ))*10000; % Mechanical Efficiency (%)

% Power
Po=(den*g*Q*H)/1000; % Output Power (kW)
Pi=Po/(Eftot/100); % Input Power (kW)
er (kW)
Pioverl=Pi*1.15; % From tables (kW)
[Pifin,MotorShaftDiam]=... % Final Electric Motor Data & number_of_poles(P,Pioverl); % Final Motor Shaft Diameter (mm)

% Shaft Design
Vang=(2*pi*n)/60; % Angular Velocity (sec^-1)
T=Pifin/Vang; % Torque (kNm)
Shaft= 'En8'; % Shaft Material (from tables)
tep=35; % Ultimate Shear Stress (N/mm^2)
SF=2; % Safety Factor
fs=tep/SF; % Working Stress (N/mm^2)
Dsh=ceil(((16*T)/(pi*fs*1000))^(1/3))*1000; % Shaft Diameter (mm)
Dhub=1.25*Dsh; % Hub Diameter (mm)
Dhfin=ceil(Dhub); % Final Hub Diameter (mm)

% Inlet Dimensions of Design Impeller
Qth=Q/(EfQ/100); % Theoretical Flow Rate (m^3/sec)

```

```

D1=floor(D1nom); % Final Inlet Di-
ameter (mm)
[Dps,NomSize]=Inlet_Pipe_Diameter(D1); % Inlet Pipe Diameter (mm)
K1=1; % Non
Dimensional coefficients

if(((4*Qth)/(pi*((Dps/1000)^2-(Dhfin/1000)^2)))<=7) % Axial Velocity at
    c0=(4*Qth)/(pi*((Dps/1000)^2-(Dhfin/1000)^2)); % Impeller Eye
(m/sec)
else
    c0=msgbox('Change Inlet Pipe Diameter','Warning Message','Warn');
end

cm0=0.06*(Qth*n^2)^(1/3); % Flow Velocity before the Inlet edge (m/sec)
b1=(Qth*1000)/(pi*D1*0.001*cm0); % Inlet Breadth (mm)
cm1=K1*cm0; % Flow Velocity
(m/sec)
u1=(pi*D1*n*10^-3)/60; % Peripheral Speed (m/sec)
angle_B1=radtodeg(atan(cm1/u1)); % Inlet Blade Angle (deg)
w1=cm1/sin(degtorad(angle_B1)); % Relative Speed (m/sec)

% Outlet Dimensions of Design Impeller
Hm=H/(Efh*0.01); % Theoretical Manometric Head (m)
cu2=0.5; % Absolute Speed Expressed as to Peripheral Speed

% First Approximation
u2=sqrt((g*Hm)/cu2); % Peripheral Speed
(m/sec)
D2=(60*u2/(pi*n))*1000; % Outlet Diameter of the Impeller
(mm)
cm3=0.8*cm0; % Reduce Flow Velocity Immedi-
ately % on the Outlet Edge

of the Blade (m/sec)
K2=1; % Non Dimensional coef-
ficients
w1_w2=1.5; % Non Dimensional Relative
Speed
cm3_cm0=0.8; % Non Dimensional Absolute
Speed
cm2_cm1=(K2/K1)*(cm3_cm0); % Non Dimensional Absolute Speed
cm2=(cm2_cm1)*cm1; % Outlet Velocity Flow (m/sec)
w2=w1/(w1_w2); % Relative Speed at the outlet
(m/sec)
angle_B2=radtodeg(asin(sin(degtorad(angle_B1))*...
*(K2/K1)*(w1_w2)*(cm3_cm0))); % Outlet Blade Angle (deg)
z=6.5*((D2+D1)/(D2-D1))*sin(degtorad(...
(angle_B1+angle_B2)/2)); % Number of Blades (-)
zfin=round(z); % Final Number of Blades (-)
if zfin<=4
    zfin=zfin+1;
else
    zfin=zfin;
end
zfin=zfin;
y=0.6*(1+sin(degtorad(angle_B2))); % Coefficient Depending Upon
% the

Blade Configuration(-)
p=((2*y)/(zfin*(1-(D1/D2)^2))); % Slip Coefficient (-)
Htot=(1+p)*Hm; % Head Euler (m)

% Second Approximation
u2=(cm2/(2*tan(degtorad(angle_B2))))...
+sqrt((cm2/(2*tan(degtorad(angle_B2))))...
+g*Htot); % Peripheral
Speed (m/sec)
D2fin=floor(((60*u2)/(pi*n))*1000); % Final Outlet Diameter

```

```

% of the
Impeller (mm)
cm3fin=cm2/K2; % Final Reduce Flow
Velocity % on the Outlet

Edge of the Blade (m/sec)
b2=((Qth*1000)/(pi*D2fin*0.001*cm3fin)); % Outlet Breadth
w2u=w2*cos(deg2rad(angle_B2));
c2u=u2-w2u;
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% Spiral Case Design
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

function [D3,b3,Fv,Cv,f4] = Spiral_Case_Design(H,Q,ns,Vang,D2fin,b2)
clc
format bank
Qst=Q;
Q=Qst/3600;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Calculations for Spiral Case
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

D3=1.04*D2fin;
b3=b2+0.05*D2fin;
K=((720*pi*9.81)/Vang)*(H/Q);
Fv=((0.0117*ns^2)-6.0206*ns+869.19)/1000;
Cv=Fv*sqrt(2*9.81*H);
N=180;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% First Table
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

theta=[44:2:404]';
thetadivK=theta/K;
Sq=sqrt(D3.*thetadivK);
radius1=(thetadivK+Sq)*10;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Second Table
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Qtheta=[];
Qtheta(1,1)=0;
for i=2:1:N+1
    Qtheta=[Qtheta,(Qtheta(i-1)+(Q/(N)))]';
end
Area=(Qtheta./Cv)';
radius2=1000*sqrt(Area./pi);
a3=radius2+(D3/2);
a3plus=(2.*radius2)+(D3/2);
a3sub=D3/2;
thetarad=degtorad(theta);

% midline
[X,Y]=pol2cart(thetarad,a3);

% outline
[Xplus,Yplus]=pol2cart(thetarad,a3plus);

% inline
[Xsub,Ysub]=pol2cart(thetarad,a3sub);

```



```

f5=figure(5);
set(f5,'name','Width','numbertitle','on');
plot(r,b,'-b*','LineWidth',1.2)
title('Width b(r)')
xlabel('r (mm)')
ylabel('b (mm)')
axis([(r(1)-3) (r(m)+3) (b(m)-2) (b(1)+1)])
grid on
y(:,1)=[r];
r=y(:,1);
y(:,2)=[b];
b=y(:,2);
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% Total Efficiency
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

function [Eftot] = Total_Effic_new(Q,nq)
format bank
if Q==0
    Eftot=0;
elseif Q>0
    if nq>=0 && nq<=60
        if Q<=2
            Q1=1;
            Q2=2;
            EftotQ1=(-1.6939e-03)*nq^2 + (4.9884e-02)*nq -2.4756e-02;
            EftotQ2=(-2.0018e-03)*nq^2 + (5.5889e-02)*nq -1.1941e-02;
            difEftot=abs(EftotQ2-EftotQ1);
            difQ=abs(Q2-Q1);
            div=((difEftot/difQ)*abs(Q1-Q));
            Eftot=(EftotQ1+div)*100;
        elseif Q<=5
            Q2=2;
            Q5=5;
            EftotQ2=(-2.0018e-03)*nq^2 + (5.5889e-02)*nq -1.1941e-02;
            if nq<=8.78903
                EftotQ5a=(-2.6602e-03)*nq^2 + (6.9491e-02)*nq -2.4317e-02;
                difEftot=abs(EftotQ5a-EftotQ2);
                difQ=abs(Q5-Q2);
                div=(difEftot/difQ)*abs(Q2-Q);
                Eftot=(EftotQ2+div)*100;
            elseif nq<=21.9556
                EftotQ5b=(-4.3979e-04)*nq^2 + (2.5635e-02)*nq + 1.9058e-01;
                difEftot=abs(EftotQ5b-EftotQ2);
                difQ=abs(Q5-Q2);
                div=(difEftot/difQ)*abs(Q2-Q);
                Eftot=(EftotQ2+div)*100;
            elseif nq<=55.9898
                EftotQ5c=(-6.3610e-05)*nq^2 + (5.6876e-03)*nq + 4.5565e-01;
                difEftot=abs(EftotQ5c-EftotQ2);
                difQ=abs(Q5-Q2);
                div=(difEftot/difQ)*abs(Q2-Q);
                Eftot=(EftotQ2+div)*100;
            end
        elseif Q<=10
            Q5=5;
            Q10=10;
            if nq<=8.70991
                EftotQ5a=(-2.6602e-03)*nq^2 + (6.9491e-02)*nq -2.4317e-02;
                EftotQ10a=(-3.0008e-03)*nq^2 + (7.9399e-02)*nq -3.0841e-02;
                difEftot=abs(EftotQ10a-EftotQ5a);
                difQ=abs(Q10-Q5);
                div=(difEftot/difQ)*abs(Q5-Q);
            end
        end
    end
end

```

```

Eftot=(EftotQ5a+div)*100;
elseif nq<=21.2406
EftotQ5b=(-4.3979e-04)*nq^2 + (2.5635e-02)*nq + 1.9058e-01;
EftotQ10b=(-5.9671e-04)*nq^2 + (3.1053e-02)*nq + 2.0888e-01;
difEftot=abs(EftotQ10b-EftotQ5b);
difQ=abs(Q10-Q5);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q5-Q);
Eftot=(EftotQ5b+div)*100;
elseif nq<=56.0972
EftotQ5c=(-6.3610e-05)*nq^2 + (5.6876e-03)*nq + 4.5565e-01;
EftotQ10c=(-5.6021e-05)*nq^2 + (5.0701e-03)*nq + 5.2263e-01;
difEftot=abs(EftotQ10c-EftotQ5c);
difQ=abs(Q10-Q5);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q5-Q);
Eftot=(EftotQ5c+div)*100;
end
elseif Q<=20
Q10=10;
Q20=20;
if nq<=9.30055
EftotQ10a=(-3.0008e-03)*nq^2 + (7.9399e-02)*nq -3.0841e-02;
EftotQ20a=(-3.6143e-03)*nq^2 + (9.1155e-02)*nq -2.7988e-02;
difEftot=abs(EftotQ20a-EftotQ10a);
difQ=abs(Q20-Q10);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q10-Q);
Eftot=(EftotQ10a+div)*100;
elseif nq<=21.3791
EftotQ10b=(-5.9671e-04)*nq^2 + (3.1053e-02)*nq + 2.0888e-01;
EftotQ20b=(-6.4182e-04)*nq^2 + (3.2658e-02)*nq + 2.5855e-01;
difEftot=abs(EftotQ20b-EftotQ10b);
difQ=abs(Q20-Q10);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q10-Q);
Eftot=(EftotQ10b+div)*100;
elseif nq<=56.035
EftotQ10c=(-5.6021e-05)*nq^2 + (5.0701e-03)*nq + 5.2263e-01;
EftotQ20c=(-4.9995e-05)*nq^2 + (4.6866e-03)*nq + 5.8942e-01;
difEftot=abs(EftotQ20c-EftotQ10c);
difQ=abs(Q20-Q10);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q10-Q);
Eftot=(EftotQ10c+div)*100;
end
elseif Q<=40
Q20=20;
Q40=40;
if nq<=22
EftotQ20a=(-3.6143e-03)*nq^2 + (9.1155e-02)*nq -2.7988e-02;
EftotQ40a=(-6.2134e-04)*nq^2 + (3.1295e-02)*nq +3.2358e-01;
difEftot=abs(EftotQ40a-EftotQ20a);
difQ=abs(Q40-Q20);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q20-Q);
Eftot=(EftotQ20a+div)*100;
elseif nq<=56.1707
EftotQ20b=(-6.4182e-04)*nq^2 + (3.2658e-02)*nq + 2.5855e-01;
EftotQ40b=(-4.5316e-05)*nq^2 + (4.2584e-03)*nq + 6.4162e-01;
difEftot=abs(EftotQ40b-EftotQ20b);
difQ=abs(Q40-Q20);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q20-Q);
Eftot=(EftotQ20b+div)*100;
end
elseif Q<=80
Q40=40;
Q80=80;
if nq<=22
EftotQ40a=(-6.2134e-04)*nq^2 + (3.1295e-02)*nq +3.2358e-01;
EftotQ80a=(-5.9131e-04)*nq^2 + (2.9890e-02)*nq +3.8280e-01;
difEftot=abs(EftotQ80a-EftotQ40a);
difQ=abs(Q80-Q40);

```



```

div=(difEftot/difQ)*abs(Q40-Q);
Eftot=(EftotQ40a+div)*100;
elseif nq<=56.069
EftotQ40b=(-4.5316e-05)*nq^2 + (4.2584e-03)*nq + 6.4162e-01;
EftotQ80b=(-4.3187e-05)*nq^2 + (4.0794e-03)*nq + 6.8684e-01;
difEftot=abs(EftotQ80b-EftotQ40b);
difQ=abs(Q80-Q40);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q40-Q);
Eftot=(EftotQ40b+div)*100;
end
elseif Q<=100
Q80=80;
Q100=100;
if nq<=22
EftotQ80a=(-5.9131e-04)*nq^2 + (2.9890e-02)*nq +3.8280e-01;
EftotQ100a=(-6.1383e-04)*nq^2 + (3.0770e-02)*nq +3.8717e-01;
difEftot=abs(EftotQ100a-EftotQ80a);
difQ=abs(Q100-Q80);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q80-Q);
Eftot=(EftotQ80a+div)*100;
elseif nq<=56.004
EftotQ80b=(-4.3187e-05)*nq^2 + (4.0794e-03)*nq + 6.8684e-01;
EftotQ100b=(-4.0930e-05)*nq^2 + (3.9433e-03)*nq + 7.0172e-01;
difEftot=abs(EftotQ100b-EftotQ80b);
difQ=abs(Q100-Q80);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q80-Q);
Eftot=(EftotQ80b+div)*100;
end
elseif Q<=200
Q100=100;
Q200=200;
if nq<=22
EftotQ100a=(-6.1383e-04)*nq^2 + (3.0770e-02)*nq +3.8717e-01;
EftotQ200a=(-5.4286e-04)*nq^2 + (2.8513e-02)*nq +4.3232e-01;
difEftot=abs(EftotQ200a-EftotQ100a);
difQ=abs(Q200-Q100);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q100-Q);
Eftot=(EftotQ100a+div)*100;
elseif nq<=56.0322
EftotQ100b=(-4.0930e-05)*nq^2 + (3.9433e-03)*nq + 7.0172e-01;
EftotQ200b=(-4.1513e-05)*nq^2 + (3.9604e-03)*nq + 7.3356e-01;
difEftot=abs(EftotQ200b-EftotQ100b);
difQ=abs(Q200-Q100);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q100-Q);
Eftot=(EftotQ100b+div)*100;
end
elseif Q<=700
Q200=200;
Q700=700;
if nq<=22
EftotQ200a=(-5.4286e-04)*nq^2 + (2.8513e-02)*nq +4.3232e-01;
EftotQ700a=(-4.9238e-04)*nq^2 + (2.6567e-02)*nq +4.8913e-01;
difEftot=abs(EftotQ700a-EftotQ200a);
difQ=abs(Q700-Q200);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q200-Q);
Eftot=(EftotQ200a+div)*100;
elseif nq<=56.0831
EftotQ200b=(-4.1513e-05)*nq^2 + (3.9604e-03)*nq + 7.3356e-01;
EftotQ700b=(-3.7748e-05)*nq^2 + (3.6646e-03)*nq + 7.7714e-01;
difEftot=abs(EftotQ700b-EftotQ200b);
difQ=abs(Q700-Q200);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q200-Q);
Eftot=(EftotQ200b+div)*100;
end
elseif Q<=2000
Q700=700;
Q2000=2000;

```

```

if nq<=22
EftotQ700a=(-4.9238e-04)*nq^2 + (2.6567e-02)*nq +4.8913e-01;
EftotQ2000a=(-5.1482e-04)*nq^2 + (2.7577e-02)*nq +5.0268e-01;
difEftot=abs(EftotQ2000a-EftotQ700a);
difQ=abs(Q2000-Q700);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q700-Q);
Eftot=(EftotQ700a+div)*100;
elseif nq<=56.004
EftotQ700b=(-3.7748e-05)*nq^2 + (3.6646e-03)*nq + 7.7714e-01;
EftotQ2000b=(-3.6549e-05)*nq^2 + (3.4903e-03)*nq + 8.0486e-01;
difEftot=abs(EftotQ2000b-EftotQ700b);
difQ=abs(Q2000-Q700);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q700-Q);
Eftot=(EftotQ700b+div)*100;
end
else
Q2000=2000;
Qinf=1000000;
EftotQ2000=(5.4271e-06)*nq^3 + (-6.7171e-04)*nq^2 + (2.7245e-02)*nq +
5.2309e-01;
EftotQinf=(2.7518e-05)*nq^3 + (-2.8353e-03)*nq^2 + (9.0145e-02)*nq +
1.0009e-01;
difEftot=abs(EftotQinf-EftotQ2000);
difQ=abs(Qinf-Q2000);
div=(difEftot/difQ)*abs(Q2000-Q);
Eftot=(EftotQ2000+div)*100;
end
else
Eftot=msgbox('0<=nq<=60','Warning Message','Error');
end
else
Eftot=msgbox('The Flow Rate must be positive','Warning Message','Error');
end
end

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% Dimensions for Inlet Pipe Diameter
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

function [Dps, NomSize] = Inlet_Pipe_Diameter(D1)
format bank
%
%           Extra Light  Medium  Extra Light  Medium
%           Nomimal, Ext. Light Series1 Series  Light Series1 Series
%           Size  Diam.      Thickness      Inlet Diameter
%           (-)  (-)        (mm)          (mm)
InlDiam=[
1/2"  21.3    1.8  2.3  2.6    17.7  16.7  16.1
3/4"  26.9    2.0  2.3  2.6    22.9  22.3  21.7
1"    33.7    2.2  2.9  3.2    29.3  27.9  27.3
1.1/4" 42.4    2.3  2.9  3.2    37.8  36.6  36
1.1/2" 48.3    2.4  2.9  3.2    43.5  42.5  41.9
2"    60.3    2.5  3.2  3.6    55.3  53.9  53.1
2.1/2" 76.1    2.7  3.2  3.6    70.7  69.7  68.9
3"    88.9    2.9  3.6  4.0    83.1  81.7  80.9
4"    114.3   3.1  4.0  4.5    108.1 106.3 105.3];

for i=1:1:9
if InlDiam(i,7)>=D1

```



```

function [Qp,Qreal,Hth,Hslip,Hf,Hfs,Hact,Pfl,Psh,Eftotreal,NPSH,f6,f7] = ...
    Performance_of_Centrifugal_Pump(n,m,Q,u1,u2,cm1,cm2,angle_B1,...
    angle_B2,w1,w2,D1,D2fin,D3,Vang,thickness,zfin,Xsub,Ysub,b,t,Qth,den)

format short
g=9.81;
Qp=[];
Qp(1)=0;
if m<=40
for i=2:1:m
    Qp=[Qp,Qp(i-1)+(Q/0.95)/10)./3600];
end
else
    for i=2:1:40
        Qp=[Qp,Qp(i-1)+(Q/0.95)/10)./3600];
    end
end
Qp=Qp';
disp(Qp)

% Head euler
Cm1=10^6.*Qp./(pi*D1.*b(1,1))';
Cm2=10^6.*Qp./(pi*D2fin.*b(m,1))';
cu1=(u1-Cm1*(cot(deg2rad(angle_B1))))';
cu2=(u2-Cm2*(cot(deg2rad(angle_B2))))';
Hth=(u2.*cu2-u1.*cu1)/g;

% Head with slip
cm=linspace(cm1,cm2,m)';
w=linspace(w1,w2,m)';
r=linspace(D1/2,D2fin/2,m)';
angle_B=linspace(angle_B1,angle_B2,m)';
K=1./(1-((zfin*thickness)./(2*pi.*r.*sin(deg2rad(angle_B)))));
epsilon=1./K;
Wu=epsilon.*sqrt(w.^2-cm.^2);
angle_Bb=rad2deg(atan(cm./Wu));
epsilonlim1=exp(-8.16*sin(deg2rad(angle_Bb(1,1)))/zfin);
epsilonlim2=exp(-8.16*sin(deg2rad(angle_Bb(m,1)-2))/zfin);
r1divr2=(D1/D2fin);

% sigma1
if epsilonlim1<r1divr2
    slip1=(1-sqrt(sin(deg2rad(angle_Bb(1,1)))/zfin^0.7)...
        *(1-((r1divr2-epsilonlim1)/(1-epsilonlim1))));
else
    slip1=1-sqrt(sin(deg2rad(angle_Bb(1,1)))/zfin^0.7);
end

% sigma2
if epsilonlim2<r1divr2
    slip2=(1-sqrt(sin(deg2rad(angle_Bb(m,1)-2))/zfin^0.7)...
        *(1-((r1divr2-epsilonlim2)/(1-epsilonlim2))));
else
    slip2=1-sqrt(sin(deg2rad(angle_Bb(m,1)-2))/zfin^0.7);
end

Cu1=(u1*(2-slip1)-(Cm1*cot(deg2rad(angle_B1))))';
Cu2=(u2*(slip2)-(Cm2*cot(deg2rad(angle_B2))))';
Hslip=(u2.*Cu2-u1.*Cu1)./g;

% Friction losses and Head
Lb=[];
for i=1:1:m-1
    Lb=[Lb,sqrt((Xsub(i)-Xsub(i+1))^2+(Ysub(i)-Ysub(i+1))^2)];
end
y(:,1)=[Lb];
Lb=y(:,1);

```

```

Lbsum=sum(Lb)/1000;

a1=pi*(D1/1000).*epsilon(1,1)/zfin;
a2=pi*(D2fin/1000).*epsilon(m,1)/zfin;
Dh=2*((b(m,1)./1000)*a2+(b(1,1)./1000)*a1)/((b(m,1)...
./1000)+a2+(b(1,1)./1000)+a1);
v=(0.168*t^(-0.88))/10^4;
Wav=(2*Qth)/(zfin*(b(m,1)./1000)*a2+(b(1,1)./1000)*a1);
Re=Wav*Lbsum/v;
Cf=0.136/(-log10(0.2*0.0010/Lbsum+12.5/Re))^2.15;
Cd=(Cf+0.0015)*(1.1+4*(b(m,1)/D2fin));
W1=Cm1./(sin(degtorad(angle_B1)));
W2=Cm2./(sin(degtorad(angle_B2)));
wav=(W1+W2)/2;
hf=(2*Cd/g)*(Lbsum/Dh).*wav.^2;
Hf=Hslip-hf;

% Shock losses and Head
k=0.005;
hs=(k*((Qp.*3600)-(Qth*3600)).^2);
Hfs=Hslip-hs-hf;

% Leakage losses and final Head
x=0.8;
bcl=0.000125;
q1=1.47;
QL=(x.*(pi.*(D1/1000).*bcl).*(Hslip-(u2^2/(8*g))).^q1);
Qreal=Qp-QL;
Qp=3600.*Qp;
Qreal=3600.*Qreal;
size(Qreal)
Hact=Hfs;

% Fluid Power
Pfl=(den.*g.*Qreal.*Hact)./(1000*3600);

% Shaft Power
ks=0.5;
s=(D3-D2fin)/2;
Re=u2*(0.5*D2fin)/v;
CM=(ks/(0.5*D2fin))^0.25*(s/(0.5*D2fin))*Re^-0.2;
hdisk=(0.5.*CM.*den.*Vang.^3.*(0.5.*(D2fin./1000)).^5)...
./((den.*g).*(Qp./3600));
K=0.005;
hr=[];
hr(1)=0.05';
if m<=40
for i=2:1:m
if hr<0.00001
hr=[hr,0'];
else
hr=[hr,(((K.*Vang.^3.*(D1/1000).^2)/(den*g.*(Qp(i))))...
.*(1-(Qp(i))./(Q.*3600)).^2.5)')];
end
end
else
for i=2:1:40
if hr<0.00001
hr=[hr,0'];
else
hr=[hr,(((K.*Vang.^3.*(D1/1000).^2)/(den*g.*(Qp(i))))...
.*(1-(Qp(i))./(Q.*3600)).^2.5)')];
end
end
end
hrec=hr';
Psh=(den.*g.*(Hslip+hdisk+hrec).*(QL+(Qp./3600)))./1000;

```

```

% Total Efficiency
Eftotreal=Pfl./Psh;

% NPSH
Sq=0.4;
aH=(n./60).*(sqrt(Qreal./3600)./Sq).^ (4/3);
NPSH=aH./g;

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Figures
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
if m<=40

% Performance figure
f6=figure(6);
set(f6,'name','Performance','numbertitle','on');
plot(Qp,Hth,'-b',Qp,Hslip,'--r',Qp,Hf,'-.m',Qp,Hfs,':g',...
     Qreal,Hact,'-k','LineWidth',2);
title('Performance Hth(Q), Hslip(Q), Hf(Q), Hfs(Q), Hact(Qreal)');
xlabel('Q (m^3/h)');
ylabel('H (m)');
axis([0 Qreal(m) (0) (Hth(1)+5)]);
legend('Hth','Hslip','Hf','Hfs','Hact')
grid on

% Subplot
f7=figure(7);

% Power Figure
subplot(3,1,1)
plot(Qreal,Pfl,'-b',Qreal,Psh,'--r','LineWidth',2);
axis([0 Qreal(m) 0 Psh(m)+3]);
title('Pfl(Qreal), Psh(Qreal)');
xlabel('Qreal (m^3/h)');
ylabel('P (kW)');
legend('Pfl','Psh','Eftotreal')
title('Power')
grid on

% Efficiency Figure
subplot(3,1,2)
plot(Qreal,Eftotreal,'-b','LineWidth',2);
axis([0 Qreal(m) 0 1]);
xlabel('Qreal (m^3/h)');
ylabel('η (-)');
title('Efficiency')
grid on

% NPSH Figure
subplot(3,1,3)
plot(Qreal,NPSH,'-k','LineWidth',2);
axis([0 Qreal(m) 0 NPSH(m)+1]);
xlabel('Qreal (m^3/h)');
ylabel('NPSH (m)');
title('NPSHR')
grid on
else
% Performance figure
f6=figure(6);
set(f6,'name','Performance','numbertitle','on');
plot(Qp,Hth,'-b',Qp,Hslip,'--r',Qp,Hf,'-.m',Qp,Hfs,':g',...
     Qreal,Hact,'-k','LineWidth',2);
title('Performance Hth(Q), Hslip(Q), Hf(Q), Hfs(Q), Hact(Qreal)');
xlabel('Q (m^3/h)');
ylabel('H (m)');
axis([0 Qreal(40) (0) (Hth(1)+5)]);

```

```
legend('Hth', 'Hslip', 'Hf', 'Hfs', 'Hact')
grid on

% Subplot
f7=figure(7);

% Power Figure
subplot(3,1,1)
plot(Qreal, Pfl, '-b', Qreal, Psh, '--r', 'LineWidth', 2);
axis([0 Qreal(40) 0 Psh(40)+3]);
title('Pfl(Qreal), Psh(Qreal)');
xlabel('Qreal (m^3/h)');
ylabel('P (kW)');
legend('Pfl', 'Psh', 'Eftotreal')
title('Power')
grid on

% Efficiency Figure
subplot(3,1,2)
plot(Qreal, Eftotreal, '-b', 'LineWidth', 2);
axis([0 Qreal(40) 0 1]);
xlabel('Qreal (m^3/h)');
ylabel('η (-)');
title('Efficiency')
grid on

% NPSH Figure
subplot(3,1,3)
plot(Qreal, NPSH, '-k', 'LineWidth', 2);
axis([0 Qreal(40) 0 NPSH(40)+1]);
xlabel('Qreal (m^3/h)');
ylabel('NPSH (m)');
title('NPSHR')
grid on
end
end
```

