

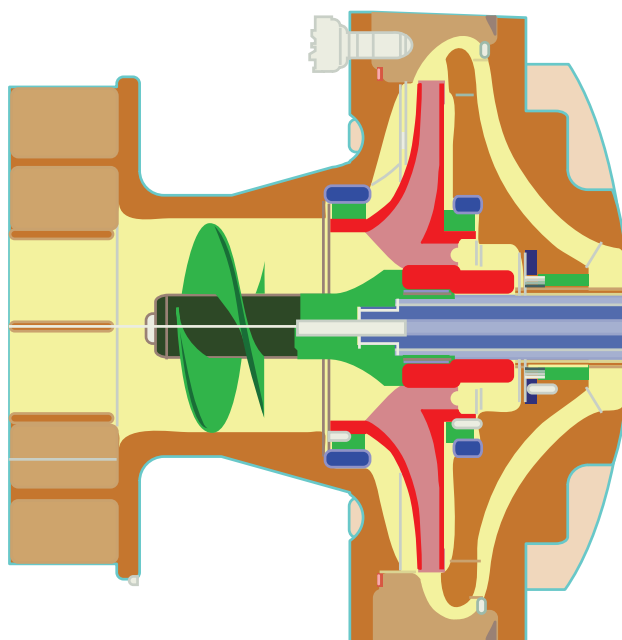


ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

με ΘΕΜΑ:

**Σχεδιασμός και Αριθμητική Προσομοίωση Βοηθητικής
Πτερωτής Αντλίας**

της
Καλλιόπης Πολέμη



Επιβλέπων Καθηγητής :
Δημήτριος Ε. Παπαντώνης

Αθήνα, Ιούλιος 2013

Ευχαριστίες

Στο σημείο αυτό θα ήθελα να ευχαριστήσω τον καθηγητή Ε.Μ.Π κ. Δημήτριο Παπαντώνη για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε παραχωρώντας μου μια τόσο ενδιαφέρουσα διπλωματική εργασία. Ακόμα τον ευχαριστώ για το ενδιαφέρον του και τον πολύτιμο χρόνο που διέθεσε για τη συνεργασία μας και την υλοποίηση της εργασίας αυτής.

Θα ήθελα ακόμα να ευχαριστήσω τον υποψήφιο διδάκτορα Ε.Μ.Π Μάριο Χρυσοβέργη για την αμέριστη βοήθεια του. Η εκπόνηση της διπλωματικής εργασίας δεν θα ήταν εφικτή χωρίς την πολύτιμη συνεργασία του σε όλα τα στάδια υλοποίησης της διπλωματικής.

Επίσης, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους συναδέλφους μου Διονύση, Γιώργο, Αθηνά, Ευδοκία και Αριστόδημο για την συμπαράσταση τους στις δύσκολες και στις καλές στιγμές κατά τη διάρκεια των σπουδών μου.

Τέλος, ευχαριστώ τους γονείς μου, Αυγουστή και Ιωάννα, και τα αδέρφια μου, Σπύρο και Γιώργο, για την εμπιστοσύνη και τη στήριξη που μου έδειξαν όλα αυτά τα χρόνια και τους αφιερώνω την παρούσα εργασία.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ:

ΠΡΟΛΟΓΟΣ	1
ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΜΕΡΟΣ	2
ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ ΑΝΤΛΙΩΝ	3
ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ	5
Τα Εξαρτήματα μιας Φυγοκεντρικής Αντλίας	5
Βασικά Μεγέθη	7
Τρίγωνα Ταχυτήτων	10
Ειδικός Αριθμός Στροφών	16
Βαθμοί Απόδοσης	18
ΑΞΟΝΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ	21
Γενικά Χαρακτηριστικά	21
Θεώρημα Συστροφής	23
Εφαρμογή του Θεωρήματος της Συστροφής σε μερική περωτή αξονικής αντλίας.....	28
Βαθμοί Απόδοσης	31
ΣΠΗΛΑΙΩΣΗ.....	32
Τι είναι Σπηλαίωση	32
Ο Μηχανισμός της Σπηλαίωσης.....	34
Αιτίες και Συμπτώματα Σπηλαίωσης.....	36
Η Σπηλαίωση στις Αντλιακές Εγκαταστάσεις	39
Παράμετρος Σπηλαίωσης :	42
Αριθμός στροφών σπηλαίωσης:.....	44
Τρόποι Αντιμετώπισης Σπηλαίωσης.....	45
Κώδικας για την αποφυγή της σπηλαίωσης με τη σωστή τοποθέτηση της αντλίας	45

ΒΟΗΘΗΤΙΚΗ ΠΤΕΡΩΤΗ ΑΝΤΛΙΑΣ	49
Τι είναι η Βοηθητική πτερωτή αντλίας	49
Απόδοση Βοηθητικής Πτερωτής	51
Επίδραση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών της Βοηθητικής πτερωτής στην απόδοση της	55
Εφαρμογή της Βοηθητική Πτερωτής.....	59
Βασικές Παρατηρήσεις	62
ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟ ΜΕΡΟΣ	63
ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΒΟΗΘΗΤΙΚΗΣ ΠΤΕΡΩΤΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ.....	64
Εισαγωγή	64
Διαδικασία Σχεδίασης	66
1ο Βήμα : Ορισμός μέσου t/l	66
2ο Βήμα : Ορισμός Κανονικού Σημείου Λειτουργίας (ΚΣΛ).....	66
3ο Βήμα : Υπολογισμός ακτίνων πλήμνης και στεφάνης και αριθμού περυσιών.....	66
4ο Βήμα : Υπολογισμός βαθμών απόδοσης	69
5ο Βήμα : Διαχωρισμός κυκλικού δίσκου	72
6ο Βήμα : Τρίγωνα Ταχυτήτων.....	74
7ο Βήμα : Υπολογισμός βήματος περύγωσης t_i και χορδής μερικής πτερωτής l_i	75
8ο Βήμα : Υπολογισμός Αξονικού μήκους	76
9ο Βήμα : Σχεδιασμός μέσων γραμμών με χρήση καμπύλων Bezier.....	76
10ο Βήμα : Πάχος περύγωσης.....	78
11ο Βήμα : Γεωμετρία αξονικής πτερωτής	79
12ο Βήμα : Πλέγμα αξονικής πτερωτής	79
Αριθμητική Προσομοίωση	81
1η Περίπτωση : $Z=2$	81
2η Περίπτωση : $Z=3$	86

<i>3η Περίπτωση : Z=4.....</i>	<i>92</i>
ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ.....	98
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ - ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ	101
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ	102

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Στην παρούσα διπλωματική ο σκοπός μας είναι η σχεδίαση μιας βοηθητικής πτερωτής αντλίας για την αντιμετώπιση της σπηλαιώσης σε μία φυγοκεντρική αντλία. Από τη σχεδίαση αυτή θα προκύψουν οι χαρακτηριστικές καμπύλες αυτής της πτερωτής, τις οποίες και θα αξιολογήσουμε για να δούμε αν λειτουργεί ικανοποιητικά. Η σχεδίαση αυτή θα γίνει με την ανάπτυξη ενός κώδικα FORTRAN και στη συνέχεια με την επεξεργασία αυτού στο FLUENT.

Στο θεωρητικό μέρος της διπλωματικής αναφέρουμε κάποιες θεωρητικές γνώσεις που πρέπει να κατέχει ο αναγνώστης για να κατανοήσει την υπολογιστική διαδικασία. Αυτές οι θεωρητικές γνώσεις αφορούν, πρώτα μικρή ιστορική αναδρομή και στην συνέχεια την ανάλυση των βασικών μεγεθών που αφορούν μια αντλία καθώς επίσης και τα υδροδυναμικά χαρακτηριστικά της. Ακόμα, αναλύουμε το βασικό πρόβλημα που αντιμετωπίζει μια αντλία, την σπηλαιώση και αναφέρουμε τρόπους αντιμετώπισής του. Στη συνέχεια, κάνουμε εισαγωγή στην έννοια της βοηθητικής πτερωτής και στα οφέλη που προκύπτουν από τη χρησιμοποίηση της ως μέσο αντιμετώπισης της σπηλαιώσης.

Στο υπολογιστικό μέρος, αναλύουμε την διαδικασία που ακολουθήσαμε για τη σχεδίαση της βοηθητικής πτερωτής και κάνουμε αριθμητική προσομοίωση αλλάζοντας τον αριθμό των πτερυγίων κάθε φορά. Στη συνέχεια, παρουσιάζουμε τη γεωμετρία της βοηθητικής πτερωτής, όπως αυτή προέκυψε για κάθε μία περίπτωση, και τις χαρακτηριστικές καμπύλες, όπως αυτές προέκυψαν από το FLUENT.

Τέλος, εξάγουμε συμπεράσματα για το αν τελικά η σχεδίαση μια τέτοιας βοηθητικής πτερωτής είναι εφικτή και κατά πόσον αυτή λειτουργεί ικανοποιητικά. Επίσης, αναφέρουμε κάποιες προτάσεις για μελέτες πάνω στην βοηθητική πτερωτή αντλίας που θα είχαν ενδιαφέρον να πραγματοποιηθούν στο μέλλον.

A. ΘΕΩΡΗΤΙΚΟ ΜΕΡΟΣ

ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΔΡΟΜΗ ΑΝΤΛΙΩΝ

Οι αντλίες για την άντληση του νερού επινοήθηκαν πριν από τις κινητήριες μηχανές. Τα βασικά εξαρτήματα των αντλιών αυτών ήταν δοχεία , τα οποία βυθίζονταν μέσα στο νερό και μετά ανυψώνονταν με τη βοήθεια απλών μηχανών. Η επινοήση του ανυψωτικού τροχού πρέπει να θεωρηθεί σαν το σημαντικό βήμα προόδου στην άντληση υδάτων. Στην περιφέρεια ενός μεγάλο τροχού ήταν τοποθετημένα δοχεία, που βυθίζονταν στο νερό , γέμιζαν και καθώς ο τροχός περιστρεφόταν, ανέρχονταν και άδειαζαν μέσα στο αυλάκι αρδεύσεως το νερό. Ως ενέργεια για την περιστροφή του τροχού χρησιμοποιήθηκε η ανθρώπινη ή η ζωική δύναμη καθώς επίσης και η δύναμη του ανέμου. Αργότερα ο ανυψωτικός τροχός μετατράπηκε σε αυτοκινούμενο με την προσθήκη πτερυγίων στην περιφέρεια του. Καθώς το νερό των ποταμών έρεε, ωθούσε τα πτερύγια και ο τροχός περιστρεφόταν για την ανύψωση δοχείων. Άλλες διατάξεις αντλήσεις του νερού ήταν ο κοχλίας, η αλυσίδα με βύσματα και η χειροκίνητη παλινδρομική αντλία.

Εφευρέτης της φυγοκεντρικής αντλίας θεωρείται ο Γάλλος Denis Papin, που το 1687 περιέγραψε ένα τύπο αντλίας, της οποίας η αρχή λειτουργίας ήταν η ίδια με τις σημερινές φυγοκεντρικές. Το μοντέλο αυτό ήταν πειραματικό και η πτερωτή του είχε δύο πλήρως ακτινικά πτερύγια. Το 1705 κατασκεύασε ο ίδιος την πρώτη φυγοκεντρική αντλία για άντληση νερού. Η αντλία αυτή είχε πτερωτή με περισσότερα πτερύγια και κέλυφος. Το βασικό της πρόβλημα ήταν η αποφυγή εισχώρησης αέρα στο εσωτερικό της αντλίας που διέκοπτε τη λειτουργία της. Ένα σημαντικό τεχνολογικό πρόβλημα ήταν το γεγονός ότι οι φυγοκεντρικές αντλίες απαιτούσαν σχετικά μεγάλες ταχύτητες περιστροφής στη άτρακτο που ήταν δύσκολο να επιτευχθεί εκείνη την εποχή αφού η ανάπτυξη αξιόπιστων ιμάντων και εδράνων έγινε αργότερα. Πάντως οι ανάγκες της εποχής καλύπτονταν με τις εμβολοφόρες αντλίες στις Η.Π.Α. οπότε ο W.D. Adreus πρόσθεσε σπειροειδές κέλυφος γύρω από τη φυγοκεντρική πτερωτή. Η αντλία αξονικής ροής με πτερωτή τύπου έλικας παρουσιάστηκε από τον J. Skeys το 1875. Αργότερα κατασκευάστηκαν κι άλλες φυγόκεντρες αντλίες με μικρές βελτιώσεις.

Το 1875 ο Osborne Reynolds κατασκεύασε την πρώτη στροβιλοαντλία, που είχε σημαντικά αυξημένη απόδοση. Ο ίδιος τότε παρουσίασε και τον διαχύτη με πτερύγια. Από το 1840 άρχισαν να χρησιμοποιούνται οι ατμομηχανές για την κίνηση των αντλιών, όταν ο H. Worthington κατασκεύασε μία παλινδρομική αντλία, της οποίας το έμβολο ήταν συνδεδεμένο απευθείας με το έμβολο της ατμομηχανής. Νέα ώθηση στην εξέλιξη των αντλιών και την επινοήση νέων τύπων έδωσε η εμφάνιση των κινητήρων εσωτερικής καύσεως. Επίσης, οι αεριοστρόβιλοι και οι ηλεκτροκινητήρες,

που δίνουν μεγάλο αριθμό στροφών και σταθερή ροπή , συντέλεσαν στην ταχεία εξέλιξη των φυγοκεντρικών αντλιών και την εκτόπιση των παλινδρομικών, εκτός από τις περιπτώσεις όπου επιζητείται υψηλή πίεση και μικρή παροχή. Παράλληλα αναπτύχθηκαν οι περιστροφικές αντλίες για μικρές παροχές και μέση πίεση ιδίως για υγρά με μεγάλο ιξώδες.

Οι αντλίες διαιρούνται σε δύο βασικές κατηγορίες ανάλογα με τον τρόπο μεταφοράς του υγρού από το σωλήνα αναρροφήσεως στο σωλήνα κατάθλιψης.

I) Αντλίες μετατοπίσεως ή αντλίες στατικού τύπου:

Οι αντλίες αυτές κατά τη λειτουργία τους μετατοπίζουν θετικά το υγρό και η παροχή τους δεν επηρεάζεται σημαντικά από την αντίσταση που παρουσιάζεται κατά την κίνηση του υγρού μέσα στους σωλήνες μεταφοράς.

II) Αντλίες δυναμικές ή αντλίες κινητικού τύπου:

Οι αντλίες αυτές κατά τη λειτουργία τους μεταβάλλουν την κινητική κατάσταση του υγρού, με αποτέλεσμα τη μεταβολή της κινητικής ενέργειας σε στατική πίεση και αντίστροφα. Η παροχή τους επηρεάζεται σημαντικά από την αντίσταση που παρουσιάζεται κατά την κίνηση του υγρού μέσα στους σωλήνες μεταφοράς και από άλλα χαρακτηριστικά της ροής του υγρού.

Τα είδη των δυναμικών αντλιών είναι δύο:

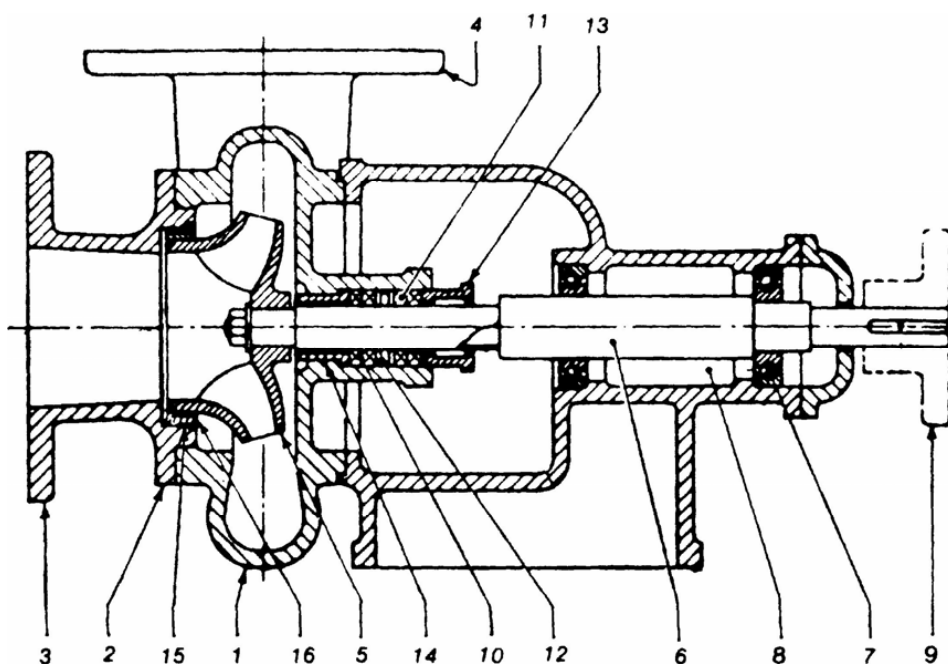
- Φυγοκεντρικές αντλίες ή εργοστροβιλομηχανές
- Στροβιλοαντλίες

Η διαφορά μεταξύ τους είναι ότι οι πρώτες προορίζονται μόνο για την απόδοση ενέργειας στο ρευστό, ενώ οι δεύτερες είναι ικανές και για τη λήψη ενέργειας από το ρευστό.

1. ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ

1.1. Τα Εξαρτήματα μιας Φυγοκεντρικής Αντλίας

Ο αριθμός των εξαρτημάτων, η διάταξη και η εξωτερική εμφάνιση μιας αντλίας εξαρτώνται από την προτίμηση του κατασκευαστή και από τις ειδικές συνθήκες εργασίας για τις οποίες έχει κατασκευαστεί. Τα βασικά εξαρτήματα μιας τυπικής φυγοκεντρικής αντλίας (**Σχήμα 1.1**) είναι το σπειροειδές περίβλημα (θάλαμος ή σαλίγκαρος), το κάλυμμα με το στόμιο εισόδου του υγρού και τη φλάντζα για τη σύνδεση του σωλήνα αναρροφήσεως, η χοάνη καταθλίψεως (έξοδος υγρού) με τη φλάντζα για τη σύνδεση του σωλήνα καταθλίψεως και ο άξονας της αντλίας που δίνει την κίνηση στην πτερωτή με την οποία και είναι στερεά συνδεδεμένος. Ο άξονας της αντλίας στηρίζεται συνήθως σε δύο τριβείς (ρουλεμάν ή κουζινέτα) που βρίσκονται στις δύο άκρες του θαλάμου ελαίου ενώ στο ελεύθερο άκρο του τοποθετείται ένας *συνδετήρας* για τη σύνδεση της αντλίας με τον κινητήρα ή μια τροχαλία όταν η κίνηση δίνεται με ιμάντα. Ο άξονας διαπερνά το πίσω μέρος του σπειροειδούς περιβλήματος όπου στεγανοποιείται για να μην διαρρέει το υγρό που βρίσκεται υπό πίεση μέσα στο περίβλημα ή για να μην εισχωρήσει αέρας, με αποτέλεσμα να δημιουργηθούν ανωμαλίες στη λειτουργία της αντλίας και ο βαθμός απόδοσης να μειωθεί κατά πολύ. Το βασικό εξάρτημα της στεγανοποίησης είναι η *σαλαμάστρα*, που τοποθετείται υπό τη μορφή δακτυλίων μέσα στο *στυπιοθάλαμο*. Στις αντλίες που η σαλαμάστρα υδρολιπαίνεται από εξωτερική παροχή, ανάμεσα στους δακτυλίους της παρεμβάλλεται ένας *ορειχάλκινος δακτύλιος (φανάρι)* με περιφερειακή αυλάκωση και διάτρηση, όπου καταλήγει ένας αγωγός που μεταφέρει νερό υπό πίεση από το περίβλημα ή από το εξωτερικό δοχείο υδρολιπάνσεως. Για τη στεγανοποίηση η σαλαμάστρα σφίγγεται με το *στυπιοθλίπτη*. Στην πτερωτή υπάρχει πάντοτε διαφορά πίεσεως μεταξύ του στομίου εισόδου του υγρού και του εσωτερικού της πτερωτής. Η διαφορά πίεσεως προκαλεί διαρροή του υγρού από το διάκενο μεταξύ της περιστρεφόμενης πτερωτής και του καλύμματος. Για τη μείωση της διαρροής αυτής τοποθετούνται δακτύλιοι στεγανώσεως στα χείλη επαφής της πτερωτής και του καλύμματος.



Σχήμα 1.1: Διάγραμμα μονοβάθμιας φυγοκεντρικής αντλίας

Υπόμνημα:

- 1) Σπειροειδές περίβλημα
- 2) Κάλυμμα του σπειροειδούς περιβλήματος
- 3) Φλάντζα στομίου εισόδου
- 4) Χοάνη καταθλίψεως (έξοδος του υγρού)
- 5) Πτερωτή
- 6) Άξονας της αντλίας
- 7) Τριβέας (ένσφαιρος ή κουζινέτο)
- 8) Θάλαμος λαδιού
- 9) Συνδετήρας της αντλίας με τον κινητήρα
- 10) Σαλαμάστρα (εσωτερικό τμήμα)
- 11) Σαλαμάστρα (εξωτερικό τμήμα)
- 12) Δακτύλιος υδρολιπάνσεως της σαλαμάστρα
- 13) Στυπιοθλίπτης
- 14) Δακτυλοειδής τριβέας
- 15) Δακτύλιος στεγανώσεως του σπειροειδούς περιβλήματος
- 16) Δακτύλιος στεγανώσεως της πτερωτή

1.2. Βασικά Μεγέθη

Μέσω της σταθερή περιστροφικής κίνησης γίνεται η μεταφορά της μηχανικής ενέργειας, δηλαδή της στρεπτικής ροπής M (Nm) που αναπτύσσεται στην άτρακτο στρεφόμενη με σταθερή γωνιακή ταχύτητα ω (rad/sec). Επομένως, η αντίστοιχη μηχανική ισχύ είναι ίση με N :

$$N = M\omega \quad (W) \quad (1.1)$$

Η πτερωτή που αποτελεί το στρεφόμενο μέρος της αντλίας, πραγματοποιεί τη μετατροπή της μηχανικής ενέργειας σε ενέργεια ρευστού. Προκειμένου το σύστημα να στρέφεται με σταθερή γωνιακή ταχύτητα ω , η ροπή που αναπτύσσεται στην πτερωτή είναι ίση με την κινητήρια ροπή του συνδεδεμένου κινητήρα. Η ανά μονάδα ολική ενέργεια του ρευστού που μπορεί να εναλλαγεί με μηχανική ενέργεια συμβολίζεται με E (Nm/Kg) και σύμφωνα με την εξίσωση Bernoulli εκφράζεται από το παρακάτω άθροισμα:

$$E = \frac{c^2}{2} + \frac{p}{\rho} + U + gz \quad (Nm/Kg) \quad (1.2)$$

όπου c είναι το μέτρο της ταχύτητας του εξεταζόμενου στοιχείου του ρευστού, p η στατική του πίεση, ρ η πυκνότητα, z το ύψος από μια αυθαίρετη στάθμη αναφοράς

και g η επιτάχυνση της βαρύτητας. Επίσης, το $\frac{c^2}{2}$ εκφράζει την κινητική ενέργεια, το $\frac{p}{\rho}$ την ενέργεια εντατικής κατάστασης, το gz την δυναμική ενέργεια λόγω βαρύτητας και η U την εσωτερική ενέργεια που χαρακτηρίζεται από την απόλυτη θερμοκρασία T του ρευστού.

Επίσης, η ανά μονάδα μάζας μεταβολή της ολικής ενέργειας του ρευστού, μεταξύ διατομής εισόδου και εξόδου, που δύναται να εναλλαγεί με μηχανική ενέργεια θα είναι ίση με :

$$E_e - E_a \pm \delta E = \left(\frac{C_e^2}{2} + \frac{P_e}{\rho} + U_e + gz_e \right) - \left(\frac{C_a^2}{2} + \frac{P_a}{\rho} + U_a + gz_a \right) \quad (1.3)$$

στην οποία με E_e και E_a συμβολίζουμε την ανά μονάδα μάζας ενέργεια του ρευστού στις διατομές εισόδου e και εξόδου a αντίστοιχα. Ακόμα, με δE παριστάνεται η εναλλαγή ενέργειας υπό μορφή θερμότητας (μέσω ακτινοβολίας και επαφής-μεταφοράς) από το περίβλημα της μηχανής, ανηγμένη στην μονάδα μάζας του

διερχόμενου ρευστού. Στην περίπτωση απώλειας ενέργειας από την μηχανή προς το περιβάλλον το δE είναι αρνητικό ενώ στην αντίθετη περίπτωση προσδώσεις ενέργειας από το περιβάλλον προς τη μηχανή το δE είναι θετικό. Ωστόσο, το δE θεωρείται αμελητέο γιατί ακόμα και στις περιπτώσεις που έχουμε δυνατότητα έντονης ενεργειακής συναλλαγής μέσω του περιβλήματος, το περίβλημα της μηχανής περιβάλλεται με θερμική μόνωση. Οπότε, θεωρούμε ότι $\delta E=0$.

Η μηχανική ισχύς $N=M\omega$ που προσδίδεται από τον κινητήρα στην άτρακτο της μηχανής μετατρέπεται, κατά ένα μέρος, σε ενέργεια που παραλαμβάνει το διακινούμενο ρευστό και άρα $E_a > E_e$ ενώ το υπόλοιπο χάνεται στις διάφορες απώλειες. Η θεωρητική ισχύς της αντλίας ορίζεται ως :

$$N_i = \dot{m}(E_a - E_e) \quad (1.4)$$

έτσι ώστε να έχει θετική τιμή (πρόκειται για απορροφούμενη ισχύ). Επίσης, η ισχύς N_i είναι μικρότερη από την προσδιδόμενη N κατά τις ενεργειακές απώλειες (τριβών και στροβιλισμών) που λαμβάνουν χώρα στο εσωτερικό της μηχανής, δηλαδή $N_i < N$. Για το λόγο αυτό ο ολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας ορίζεται ως:

$$\eta = \frac{N_i}{N} \quad (1.5)$$

ενώ η διαφορά $\delta N = (N - N_i) = (1 - \eta)N$ εκφράζει την ανά μονάδα χρόνου ενέργεια που χάνεται σε τριβές και στροβιλισμούς.

Ακόμα, η θεωρητική ισχύς που διακινείται από μια φυγοκεντρική αντλία ασυμπίεστου ρευστού μπορεί να εκφρασθεί και από την εξίσωση:

$$N_i = \gamma Q H \quad (1.6)$$

Η ανά μονάδα μάζας ολική ενέργεια του υγρού σε μονάδες στατικής πίεσης, δηλαδή της ολικής πίεσης εκφράζεται:

$$p_o = \rho \frac{c^2}{2} + p + \rho g z \quad (\text{Pa}) \quad (1.7)$$

Ωστόσο, κατά παράδοση στις υδροδυναμικές μηχανές η ολική ενέργεια και πίεση εκφράζονται μέσω της αντίστοιχης τιμής τους σε μέτρα στήλης του υγρού, από τη σχέση:

$$H = \frac{p}{\rho g} = \frac{p}{\gamma} \quad (\text{m}\Sigma\Upsilon) \quad (1.8)$$

όπου $\gamma = \rho g$ το ειδικό βάρος του υγρού.

Εάν εκφράσουμε με H_o το ολικό ύψος, θα έχουμε ότι η ολική πίεση εκφρασμένη σε μέτρα στήλης του υγρού θα είναι:

$$H_o = \frac{c^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + z \quad (\text{m}\Sigma\Upsilon) \quad (1.9)$$

Στην περίπτωση ροής υγρών, ρ =σταθ., η σταθερή παροχή μάζας \dot{m} μπορεί να αντικατασταθεί από την επίσης σταθερή αντίστοιχη τιμή της παροχής όγκου Q μέσω της σχέσης:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = g \frac{\dot{m}}{\gamma} \quad (m^3 / \text{sec}) \quad (1.10)$$

Το πραγματικό ολικό ύψος ου εκφράζει την ανά μονάδα μάζας υγρού ολική ενέργεια που παραλαμβάνει το υγρό από την έξοδο (e) μέχρι την έξοδο (a) της μηχανής συμβολίζεται με H και εκφράζεται από την παρακάτω εξίσωση σε μέτρα στήλης του υγρού

$$H = H_{oa} - H_{oe} \quad (\text{m}\Sigma\Upsilon) \quad (1.11)$$

1.3. Τρίγωνα Ταχυτήτων

Εάν συμβολίσουμε με \vec{c} την ταχύτητα του ρευστού ως προς το απόλυτο σύστημα, με \vec{u} την περιφερειακή ταχύτητα και με \vec{w} τη σχετική ταχύτητα, δηλαδή την ταχύτητα της ροής που θα μέτραγε ένα μετρητικό όργανο ή παρατηρητής που στρέφεται μαζί με την πτερωτή, προκύπτει η σχέση:

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (1.12)$$

Πιο συγκεκριμένα το διάνυσμα της ταχύτητας \vec{c} σε ένα σημείο του πεδίου αναλύεται στις ακόλουθες συνιστώσες: ακτινική c_r , την αξονική c_z , και την περιφερειακή c_u με τα αντίστοιχα μοναδιαία διανύσματα $\vec{i}_r, \vec{i}_z, \vec{i}_u$. Επομένως:

$$\vec{c} = \vec{i}_r c_r + \vec{i}_z c_z + \vec{i}_u c_u \quad (1.13)$$

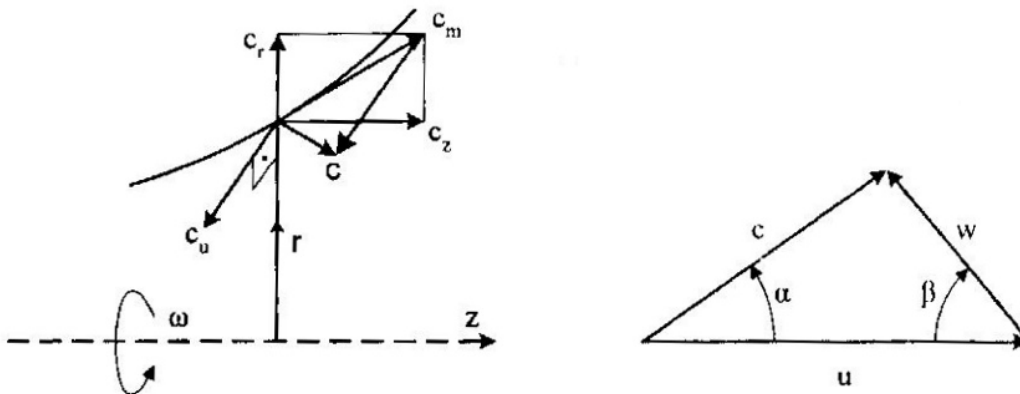
Στην μεσημβρινή τομή και προβολή, οι συνιστώσες c_r και c_z συνθέτουν την μεσημβρινή συνιστώσα c_m της ταχύτητας, δηλαδή:

$$\vec{c}_m = \vec{i}_r c_r + \vec{i}_z c_z \quad (1.14)$$

Έτσι, το διάνυσμα της ταχύτητας αναλύεται σε μεσημβρινή και περιφερειακή συνιστώσα c_m και c_u αντίστοιχα. Έχουμε λοιπόν,

$$\vec{c} = \vec{i}_m c_m + \vec{i}_u c_u \quad (1.15)$$

στην οποία με \vec{i}_m παριστάνεται το μοναδιαίο διάνυσμα κατά τη μεσημβρινή διεύθυνση. (σχήμα 1.2)



Σχήμα 1.2 : α) Συνιστώσα του διανύσματος της ταχύτητας και
β) τοίγωνο ταχυτήτων

Το μέτρο της απόλυτης ταχύτητας c θα είναι:

$$c = \sqrt{c_u^2 + c_m^2} \quad (m/sec) \quad (1.16)$$

Η σχετική ταχύτητα w συνδέεται με την απόλυτη ταχύτητα μέσω των παρακάτω εξισώσεων:

$$w_r = c_r, w_z = c_z, w_u = c_u - u \quad (1.17)$$

Άρα η μεσημβρινή συνιστώσα w_m (w_r, w_z) της σχετικής ταχύτητας ταυτίζεται με τη μεσημβρινή συνιστώσα c_m της αντίστοιχης ταχύτητας.

Το μέτρο της σχετικής ταχύτητας θα είναι :

$$w = \sqrt{w_u^2 + w_m^2} \quad (m/sec) \quad (1.18)$$

Τρίγωνο ταχυτήτων σε μία θέση ονομάζεται το διανυσματικό τρίγωνο του οποίου οι τρεις πλευρές είναι οι $\vec{c}, \vec{u}, \vec{w}$ (σχήμα 1.2) μέσω του οποίου εκφράζεται η διανυσματική εξίσωση (1.12). Οι κλίσεις των \vec{c} και \vec{w} μετρώνται από την αντίστοιχη περιφερειακή διεύθυνση, δηλαδή ως προς την αντίστοιχη περιφερειακή ταχύτητα \vec{u} . Η γωνία β της σχετικής ταχύτητας μετράται από την περιφερειακή διεύθυνση προς το διάνυσμα \vec{w} . Το ρευστό θεωρούμε ότι είναι απαλλαγμένο συστροφής, άρα $c_{u1} = 0$. Συνεπώς στη διατομή 1 (είσοδος πτερωτής) η απόλυτη ταχύτητα θα είναι ίση με την μεσημβρινή συνιστώσα της:

$$c_1 = c_{m1} = \frac{Q_u}{(\pi D_1 - z s_{u1}) b_1} \quad (1.19)$$

ή αν αμελήσουμε το πάχος των πτερυγίων:

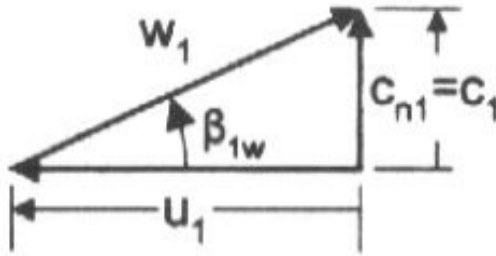
$$c_1 = c_{m1} = \frac{Q_u}{\pi D_1 b_1} \quad (1.20)$$

και άρα το τρίγωνο εισόδου είναι πάντα ορθογώνιο όπως φαίνεται και στο σχήμα 1.3. Η περιφερειακή ταχύτητα u_1 θα είναι:

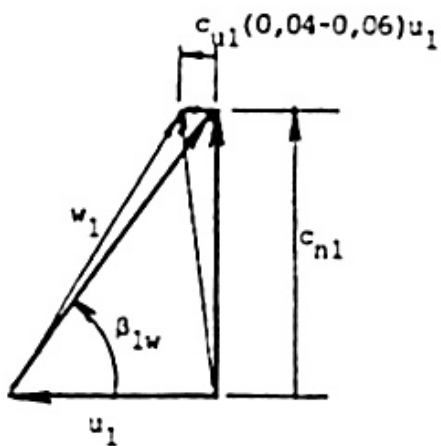
$$u_1 = \frac{\omega D_1}{2} \quad (1.21)$$

Η κλίση της σχετικής ταχύτητας w_1 , η β_{1w} του ρευστού θα είναι ίση με τη γωνία των πτερυγίων β_1 , δηλαδή:

$$\tan \beta_1 = \tan \beta_{1w} = \frac{c_{m1}}{u_1} \quad (1.22)$$



Σχήμα 1.3 : Τρίγωνο ταχυτήτων στην είσοδο αν δεν υπάρχει συστροφή



Σχήμα 1.4: Τρίγωνο ταχυτήτων στη είσοδο αν υπάρχει συστροφή

Σε περίπτωση που λαμβάναμε υπόψη τη συστροφή του ρευστού και κατ' επέκταση και τη c_{u1} το ρευστό θα έμπαινε στη διατομή 1 με μία γωνία β_{1w} διαφορετική από τη γωνία των πτερυγίων β_1 και το τρίγωνο ταχυτήτων θα ήταν όπως στο σχήμα 1.4.

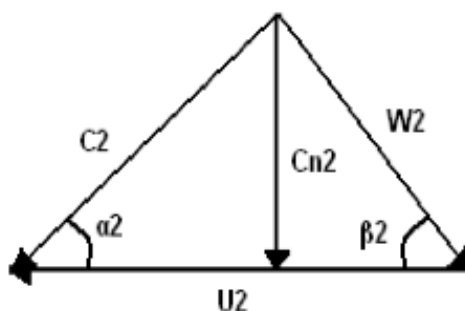
Στην διατομή εξόδου της πτερωτής σχήμα 1.8, δηλαδή στη διάμετρο D_2 για το αντίστοιχο τρίγωνο ταχυτήτων ισχύουν οι ακόλουθες σχέσεις:

$$u_2 = \frac{\omega D_2}{2} \quad (1.23)$$

$$c_{n2} = c_{r2} = \frac{Q_u}{(\pi D_2 - z s_{u2}) b_2} \quad (1.24)$$

ή αν αμελήσουμε το πάχος πτερυγίων:

$$c_{n2} = c_{r2} = \frac{Q_u}{\pi D_2 b_2} \quad (1.25)$$



Σχήμα 1.5: *Ιδεατό τρίγωνο ταχυτήτων στην έξοδο της πτερωτής*

♦ **Ιδεατή πτερωτή:** Στο σχήμα 1.5 απεικονίζεται το ιδεατό τρίγωνο ταχυτήτων στην έξοδο της πτερωτής. Ιδεατό τρίγωνο ταχυτήτων αφορά την ιδεατή πτερωτή, δηλαδή μια πτερωτή με οριακά άπειρο πλήθος πτερυγίων τα οποία έχουν απείρως λεπτό πάχος. Στην περίπτωση μιας τέτοιας πτερωτής η σχετική ταχύτητα \vec{w}_2 θα έχει κλίση β_2 των πτερυγίων στη διατομή εξόδου, οπότε το ρευστό θα φεύγει από την πτερωτή εφαπτομενικά προς τις επιφάνειες των πτερυγίων οι οποίες τα καθοδηγούν,

δεδομένου ότι το διάκενο μεταξύ δύο διαδοχικών πτερυγίων είναι απείρως μικρό και δε θα μπορούσε να εκδηλωθεί οποιαδήποτε απόκλιση της σχετικής ταχύτητας από τις επιφάνειες που την καθοδηγούν. Στην ιδεατή πτερωτή για να είναι ξεκάθαρο πότε αναφερόμαστε σε αυτή χρησιμοποιούμε τονούμενα μεγέθη όπως w'_2 . η αντίστοιχη απόλυτη ταχύτητα του ιδεατού τριγώνου είναι c'_{u2} . Επομένως και το θεωρητικό ύψος εκφράζεται ως:

$$H_{ui} = \frac{u_2 c'_{u2}}{g} \quad (1.26)$$

♦ **Πραγματική πτερωτή:** Αντίθετα με την ιδεατή, στη πραγματική πτερωτή η ροή του ρευστού δεν ακολουθεί ακριβώς τα πτερύγια. Αυτό συμβαίνει επειδή έχουμε πεπερασμένο πλήθος πτερυγίων και το ρευστό στο διάκενο δυο διαδοχικών πτερυγίων έχει δυνατότητα εκδήλωσης αδράνειας και δεν παραλαμβάνει όλη τη συστροφή που του έδινε η ιδεατή πτερωτή. Η γωνία της ροής β_{2w} δεν είναι ταυτόσημη με τη γωνία των πτερυγίων β_2 επειδή η σχετική ταχύτητα w_2 είναι πιο κεκλιμένη αντίθετα από τη φορά περιστροφής. Έτσι, το ρευστό στρέφεται με αντίθετη φορά σε σχέση με την πτερωτή. Για την πραγματική πτερωτή ισχύει ότι :

$$c_{u2} < c'_{u2} \text{ και } H_u < H_{ui} \quad (1.27)$$

Με βάση λοιπόν τα παραπάνω ο ιδεατός βαθμός απόδοσης είναι ίσος με:

$$\eta_i = \frac{H_u}{H_{ui}} = \frac{c_{u2}}{c'_{u2}} \quad (1.28)$$

οποίος, εκφράζει τη δυνατότητα πρόσδωσης ενέργειας της πραγματικής πτερωτής σε σύγκριση με την αντίστοιχη ιδεατή. Όσο μεγαλύτερο είναι το πλήθος z των πτερυγίων τόσο η τιμή του η_i πλησιάζει την μονάδα.

Επειδή όμως, πάντα $\eta_i < 1$ θα ισχύουν οι σχέσεις:

$$\beta_{2w} < \beta_2 \text{ και } \alpha_2 > \alpha'_2 \quad (1.29)$$

όπου, α_2 και α'_2 εκφράζεται η κλίση της απόλυτης ταχύτητας, του πραγματικού και του ιδεατού τριγώνου αντίστοιχα. Η διαφορά \bar{w}_2 και \bar{w}'_2 είναι η \bar{w}'_{s2} που είναι

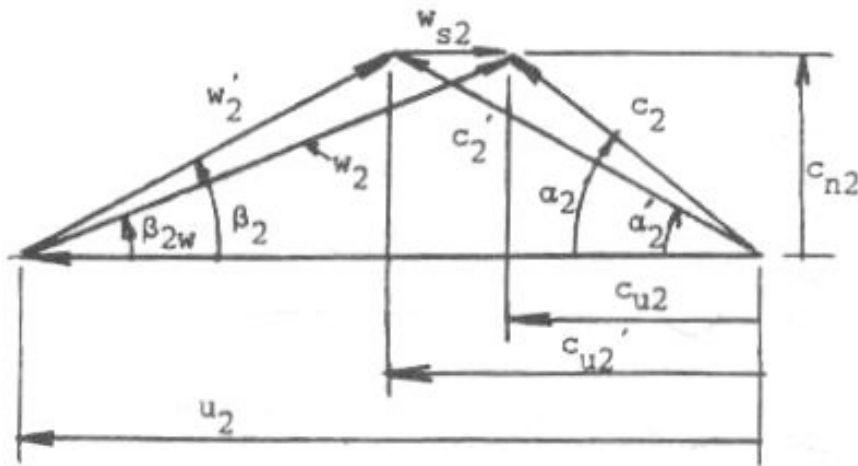
παράλληλη με την περιφερειακή ταχύτητα \vec{u}_2 με αντίθετη φορά προς αυτή. Από το σχήμα 1.6 προκύπτουν οι παρακάτω σχέσεις:

$$c_{u2} = c'_{u2} - w_{s2} \quad (1.30)$$

$$\eta_i = \frac{c_{u2}}{c'_{u2}} = 1 - \frac{w_{s2}}{c'_{u2}} \quad (1.31)$$

όπου,
$$c'_{u2} = u_2 - \frac{c_{n2}}{\tan \beta_2} \quad (1.32)$$

Ακόμα, η τιμή του η_i επηρεάζεται εκτός από τον αριθμό των πτερυγίων z και από το λόγο D_2/D_1 και τη γωνία β_2 . Πιο συγκεκριμένα ο βαθμός απόδοσης η_i είναι ανάλογος με το z και το λόγο D_2/D_1 και αντιστρόφως ανάλογος με τη β_2 .



Σχήμα 1.6: Ιδεατό και πραγματικό τρίγωνο ταχυτήτων στην έξοδο της πτερωτής

1.4. Ειδικός Αριθμός Στροφών

Με σκοπό τη διαμόρφωση μιας παραμέτρου που να είναι ενδεικτική της μορφής της μεσημβρινής τομής της πτερωτής εισάγεται ο όρος του ειδικού αριθμού στροφών σύμφωνα με την ακόλουθη ανάλυση: έστω μια υδροδυναμική μηχανή, διαμέτρου πτερωτής D_2 της οποίας το κανονικό σημείο λειτουργίας είναι (H_k, Q_k) υπό την ταχύτητα περιστροφής n . Θα υπάρχει μια υδροδυναμική μηχανή γεωμετρικά όμοια προς την εξεταζόμενη (δείκτης q), διαμέτρου πτερωτής D_{2q} και της οποίας το κανονικό σημείο λειτουργίας θα είναι ίσο με την μονάδα παροχής και ύψους, δηλαδή $Q_q = 1, H_q = 1$ αντίστοιχα, και η οποία θα πρέπει να στρέφεται υπό ταχύτητα περιστροφής n_q . Στα κανονικά σημεία ως αντίστοιχα, θα ισχύουν οι παρακάτω σχέσεις ομοιότητας:

$$\frac{Q_k}{Q_q} = \left(\frac{D}{D_q} \right)^3 \left(\frac{\eta}{\eta_q} \right) \quad (1.33)$$

$$\frac{H_k}{H_q} = \left(\frac{D}{D_q} \right)^2 \left(\frac{\eta}{\eta_q} \right)^2 \quad (1.34)$$

Στις δύο εξισώσεις υπάρχουν δύο άγνωστα : η διάμετρος D_q της γεωμετρικά όμοιας αντλίας και η ταχύτητα περιστροφής n_q , από την επίλυση των οποίων προκύπτει (για $Q_q = 1$ και $H_q = 1$):

$$n_q = n \frac{Q_k^{1/2}}{H_k^{3/4}} \quad (1.35)$$

όπου,

Q σε m^3/h , H σε $m\Sigma Y$ και n σε rpm

Έτσι η ταχύτητα περιστροφής n_q της γεωμετρικά όμοιας αντλίας που έχει κανονικό σημείο λειτουργίας $Q_q = 1$ και $H_q = 1$ ονομάζεται ειδικός αριθμός στροφών της

μηχανής και εξαρτάται από τα κύρια χαρακτηριστικά της αντλίας στο κανονικό σημείο λειτουργίας της, δηλαδή την παροχή Q_k , το ύψος H_k και την ταχύτητα n .

Μια οικογένεια γεωμετρικά όμοιων αντλιών, χαρακτηρίζονται από τον ίδιο ειδικό αριθμό στροφών αλλά δεν συνεπάγεται το αντίθετο. Επίσης η τιμή του ειδικού αριθμού στροφών είναι ενδεικτική της μορφής της μεσημβρινής τομής της πτερωτής και κατ' αναλογία ολόκληρης της μηχανής. Πιο συγκεκριμένα, όσο αυξάνεται η τιμή του n_q τόσο η μορφή της πτερωτής γίνεται περισσότερο μεικτής και οριακά αξονικής ροής, ενώ όσο μικρότερη είναι η τιμή του n_q τόσο περισσότερο ακτινικής ροής γίνεται η πτερωτή, δηλαδή μειώνεται ο λόγος b_2 / D_2 .

Εκτός αυτών η τιμή του n_q είναι ενδεικτική της μορφής των αδιάστατων χαρακτηριστικών καμπυλών λειτουργίας (H, Q) και (η, Q). Ακόμα η στατιστική επεξεργασία μεγάλου πλήθους σωστά σχεδιασμένων φυγοκεντρικών αντλιών οδήγησε στη συσχέτιση του ειδικού αριθμού στροφών και της παροχής με τον ολικό βαθμό απόδοσης (σχήμα 4.3). Γίνεται λοιπόν φανερό ότι μελετώντας μια γεωμετρικά όμοια αντλία μπορούμε να κάνουμε μια εκτίμηση για την τιμή του ολικού βαθμού απόδοσης της υπό μελέτη αντλίας και στη συνέχεια μέσω των αδιάστατων καμπυλών λειτουργίας να εκτιμήσουμε τις χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας της.

1.5. Βαθμοί Απόδοσης

Η ροή του υγρού διά μέσου της αντλίας συνοδεύεται από την ανάπτυξη απωλειών στις οποίες αντιστοιχεί η διαφορά ισχύος ($N - N_i$), δηλαδή της ισχύος N την οποία προσδίδει ο κινητήρας σε σχέση με την ισχύ N_i που παραλαμβάνει το υγρό. Οι απώλειες αυτές διακρίνονται σε τρεις τύπους: τις υδραυλικές, τις ογκομετρικές και τις μηχανικές απώλειες.

★ Ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης η_h ορίζεται ως:

$$\eta_h = \frac{H}{H_u} = \frac{H_u - \delta h_{fea}}{H_u} = 1 - \frac{\delta h_{fea}}{H_u} \quad (1.36)$$

όπου, δh_{fea} είναι οι υδραυλικές απώλειες οι οποίες διακρίνονται σε υδραυλικές απώλειες τριβής δh_τ και σε υδραυλικές απώλειες κρούσεως δh_α , οπότε :

$$\delta h_{fea} = \delta h_\tau + \delta h_\alpha \quad (1.37)$$

Το ολικό ύψος της αντλίας μπορεί να εκφραστεί και από την παρακάτω εξίσωση:

$$H = \eta_h H_u = \frac{\eta_i \eta_h}{g} u_2^2 \cdot \left(1 - \frac{c_{n2}/u_2}{tg\beta_2} \right) \quad (1.38)$$

★ Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης η_Q ορίζεται ως εξής:

$$\eta_Q = \frac{Q}{Q_u} = 1 - \frac{\delta Q}{Q_u} \quad (1.39)$$

όπου, $Q_u = Q + \delta Q$ με Q την συνολική παροχή που διακινείται από την αντλία και Q_u την παροχή που διέρχεται από την πτερωτή

★ Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης η_m ορίζεται ως:

$$\eta_m = \frac{N_u}{N} \quad (1.40)$$

όπου, N είναι η μηχανική ισχύς που προσδίδεται στην άτρακτο της αντλίας μέσω του κινητήρα και N_u η περιφερειακή ισχύς που διατίθεται στην πτερωτή ώστε να τη μετατρέψει σε υδραυλική ενέργεια που προσδίδεται στο διακινούμενο υγρό. Επίσης, το υπόλοιπο μέρος της ισχύος, N_m δαπανάται για την υπερνίκηση των απωλειών τριβής των στρεφόμενων μερών της αντλίας. Έτσι ισχύει:

$$N = N_u + N_m \quad (1.41)$$

Η ισχύς των μηχανικών απωλειών διακρίνεται σε δύο όρους:

1. Την ισχύ N_E που οφείλεται στις απώλειες τριβής των εδράνων και των στυπιοθλιπτών.
2. Την ισχύ N_S του στρεφόμενου δίσκου που οφείλεται στην τριβή μεταξύ της στρεφόμενης πτερωτής (στις εξωτερικές επιφάνειες της πλήμνης και της στεφάνης) και του ρευστού που βρίσκεται στα διάκενα, θα είναι δηλαδή:

$$N_m = N_E + N_S \quad (1.42)$$

Έτσι, συνδυάζοντας όλα τα παραπάνω ο μηχανικός βαθμός απόδοσης μπορεί να εκφρασθεί και από την εξίσωση:

$$\eta_m = 1 - \frac{N_E}{N} - \frac{N_S}{N} = 1 - \zeta_E - \zeta_S \quad (1.43)$$

όπου ζ_E και ζ_S είναι η παράμετρος απωλειών εδράνων και στρεφόμενου δίσκου αντίστοιχα.

★ Ο ολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας η ορίζεται ως:

$$\eta = \frac{N_i}{N} = \frac{\gamma H Q}{N} \quad (1.44)$$

Λαμβάνοντας υπόψη τις παραπάνω σχέσεις για τον υδραυλικό η_h , ογκομετρικό η_Q και μηχανικό η_m βαθμό απόδοσης ισχύει:

$$N = \frac{N_u}{\eta_m} = \frac{\gamma H_u Q_u}{\eta_m \eta_h \eta_Q} \quad (1.45)$$

Συνεπώς προκύπτει:

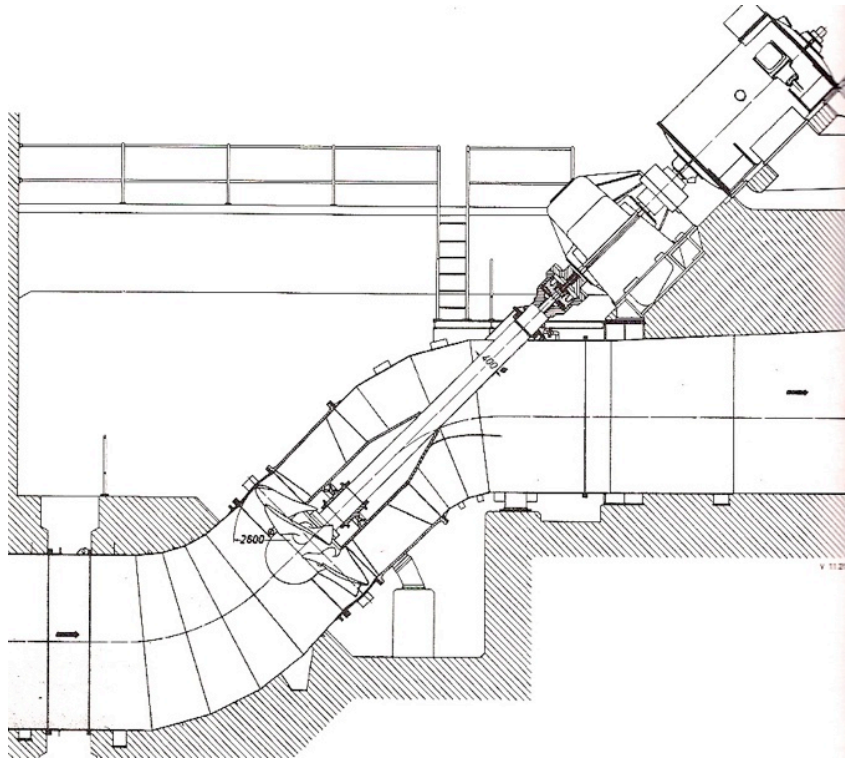
$$\eta = \eta_m \eta_h \eta_Q \quad (1.46)$$

δηλαδή ο ολικός βαθμός απόδοσης είναι γινόμενο των τριών βαθμών απόδοσης, υδραυλικού, ογκομετρικού και μηχανικού. Από τους τρεις αυτούς βαθμούς απόδοσης και για σταθερή ταχύτητα περιστροφής της πτερωτής, ο μηχανικός και (λιγότερο) ο ογκομετρικός εξαρτώνται ελάχιστα από το σημείο λειτουργίας (την διακινούμενη παροχή) ενώ, ο υδραυλικός μεταβάλλεται πολύ έντονα από την διακινούμενη παροχή. Επιπλέον, η τιμή του ογκομετρικού και του μηχανικού βαθμού απόδοσης είναι πολύ υψηλή με αποτέλεσμα η τιμή του ολικού βαθμού απόδοσης, για σταθερή ταχύτητα περιστροφής, να διαμορφώνεται κύρια από την τιμή του υδραυλικού βαθμού απόδοσης. Κατά συνέπεια, το μέγιστο του ολικού βαθμού απόδοσης συμπίπτει με πολύ καλή προσέγγιση, με το σημείο λειτουργίας στο οποίο ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης αποκτά την μέγιστη τιμή του.

2. ΑΞΟΝΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ

2.1. Γενικά Χαρακτηριστικά

Οι Αξονικές αντλίες αποτελούν επιλογή για αντλιακές εγκαταστάσεις που απαιτούν υψηλές παροχές όγκου και χαμηλή πίεση άντλησης, όπως είναι οι περιπτώσεις άντλησης μεγάλων αποθεμάτων νερού, ο έλεγχος των πλημμυρών, η άρδευση και η αποχέτευση.



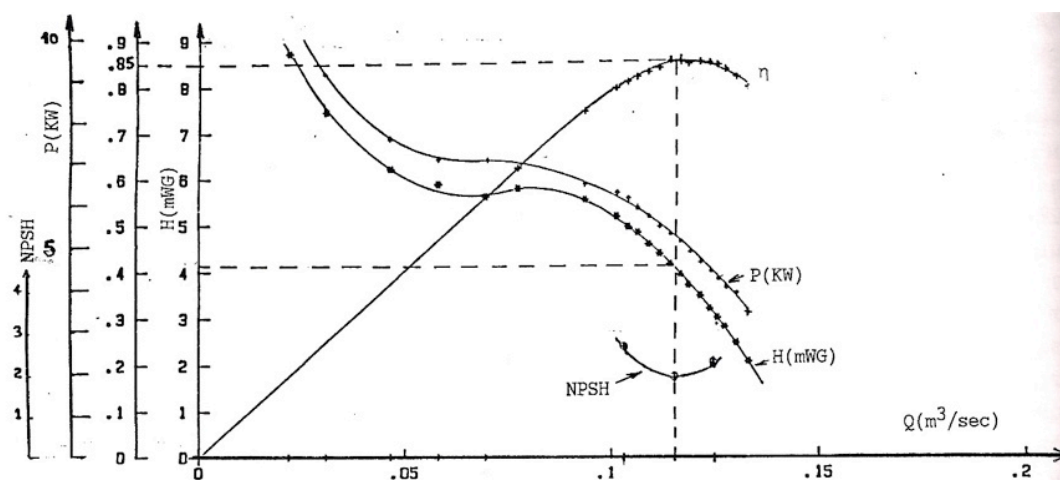
Σχήμα 2.1 : Διάταξη αξονικής αντλίας

Ένα βασικό χαρακτηριστικό των αντλιών αυτών είναι ότι η καμπύλη της ισχύς τους είναι πολύ πιο επίπεδη από μιας φυγοκεντρικής αντλίας, με αποτέλεσμα η ζήτηση ισχύος στην εισόδο να μην διαφέρει πάρα πολύ από αυτή στο σημείο λειτουργίας.

Η υδραυλική απόδοση όμως, διαφέρει αισθητά. Οι αντλίες αξονικής ροής δημιουργούν μανομετρικό ύψος μέσω μιας αξονικής κίνησης που αναπτύσσεται μέσω του δρομέα και της εσωτερικής σχεδίασης του πτερυγίου.

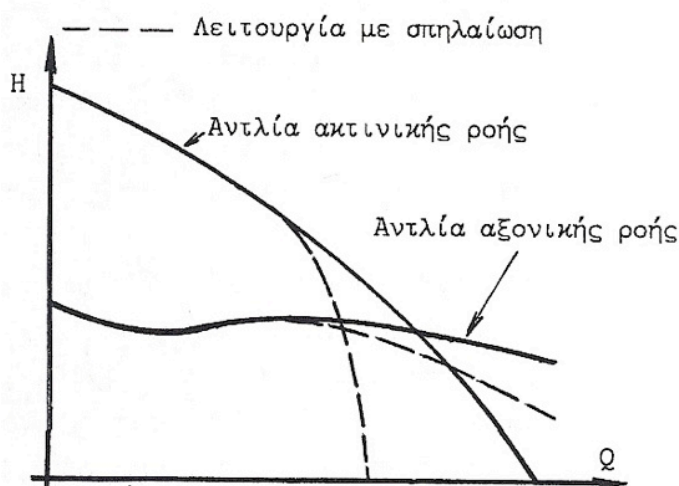
Αυτή η κίνηση καθοδηγεί τα υγρά να πηγαίνουν αυστηρά κατά μήκος του άξονα κίνησης της αξονικής αντλίας.

Η καμπύλη (H,Q) μιας αντλίας αξονικής ροής έχει ουσιαστικά γραμμικά χαρακτηριστικά, αν και στη πραγματικότητα το ύψος που αποκτά είναι πολύ χαμηλότερο. Η αποδοτικότητα όμως, είναι υψηλότερη σε μεγαλύτερο ποσοστό από ότι σε μια φυγοκεντρική αντλία. Η καμπύλη της ισχύος ακολουθεί τη μορφή της καμπύλης (H,Q) μέχρι το σημείο λειτουργίας. (σχήμα 2.2)



Σχήμα 2.2 : Χαρακτηριστική καμπύλη ισχύος - παροχής αντλίας αξονικής ροής

Όσον αφορά τη σπηλαίωση, στις αντλίες αξονικής ροής το διάκενο μεταξύ διαδοχικών πτερυγίων έχει σημαντικό πλάτος $b = (D_o - D_i) / 2$, οπότε η ανάπτυξη θύλακα σπηλαίωσης μειώνει σε πολύ μικρό ποσοστό την ωφέλιμη διατομή με αποτέλεσμα την πολύ σταδιακή πτώση της χαρακτηριστικής (H, Q) της αντλίας. Ενώ στις αντλίες ακτινικής ροής το πλάτος b είναι μικρό και η ανάπτυξη θύλακα σπηλαίωσης μειώνει σημαντικά την ωφέλιμη που παραμένει για διέλευση της παροχής με αποτέλεσμα την απότομη πτώση της χαρακτηριστικής (H,Q) της αντλίας (σχήμα. 2.3). Στο κεφάλαιο 3 θα αναπτυχθεί αναλυτικότερα το φαινόμενο της σπηλαίωσης στις αντλίες.



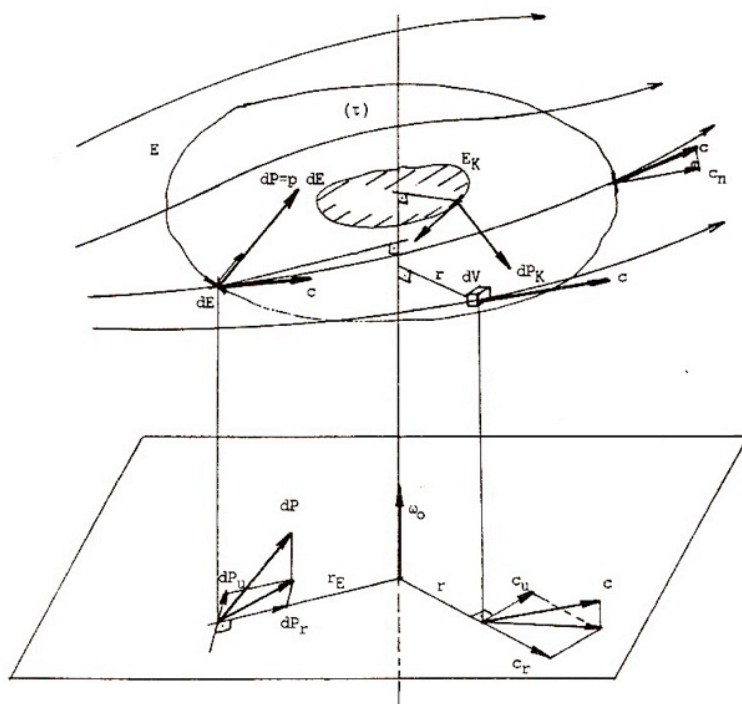
Σχήμα 2.3 : Επίδραση της σπηλαίωσης στην χαρακτηριστική (H,Q) αντλίας ακτινικής και αξονικής ροής

2.2. Θεώρημα Συστροφής

Στο θεώρημα της συστροφής γίνεται ισολογισμός των ροπών των δυνάμεων και της ροπής της ορμής (δηλαδή της συστροφής ως προς τον άξονα). Από την εφαρμογή του θεωρήματος προκύπτουν σημαντικά συμπεράσματα όσον αφορά τη διαμόρφωση της πτερωτής ώστε να αναπτύσσεται η επιθυμητή τιμή ροπής, να γίνεται δηλαδή η επιθυμητή εναλλαγή ενέργειας. Αντίστροφα σε μία δεδομένη πτερωτή από την εφαρμογή του θεωρήματος είναι δυνατόν να υπολογισθεί, σε πρώτη προσέγγιση, η ροπή που αναπτύσσεται για δεδομένες συνθήκες εισόδου.

Ειδικότερα, η πτερωτή αποτελείται από πτερύγια, από τουλάχιστον μία πλήμνη, δηλαδή τον δίσκο που είναι πακτωμένα τα πτερύγια και από την άτρακτο, μέσω της οποίας μεταφέρεται η μηχανική ροπή στρέψεως. Κατά την διέλευση του ρευστού μεταξύ των πτερυγίων αποκαθίσταται στις επιφάνειες των πτερυγίων ένα πεδίο ταχυτήτων και κατά συνέπεια μια διανομή στατικών πιέσεων. Η διανομή αυτή αντιστοιχεί στην ανάπτυξη στοιχειωδών δυνάμεων στις επιφάνειες των πτερυγίων, άρα ροπών ως προς τον άξονα περιστροφής. Η ολοκλήρωση των ροπών αυτών μας δίνει την αναπτυσσόμενη ροπή. Έτσι, με την εφαρμογή του θεωρήματος συστροφής προκύπτει το μέγεθος της ροπής που αναπτύσσεται, χωρίς κατ' ανάγκη να είναι γνωστή η διανομή των ταχυτήτων και των στατικών πιέσεων στα πτερύγια.

Θεωρούμε λοιπόν, πεδίο ροής το οποίο περιβάλλει εξ ολοκλήρου στερεό σώμα Κ και έστω $\vec{\omega}_o$ ο άξονας ως προς τον οποίο θα θεωρηθούν οι ροπές των δυνάμεων και της συστροφής (σχήμα 2.2). Έστω κλειστή νοητή επιφάνεια αναφοράς Ε που περιβάλλει ολόκληρο το στερεό Κ. Τόσο η επιφάνεια Ε όσο και ο άξονας $\vec{\omega}_o$ είναι ακίνητα ως προς το σύστημα αναφοράς. Το θεώρημα της συστροφής προκύπτει διατυπώνοντας τον ισολογισμό των ροπών των δυνάμεων και της ροπής της ορμής ως προς τον άξονα $\vec{\omega}_o$ και από αυτό υπολογίζεται η ροπή που αναπτύσσεται στο στερεό σώμα Κ.



Σχήμα 2.4: Διατύπωση του θεωρήματος της συστροφής ως προς τον άξονα $\vec{\omega}_o$.

Για κάποια χρονική στιγμή t , θεωρώντας ότι το φαινόμενο μπορεί να μην είναι μόνιμο χρονικά:

$$\Sigma(\vec{r}_{iF} \times \vec{F}) \cdot \vec{\omega}_o = \frac{d}{dt} \Sigma(\vec{r}_i \times \delta \vec{J}_o) \cdot \vec{\omega}_o = \frac{d}{dt} (\vec{B}_o \cdot \vec{\omega}_o) \quad (2.1)$$

όπου,

Το άθροισμα Σ νοείται στην επιφάνεια Ε και στο εσωτερικό της

$\delta \vec{J}_o = \delta m \vec{c}$ η ορμή στοιχείου του ρευστού μάζας δm

\vec{r}_{iF} , η επιβατική ακτίνα κάθε εξωτερικής δύναμης \vec{F}_i

\vec{r}_i , η επιβατική ακτίνα τυχόντος στοιχείου του ρευστού μάζας δm που περικλείεται από την επιφάνεια E

$\vec{B}_o = \Sigma(\vec{r}_i \times \delta \vec{J}_o)$, η συστροφή ως προς τον άξονα $\vec{\omega}_o$ της μάζας του ρευστού το οποίο, την χρονική στιγμή t, περικλείεται από την επιφάνεια E

♦ Το α' μέλος της εξίσωσης (2.1) αν δεν έχουμε εξωτερικές ηλεκτρομαγνητικές ή άλλες δυνάμεις θα είναι ίσο με:

$$\Sigma(\vec{r}_{iF} \times \vec{F}) \cdot \vec{\omega}_o = M_P + M_T + M_G - M_K \quad (2.2)$$

όπου,

• M_P , είναι η ροπή ως προς τον άξονα $\vec{\omega}_o$ των εξωτερικών δυνάμεων $d\vec{P}$, λόγω εντατικής κατάστασης (στατικής πίεσης), που αναπτύσσονται στην εξ. επιφάνεια E. Κάθε στοιχειώδης δύναμη $d\vec{P}$ στην επιφάνεια dE έχει μέτρο ίσο προς: $dP=p dE$, όπου p η στατική πίεση, και είναι κάθετη προς dE (σχήμα 2.4). Έτσι με λαμβάνοντας υπόψη την εξ.(2.1) η M_P εκφράζεται ως:

$$M_P = \int_E (\vec{r}_i \times d\vec{P}) \cdot \vec{\omega}_o = \int_E r_E (pdE)_u = \int_E r_E dP_u \quad (2.3)$$

• M_T , είναι η ροπή ως προς τον άξονα $\vec{\omega}_o$ των εξωτερικών δυνάμεων $d\vec{T}$, λόγω συνεκτικότητας, που αναπτύσσονται στην εξωτερική επιφάνεια E. Κάθε στοιχειώδης δύναμη $d\vec{T}$ στη επιφάνεια dE έχει μέτρο ίσο προς $dT=\tau dE$, όπου τ η διατμητική τάση, και η εφαπτόμενη προς την dE (σχήμα 2.4). Έτσι με λαμβάνοντας υπόψη την εξ.(2.1) η M_T εκφράζεται ως:

$$M_T = \int_E (\vec{r}_i \times d\vec{T}) \cdot \vec{\omega}_o = \int_E r_E (\tau dE)_u = \int_E r_E dT_u \quad (2.4)$$

• M_G , είναι η ροπή ως προς τον άξονα $\vec{\omega}_o$ των εξωτερικών δυνάμεων λόγω βαρύτητας επί του ρευστού που περιβάλλεται από την επιφάνεια E, δηλαδή στον όγκο τ του ρευστού. Κάθε στοιχειώδης δύναμη $d\vec{G}$ που αναπτύσσεται σε στοιχειώδη όγκο dV του ρευστού, πυκνότητας ρ, είναι ίση προς $d\vec{G} = \rho dV \vec{g} dG$, και έχει την

διεύθυνση της βαρύτητας. Έτσι με λαμβάνοντας υπόψη την εξ.(2.2) η M_G εκφράζεται ως:

$$M_G = \int_r (\vec{r}_i \times \vec{g}) \cdot \vec{\omega}_o \rho dV = \int_r \rho r g_u dV \quad (2.5)$$

• M_K , είναι η ροπή ως προς τον άξονα $\vec{\omega}_o$ που αναπτύσσεται πάνω στο σώμα K, άρα η ροπή που αναπτύσσεται στο ρευστό λόγω της παρουσίας του σώματος K θα είναι ίση με $-M_K$. Η ροπή M_K θα είναι ολοκλήρωμα των ροπών των δυνάμεων λόγω στατικής dP_K των διατμητικών δυνάμεων dT_K που αναπτύσσονται στην επιφάνεια E_K του σώματος που περιρρέεται από το ρευστό. Έτσι, η ροπή M_K εκφράζεται ως:

$$M_K = \int_{E_K} r_{EK} (dP_{uK} + dT_{uK}) \quad (2.6)$$

♦ Το β' μέλος της εξίσωσης (2.1) εκφράζει τη χρονική μεταβολή της συστροφής του ρευστού κατά την χρονική στιγμή t και είναι ίσο με:

$$\frac{d}{dt} (\vec{B}_o \cdot \vec{\omega}_o) = \frac{dB_u}{dt} + M_s \quad (2.7)$$

όπου,

• $B_u = \int_{\tau} \rho (\vec{r}_i \times \vec{c}) \cdot \vec{\omega}_o dv = \int_{\tau} \rho r c_u dV$, είναι η ροπή της εν θέσει ορμής ως προς τον

άξονα $\vec{\omega}_o$, δηλαδή της συστροφής του ρευστού (ως προς τον άξονα $\vec{\omega}_o$) που κατά την χρονική στιγμή t βρίσκεται στο εσωτερικό του εξεταζόμενου όγκου αναφοράς

• $M_s = \int_E \rho (\vec{r}_i \times \vec{c}) \cdot \vec{\omega}_o c_n dE = \int_E \rho c_u c_n r_E dE$, είναι η ρυθμός μεταβολής της

συστροφής του εισερχόμενου και του εξερχόμενου ρευστού από την επιφάνεια αναφοράς E κατά την χρονική στιγμή t.

• C_n , είναι η ορθή συνιστώσα της ταχύτητας \vec{c} στην επιφάνεια αναφοράς E

• C_u , είναι η περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας \vec{c}

Άρα λόγω των παραπάνω εξισώσεων η εξίσωση (2.1) διαμορφώνεται ως εξής:

$$M_P + M_T + M_G - M_K = \frac{dB_u}{dt} + M_s \quad (2.8)$$

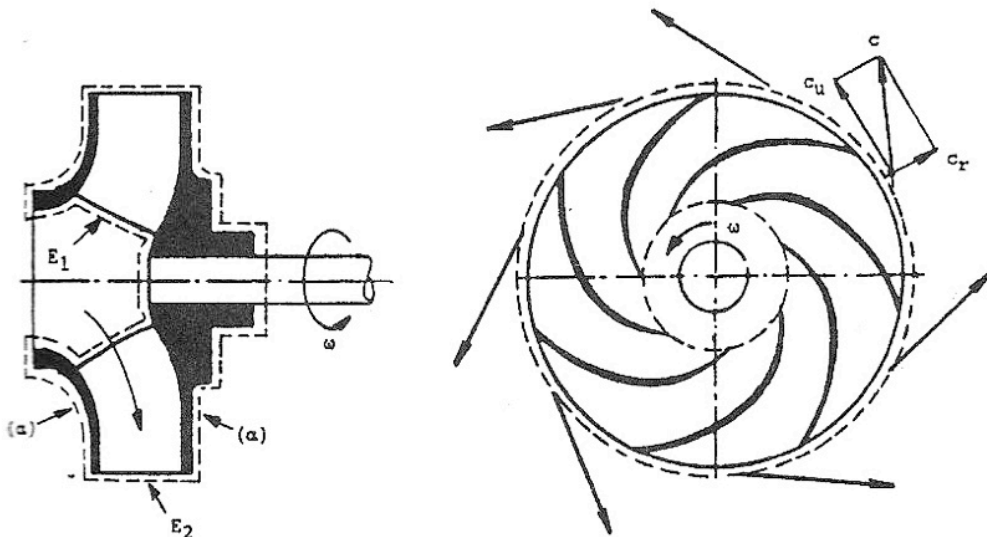
Όπως αναφέραμε και στην αρχή της παραγράφου 2.2 το θεώρημα της συστροφής εφαρμόζεται στην πτερωτή της αντλίας. Σε αυτή τη περίπτωση η εξίσωση (2.8) διαμορφώνεται ως εξής:

$$M_T - M_K = M_s \quad (2.9)$$

αφού $M_P = M_G = 0$ λόγω της αξονικής συμμετρίας και $\frac{dB_u}{dt} = 0$ λόγω της χρονικής μονιμότητας.

Γενικότερα, η εξίσωση (2.9) ισχύει στις παρακάτω πρακτικές περιπτώσεις:

1. Στην περίπτωση επιφάνειας αναφοράς E εκ περιστροφής συμμετρικής ως προς τον άξονα $\vec{\omega}_o$, οποία περιβάλλει την αξονοσυμμετρική πτερωτή (σχήμα 2.5)
2. Στην περίπτωση αξονοσυμμετρικών συνθηκών της ροής γύρω από την αξονοσυμμετρική πτερωτή ή συνθηκών με περιοδική συμμετρία
3. Στην περίπτωση κατά την οποία εξετάζεται η μόνιμη κατάσταση λειτουργίας με σταθερή γωνιακή ταχύτητα ω περιστροφής



Σχήμα 2.5: Εφαρμογή του θεωρήματος της συστροφής γύρω από την πτερωτή

Η περιφερειακή ροπή και ισχύς που αναπτύσσεται στην πτερωτή είναι η M_u και η N_u αντίστοιχα. Στην περίπτωση της φυγοκεντρικής αντλίας η ροπή που αναπτύσσεται στην πτερωτή είναι ανθιστάμενη, άρα $M_u < 0$ και $N_u < 0$. Αυτό πρακτικά σημαίνει ότι η κινητήρια ροπή που προσδίδεται στην άτρακτο μέσω ενός κινητήρα μετατρέπεται σε ενέργεια που προσδίδεται στο ρευστό ενώ η ροπή M_u που αναπτύσσεται στην πτερωτή θα εξισορροπεί την κινητήρια ροπή του κινητήρα. Με σκοπό την αποφυγή αρνητικών προσήμων της ροπής και της αντίστοιχης ισχύος που αναπτύσσεται στην πτερωτή, διατηρείται μόνο η απόλυτη τιμή των M_u και N_u γνωρίζοντας ότι πρόκειται για ανθιστάμενη ροπή και απορροφούμενη ενέργεια αντιστοίχως.

Η ροπή M_u και η ισχύς N_u περιγράφονται από τις παρακάτω εξισώσεις:

$$M_u = \int_{E1} \rho c_u c_n r_E dE - \int_{E2} \rho c_u c_n r_E dE \quad (2.10)$$

όπου, E1 και E2 είναι οι επιφάνειες εισόδου και εξόδου του ρευστού αντίστοιχα

$$N_u = M_u \omega \quad (2.11)$$

2.2.1. Εφαρμογή του Θεωρήματος της Συστροφής σε μερική πτερωτή αξονικής αντλίας

Ως μερική εννοείται μία πτερωτή της οποίας το πλάτος $b(r)$, σχήμα 2.6, είναι μικρό σε σύγκριση με την ακτίνα r , έτσι ώστε να είναι απόλυτα αποδεκτή η υπόθεση ότι κατά το πλάτος b οι συνθήκες της ροής δεν μεταβάλλονται. Το ίδιο θα συμβαίνει και στις διατομές εισόδου και εξόδου, E1 και E2 αντίστοιχα, κάθε μερικής πτερωτής.

Η θεωρητική ροπή δίνεται από τη εξίσωση (2.10), αλλά λαμβάνοντας υπόψη την ομοιομορφία των συνθηκών της ροής στις επιφάνειες E1 και E2 μπορεί να εκφρασθεί και ως:

$$M_u = \rho_1 c_{n1} c_{u1} r_1 E_1 - \rho_2 c_{n2} c_{u2} r_2 E_2 \quad (2.12)$$

Λόγω της συνέχειας στις παροχές, η παροχή μάζας \dot{m}_u διά μέσου του δρομέα εκφράζεται από την εξίσωση:

$$\dot{m}_u = \rho_1 E_1 c_{n1} = \rho_2 E_2 c_{n2} \quad (2.13)$$

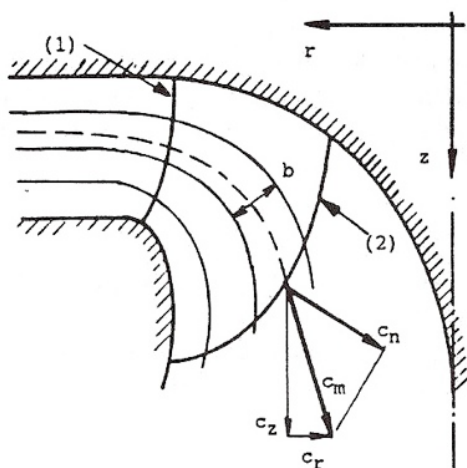
οπότε η εξ.(2.12) λόγω της εξ.(2.13) διαμορφώνεται ως εξής:

$$M_u = \dot{m}_u (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) \quad (2.14)$$

και η αντίστοιχη περιφερειακή ισχύς θα είναι ίση με :

$$N_u = M_u \omega = \dot{m}_u (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad (2.15)$$

λαμβάνοντας υπόψη ότι: $u_1 = \omega r_1$ και $u_2 = \omega r_2$.



Σχήμα 2.6: Μερική πτερωτή στροβίλου και συνιστώσες ταχύτητας

Στην περίπτωση ασυμπίεστου ρευστού $\rho = \rho_1 = \rho_2 = \text{σταθ.}$, η παροχή μάζας \dot{m}_u εκφράζεται μέσω της αντίστοιχης παροχής όγκου $Q_u = \dot{m}_u / \rho$. Η περιφερειακή ισχύς N_u είναι δυνατόν να εκφραστεί ως γινόμενο του ειδικού βάρους γ , της διερχόμενης παροχής Q_u και του θεωρητικού ύψους της πτερωτής H_u , ως εξής:

$$N_u = \gamma Q_u H_u \quad (2.16)$$

Το θεωρητικό ύψος H_u ορίζεται από την εξίσωση (2.16) και άρα εκφράζει την ανά μονάδα μάζας ολική ενέργεια του υγρού σε (mΣΥ) που εναλλάσσεται στην πτερωτή με την μηχανική ενέργεια $N_u = \omega M_u$. Το θεωρητικό ύψος H_u συνδέεται με την μεταβολή της ολικής ενέργειας μεταξύ εισόδου και εξόδου από τον δρομέα μέσω της εξίσωσης:

$$H_u = H_{o1} - H_{o2} + \delta h_{f12} \quad (2.17)$$

στην οποία με δh_{f12} συμβολίζονται οι υδραυλικές απώλειες λόγω τριβής από την διατομή εισόδου 1 μέχρι την διατομή εξόδου 2 του δρομέα. Η παραπάνω εξίσωση

εκφράζει το ότι η διαφορά ($H_{o1} - H_{o2}$) δεν μετατρέπεται ολόκληρη σε μηχανική ενέργεια, δηλαδή σε H_u , λόγω του ότι η ενέργεια που αντιστοιχεί στις υδραυλικές απώλειες δh_{f12} μετατρέπεται σε θερμότητα η οποία στην περίπτωση του ασυμπίεστου ρευστού δεν μπορεί να μετατραπεί σε μηχανική ενέργεια. Συνδυάζοντας τις εξ.(2.15) και (2.16) και επιλύοντας ως προς H_u προκύπτει:

$$H_u = \frac{1}{g}(u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad (2.18)$$

Στην περίπτωση ιδεατού υγρού το θεωρητικό ύψος θα ήταν ίσο προς: $H_{o1} - H_{o2}$. Έτσι η ποιότητα του δρομέα θα εκφράζεται από το λόγο:

$$\frac{H_{o1} - H_{o2} - \delta h_{f12}}{H_{o1} - H_{o2}} = 1 - \frac{\delta h_{f12}}{H_{o1} - H_{o2}} \quad (2.19)$$

Αν λάβουμε υπόψη μας τις κλίσεις α_1 και α_2 των απόλυτων ταχυτήτων c_1 και c_2 και εφαρμόσουμε τον νόμο των συνημιτόνων στα τρίγωνα ταχυτήτων στην είσοδο και την έξοδο του δρομέα, το θεωρητικό ύψος H_u λόγω της εξ.(2.18) διαμορφώνεται ως εξής:

$$H_u = \frac{1}{g}(u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_2 c_2 \cos \alpha_2) = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (2.20)$$

Από τις παραπάνω εξισώσεις γίνεται φανερός ο ρόλος των ταχυτήτων στην ανάπτυξη της ροπής, ιδιαίτερα στην διατομή της έξοδου, όπου αυτές διαμορφώνονται από τον ίδιο τον δρομέα, άρα γίνεται φανερός και ο ρόλος της μορφής του δρομέα και των πτερυγίων του στο ρυθμό εναλλαγής της ενέργειας.

2.3. Βαθμοί Απόδοσης

Οι βαθμοί απόδοσης στις αξονικές αντλίες υπολογίζονται όπως και στις φυγοκεντρικές στην ενότητα 1.5. Αξίζει όμως, να σημειωθεί εδώ η σημασία του ακτινικού διάκενου s μεταξύ πτερυγίου και στεφάνης, μιας και αυτό είναι ένα μέγεθος που θα μας απασχολήσει παρακάτω σχετικά με το κατά πόσον επηρεάζει την απόδοση μιας βοηθητικής αντλίας.

Η τιμή του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης εξαρτάται έντονα από την τιμή του ακτινικού διάκενου s . Η συνήθης τιμή του ακτινικού διάκενου είναι της τάξεως του $s=0.0015 D_o$, για την οποία η τιμή του η_Q είναι της τάξεως του $\eta_Q = 0.940$. Η πτώση

του ολικού βαθμού απόδοσης λόγω αύξησης του ακτινικού διάκενου είναι της τάξεως του 2% για κάθε αύξηση του ακτινικού διάκενου κατά 1%. Αποδεικνύεται πειραματικά ότι ο τριπλασιασμός του ακτινικού διάκενου έχει ως αποτέλεσμα την μείωση του ολικού ύψους κατά 10% περίπου ενώ ο δεκαπλασιασμός προκαλεί πτώση του H κατά 30%. Η σημασία του ακτινικού διάκενου είναι μεγαλύτερη στην περίπτωση βεβιασμένης δίνης επειδή το ύψος και η διαφορά στατικής πίεσης προς την πλευρά της στεφάνης είναι μεγαλύτερη.

Τέλος, στις αξονικές αντλίες οι απώλειες στρεφόμενου δίσκου στον μηχανικό βαθμό απόδοσης είναι αμελητέες και οι απώλειες στα έδρανα εξαρτώνται από την ποιότητα και την φόρτιση των εδράνων. Έτσι, ο μηχανικός βαθμός απόδοσης συνήθως λαμβάνεται ίσος με 0.985-0.99.

3. ΣΠΗΛΑΙΩΣΗ

3.1. Τι είναι Σπηλαιώση

Η εμφάνιση του φαινομένου της σπηλαιώσης αποτελεί ένα σημαντικό πρόβλημα των βιομηχανικών μονάδων. Αυτό, επειδή έχει επιπτώσεις σε ένα βασικό εργαλείο, τη φυγοκεντρική αντλία.

Μια ξαφνική αύξηση της τοπικής ταχύτητας του αντλούμενου υγρού προκαλεί πτώση της τοπικής πίεσης, σύμφωνα με την εξίσωση Bernoulli. Στην περιοχή όπου η στατική πίεση p τείνει να γίνει μικρότερη από την πίεση ατμοποίησης p_s , αναπτύσσεται θύλακας ατμοποίησης στον οποίο η πίεση διατηρείται σταθερή και ίση προς την πίεση ατμοποίησης p_s . Η ανάπτυξη των θυλάκων ατμού προκαλείται σε θέσεις που υπάρχουν μικρές ανωμαλίες στη μάζα του υγρού, όπως μικρές φυσαλίδες αέρα που έχουν εγκλωβισθεί στις μικροανωμαλίες της στερεής περιρρεόμενης επιφάνειας.

Επισημαίνουμε ότι, η πίεση ατμοποίησης p_s κάθε υγρού είναι χαρακτηριστικό

θερμοδυναμικό μέγεθος του κάθε υγρού και εξαρτάται από τη θερμοκρασία του. Συνεπώς, ακόμη και μια τοπική αύξηση της θερμοκρασίας μπορεί επίσης να έχει τα παραπάνω αποτελέσματα.

Στον παρακάτω πίνακα δίνεται η πίεση ατμοποίησης p_s του νερού και άλλων υγρών συναρτήσει της θερμοκρασίας τους:

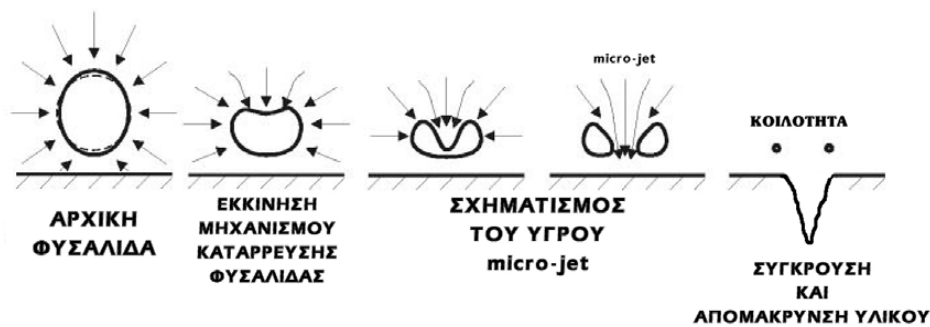
θ °C	p_s bar	ρ kg/m ³	c_p kJ/kg·K	μ 10 ⁻⁶ kg/m·s	ν 10 ⁻⁶ m ² /s
0.01	0.006112	999.8	4.217	1750	1.75
10	0.012271	999.7	4.193	1300	1.30
20	0.023368	998.3	4.182	1000	1.00
30	0.042417	995.7	4.179	797	0.800
40	0.073749	992.3	4.179	651	0.656
50	0.12334	988.0	4.181	544	0.551
60	0.19919	983.2	4.185	463	0.471
70	0.31161	977.7	4.190	400	0.409
80	0.47359	971.6	4.197	351	0.361
90	0.70108	965.2	4.205	311	0.322
100	1.0132	958.1	4.216	279	0.291
110	1.4326	950.7	4.229	252	0.265
120	1.9854	942.9	4.245	230	0.244
130	2.7012	934.6	4.263	211	0.226
140	3.6136	925.8	4.258	195	0.211
150	4.7597	916.8	4.310	181	0.197
160	6.1804	907.3	4.339	169	0.186
170	7.9202	897.3	4.371	159	0.177
180	10.003	886.9	4.408	149	0.168
190	12.552	876.0	4.449	141	0.161
200	15.551	864.7	4.497	134	0.155
210	19.080	852.8	4.551	127	0.149
220	23.201	840.3	4.614	122	0.145
230	27.979	827.3	4.686	116	0.140
240	33.480	813.6	4.770	111	0.136
250	39.776	799.2	4.869	107	0.134
260	46.940	783.9	4.986	103	0.131
270	55.051	767.8	5.126	99.4	0.129
280	64.191	750.5	5.296	96.1	0.128
290	74.448	732.1	5.507	93.0	0.127
300	85.917	712.2	5.773	90.1	0.127
310	98.697	690.6	6.120	86.5	0.125
320	112.90	666.9	6.586	83.0	0.124
330	128.65	640.5	7.248	79.4	0.124
340	146.08	610.3	8.270	75.4	0.124
350	165.37	574.5	10.08	70.9	0.123
360	186.74	528.3	14.99	65.3	0.124
370	210.53	448.3	53.92	56.0	0.125
374.15	221.20	315.5	∞	45.0	0.143

Πιν. 3.1: Χαρακτηριστικά νερού συναρτήσει θ (°C)

3.2. Ο Μηχανισμός της Σπηλαιώσης

Η εμφάνιση της σπηλαιώσης γίνεται σταδιακά μέσω ενός μηχανισμού. Αρχικά, φυσαλίδες σχηματίζονται στο υγρό όταν αυτό ατμοποιείται (Vaporous Cavitation) ή λόγω της παρουσίας διαλυμένων αερίων στο αντλούμενο υγρό (Gaseous Cavitation). Στη συνέχεια αν δεν υπάρχει καμία αλλαγή στις συνθήκες λειτουργίας, νέες φυσαλίδες συνεχίζουν να δημιουργούνται και οι παλαιότερες αυξάνονται σε μέγεθος. Οι φυσαλίδες παρασέρνονται από το υγρό καθώς αυτό ρέει από το μάτι του στροφείου προς το άκρο εξόδου του, κατά μήκος του πτερυγίου έως το χείλος εκφυγής (vane trailing edge). Λόγω της περιστροφής του στροφείου, οι φυσαλίδες αποκτούν πολύ υψηλές ταχύτητες και τελικώς φθάνουν σε περιοχές υψηλής πίεσης λόγω της οποίας αρχίζουν να καταρρέουν. Καθώς οι φυσαλίδες κινούνται κατά μήκος των πτερυγίων του στροφείου, η πίεση γύρω από αυτές αρχίζει να αυξάνεται μέχρι η πίεση έξω από τη φυσαλίδα να γίνει μεγαλύτερη από την πίεση μέσα στη φυσαλίδα. Έτσι, στο σημείο αυτό, όπου η στατική πίεση τείνει να αυξηθεί πάνω από την πίεση ατμοποίησης θα πρέπει να επανυροποιηθεί η μάζα του ατμού. Η μετάβαση αυτή, από τη φάση του ατμού στην υγρή φάση, δεν γίνεται στιγμιαία και γι' αυτό παρατηρείται μια μεταβατική περιοχή στην οποία συνυπάρχουν και οι δύο φάσεις. Η φυσαλίδα καταρρέει. Η διαδικασία δεν είναι έκρηξη προς τα έξω αλλά μάλλον μια κατάρρευση-έκρηξη προς το εσωτερικό της. Εκατοντάδες φυσαλίδες καταρρέουν περίπου στο ίδιο σημείο κάθε πτερυγίου του. Επειδή υπάρχει μεγάλη διαφορά στην πυκνότητα μεταξύ της υγρής φάσης ρ_{γ} και της φάσης ατμού ρ_A , το φαινόμενο της επανυροποίησης συνοδεύεται τοπικά από σημαντική αύξηση της στατικής πίεσης κρουστικής μορφής. Εδώ, είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι το νερό σε θερμοκρασία μικρότερη των $100^{\circ}C$ είναι $\rho_{\gamma} / \rho_A > 900$. Η αύξηση της κρουστικής μορφής στατικής πίεσης εξηγείται ποιοτικά από ότι κατά την επανυροποίηση μιας φυσαλίδας ατμού, ο όγκος υγρού που αντιστοιχεί στη μάζα του ατμού είναι πολύ μικρός. Επομένως, με την επανυροποίηση της φυσαλίδας σχηματίζεται ένα κενό που τείνει να καλυφθεί με ορμή από το περιβάλλοντα υγρό το οποίο επιταχύνεται γρήγορα υπό την μορφή υγρού micro-jet για να γεμίσει το κενό που δημιουργήθηκε. Στη συνέχεια, το micro-jet δρα σαν σφυρηλάτηση, διαρρηγνύοντας τη φυσαλίδα με δύναμη. Η ταχύτητα του μηδενίζεται όταν ολόκληρος ο όγκος της πρώην φυσαλίδας καταληφθεί από το περιβάλλον υγρό. Η απότομη αυτή επιβράδυνση των υγρών στοιχείων αντιστοιχεί σύμφωνα με το θεώρημα της ορμής σε υπερβολική τοπική αύξηση της στατικής του πίεσης. Υπάρχουν αναφορές για πιέσεις κατάρρευσης φυσαλίδων μεγαλύτερες από 1 GPa. Τέλος, το φαινόμενο της σπηλαιώσης συχνά

δημιουργεί κοιλότητες στο στροφέιο. Αυτό μπορεί να γίνει αντιληπτό και ηχητικά, αφού μετά την κατάρρευση της φυσαλίδας, εκπέμπεται ηχητικό κύμα που προέρχεται από το σημείο της κατάρρευσης.



Σχήμα 3.1: Κατάρρευση φυσαλίδας πάνω σε συμπαγή τοίχωμα. Η εμφάνιση του *micro-jet* με την κατάρρευση της φυσαλίδας.

Τέλος, μετά από μακροχρόνια ανάπτυξη της σπηλαιώσης αναπτύσσονται τρύπες στην επιφάνεια του στροφέιου, που οφείλονται στην σταδιακή αφαίρεση των κόκκων, και η επιφάνεια αποκτά σπογγώδη μορφή, που μπορεί να φτάσει μέχρι και την εξαφάνιση μέρους του στροφέιου. Αυτό, οφείλεται στο γεγονός ότι τα υλικά που χρησιμοποιούνται αποτελούνται από κόκκους διαφόρων στοιχείων με διαφορετικά χαρακτηριστικά ως προς τη σκληρότητα, ελαστικότητα, αντοχή κλπ.

3.3. Αιτίες και Συμπτώματα Σπηλαιώσης

A) Μερικές από τις αιτίες εμφάνισης της σπηλαιώσης είναι:

- I) Η μικρή στατική πίεση σε σύγκριση με τη μέγιστη τάση των ατμών του υγρού που αντλείται. Αυτό συμβαίνει όταν το ύψος αναρροφήσεως είναι μεγάλο ή το στόμιο εισόδου στο σωλήνα αναρροφήσεως βρίσκεται σε μικρή απόσταση από την επιφάνεια του υγρού. Όσο μικρότερη είναι η στατική πίεση της ροής της υδροστατικής πίεσης και μόνον τόσο πιο εύκολα εκδηλώνεται το φαινόμενο της σπηλαιώσης, επειδή μικρή πτώση της στατικής πίεσης που οφείλεται στην κινητική ενέργεια του υγρού αρκεί για την διαμόρφωση συνθηκών σπηλαιώσης.
- II) Όταν η παροχή είναι μεγαλύτερη από την κανονική, η σπηλαιώση εκδηλώνεται ευκολότερα διότι, αυξάνεται η ταχύτητα ροής με αντίστοιχη πτώση της πίεσεως.
- III) Το σχήμα των γραμμών ροής. Απότομη αλλαγή της διεύθυνσεως ροής, απότομη διεύρυνση των διόδων ροής μέσα στην αντλία, κακές συνθήκες εισόδου του υγρού στην πτερωτή μπορούν να προκαλέσουν απώλειες που θα βοηθήσουν στην εμφάνιση της σπηλαιώσης.

B) Βασικά συμπτώματα σπηλαιώσης:

- I) Ο Θόρυβος που προκαλείται από την πρόσκρουση του υγρού στις μεταλλικές επιφάνειες κατά την απότομη συμπύκνωση των φυσαλίδων.
- II) Οι Κραδασμοί της αντλίας που προκαλούνται από τις ταλαντώσεις των τμημάτων στα οποία προσκρούει το υγρό και από τις διαδοχικές αυξομειώσεις της πίεσεως του υγρού. Οι κραδασμοί μεταφέρονται σε όλα τα εξαρτήματα της αντλίας ακόμη και στη βάση στηρίξεως. Όσο μεγαλύτερη είναι η αντλία τόσο πιο έντονοι είναι οι θόρυβοι και οι κραδασμοί.
- III) Η Φθορά μεταλλικών επιφανειών πολλές φορές είναι μεγάλη σε έκταση λόγω των διαβρωτικών ουσιών που μπορεί να περιέχει το υγρό. Η σπηλαιώση προκαλεί διάβρωση σε ορισμένα σημεία των γραμμών ροής του υγρού. Η αντοχή των μετάλλων στη σπηλαιώση εξαρτάται από τη χημική τους σύνθεση και από το βαθμό λειάνσεως της επιφάνειάς τους. Η αντοχή τους μετράται από την απώλεια μάζας όπως προκύπτει από ζύγισμα πλακιδίου που υπόκειται σε σπηλαιώση επί ένα χρονικό διάστημα σε ειδική συσκευή. Εάν ο κλασικός χυτοσίδηρος (GG-25) βαθμολογηθεί με δείκτη 1 που εκφράζει την

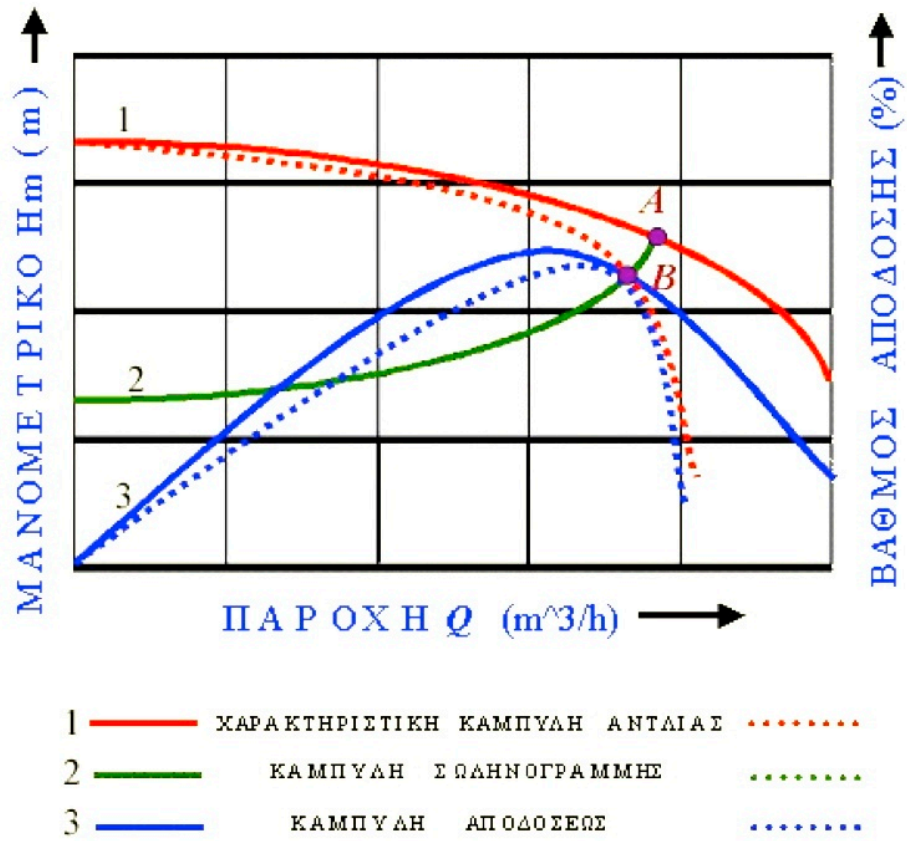
απώλεια μάζας λόγω σπηλαιώσης, τα υπόλοιπα συνήθη υλικά χαρακτηρίζονται από τους ακόλουθους ενδεικτικούς δείκτες:

Υλικό	Δείκτης φθοράς
Χυτοσίδηρος (GG-25)	1,0
Χυτοχάλυβας (GS-C25)	0,80
Ορείχαλκος (G-CuSn10)	0,50
Χρωμιούχος χυτοχάλυβας (G-X20Cr14)	0,20
Σύνθετος ορείχαλκος (G-AlBz10Fe)	0,10
Χρωμιονικελιούχος χάλυβας (G-X6CrNi18 9)	0,05



Παράδειγμα φθαομένης πτερωτής

IV) Απότομη πτώση των χαρακτηριστικών καμπυλών προκαλείται λόγω της αύξησης των τριβών και των υδραυλικών απωλειών. Στις φυγοκεντρικές αντλίες που έχουν μικρή ειδική ταχύτητα ($\eta_{sq} < 30$) η πτώση των χαρακτηριστικών καμπυλών είναι πιο έντονη. στο παρακάτω σχήμα φαίνεται η επίπτωση της σπηλαιώσης στη φυγοκεντρική αντλία. Οι συνεχείς καμπύλες είναι πριν τη σπηλαιώση ενώ οι διακεκομμένες είναι μετά τη σπηλαιώση.

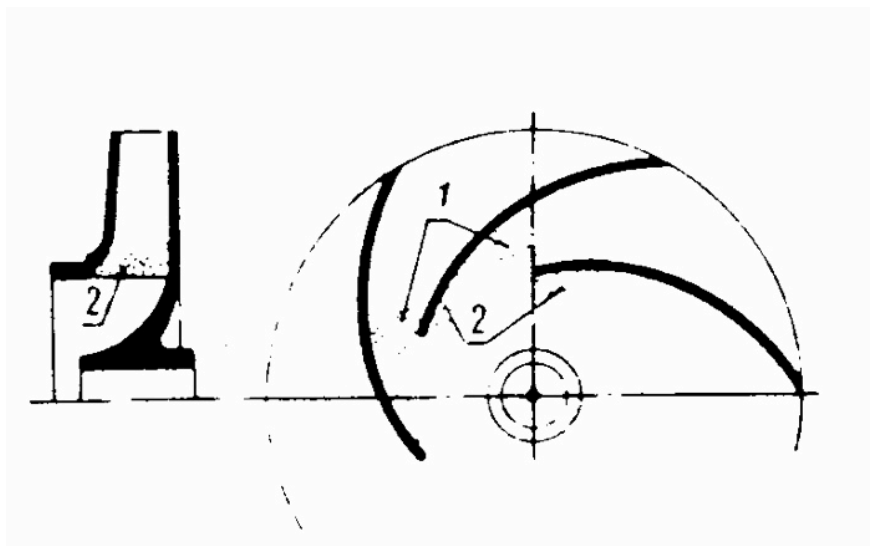


Σχήμα 3.2 :Χαρακτηριστικές καμπύλες μονοβάθμιας φυγοκεντρικής αντλίας με σπηλαίωση

3.4. Η Σπηλαιώση στις Αντλιακές Εγκαταστάσεις

Όπως προκύπτει από τα παραπάνω η σπηλαιώση εμφανίζεται κυρίως στις περιοχές στις οποίες η στατική πίεση είναι ήδη χαμηλή οπότε με περαιτέρω μείωση της, λόγω υδροδυναμικών φαινομένων επιτάχυνσης της ροής, ενδέχεται αυτή να μειωθεί κάτω από την πίεση ατμοποίησης p_s .

Επομένως, στην περίπτωση των φυγοκεντρικών αντλιών η πιθανή περιοχή ανάπτυξης της σπηλαιώσης είναι στην διατομή εισόδου της πτερωτής, δηλαδή στη περιοχή της ακμής πρόσπτωσης των πτερυγίων και μάλιστα στην πλευρά υποπίεσης αυτών.



Σχήμα 3.3 : Εμφάνιση σπηλαιώσης σε φυγοκεντρικές αντλίες

Για να εξετάσουμε τη συμπεριφορά της αντλίας ως προς τη σπηλαιώση είναι απαραίτητο να αναφέρουμε την έννοια του καθαρού θετικού ύψους αναρρόφησης H_θ (**NPSHa: Net Positive Suction Head available**), το οποίο χαρακτηρίζει την εγκατάσταση της αντλίας και το σημείο λειτουργίας της.

Το H_θ χαρακτηρίζει την εγκατάσταση της αντλίας και εκφράζει τη διαφορά της ολικής πίεσης στην διατομή της αντλίας ως προς την πίεση ατμοποίησης του υγρού την οποία η αντλητική εγκατάσταση εξασφαλίζει στην αντλία.

$$H_\theta = (H_M - H_s) + H_{kp} \quad (\text{m}\Sigma\Upsilon) \quad (3.1\alpha)$$

$$H_\theta = H_{oe} - H_s \quad (\text{m}\Sigma\Upsilon) \quad (3.1\beta)$$

όπου,

$$H_{oe} = H_M + (1 + \zeta) \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{w_1^2}{2g} = H_M + \lambda_2 \frac{c_1^2}{2g} + \lambda_1 \frac{w_1^2}{2g} \quad (3.2) \quad , \quad \text{το ύψος της}$$

αντλίας στη διατομή εισόδου

$$\lambda_1 = \left(\frac{w_M}{w_1} \right)^2 - 1 \quad (3.3) \quad , \quad \text{όπου } \lambda_1 \text{ η σχετική ταχύτητα στη διατομή } M \text{ που}$$

εμφανίζεται η ελάχιστη στατική πίεση

• ζ ο συντελεστής απωλειών που εξαρτάται από τη σχεδίαση του τμήματος εισόδου της αντλίας και το βαθμό κατεργασίας

$$\lambda_2 = 1 + \zeta \quad (3.4)$$

• H_M , είναι το ύψος της διατομής M που αναπτύσσεται η ελάχιστη τιμή στατικής πίεσης

• H_s , η πίεση ατμοποίησης εκφρασμένη σε μέτρα στήλης ύδατος (mΣΥ)

• H_{kp} (**NPSHr: Net Positive Suction Head required**), εκφράζει την διαφορά της ολικής πίεσης στην διατομή εισόδου της αντλίας από την πίεση ατμοποίησης του υγρού που πρέπει να έχει η αντλία ώστε η λειτουργία της να βρίσκεται στο όριο εμφάνισης σπηλαιώσης, δηλαδή όταν $H_M \approx H_s$. Τότε η τιμή του $H_\theta = H_{oe} - H_s$ παίρνει τη μορφή:

$$H_{kp} = (H_\theta)_{kp} = \lambda_1 \frac{w_1^2}{2g} + \lambda_2 \frac{c_1^2}{2g} \quad (\text{mΣΥ}) \quad (3.5)$$

Για τυπικές αντλίες γενικής χρήσης τα λ_1 και λ_2 παίρνουν τις ενδεικτικές τιμές 0,2 και 1,2 αντίστοιχα.

Στην περίπτωση που η αντλία αναρροφά υγρό από δεξαμενή (σχήμα 3.4), η τιμή του H_θ εκφράζεται εφαρμόζοντας τη γενικευμένη εξίσωση Bernoulli μεταξύ της διατομής εισόδου της αντλίας e και της δεξαμενής αναρρόφησης. Λαμβάνοντας ως στάθμη αναφοράς την στάθμη της αντλίας και συμβολίζοντας με H_E την απόλυτη στατική πίεση (σε mΣΥ) που επικρατεί στην επιφάνεια της δεξαμενής αναρρόφησης , από την εξ. (3.1β) προκύπτει:

$$H_\theta = H_{oe} - H_s = H_E - h_e - \zeta_e Q^2 - H_s \quad (\text{mΣΥ}) \quad (3.6)$$

όπου,

• $h_e = z_a - z_E$, το ύψος αναρρόφησης (σχήμα 3.4)

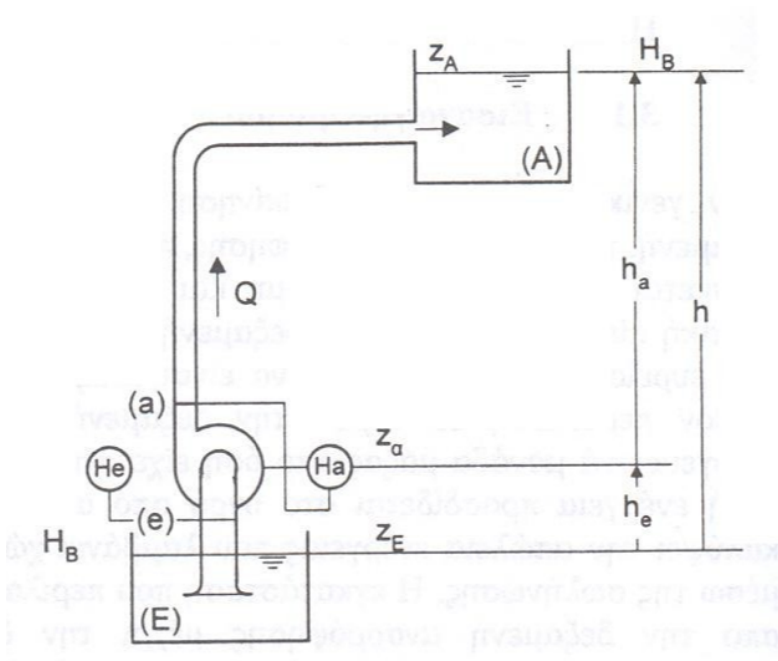
• $\delta h_{fEe} = \zeta_\epsilon Q^2$, οι υδραυλικές απώλειες της σωλήνωσης αναρρόφησης από την δεξαμενή αναρρόφησης μέχρι την διατομή e εισόδου της αντλίας, συμπεριλαμβανομένων των απωλειών εισόδου του υγρού στην σωλήνωση.

Επίσης, όταν η δεξαμενή αναρρόφησης είναι ανοιχτή στην ατμόσφαιρα, η πίεση H_E είναι η ατμοσφαιρική πίεση H_B (σχήμα 3.4)

Συνθήκη Μη Εμφάνισης Σπηλαιώσης:

- Ασφαλής λειτουργία $H_\theta > H_{kr}$
- Επισφαλής λειτουργία $H_\theta = H_{kr}$
- Μη ασφαλής λειτουργία $H_\theta < H_{kr}$

Είναι φανερό ότι η εμφάνιση ή μη της σπηλαιώσης εξαρτάται από τη σύγκριση του NPSHa και NPSHr. Επίσης, μπορούμε να συμπεράνουμε ότι μια αντλία είναι τόσο καλύτερη από πλευράς σπηλαιώσης όσο το κρίσιμο ύψος H_{kr} είναι μικρό, οπότε ευκολότερα ικανοποιείται η συνθήκη ασφαλούς λειτουργίας όσον αφορά τη σπηλαιώση.



Σχήμα 3.4 : Σχηματική διάταξη απλής αντλητικής εγκατάστασης.

3.4.1. Παράμετρος Σπηλαίωσης :

Η Παράμετρος σπηλαίωσης σ_{κ} στις φυγοκεντρικές αντλίες εκφράζει τις ιδιότητες της αντλίας αναφορικά με τη σπηλαίωση καθώς και των γεωμετρικά όμοιων προς αυτήν αντλιών δεδομένου ότι οι γεωμετρικά όμοιες αντλίες έχουν (στα αντίστοιχα σημεία λειτουργίας) ίδια τιμή σ_{κ} . Η σ_{κ} ορίζεται ως ο λόγος:

$$\sigma_{\kappa} = \frac{H_{\kappa p}}{H_{\kappa}} \quad (3.7)$$

όπου,

- $H_{\kappa p}$, το κρίσιμο ύψος σπηλαίωσης στο Κ.Σ.Λ
- H_{κ} , το ολικό ύψος αντλίας στο Κ.Σ.Λ

Επιθυμητό είναι να έχουμε μικρό σ_{κ} και κατ' επέκταση μικρό $H_{\kappa p}$. Ειδικότερα, το

σ_{κ} γίνεται μικρότερο όσο:

- ο λόγος D_1 / D_2 είναι μικρός, ή το αντίστροφο, όσο δηλαδή ο λόγος D_2 / D_1 είναι μεγάλος οπότε η φόρτιση κάθε πτερυγίου είναι μικρότερη, το ίδιο και η υποπίεση που αναπτύσσεται στη γειτονιά της ακμής πρόσπτωσης. Τυπικές τιμές του λόγου D_1 / D_2 αναλόγως του ειδικού αριθμού στροφών φαίνονται στο σχήμα 3.6

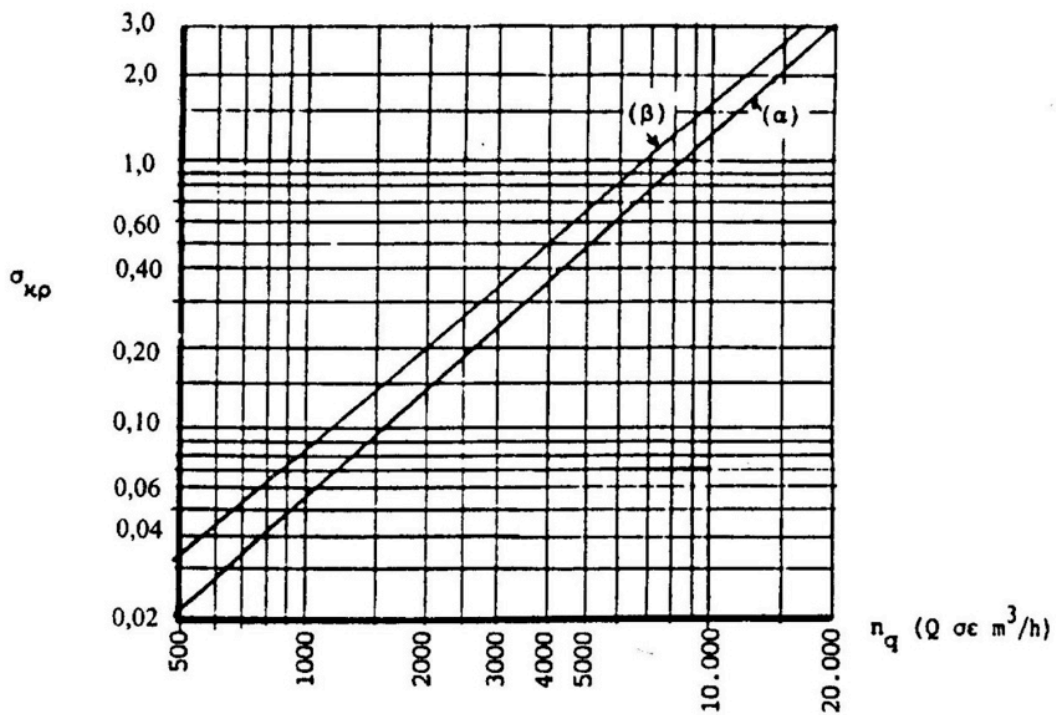
-η τιμή β_1 είναι μικρή. Για το λόγο αυτό στις φυγοκεντρικές αντλίες η τιμή της γωνίας

β_1 επιδιώκεται να είναι μικρή, της τάξεως των $\beta_1 = 15 - (17) - 22^\circ$,

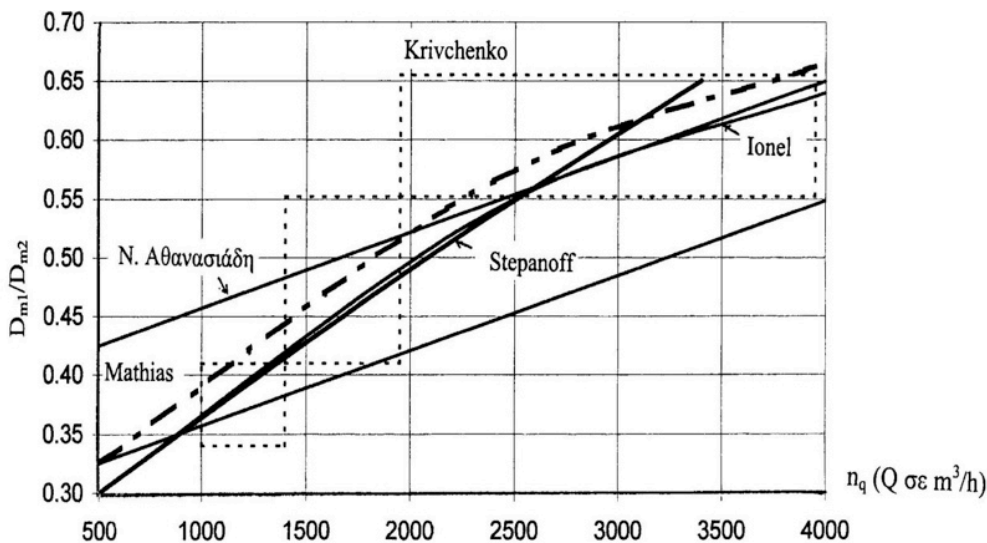
-μεγαλύτερη είναι η β_2 (η επίδραση της γωνίας β_2 στην τιμή του σ_{κ} είναι ασθενέστερη).

Η συσχέτιση της παραμέτρου σπηλαίωσης σ_{κ} με τη γεωμετρική μορφή της πτερωτής, η οποία συνδέεται με τον ειδικό αριθμό στροφών οδηγεί στο συμπέρασμα ότι σε σωστά σχεδιασμένες αντλίες υπάρχει σχέση μεταξύ του ειδικού αριθμού στροφών και της παραμέτρου σπηλαίωσης όπως φαίνεται στο σχήμα 2.5. Η τιμή του σ_{κ} περιορίζεται μεταξύ δύο καμπυλών: την (α) που αποτελεί τη συσχέτιση αντλιών με

βελτιωμένη συμπεριφορά ως προς τη σπηλαίωση (χαμηλό $H_{κρ}$) μέσω καλής διαμόρφωσης του τμήματος εισόδου και ιδιαίτερα της ακμής πρόσπτωσης των πτερυγίων, και την (β) , που αντιστοιχεί σε υψηλότερες τιμές του $H_{κρ}$ με λιγότερο προσεγγμένη διαμόρφωση και ενδεχόμενα μεγαλύτερη τιμή της γωνίας β_1 αλλά πάντοτε μέσα στα ανεκτά όρια.



Σχήμα 3.5 : Στατική συσχέτιση της παραμέτρου σπηλαίωσης $\sigma_{κ}$ με τον ειδικό αριθμό στροφών n_q



Σχήμα 3.6 : Συνιστώμενες τιμές του λόγου D_{m1} / D_{m2} συναρτήσει του ειδικού αριθμού στρωών n_q

3.4.2.Αριθμός στρωφών σπηλαίωσης:

Ο αριθμός στρωφών σπηλαίωσης n_{κ} ορίζεται για το κανονικό σημείο λειτουργίας (Κ.Σ.Λ) της αντλίας με αντικατάσταση του ολικού ύψους H από το κρίσιμο ύψος σπηλαίωσης $H_{\kappa\rho}$.

$$n_{\kappa} = n \frac{Q^{1/2}}{H_{\kappa\rho}^{3/4}} \quad (3.8)$$

επομένως, μεταξύ του n_q και του n_{κ} ισχύει η σχέση:

$$\sigma_{\kappa} = \left(\frac{n_{\kappa}}{n_q} \right)^{-4/3} \quad (3.9)$$

Η τιμή του n_{κ} είναι ανεξάρτητη του ειδικού αριθμού στρωφών n_q και κυμαίνεται μεταξύ των τιμών 6400 - 8700, με n σε rpm, Q σε (m^3 / h) και $H_{\kappa\rho}$ σε mΣΥ. Όσο μεγαλύτερη είναι η τιμή του n_{κ} τόσο η αντίστοιχη αντλία είναι καλύτερη από πλευράς σπηλαίωσης (μικρή τιμή του $H_{\kappa\rho}$ λόγω καλής σχεδίασης και κατασκευής).

3.5. Τρόποι Αντιμετώπισης Σπηλαιώσης

Υπάρχουν 3 τρόποι να αντιμετωπίσουμε τη σπηλαιώση σε μια αντλία :

1. Η αύξηση του H_{θ}
2. Η μείωση του $H_{κρ}$
3. Η τοποθέτηση βοηθητικής πτερωτής αντλίας (Inducer Impeller of Pumps) πριν από την κύρια αντλία για την αύξηση της στατικής πίεσης στην αναρρόφηση της κύριας.

Η βοηθητική πτερωτή (Inducer) αποτελεί το βασικό αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας και θα αναλυθεί περαιτέρω παρακάτω.

3.6. Κώδικας για την αποφυγή της σπηλαιώσης με τη σωστή τοποθέτηση της αντλίας

Στο πλαίσιο των ερευνών μας για την παρούσα διπλωματική μας απασχόλησε πολύ το φαινόμενο της σπηλαιώσης και πώς μπορεί να αποφευχθεί. Πέρα λοιπόν, από το σχεδιασμό της βοηθητικής πτερωτής, που θα αναλύσουμε παρακάτω, αναπτύξαμε ένα κώδικα σε FORTRAN ο οποίος μας υποδεικνύει την υψομετρική διαφορά $Z_A - Z_E(m)$ που πρέπει να έχει μια αντλιακή εγκατάσταση με βάση τα χαρακτηριστικά της αντλίας και του σωλήνα αναρρόφησης για να αποφευχθεί το φαινόμενο της σπηλαιώσης.

Ορίζουμε λοιπόν :

1. Το κανονικό σημείο λειτουργίας της αντλίας (ΚΣΛ) , δηλαδή ορίζοντας την παροχή Q_0 , το μανομετρικό ύψος H_0 και τον ειδικό αριθμό στροφών n_q .
2. Τα χαρακτηριστικά του σωλήνα αναρρόφησης , δηλαδή το μήκος σωληνώσεως x_{in}^l , τη διάμετρο της σωληνώσεως D_{in} και την τραχύτητα του σωλήνα ϵ .
3. Την θερμοκρασία T
4. Την παράμετρο γραμμικής παρεμβολής της βελτιωμένης συμπεριφοράς από το διάγραμμα του σχήματος 3.5. Αν η παράμετρος είναι ίση με ένα , τότε

αντιστοιχεί στην καμπύλη (α), αν είναι ίση με μηδέν αντιστοιχεί στην καμπύλη (β) (βλέπε § 2.4.1).

Στη συνέχεια διαβάζοντας τον πίν. 3.1 βρίσκουμε την πίεση ατμοποίησης h_s εκφρασμένη σε μέτρα στήλης ύδατος (mΣΥ), την πυκνότητα ρ (kg/m³) και το ιξώδες του ρευστού ν .

Επομένως, είμαστε σε θέση να κάνουμε τους παρακάτω υπολογισμούς:

$$\text{Ατμοσφαιρική πίεση : } h_{atm} = \frac{10^5}{\rho g} [m\Sigma Y] \quad (3.10)$$

$$\text{Αξονική ταχύτητα : } c_{in} = \frac{4 \cdot Q_0}{\pi \cdot D_{in}^2} [m/sec] \quad (3.11)$$

$$\text{Αριθμός Reynolds : } Re = \frac{D_{in} \cdot c_{in} \cdot 10^6}{\nu} \quad (3.12)$$

$$\text{Συντελεστής τριβής (τύπος Jain) : } \lambda = \left(1.14 - 2 \log \left(\frac{21.25}{Re^{0.9}} + \frac{\epsilon}{D_{in}} \right) \right)^{-2} \quad (3.13)$$

$$\text{Υδραυλικές απώλειες στον σωλήνα αναρρόφησης : } dh_{in} = \frac{\lambda \cdot x l_{in} \cdot c_{in}^2}{2 \cdot D_{in} \cdot g} \quad (3.14)$$

Οπότε:

$$dz_{max} = Z_A - Z_E = h_{atm} - H_{\kappa\rho} - h_s - dh_{in} [m] \quad (3.15)$$

Αριθμητική προσομοίωση:

1η Περίπτωση: Μεταβολή της θερμοκρασίας

Διατηρούμε όλα τα μεγέθη σταθερά εκτός από τη θερμοκρασία. Έτσι παίρνοντας διάφορες τιμές θερμοκρασίας μπορούμε να δούμε πως μεταβάλλεται το dz_{max} συναρτήσει της θερμοκρασίας.

2η Περίπτωση: Μεταβολή της διαμέτρου του σωλήνα αναρρόφησης

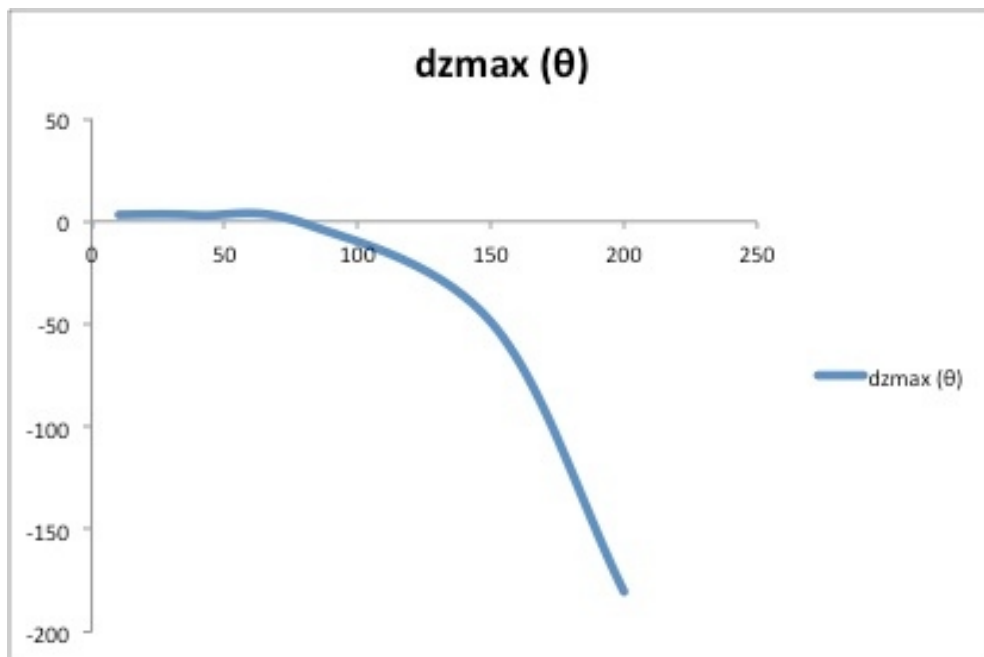
Διατηρούμε όλα τα μεγέθη σταθερά εκτός από το D_{in} για να δούμε πώς συμβάλλει αυτό το μέγεθος στη διαμόρφωση του dz_{max} .

3η Περίπτωση: Μεταβολή των στροφών

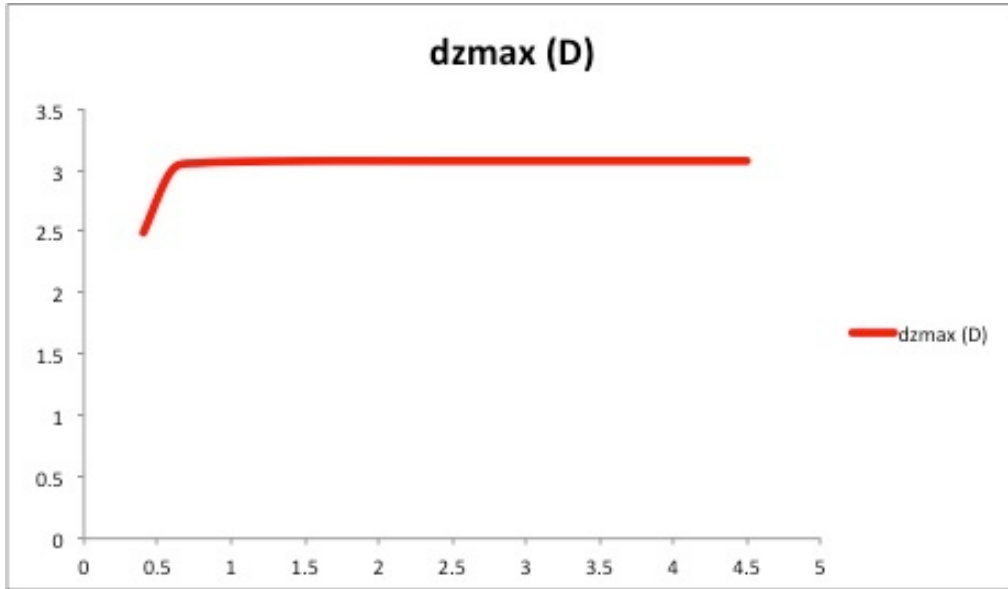
Διατηρούμε όλα τα μεγέθη σταθερά εκτός από τον αριθμό των στροφών n για να δούμε πώς συμβάλλει αυτό το μέγεθος στη διαμόρφωση του dz_{\max} .

Παρακάτω φαίνονται οι τιμές που πήραμε για κάθε περίπτωση:

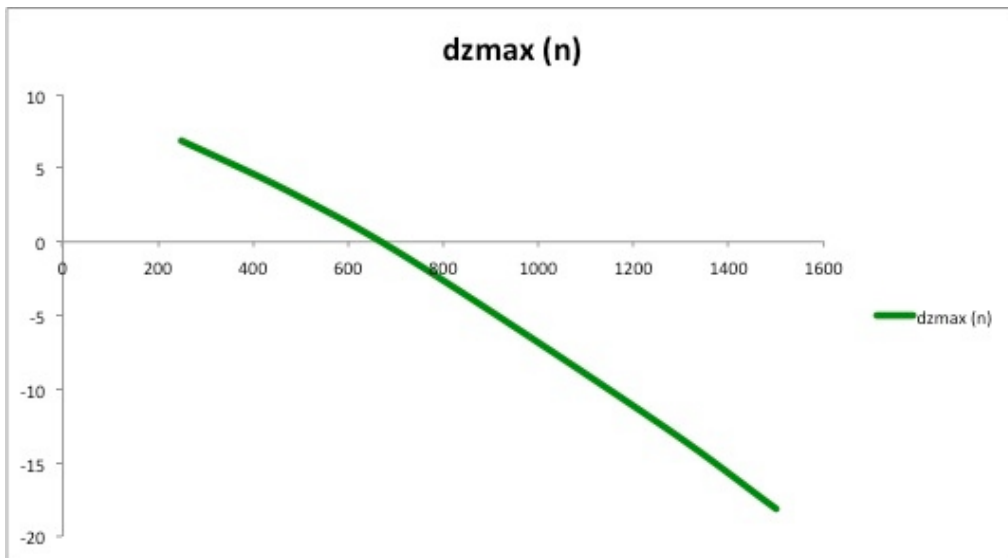
1η Περίπτωση		2η Περίπτωση		3η Περίπτωση	
θ	$dz_{\max} (\theta)$	D	$dz_{\max} (D)$	n	$dz_{\max} (n)$
10	3.564152	0.6	3.002142	250	6.919904
40	3.002142	0.8	3.058189	500	3.002142
80	-1.042083	1.5	3.074116	750	-1.600239
150	-48.994686	2.5	3.07475	1250	-12.241359
200	-180.44753	4.5	3.074802	1500	-18.126238



Σχήμα 3.7 : Μεταβολή του dz_{\max} (m) συναρτήσει της θερμοκρασίας θ (C°)



Σχήμα 3.8 : Μεταβολή του dz_{max} (m) συναρτήσει της διαμέτρου της σωλήνωσης αναρρόφησης D_{in} (m)

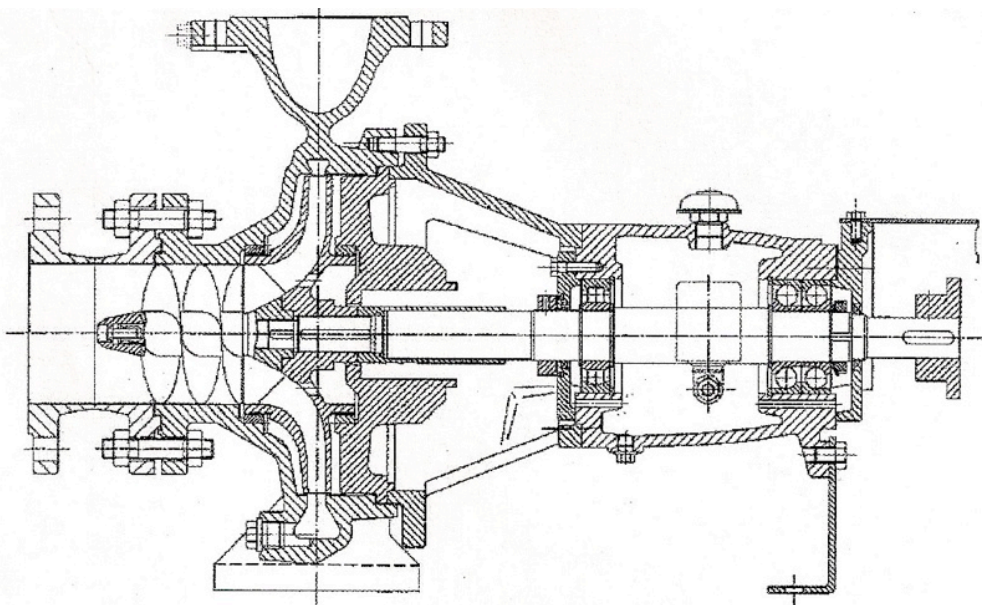


Σχήμα 3.9 : Μεταβολή του dz_{max} (m) συναρτήσει του αριθμού στροφών n (rpm)

4. ΒΟΗΘΗΤΙΚΗ ΠΤΕΡΩΤΗ ΑΝΤΛΙΑΣ

4.1. Τι είναι η Βοηθητική πτερωτή αντλίας

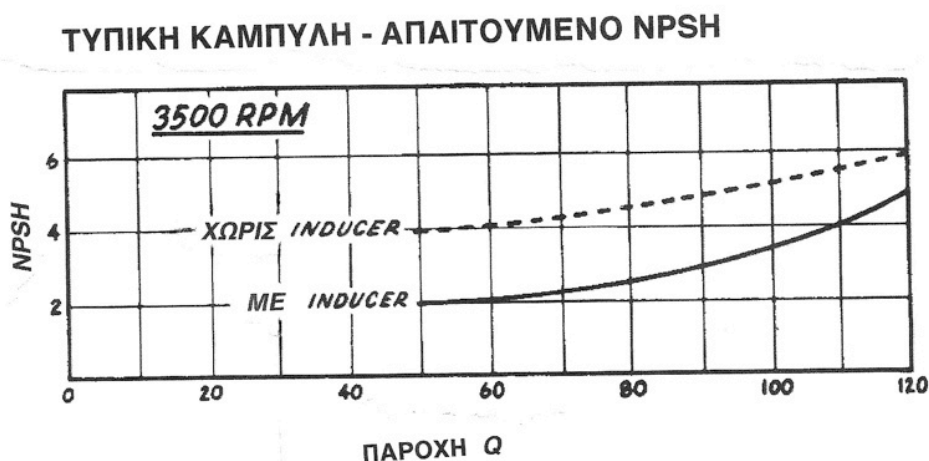
Οι βοηθητικές πτερωτές των αντλιών (Inducer) είναι αξονικής ροής και προορίζονται να βελτιώσουν την απόδοση των φυγοκεντρικών αντλιών αυξάνοντας την πίεση εισόδου στην αντλία σε ένα επίπεδο στο οποίο να μπορούν να λειτουργήσουν χωρίς υπερβολική απώλεια απόδοσης λόγω σπηλαίωσης. Συνήθως αποτελούνται από μια αξονικής ροής πτερωτή η οποία τοποθετείται ακριβώς ανάντι της εισόδου στην κύρια πτερωτή ακτινικής ροής (Σχήμα 4.1). Είναι σχεδιασμένες για να λειτουργούν σε μικρές γωνίες και να έχουν λεπτά πετερύγια, έτσι ώστε η διαταραχή της ροής να είναι μικρή και να ελαχιστοποιείται η παραγωγή της σπηλαίωσης και η επιβλαβής επίδραση της στη ροή. Η βοηθητική πτερωτή μπορεί χρησιμοποιηθεί σε μια τυποποιημένη αντλία με μόνο μια μικρή μηχανική τροποποίηση στον σαλίγκαρο της αντλίας.



Σχήμα 4.1: *Τομή αντλίας η οποία φέρει βοηθητική πτερωτή (Inducer) ανάντι της κύριας πτερωτής*

Στην πραγματικότητα λειτουργεί ως μία πτερωτή αξονικής ροής που είναι συνδεδεμένη σε σειρά με την πτερωτή της αντλίας που είναι ακτινικής ροής, αναφερόμαστε σε φυγοκεντρικές αντλίες. Η βοηθητική πτερωτή προσδίδει επαρκή ενέργεια στο ρευστό για να ξεπεραστεί η "πτώση πίεσης", φαινόμενο που προκαλεί τη σπηλαιώση στην αντλία. Όταν εμφανίζεται το φαινόμενο της σπηλαιώσης σε μια ακτινικής ροής πτερωτή, η απόδοση της αντλίας πέφτει πολύ γρήγορα και η αντλία παγιδεύει αέρα στον σωλήνα αναρρόφησης (loses prime). Ωστόσο, υπό παρόμοιες συνθήκες, οι πτερωτές αξονικής ροής συνεχίζουν να αντλούν απλά, με μια μικρή μείωση στην απόδοση τους. Η προσθήκη της βοηθητικής πτερωτής μεταφέρει στην πραγματικότητα το "χαμηλής πίεσης" σημείο από το μάτι την πτερωτή της αντλίας προς την είσοδο της βοηθητικής πτερωτής. Ωστόσο, αυτή η μείωση στην πίεση είναι ουσιαστικά μικρότερη από αυτή που συναντάται με στην πτερωτή της κύριας αντλίας. Το γεγονός αυτό, σε συνδυασμό με τις υδραυλικές διαφορές μεταξύ των αξονικών και ακτινικών πτερωτών, αντιπροσωπεύει την προκύπτουσα συνολική μείωση στο απαιτούμενο NPSH της αντλίας.

Θα πρέπει να σημειωθεί, ωστόσο, ότι η βοηθητική πτερωτή δεν θα μειώσει το NPSH που διατίθεται στο σύστημα, αλλά θα μειώσει το απαιτούμενο NPSH μιας δεδομένης αντλίας. Επίσης, λόγω των περιορισμών στο σχεδιασμό σε μια δεδομένη βοηθητική αντλία (Inducer), η αναγωγή του NPSH πραγματοποιείται πάνω από ένα συγκεκριμένο εύρος παροχής.

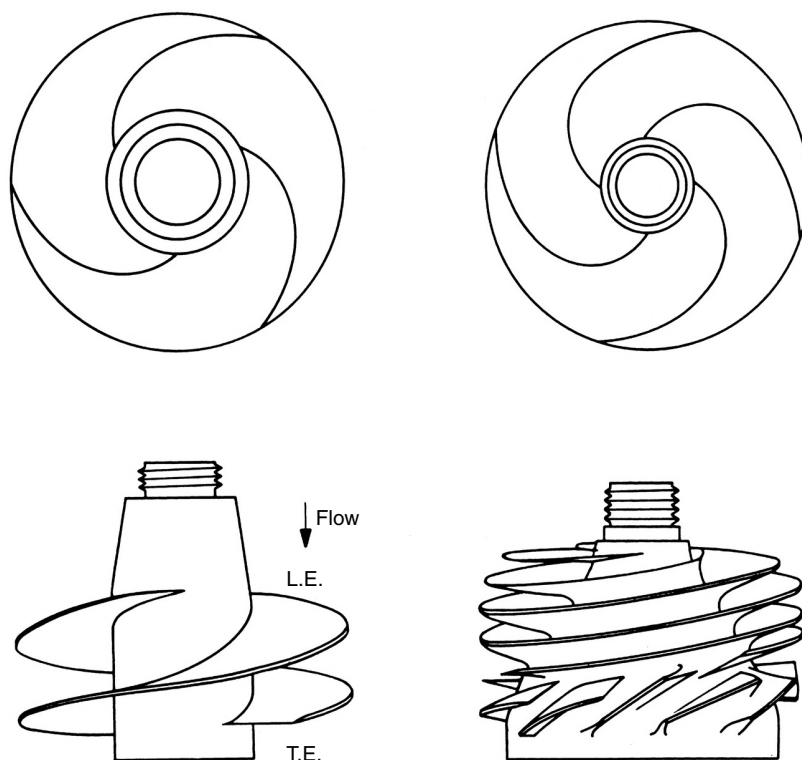


Σχήμα 4.2 : Χαρακτηριστική καμπύλη NPSH με και χωρίς βοηθητική πτερωτή

Το παραπάνω διάγραμμα βασίζεται στο NPSH που απαιτείται από μια αντλία Peerless 1 x 2 x 81/2 Type DM. Συγκρίνει τις καμπύλες με ή χωρίς την προσθήκη βοηθητικής πτερωτής στην αντλία. Έτσι μας δείχνει την αισθητή μείωση του απαιτούμενου NPSH όταν χρησιμοποιείται βοηθητική πτερωτή.

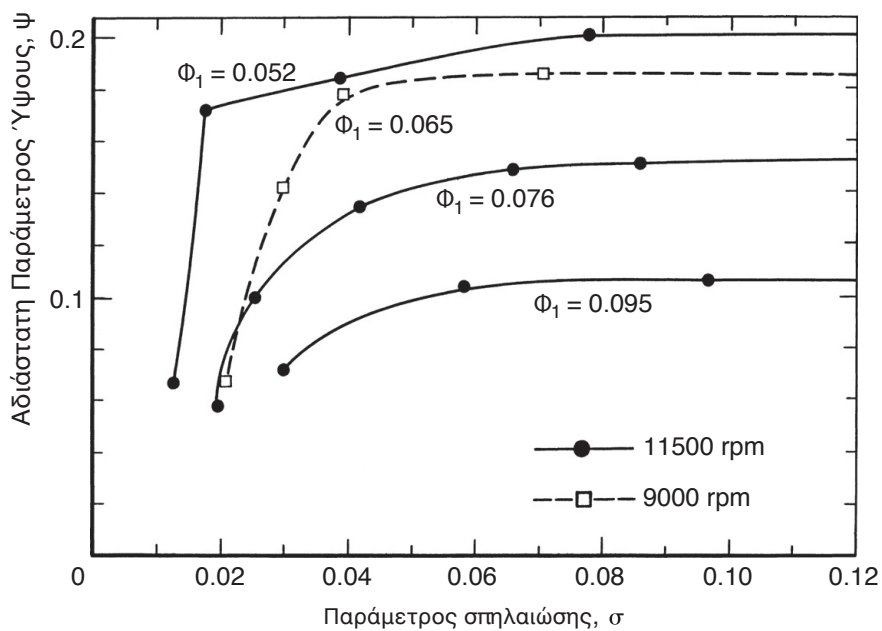
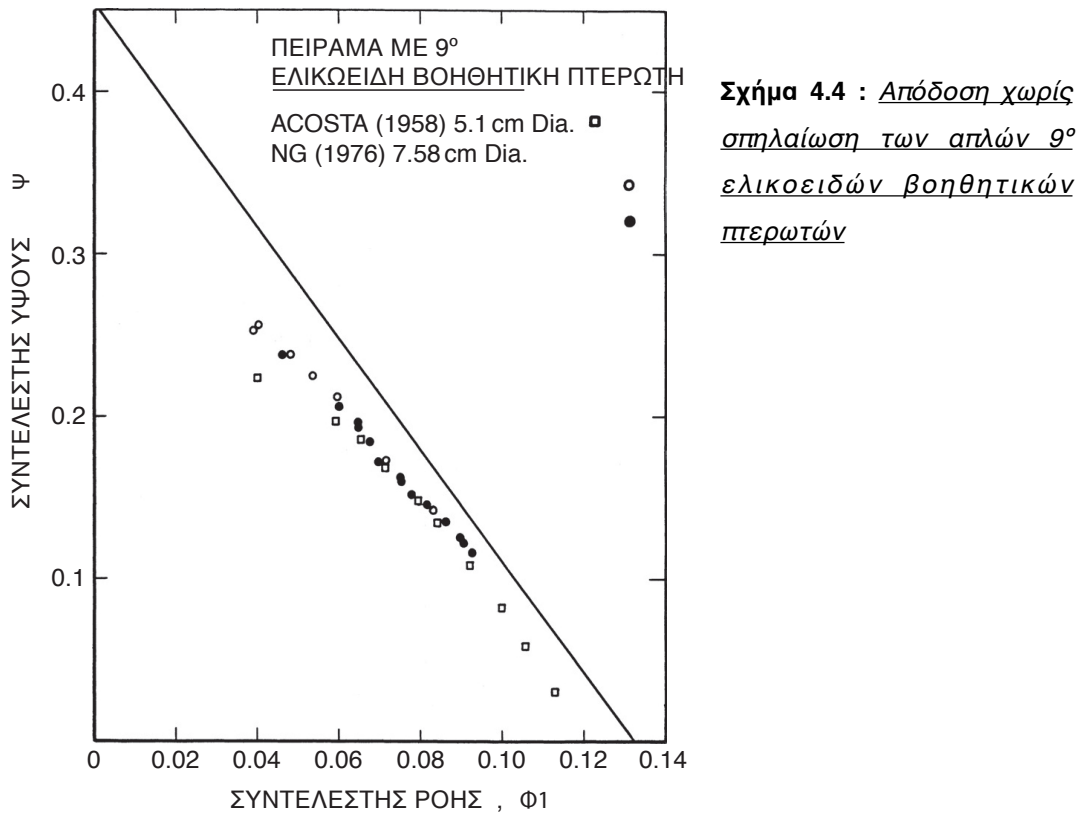
4.2. Απόδοση Βοηθητικής Πτερωτής

Έχουν γίνει πολλές έρευνες σχετικά με τη απόδοση της βοηθητικής πτερωτής με την εμφάνιση ή όχι της σπηλαίωσης, τα αποτελέσματα των οποίων αναλύονται παρακάτω. Στο σχήμα 4.3, παρουσιάζονται 2 είδη βοηθητικών πτερωτών.

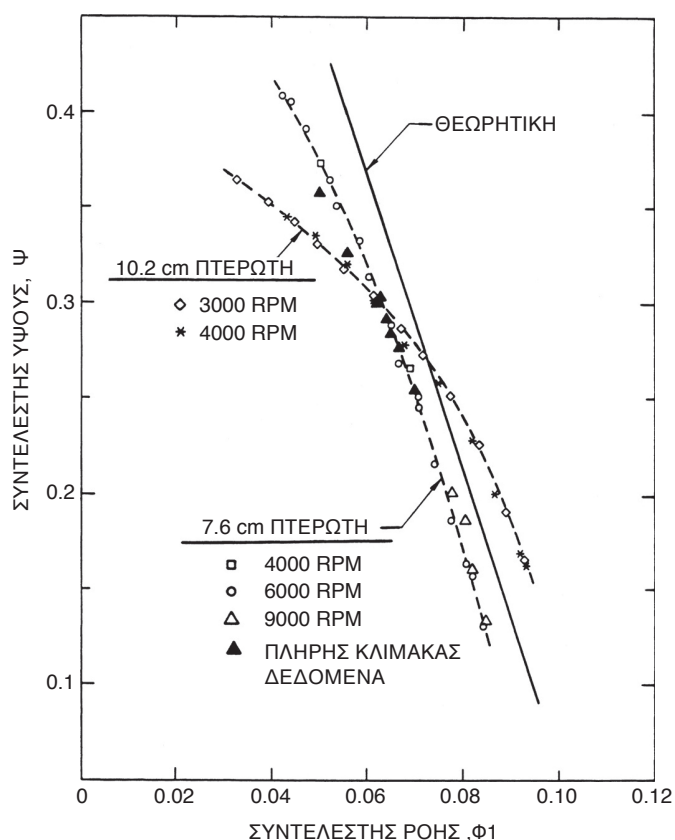


Σχήμα 4.3 : Από τα αριστερά 9° ελικοειδής βοηθητική πτερωτή 7.58 cm διάμετρο (Πτερωτή V) και από τα δεξιά βοηθητική πτερωτή για χαμηλής πίεσης υγρό οξυγόνο σε μηχανές διαστημικών λεωφορείων, Space Shuttle Main Engine (SSME), 7.58 cm διάμετρο (Πτερωτή IV).

Τα τυπικά χαρακτηριστικά των επιδόσεων μιας βοηθητικής πτερωτής παρουσιάζονται στα σχήματα 4.4 μέχρι 4.7. Ακόμα, η απόδοση χωρίς σπηλαίωση των απλών 9° ελικοειδών βοηθητικών πτερωτών (βλέπε σχήμα 4.3) παρουσιάζεται στο σχήμα 4.4. Τα αποτελέσματα για μοντέλα με 5,1 εκατοστά και 7,6 εκατοστά διάμετρο πτερωτής φαίνεται να συμπίπτουν, υποδεικνύοντας έτσι την πολύ μικρή επίδραση του αριθμού Reynolds.



Σχήμα 4.5 : Εμφάνιση σπηλαιώσης σε Βοηθητική πτερωτή διαμέτρου διάμετρο 7,58 cm και 9° ελικοειδές πτερωτή για διάφορες παραμέτρους ροής και ταχύτητες περιστροφής (από Ng και Brennen 1978)



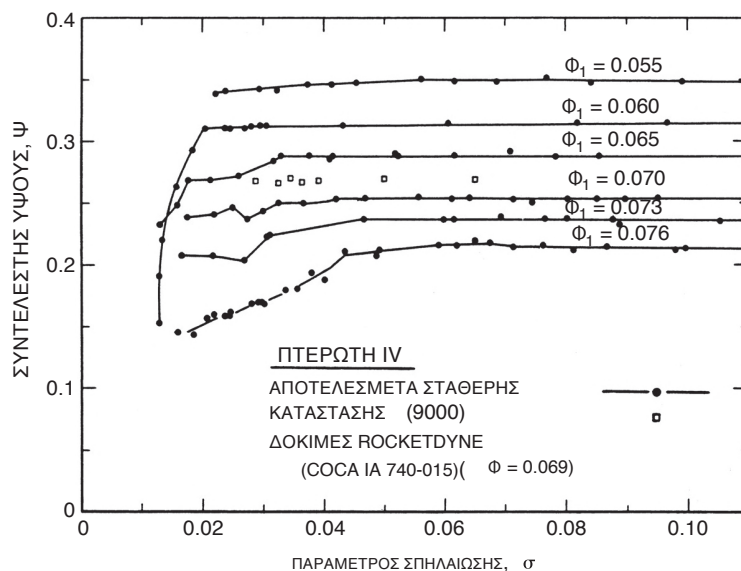
Σχήμα 4.6 : Απόδοση πτερωτών **IV** (7.58 cm διάμετρο) και **VI** (10.2 cm διάμετρο) για χαμηλής πίεσης υγρό οξυγόνο σε μηχανές διαστημικών λεωφορείων, *Space Shuttle Main Engine (SSME)* χωρίς την εμφάνιση σπηλαιώσης για διαφόρους αριθμούς στροφών. Ακόμα στοιχεία δοκιμών από την *Rocketdyne* και η θεωρητική απόδοση χωρίς απώλειες (από Ng και Brennen 1978)

Επίσης, στο σχήμα 4.6 περιλαμβάνεται και η απόδοση της βοηθητικής πτερωτής χωρίς απώλειες. Η απόδοση αυτή φαίνεται να συμφωνεί με τα πειράματα σε καλύτερο βαθμό από αυτόν που θα περιμέναμε. Επιπλέον είναι ικανοποιητικό το γεγονός ότι ο συντελεστής ροής κυμαίνεται μεταξύ 0,09 → 0,10, όπου αναμένουμε οι απώλειες ιξώδους να είναι ελάχιστες.

Η απόδοση της βοηθητικής πτερωτής με 7,58 εκατοστά διάμετρο και 9° ελικοειδή πτερύγια με την εμφάνιση σπηλαιώσης παρουσιάζεται στο σχήμα 4.5. Οι καμπύλες αυτές παρουσιάζουν για διαφορετικούς συντελεστές ροής το τυπικό μοτίβο μιας πιο σταδιακής απώλειας ύψους στους υψηλότερους συντελεστές ροής. Παρατηρείται ότι η παράμετρος σπηλαιώση έχει κατανομή

μικρότερη για μη μηδενική συχνότητα εμφάνισης (για παράδειγμα, $\phi = 0,052$) από ό, τι είναι για μηδενική συχνότητα εμφάνισης ($\phi = 0,095$). Θα περίμενε κανείς η παράμετρος σπηλαίωση να είναι μικρότερη σε μηδενική συχνότητα εμφάνισης. Το γεγονός ότι τα στοιχεία αυτά δεν αντικατοπτρίζουν στην προσδοκία αυτή μπορεί να οφείλεται σε επιπλοκές σε χαμηλούς συντελεστές ροής που προκαλούνται από την αντίστροφη ροή .

Ένα άλλο παράδειγμα της απόδοσης μιας βοηθητικής περωτής παρουσιάζεται στα σχήματα 4.6 και 4.7, και αφορά τα μοντέλα περωτών **IV** (7.58 cm διάμετρο) και **VI** (10.2 cm διάμετρο) για χαμηλής πίεσης υγρό οξυγόνο σε μηχανές διαστημικών λεωφορείων, Space Shuttle Main Engine (SSME) όπως, φαίνεται στο σχήμα 4.3. Στο σχήμα 4.6, τα χαρακτηριστικά της απόδοσής της χωρίς την εμφάνιση σπηλαίωσης, εμφανίζονται για δύο μοντέλα με διαμέτρους περωτής 7,58 εκατοστά και 10,2 εκατοστά. Η διαφορά των δύο μοντέλων δεν έχει σχέση με το μέγεθος όσο με το γεγονός ότι το μοντέλο με 7,58 cm διάμετρο ελέγχθηκε με ένα σύνολο οδηγητικών περυγίων στην αξονική ροή φερόμενων στο δακτύλιο ακριβώς κατάντη της περωτής ενώ το μοντέλο με 10,2 cm διάμετρο ελέγχθηκε χωρίς οδηγητικά περύγια. Η διαφορά αυτή έχει σημαντική επίδραση στην απόδοση τους.



Σχήμα 4.7 : Η Πτερωτή IV σε συνθήκες εμφάνισης σπηλαίωσης στις 9000 rpm για διάφορες τιμές του συντελεστή ροής και για στοιχεία δοκιμών από την Rocketdyne (από Ng και Brennen 1978)

Κάτω από τη ροή του σχεδιασμού ($\phi_1 \approx 0.076$) τα οδηγητικά περύγια βελτιώνουν σημαντικά τη διαδικασία διάχυσης. Ωστόσο, πάνω από τη ροή του σχεδιασμού, όταν η αρνητική γωνία πρόσπτωσης της ροής συναντά τα οδηγητικά περύγια του στάτορα φαίνεται να προκαλείται σημαντική απώλεια και έτσι τα αποτελέσματα της απόδοσης μειώνονται.

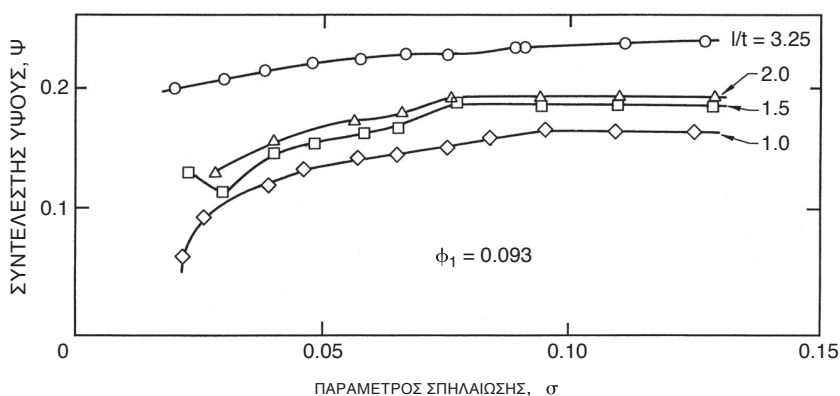
Ορισμένα στοιχεία δοκιμών (με diffuser) που έγιναν από την Rocketdyne περιλαμβάνονται στο σχήμα 4.6 και δείχνουν αρκετά ικανοποιητικά σύμφωνα με τις δοκιμές που έγιναν στο μοντέλο με 7.58 cm διάμετρο. Επίσης, στα αποτελέσματα της θεωρητικής απόδοσης φαίνεται και η σύγκριση που γίνεται με την θεωρία. Όπως φαίνεται τα χωρίς απώλειες πειραματικά δεδομένα είναι παρόμοια με εκείνα του σχήματος 4.4.

Τέλος, η απόδοση της περωτής IV σε νερό με την εμφάνιση σπηλαίωσης παρουσιάζεται στο σχήμα 4.7 μαζί με κάποια δεδομένα από τις δοκιμές πλήρους κλίμακας. Παρατηρείται, ότι το ύψος τείνει να είναι κάπως ασταθής στους χαμηλότερους αριθμούς σπηλαίωσης. Μια τέτοια συμπεριφορά είναι χαρακτηριστικό των περισσότερων βοηθητικών περωτών αξονικής ροής και είναι πιθανόν να οφείλεται σε υδραυλικές απώλειες που προκαλούνται από την αστάθεια της ροής.

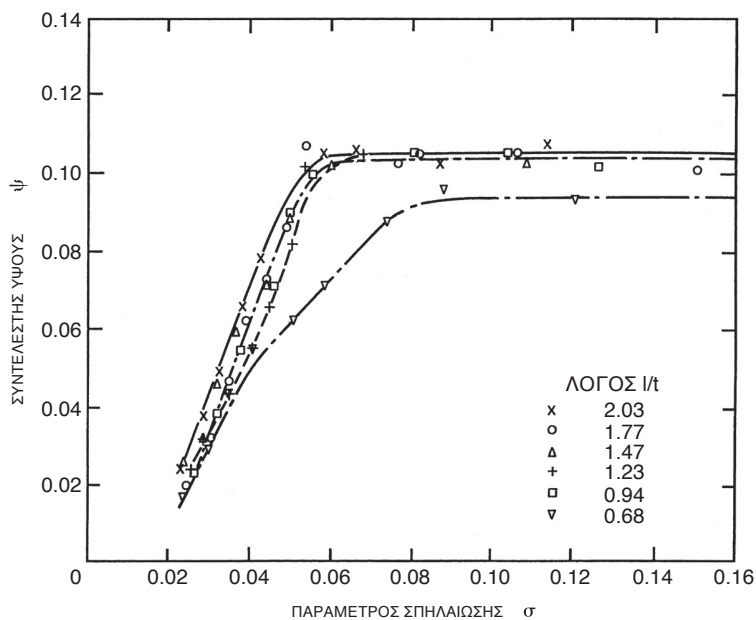
4.3. Επίδραση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών της Βοηθητικής περωτής στην απόδοση της

Σε αυτό το σημείο θα σχολιάσουμε διάφορους γεωμετρικά παράγοντες για τους οποίους επιτυγχάνονται βέλτιστες τιμές. Αρχικά, ο λόγος l/t , είναι πολύ σημαντικός παράγοντας ο οποίος πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μικρότερος από την μία, και από την άλλη αρκετά μεγάλος ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή γωνία ροής. Τα δεδομένα σχετικά με την επίδραση του λόγου l/t στην απόδοση της 9° ελικοειδή βοηθητικής περωτής με 3 περύγια έχει ληφθεί από τον Acosta (1958) και για την 8 1/2° ελικοειδή βοηθητική περωτή με 4 περύγια, από τον Henderson και τον Tucker (1962). Τα στοιχεία αυτά αναπαριστώνται στα σχήματα 4.8 και 4.9.

Η επίδραση του λόγου l/t στην απόδοση της βοηθητικής πτερωτής χωρίς την εμφάνιση σπηλαιώσης (άκρα δεξιά του σχήματος), φαίνεται μεγαλύτερη για βοηθητική πτερωτή Acosta από ό,τι για εκείνη του Henderson και Tucker. Τα στοιχεία για τις δύο δεδομένες πτερωτές δείχνουν, όπως αναμενόταν, ότι η απόδοση των πτερωτών επηρεάζεται λιγότερο από τον λόγο l/t όταν δεν έχουμε εμφάνιση σπηλαιώσης απ' ό,τι όταν εμφανίζεται το φαινόμενο. Κατά συνέπεια, αυτά τα στοιχεία δείχνουν μία βέλτιστη τιμή του λόγου για μία τιμή περίπου 1,5.

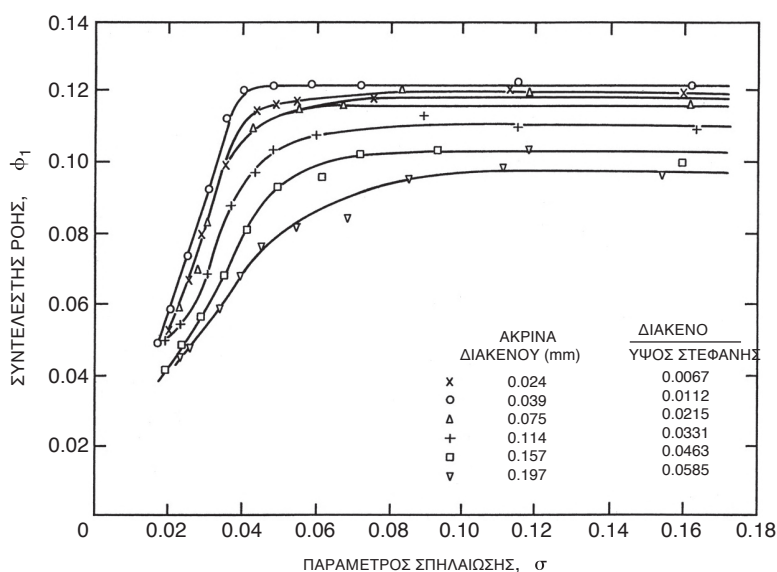


Σχήμα 4.8 : Επίδραση του λόγου l/t στην απόδοση 9° ελικοειδή πτερωτής με εμφάνιση σπηλαιώσης (από Acosta 1958)



Σχήμα 4.9 : Επίδραση λόγου l/t σε βοηθητική πτερωτή που εμφανίζει το φαινόμενο της σπηλαιώσης (Janigro και Ferrini 1973 από Henderson και Tucker 1962)

Οι ίδιες δύο μελέτες διερευνούν επίσης και την επίδραση του **ακτινικού διάκενου s μεταξύ πτερυγίου και στεφάνης, δηλαδή τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης**. Ο όγκος του ρευστού που περνά από το διάκενο αυτό, δεν περνά από την πτερωτή, οπότε αποτελεί τις ογκομετρικές απώλειες αυτού. Τα στοιχεία των Henderson και Tucker (1962) διαφαίνονται στο σχήμα 4.10. Όπως είδαμε και στην περίπτωση του λόγου l/t , η απόδοση όταν δεν εμφανίζεται σπηλαιώση είναι λιγότερο ευαίσθητη στις μεταβολές του διάκενου από ό,τι είναι όταν εμφανίζεται το φαινόμενο της σπηλαιώσης. Όπως φαίνεται στο σχήμα 4.10 όταν δεν έχουμε σπηλαιώση η απόδοση της πτερωτής των Henderson και Tucker (1962) είναι σχετικά ανεξάρτητη από το διάκενο, εκτός εάν αυτό είναι μεγαλύτερο πάνω από 2% της χορδής, όπου τότε η απόδοση αρχίζει να μειώνεται πιο γρήγορα. Η απόδοση της πτερωτής όταν εμφανίζεται σπηλαιώση δείχνει μία παρόμοια εξάρτηση αν και οι κλασματικές αλλαγές στην απόδοση είναι μεγαλύτερες. Παρατηρείτε, ότι η απόδοση κοντά στο γόνατο της καμπύλης υποδεικνύει το βέλτιστο διάκενο δηλαδή, περίπου το 1% της χορδής, το οποίο είναι σε αποτελεί ποιοτική συμφωνία και υποδεικνύει την επίδραση του διάκενου στην έναρξη της σπηλαιώσης.

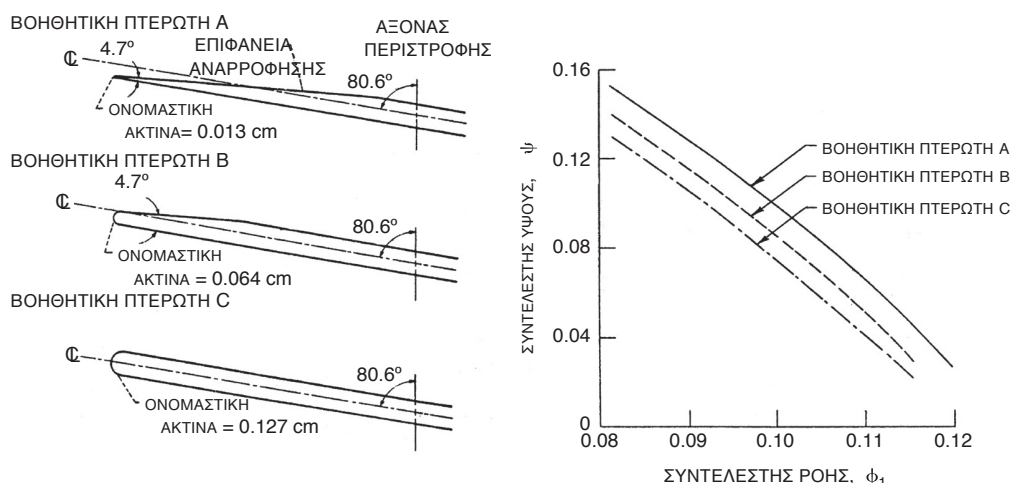


Σχήμα 4.10 : Η επίδραση του διάκενου μεταξύ κελύφους και στεφάνης σε βοηθητική πτερωτή με σπηλαιώση (από Henderson και Tucker 1962 όπως δίνεται από Janigro και Ferrini 1973)

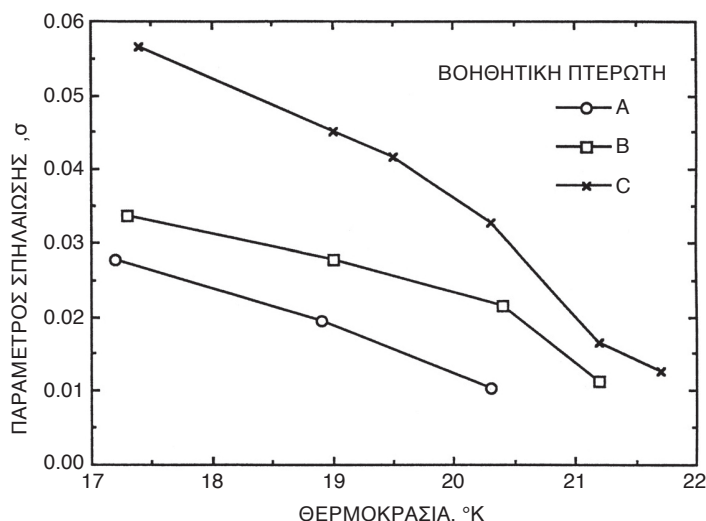
Ο Moore και ο Meng (1970a, b) έχουν κάνει μια μελέτη για την επίδραση της **γεωμετρίας του πρόσθιου άκρου** στην απόδοση της βοηθητικής πτερωτής και τα αποτελέσματά τους απεικονίζονται γραφικά στα σχήματα 4.11 και 4.12. Παρατηρείται, ότι η γεωμετρία του πρόσθιου άκρου της βοηθητικής πτερωτής

έχει σημαντική επίδραση στην μη εμφάνιση του φαινομένου της σπηλαίωσης και στον αριθμό της παραμέτρου σπηλαίωσης σ . Όσο πιο έντονη είναι η αιχμή τόσο καλύτερη είναι η υδραυλική απόδοση είτε έχουμε συνθήκες σπηλαίωσης είτε όχι.

Επίσης, το σχήμα 4.12 δείχνει τη επίδραση που έχει η θερμοκρασία του ρευστού στην εμφάνιση της σπηλαίωσης .



Σχήμα 4.11 : Διαφορετικές τιμές πρόσθιου άκρου για 9.4° ελικοειδή βοηθητική πτερωτή, χωρίς σπηλαίωση. Οι δοκιμές πραγματοποιήθηκαν με υγρό υδρογόνο (από Moore και Meng 1970b)



Σχήμα 4.12 : Η παράμετρος της σπηλαίωσης σ (στην περίπτωση αυτή υπάρχει πτώση ύψους 30%) συναρτήσεως της θερμοκρασίας, για τα τρία πρόσθια άκρα του σχήματος 3.11 (από Moore και Meng 1970 a,b)

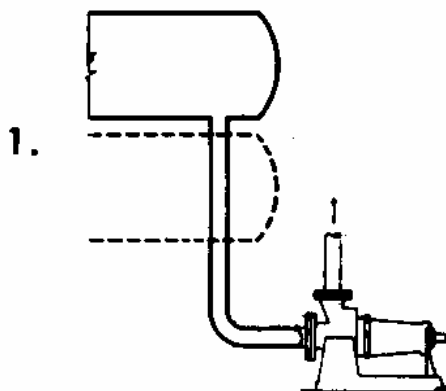
4.4. Εφαρμογή της Βοηθητική Πτερωτής

Οι βοηθητικές πτερωτές εφαρμόζονται ευρέως στους τομείς του πετρελαίου, των χημικών, της αεροδιαστημικής, των φαρμακευτικών προϊόντων και της μεταλλουργίας. Συχνά είναι απαραίτητο να εξεταστούν διάφορες σχεδιαστικές λύσεις για την επίτευξη του απαιτούμενου NPSH.

Παρακάτω είναι μερικές βασικές εφαρμογές, με βάση την εταιρία κατασκευής αντλιών **Peerless Pump Company**, στις οποίες φαίνονται και τα αντίστοιχα πλεονεκτήματα που προκύπτουν με τη χρήση των βοηθητικών πτερωτών στις αντλιακές εγκαταστάσεις.

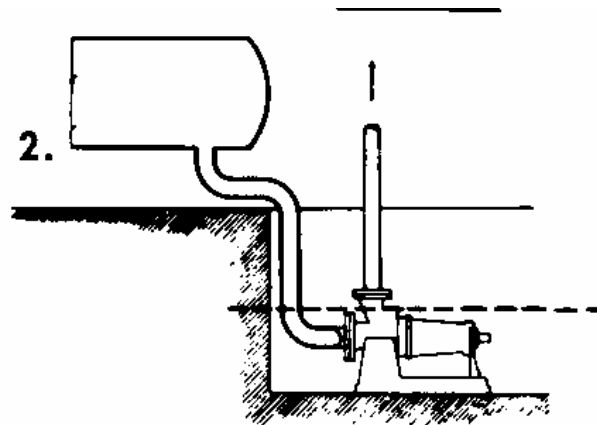
1. Ανύψωση δοχείου ανεφοδιασμού:

Η βοηθητική πτερωτή επιτρέπει σε χαμηλές δεξαμενές να αντλούν από χαμηλότερα επίπεδα.



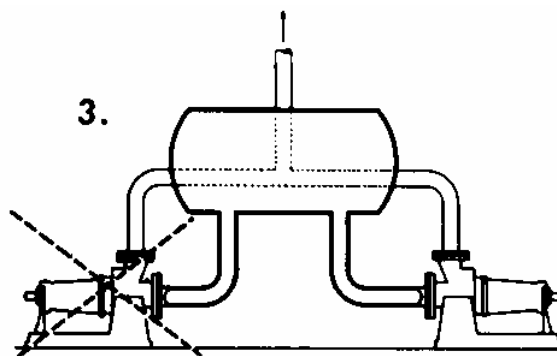
2. Χαμηλή αντλία σε λάκκο:

Η βοηθητική πτερωτή μειώνει το απαιτούμενο βάθος του λάκκου.



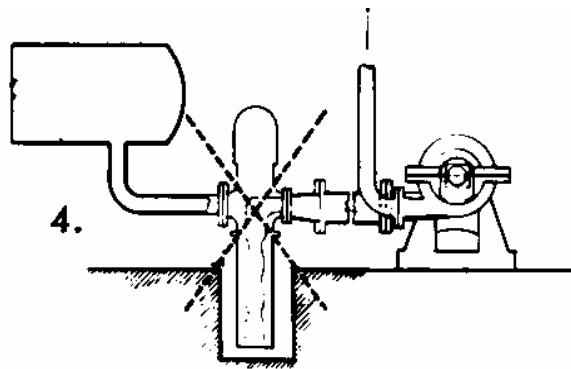
3. Χρησιμοποίηση μεγαλύτερων αντλιών ή πολλαπλών παράλληλων:

Η βοηθητική πτερωτή επιτρέπει την χρήση μικρότερων αντλιών ή εξαλείφει την ανάγκη για σχεδιασμό παράλληλων.



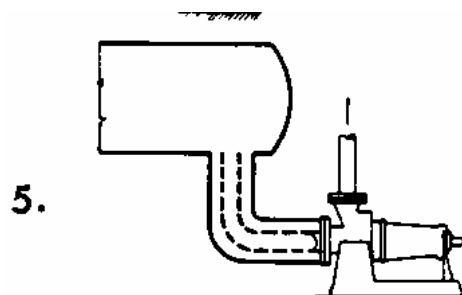
4. Χρήση κάθετης αντλίας σε υδροθάλαμο σαν ενισχυτική αντλία μπροστά από την φυγοκεντρική:

Η βοηθητική πτερωτή απλοποιεί τον σχεδιασμό της εγκατάστασης, επιτρέποντας την χρήση ρηχού λάκκου ή μειώνοντας το κόστος του ενισχυτή.



5. Χρήση μεγαλύτερου αγωγού για να μειωθούν οι απώλειες τριβής:

Η βοηθητική πτερωτή επιτρέπει τη μείωση του μεγέθους του αγωγού



4.5. Βασικές Παρατηρήσεις

- Η βοηθητική πτερωτή σχεδιάζεται με βάση την πτερωτή της αντλίας με την οποία επιθυμούμε να συνεργαστεί. Αυτό, σημαίνει πως δεν μπορεί να συνεργαστεί με την πτερωτή οποιασδήποτε αντλίας.
- Για να προστεθεί μια βοηθητική πτερωτή σε μία υπάρχουσα αντλία θα πρέπει να γίνει αντικατάσταση του άκρου της αντλίας, για να διασφαλισθεί η μέγιστη αποτελεσματικότητα.
- Η βοηθητική πτερωτή προκαλεί μεταβολή στην απόδοση και την ικανότητα της αντλίας λιγότερη από 1%.
- Η βοηθητική πτερωτή έχει και αυτή καμπύλες λειτουργίας που μας υποδεικνύουν κάθε φορά ποια βοηθητική πτερωτή ανταποκρίνεται στις ανάγκες μας και στα οριακά προβλήματα του NPSH που αντιμετωπίζει η αντλία μας.
- Η βοηθητική πτερωτή όπως και οι κύριες αντλίες σχεδιάζεται για να λειτουργεί καλύτερα σε ένα συγκεκριμένο φάσμα παροχής. Για αυτό πρέπει να συμβουλευόμαστε τις καμπύλες λειτουργίας.
- Για τις περισσότερες συνθήκες λειτουργίας της βοηθητικής πτερωτής, συνίσταται η κατασκευή της από ανοξείδωτο χάλυβα.
- Η βοηθητική πτερωτή μπορεί να χρησιμοποιηθεί για οποιαδήποτε εφαρμογή. Αν το υγρό της εκάστοτε εφαρμογής μπορεί να περάσει από την κύρια αντλία, μπορεί και από την βοηθητική πτερωτή.
- Η βοηθητική πτερωτή απαιτεί και αυτή μια μικρή συντήρηση, έτσι για την εύκολη απομάκρυνση της από το σύστημα βιδώνεται στον άξονα και όποτε χρειάζεται αποσπάται από το οπίσθιο μέρος.

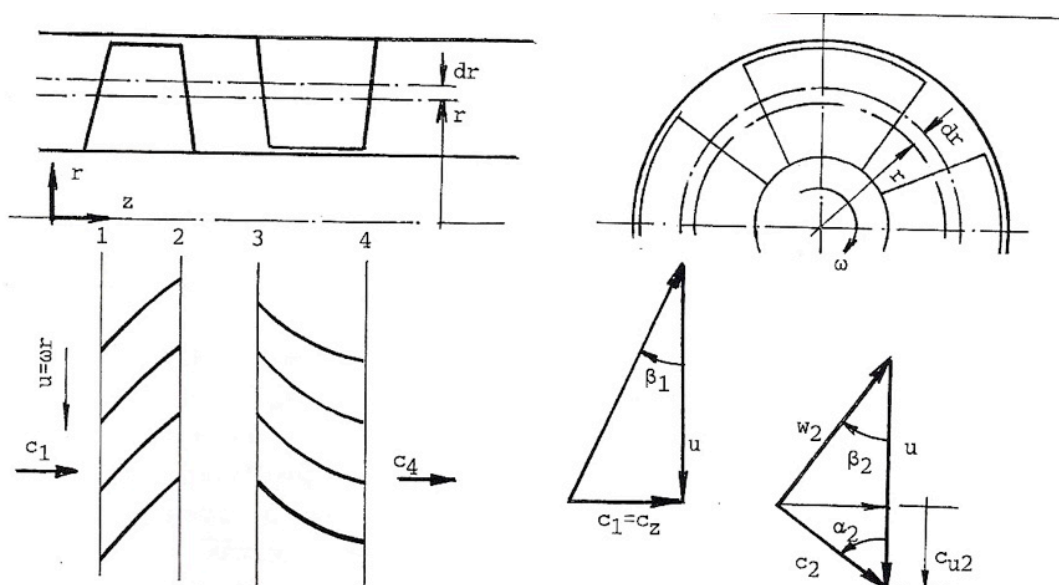
Β. ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟ ΜΕΡΟΣ

5. ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΒΟΗΘΗΤΙΚΗΣ ΠΤΕΡΩΤΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

5.1. Εισαγωγή

Ο βασικός σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι ο σχεδιασμός και η αριθμητική προσομοίωση μιας βοηθητικής πτερωτής αντλίας. Η βοηθητική πτερωτή όπως έχει αναφερθεί και παραπάνω αποτελεί μια αξονική αντλία χωρίς οδηγητικά πτερύγια. Για το σχεδιασμό μιας τέτοιας πτερωτής χρησιμοποιούμε μια γενίκευση της θεωρίας των πτερυγώσεων.

Δεδομένου ότι κατά μήκος ενός πτερυγίου πτερωτής αξονικής ροής μεταβάλλεται η περιφερειακή ταχύτητα $u = \omega \cdot r$, από την τιμή $u_i = \omega \cdot D_i / 2$ στην πλήρη μέχρι την τιμή $u_o = \omega \cdot D_o / 2$ στο κέλυφος η ανάλυση γίνεται θεωρώντας ότι η πτερωτή διαιρείται σε ένα σύνολο στοιχειωδών πτερωτών μέσης ακτίνας r και πλάτους dr . Κάθε μία από τις μερικές πτερωτές έχει τότε την μορφή κυκλικής πτερύγωσης, διατεταγμένης σε κύλινδρο ακτίνας r και με βήμα $t = 2\pi r / z$, όπου z το πλήθος των πτερυγώσεων.



Σχήμα 5.1 : Ανάλυση πτερωτής σε μερικές πτερωτές

Εφαρμογή της θεωρίας των πτερυγώσεων :

Γνωρίζοντας τις γωνίες β_1 και β_2 της ροής στις διατομές εισόδου και εξόδου από την πτερωτή μια εύκολη σκέψη για τη χάραξη των πτερυγίων θα ήταν η χρησιμοποίηση καμπύλων επιφανειών που να σχηματίζουν γωνίες β_1 και β_2 αντίστοιχα. Μια τέτοια θεώρηση, που καλείται και μονοδιάστατη θεωρία , θα ήταν αποτελεσματική στην περίπτωση άπειρου πλήθους πτερυγίων, δηλαδή πτερύγωσης μηδενικού βήματος. Όμως με τον τρόπο αυτό δεν θα είχαμε υπολογίσει την μεταβολή της πραγματικής γωνίας εξόδου της ροής λόγω της αντίστροφης επαγόμενης κυκλοφορίας που αναπτύσσεται μεταξύ των πτερυγίων και λόγω της αδράνειας του ρευστού, σε συνδυασμό με το μικρό πλήθος των πτερυγίων. Γνωρίζουμε ότι οι γωνίες εισόδου και εξόδου είναι ήδη μικρές, οπότε η επίδραση των φαινομένων που αναφερθήκανε μπορεί να είναι σημαντική. Έτσι λοιπόν καταλήγουμε ότι η εφαρμογή μιας τέτοιας απλοποιημένης μεθόδου για την χάραξη των πτερωτών μπορεί να επιφέρει σημαντικές δυσκολίες στις αντλίες αξονικής ροής. Οπότε, για την ανάλυση ή τη χάραξη κάθε στοιχειώδους πτερωτής αντλίας αξονικής ροής πρέπει να εφαρμοσθεί μία μέθοδος που θα λαμβάνει υπόψη τις αποκλίσεις της κλίσεως της ροής από αυτή των πτερυγίων. Αυτή ακριβώς τη δυνατότητα μας την δίνει η εφαρμογή της θεωρίας των πτερυγώσεων.

Για την εφαρμογή λοιπόν της θεωρίας των πτερυγώσεων και κατά συνέπεια τη σχεδίαση της βοηθητικής πτερωτής αξονικής ροής αναπτύσσεται κώδικας σε γλώσσα προγραμματισμού FORTRAN, ο οποίος ακολουθεί την παρακάτω διαδικασία.

5.2. Διαδικασία Σχεδίασης

► 1ο Βήμα : Ορισμός μέσου t/l

Με t συμβολίζουμε το βήμα της πτερύγωσης και με l το μήκος της χορδής της στοιχειώδους πτερωτής. Έτσι, ο λόγος l/t αποτελεί χαρακτηριστικό μέγεθος της πτερύγωσης. Ο αντίστροφος λόγος t/l εκφράζει το σχετικό βήμα της πτερύγωσης και φυσικά την τιμή του αριθμού Reynolds της ροής.

Ο λόγος l/t είναι μικρότερος της μονάδας και έτσι διευκολύνει την κατασκευή ολόσωμων πτερωτών. Ο λόγος αυξάνεται από την στεφάνη προς την πλήμνη του πτερυγίου και αυτό είναι επιθυμητό και για λόγους μηχανικής αντοχής. Η τιμή του λόγου l/t στην πλήμνη είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη τιμή στη στεφάνη κατά 1.25 με 1.30 φορές. Ο λόγος l/t λαμβάνεται μικρότερος στην πλήμνη στην περίπτωση πτερωτής με στρεφόμενα πτερύγια, παρά σε πτερωτή με μη στρεφόμενα πτερύγια. Αυτό γίνεται έτσι ώστε στις μικρές τιμές της γωνίας προσανατολισμού των πτερυγίων να μην μειώνεται υπερβολικά η διαθέσιμη διατομή.

► 2ο Βήμα : Ορισμός Κανονικού Σημείου Λειτουργίας (ΚΣΛ)

Ορίζω το ΚΣΛ της βοηθητικής πτερωτής, δηλαδή ορίζω την παροχή Q (m^3/sec), το μονομετρικό ύψος H (mSY) και τις στροφές n (rpm) στις οποίες θα δουλέψει η πτερωτή μου. Στη συνέχεια μέσω της παρακάτω εξίσωσης βρίσκω τον ειδικό αριθμό στροφών.

$$n_q = n \frac{Q_{\text{ΚΣΛ}}^{1/2}}{H_{\text{ΚΣΛ}}^{3/4}} \quad (5.1)$$

► 3ο Βήμα : Υπολογισμός ακτίνων πλήμνης και στεφάνης και αριθμού πτερυγίων

Τα κύρια γεωμετρικά μεγέθη που καθορίζουν το μέγεθος μιας αντλίας και των πτερυγίων είναι η εξωτερική ακτίνα r_o (ακτίνα στεφάνης) και η εσωτερική ακτίνα r_i (ακτίνα της πλήμνης). Με τα μεγέθη αυτά συνδέεται η μέση αξονική ταχύτητα c_z της ροής.

$$c_1 = c_{z1} = Q_u / A \quad (5.2)$$

όπου,

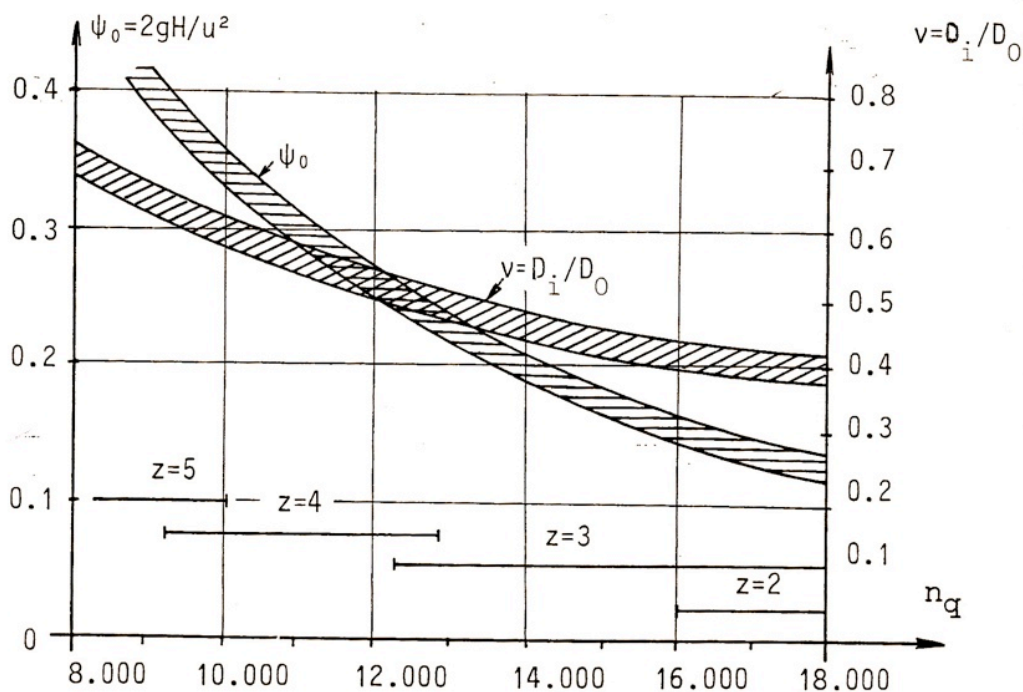
- Q_u , είναι η παροχή που διέρχεται από την πτερωτή και η οποία συνδέεται με την Q μέσω του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης η_Q (βλέπε, εξ. 1.39).

- $A = \pi(D_o^2 - D_i^2) / 4$, η εγκάρσια διατομή

Για τον καθορισμό των r_o και r_i και κατά συνέπεια και των αντίστοιχων διαμέτρων D_o και D_i εισάγουμε τον λόγο $v = D_i / D_o$ η τιμή του οποίου συνδέεται άμεσα με τον ειδικό αριθμό στροφών n_q .

Αναλυτικότερα, για την ίδια παροχή, μέση ταχύτητα c_z και σταθερή ταχύτητα περιστροφής, όσο αυξάνεται το ολικό ύψος H , δηλαδή όσο αυξάνεται η ενέργεια που προσδίδεται στο διερχόμενο ρευστό, τόσο θα μειώνεται η τιμή του n_q και τόσο θα αυξάνονται οι τιμές των D_i και D_o ώστε να αυξάνεται ο ρόλος της περιφερειακής ταχύτητας $u = \omega \cdot D / 2$ και να μειώνεται αντίστοιχα η φόρτιση των πτερυγίων. Επομένως, για σταθερή εγκάρσια διατομή A , η μείωση του ειδικού αριθμού στροφών πρέπει να συνοδεύεται με αύξηση των D_i και D_o , δηλαδή αύξηση του λόγου $v = D_i / D_o$.

Εδώ πρέπει να σημειωθεί ότι η τιμή του λόγου v κυμαίνεται συνήθως από 0.3 ως 0.7 για τις μικρές τιμές του n_q και επιλέγεται από την αντίστοιχη καμπύλη του παρακάτω σχήματος 5.2.



Σχήμα 5.2 : Επιλογή του λόγου v και της παραμέτρου ύψους αξονικών αντλιών συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών n_q

Ξέροντας την παροχή Q , το ύψος H και τον ειδικό αριθμό στροφών n_q , βρίσκω, μέσω του διαγράμματος, την παράμετρο του ύψους Ψ_o για το ΚΣΛ, η οποία ορίζεται ως:

$$\Psi_o = 2gH / u_o^2 \quad (5.3)$$

όπου,

$$u_o = \omega \cdot D_o / 2 , \text{ η περιφερειακή ταχύτητα στη στεφάνη} \quad (5.4)$$

Έτσι, ξέροντας πλέον το Ψ_o μπορώ να υπολογίσω μέσω των εξισώσεων 5.3 και 5.4 την διάμετρο D_o . Στην συνέχεια, πάλι για τον ειδικό αριθμό στροφών που έχει η αντλία καθορίζεται ο λόγος v μέσω της αντίστοιχης καμπύλης του διαγράμματος και κατά συνέπεια και η διάμετρο D_i .

Το πλήθος των πτερυγίων z της πτερωτής επιλέγεται συναρτήσει της τιμής του n_q .

Όσο μειώνεται η ανά μάζα ενέργεια που προσδίδεται στο ρευστό, το πλήθος των πτερυγίων μειώνεται καθώς λιγότερες επιφάνειες αρκούν να εξασφαλίσουν την μετατροπή της ενέργειας, χωρίς όμως υπερβολική φόρτιση γιατί τότε ίσως υπάρξει πρόβλημα σπηλαιώσης. Από την άλλη πλευρά, όσο μειώνεται το ολικό ύψος πρέπει να επιδιώκεται η κατά το δυνατόν μείωση των υδραυλικών απωλειών, δηλαδή των επιφανειών στις οποίες αναπτύσσεται τριβή, ώστε η τιμή του υδραυλικού βαθμού απόδοσης να διατηρείται σε αποδεκτά όρια.

Επομένως το πλήθος των πτερυγίων, επιλέγεται από το διάγραμμα 5.2 συναρτήσει του n_q . Το ελάχιστο δυνατό πλήθος είναι $z=2$ για $n_q > 16000$ και το μέγιστο πλήθος είναι $z=5$ για τις χαμηλές τιμές του n_q .

Πρέπει να αναφερθεί ότι για την ίδια τιμή του λόγου l/t το πλήθος των πτερυγίων θα πρέπει να επιλέγεται το χαμηλότερο δυνατό δεδομένου ότι με την μείωση του z αυξάνεται ο ολικός βαθμός απόδοσης. Η μείωση του πλήθους των πτερυγίων, όμως αντιστοιχεί σε μεγάλο μέγεθος και βάρους πτερύγια, επομένως πλήμνη μεγάλου μήκους και περισσότερο στιβαρή. Από την άλλη πλευρά με την αύξηση του πλήθους των πτερυγίων αυξάνεται το ολικό ύψος και η χαρακτηριστική (H,Q) της αντλίας αποκτά περισσότερο αρνητική και ομοιόμορφη κλίση, δηλαδή γίνεται πιο ευσταθής.

► 4ο Βήμα : Υπολογισμός βαθμών απόδοσης

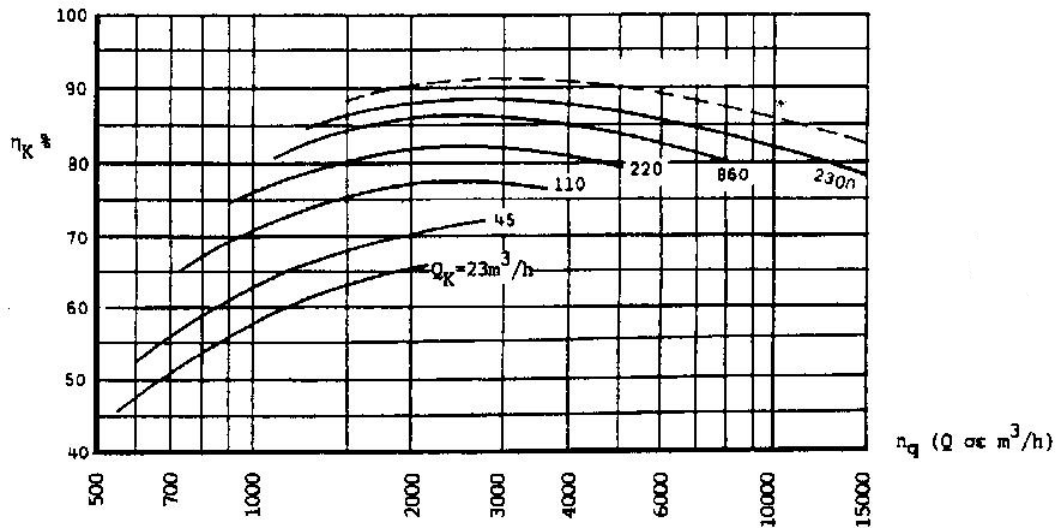
Ο ολικός βαθμός απόδοσης η_{tot} προσδιορίζεται μέσω του διαγράμματος της Worthington (σχήμα. 5.3) συναρτήσει του ειδικού αριθμού στροφών n_q και της παροχής Q . Στη συνέχεια από τα σχήμα 5.4 καθορίζω τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης η_Q συναρτήσει πάλι του ειδικού αριθμού στροφών n_q και της παροχής Q .

Από το διάγραμμα 5.5 και 5.6 υπολογίζω τις μηχανικές απώλειες των εδράνων ζ_E και του στρεφόμενου δίσκου ζ_s , αντίστοιχα. Έτσι, μπορώ να υπολογίσω τον μηχανικό βαθμό απόδοσης η_m .

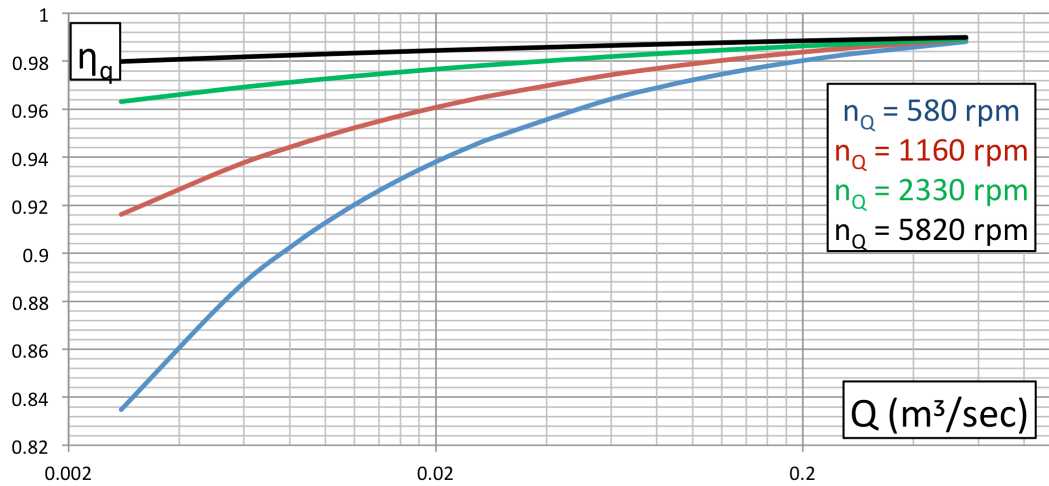
$$\eta_m = 1 - \zeta_E - \zeta_s \quad (5.5)$$

Γνωρίζοντας τώρα τον ολικό βαθμό απόδοσης, τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης και τον μηχανικό βαθμό απόδοσης, μπορεί εύκολα να υπολογιστεί ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης.

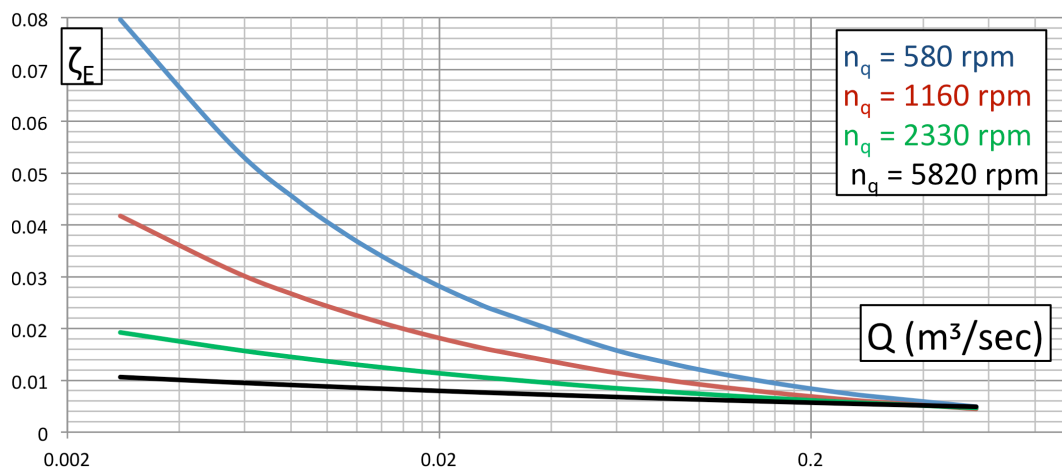
$$\eta_h = \frac{\eta_{tot}}{\eta_Q \cdot \eta_m} \quad (5.6)$$



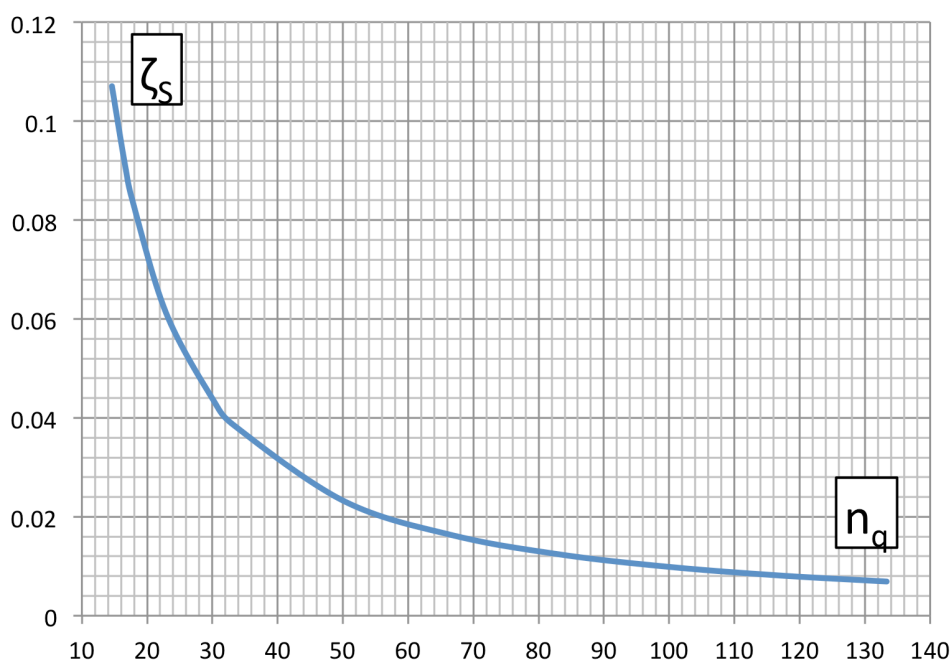
Σχήμα 5.3 : Στατικό διάγραμμα του ολικού βαθμού απόδοσης η_k στο κανονικό σημείο λειτουργίας καλά σχεδιασμένων αντλιών (διάγραμμα της Worthington)



Σχήμα 5.4 : Εμπειρικό διάγραμμα ογκομετρικού βαθμού απόδοσης η_q ως προς παροχή όγκου Q (m^3/sec), με παράμετρο τον ειδικό αριθμό στροφών n_q (rpm, h σε mΣΥ, Q σε m^3/hr)



Σχήμα 5.5 : Εμπειρικό διάγραμμα μηχανικών απωλειών εδράνων ζ_E ως προς παροχή όγκου Q (m^3/sec), με παράμετρο τον ειδικό αριθμό στροφών n_q (rpm, h σε mΣΥ, Q σε m^3/hr)



Σχήμα 5.6 : Εμπειρικό διάγραμμα μηχανικών απωλειών στρεφόμενου δίσκου ζ_s ως προς τον ειδικό αριθμό στροφών n_q (rpm, h σε mΣΥ, Q σε m³/sec)

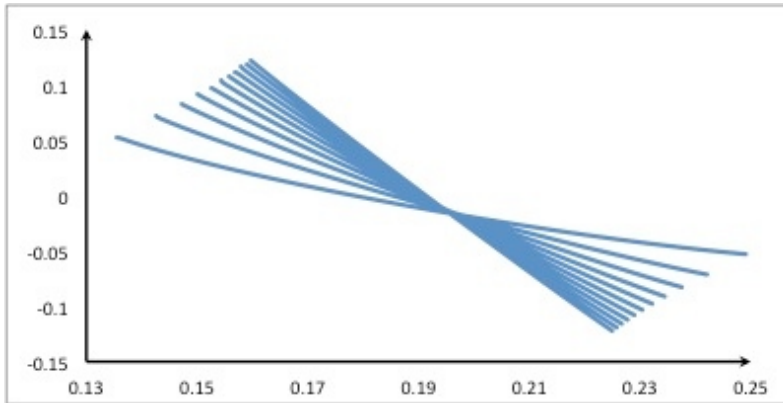
► 5ο Βήμα : Διαχωρισμός κυκλικού δίσκου

Όπως είπαμε και παραπάνω για να σχεδιάσουμε μια αξονική πτερωτή τη χωρίζουμε σε μερικές πτερωτές μέσης ακτίνας r και πλάτους dr . Έτσι χωρίζω τον κυκλικό δίσκο της αξονικής πτερωτής σε διαδοχικούς δίσκους από r_i μέχρι r_o . Σε καθένα από αυτούς τους κύκλους δίσκους αντιστοιχεί ίσο κλάσμα παροχής. Δηλαδή, αν από r_i μέχρι r_o χωρίσω τον κυκλικό δίσκο σε 9 ομόκεντρους κυκλικούς δίσκους, η παροχή που θα περνά από αυτούς θα είναι ίση με το 1/10 της παροχής Q που έχω ορίσει

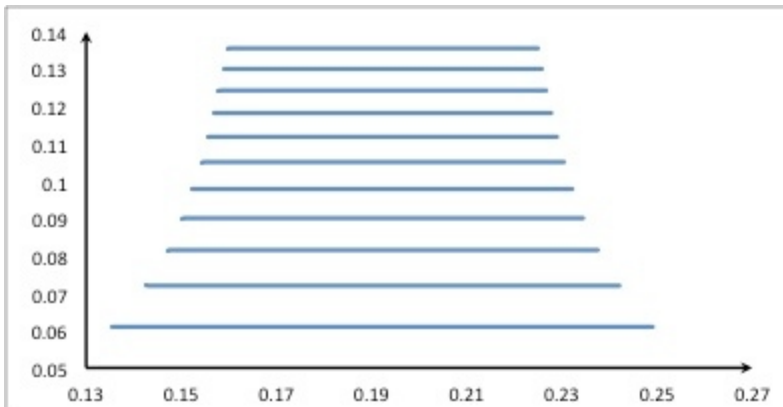
παραπάνω και θα έχει ταχύτητα σταθερή με $c_o = \frac{Q_o}{A_o}$.

$$Q_i = 1/10 \cdot Q \quad (5.7)$$

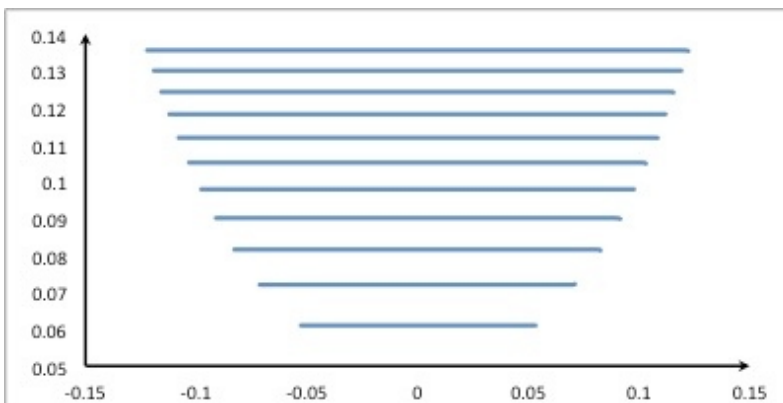
Στα παρακάτω σχήματα φαίνεται το ανάπτυγμα των κυκλικών δίσκων στην επιφάνεια ανάλογα από τον άξονα που τους παρατηρείς. Οι γραμμές αυτές, είναι τα τόξα βάση των οποίων θα δημιουργηθούν οι μέσες γραμμές των πτερυγίων.



Σχήμα 5.7 :
Ανάπτυγμα κυκλικών δίσκων στην επιφάνεια κατά τον άξονα $z(x)$



Σχήμα 5.8 :
Ανάπτυγμα κυκλικών δίσκων στην επιφάνεια κατά τον άξονα $y(x)$



Σχήμα 5.9 :
Ανάπτυγμα κυκλικών δίσκων στην επιφάνεια κατά τον άξονα $y(z)$

► 6ο Βήμα : Τρίγωνα Ταχυτήτων

Για κάθε μερική πτερωτή οι γωνίες β_1 και β_2 των διατομών εισόδου και εξόδου αντίστοιχα, υπολογίζονται εύκολα, όπως φαίνεται παρακάτω.

Η γωνία β_1 της εισόδου υπολογίζεται από τον τύπο:

$$\beta_1 = \arctan\left(\frac{c_o}{u_i}\right) \quad (5.8)$$

όπου ,

$$u_i = \omega \cdot D_i / 2 \quad (5.9)$$

Θεωρώντας όλες οι μερικές πτερωτές έχουν το ίδιο ύψος H_u , μέσω της εξίσωσης Euler βρίσκω την περιφερειακή συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας c_{u2} :

$$c_{u2} = \frac{gHu}{u} \quad (5.10)$$

Ακόμα, από το τρίγωνο ταχυτήτων στη έξοδο έχουμε ότι η κάθετη συνιστώσα της απόλυτης ταχύτητας είναι ίση με:

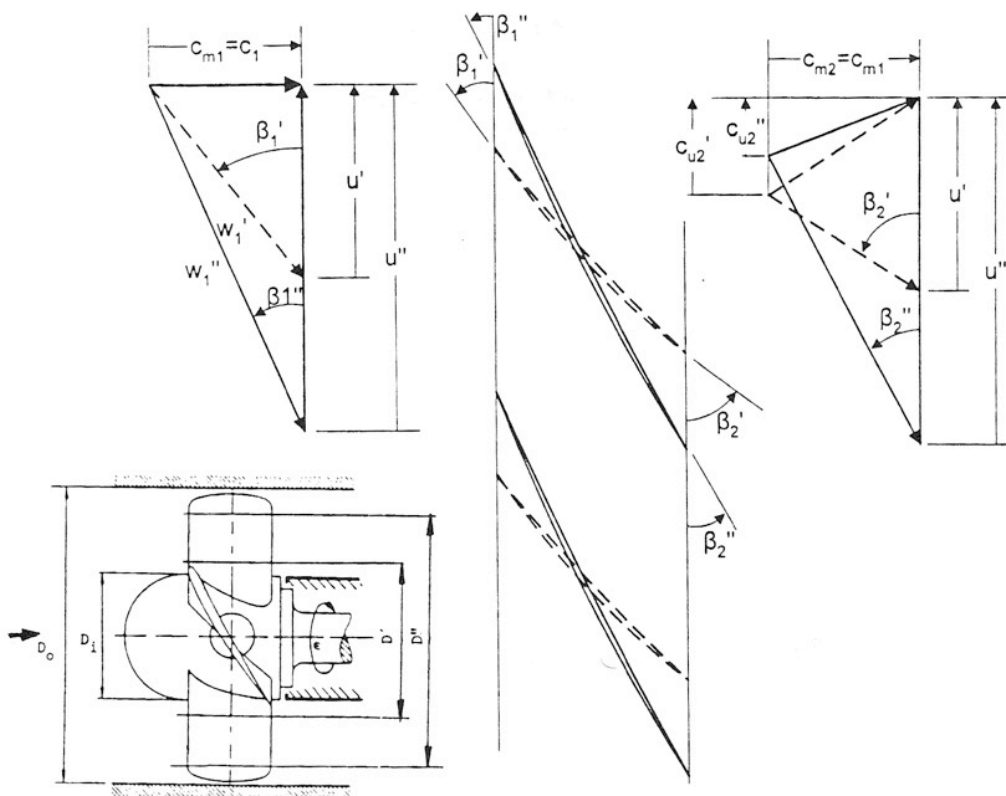
$$c_{m2} = \sqrt{c_2^2 - c_{u2}^2} \quad (5.11)$$

Επομένως ,

$$\tan \beta_2 = \frac{c_{m2}}{(u_2 - c_{u2})} \quad (5.12)$$

και

$$\tan a_2 = \frac{c_{m2}}{c_{u2}} \quad (5.13)$$



Σχήμα 5.10 : Σχηματική διάταξη και τρίγωνα ταχυτήτων πτερωτής αντλίας αξονικής ροής

► **7ο Βήμα :** Υπολογισμός βήματος πτερύγωσης t_i και χορδής μερικής πτερωτής l_i

Το βήμα πτερύγωσης για κάθε μερική πτερωτή είναι:

$$t_i = 2\pi r_i / z \quad (5.14)$$

Η χορδή της πλήρους όπως είπαμε και παραπάνω πρέπει να είναι 1.25 με 1.30 φορές μεγαλύτερη από αυτή της κεφαλής.

Θεωρούμε λοιπόν πως το t/l της μεσαίας πτερωτής, δηλαδή το t/l_m , είναι ίσο με τη μονάδα. Έτσι κάνω γραμμικοποίηση ως προς την ακτίνα έτσι ώστε να ισχύει:

$$t / l_i = 1,3 \cdot t / l_o \quad (5.15)$$

Από την παραπάνω γραμμικοποίηση προκύπτουν όλα τα t/l και έτσι είναι εφικτό να υπολογισθούν και όλα τα μήκη χορδών l , αφού ήδη από την εξ. 5.14 γνωρίζω όλα τα βήματα πτερύγωσης t_i .

► **8ο Βήμα : Υπολογισμός Αξονικού μήκους**

Ισχύει :

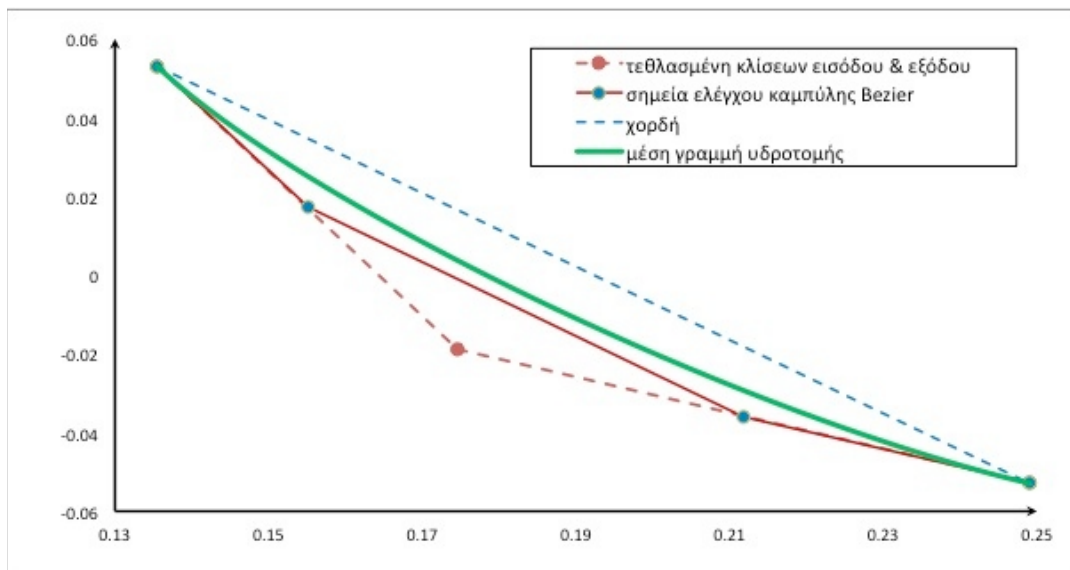
$$\hat{\beta}_{m_i} = \frac{1}{2}(\hat{\beta}_1 + \hat{\beta}_2) \quad (5.16)$$

Οπότε γνωρίζοντας όλα τα μήκη χορδών και τη $\hat{\beta}_m$ μπορώ να υπολογίσω και όλα τα αξονικά μήκη μέσω τριγωνομετρίας, αφού:

$$\text{Αξονικό μήκος } dz = \cos(90^\circ - \hat{\beta}_m) \cdot l \quad (5.17)$$

► **9ο Βήμα : Σχεδιασμός μέσων γραμμών με χρήση καμπύλων Bezier**

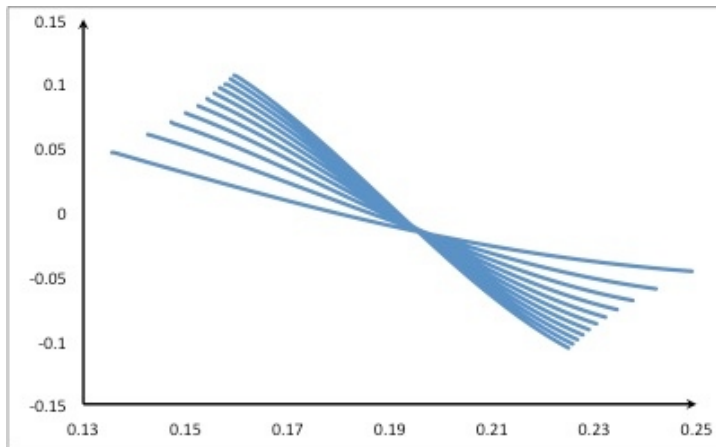
Για να σχεδιάσω τις μέσες γραμμές ενός πτερυγίου χρησιμοποιώ καμπύλες Bezier. Τα πρώτα και τα τελευταία σημεία της καμπύλης προκύπτουν αφού μετά τον υπολογισμό των αξονικών μηκών γνωρίζω πλέον τη μεσημβρινή τομή κάθε πτερυγίου. Το ενδιάμεσο σημείο είναι η τομή των ευθύγραμμων τμημάτων που ενώνουν το πρώτο με το τελευταίο σημείο, ενώ το δεύτερο και το τέταρτο σημείο είναι τα μέσα των ευθύγραμμων αυτών τμημάτων όπως φαίνεται στο σχήμα 5.11 για την γραμμή της πλήμνης. Επομένως, γνωρίζοντας όλα αυτά τα σημεία μπορώ να σχεδιάσω τις μέσες γραμμές των πτερυγίων.



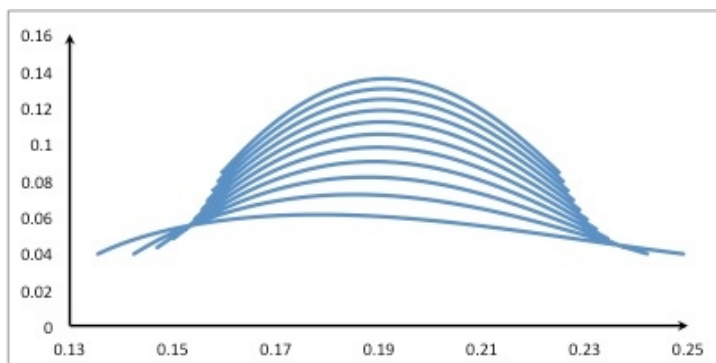
Σχήμα 5.11 : *Καμπύλη Bezier Πλήμνης*

Εφαρμόζοντας την παραπάνω μέθοδο των καμπυλών Bezier σε κάθε μια από τις γραμμές ροής των σχημάτων 5.7, 5.8, 5.9 κάνουμε περιέλιξη αυτών δίνοντας τους κυλινδρικές συντεταγμένες.

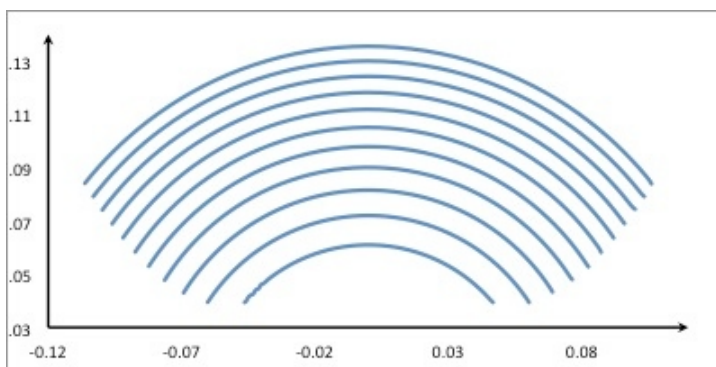
Το αποτέλεσμα φαίνονται στα παρακάτω σχήματα:



Σχήμα 5.12 : *Περιέλιξη μερικών πτερυγώσεων κατά τον άξονα z(x)*



Σχήμα 5.13 : *Περιέλιξη μερικών πτερυγώσεων κατά τον άξονα y(x)*

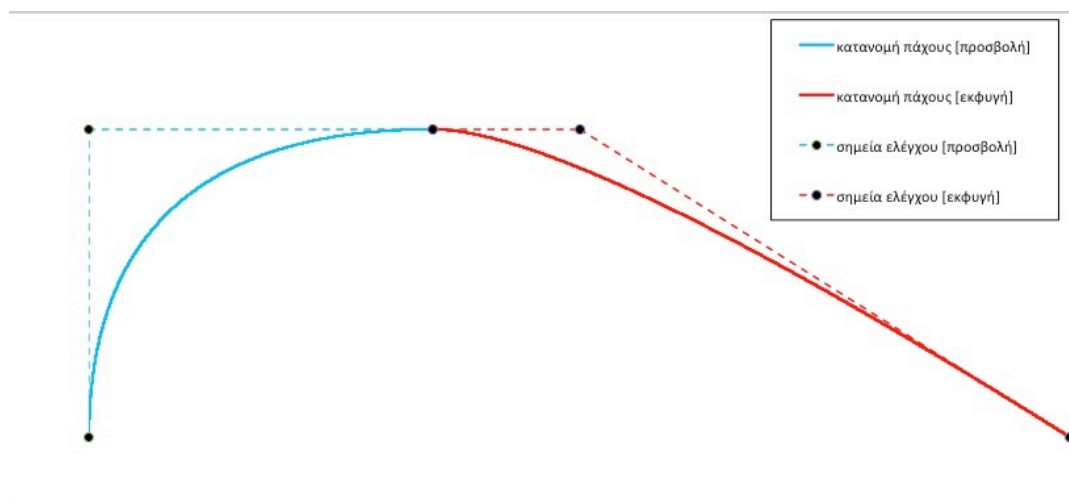


Σχήμα 5.14 : *Περιέλιξη μερικών πτερυγώσεων κατά τον άξονα y(z)*

► 10ο Βήμα : Πάχος πτερύγωσης

Για την επιβολή του πάχους στο πτερύγιο δημιουργούμε δυο καμπύλες Bezier. Η μία καμπύλη όπως φαίνεται και στο σχήμα έχει αρχικό σημείο το (0,0) και τελικό το σημείο ανακοπής, δηλαδή το σημείο στο οποίο μηδενίζεται η παράγωγος του πάχους ως προς το μήκος. Το δεύτερο σημείο της πρώτης καμπύλης πρέπει να έχει το X του πρώτου και το Y του δεύτερου, δηλαδή είναι το σημείο (x1, y2).

Στη συνέχεια δημιουργούμε την δεύτερη καμπύλη Bezier με αρχικό σημείο το τελευταίο της πρώτης καμπύλης, δηλαδή το σημείο ανακοπής και τελευταίο σημείο ανάλογα με το πάχος που θέλουμε να έχουμε στην έξοδο. Στο παρακάτω σχήμα θεωρήσαμε για το τελευταίο σημείο της δεύτερης καμπύλης πως η τετμημένη είναι ίση με τη μονάδα, δηλαδή $x=1$ και πως το $y=0$. Άλλη μια παράμετρος που πρέπει να λάβουμε υπόψιν είναι ότι το δεύτερο σημείο της δεύτερης καμπύλης πρέπει να έχει το ίδιο y με το δεύτερο σημείο της πρώτης καμπύλης και το ενδιάμεσο-κοινό σημείο των δύο καμπυλών. Έτσι ορίζεται και αυτό το σημείο και μπορούμε να δημιουργήσουμε τις καμπύλες Bezier, όπως φαίνεται στο σχήμα.



Σχήμα 5.15 : Επιβολή πάχους πτερυγίου

► 11ο Βήμα : Γεωμετρία αξονικής πτερωτής

Παρακάτω δίνεται ένα παράδειγμα σχεδιασμού αξονικής πτερωτής όπως προέκυψε από της παραπάνω διαδικασία.

Για $Z=3$:



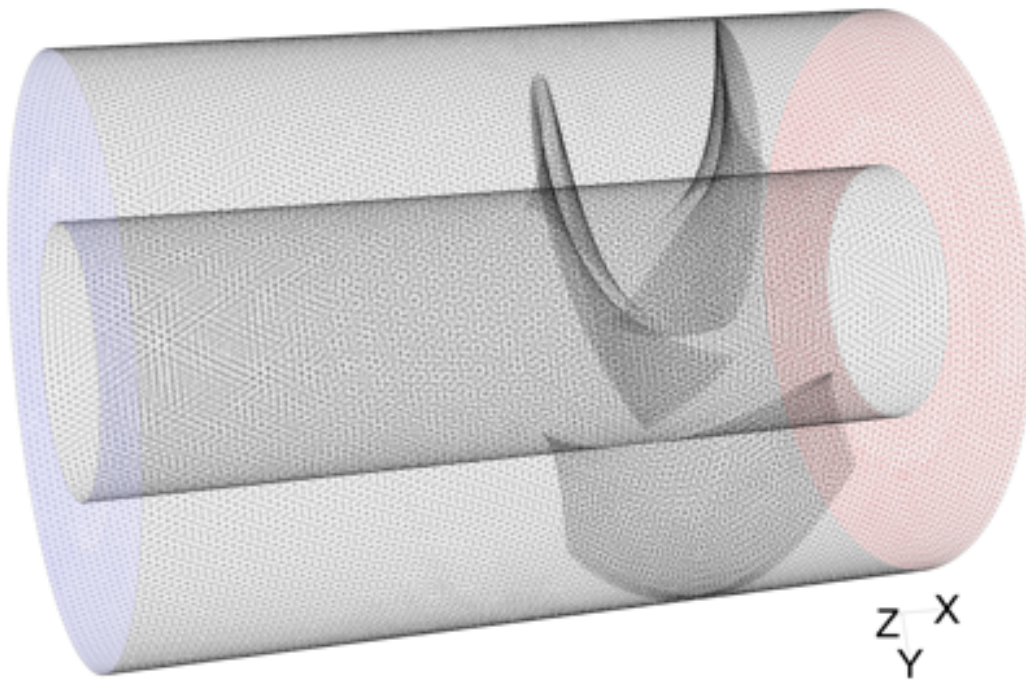
Σχήμα 5.16 : Γεωμετρία βοηθητικής πτερωτής αντλίας με τρία πτερούγια

► 12ο Βήμα : Πλέγμα αξονικής πτερωτής

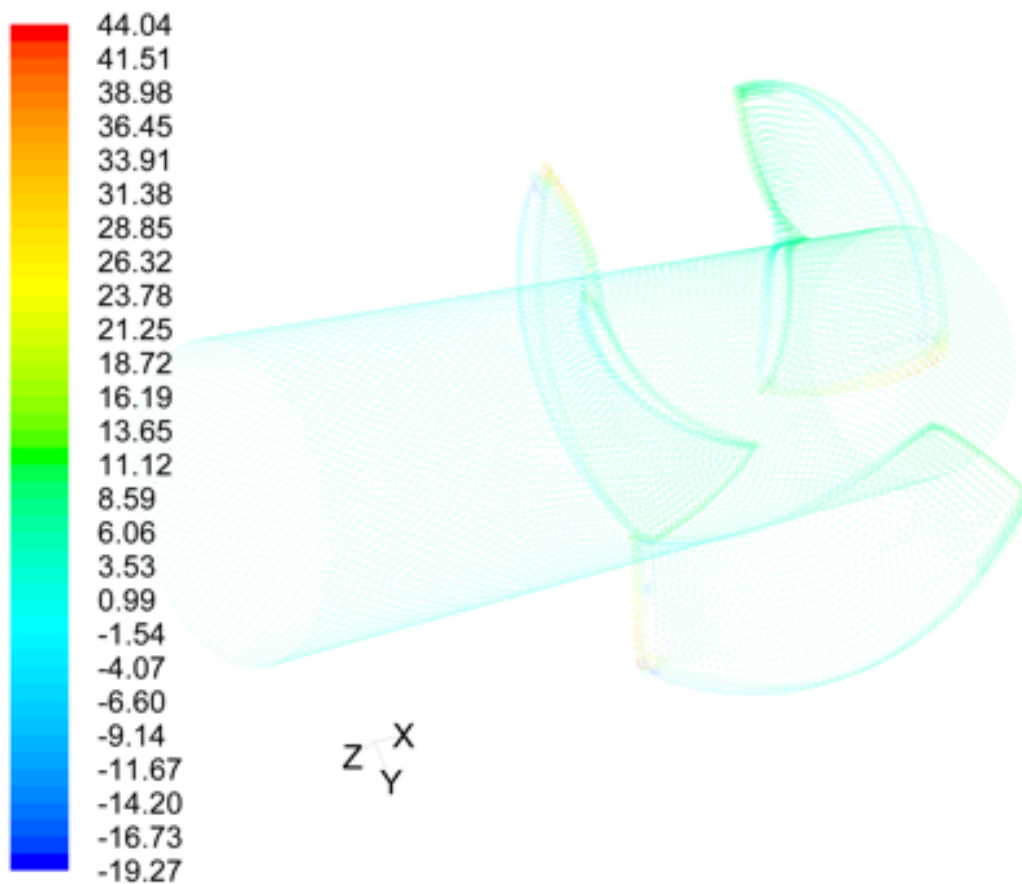
Την παραπάνω γεωμετρία το σχεδίου μας την επεξεργαζόμαστε μέσω ενός προγράμματος που ονομάζεται FLUENT GAMBIT.

Το πρόγραμμα αυτό λειτουργεί σαν CAD αλλά έχει και τη δυνατότητα δημιουργίας πλέγματος.

Για το δικό μας σχέδιο, δηλαδή την βοηθητική πτερωτή θεωρούμε κύλινδρο από τον οποίο αφαιρούμε τον όγκο των πτερυγίων, όπως φαίνεται στο σχήμα 5.17. Αφήνουμε μόνο την στεφάνη και την πλήμνη που οριοθετούν το χώρο που κινούνται τα πτερούγια. Στα παρακάτω σχήματα φαίνεται το πλέγμα της βοηθητικής πτερωτής και κυρίως στο σχήμα 5.18 φαίνεται η πίεση σε κάθε σημείο της πτερωτής υπό τη μορφή ύψους και όπως ήταν αναμενόμενο αυτή είναι πιο μεγάλη στις ακμές των πτερυγίων.



Σχήμα 5.17 : Πλέγμα βοηθητικής πτερωτής



Σχήμα 5.18 : Η Πίεση υπό τη μορφή ύψους στην βοηθητική πτερωτή

5.3. Αριθμητική Προσομοίωση

Αλλάζοντας τον αριθμό των πτερυγίων ακολουθώ την παραπάνω διαδικασία για τρεις περιπτώσεις :

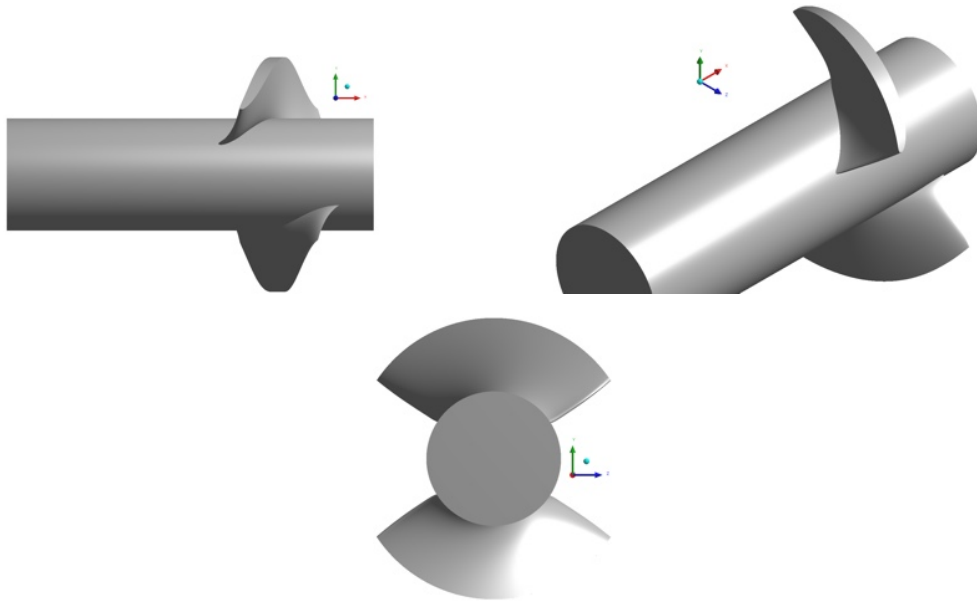
❖ 1η Περίπτωση : Z=2

Μεγέθη	Αποτέλεσμα
Παροχή όγκου Q (m ³ /sec)	0,25
Υδροστατικό ύψος H (mΣΥ)	5,00
Στροφές (rpm)	1894,764160
Ειδικός αριθμός στροφών (rpm)	283,333313
Γωνιακή ταχύτητα (rad/sec)	198,419250
Ακτίνα στεφάνης (m)	0,128900
Ακτίνα πλήμνης (m)	0,051560
Αριθμός πτερυγίων	2
Μέσο t/l	1
Ολικός βαθμός απόδοσης, εκτίμηση	0,603072
Υδραυλικός βαθμός απόδοσης, εκτίμηση	0,620223
Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, εκτίμηση	0,975000
Μηχανικός βαθμός απόδοσης, εκτίμηση	1
Παράμετρος μέσης γραμμής (είσοδο)	0,5
Παράμετρος μέσης γραμμής (έξοδο)	0,5
Παράμετρος πάχους, x1	0,35
Παράμετρος πάχους, y1	0,03
Παράμετρος πάχους, x2	0,5
Παράμετρος πάχους, y2	0,00
Γραμμή ροής 0	
β1 (deg)	29,131996
β2 (deg)	68,201088
α2 (deg), εκτίμηση	35,647583
Ακτίνα (m)	0,051560

Μεγέθη	Αποτέλεσμα
t/l	0,819211
Μήκος χορδής l (m)	0,197727
Αξονικό μήκος (m)	0,148469
Γραμμή ροής 1	
β_1 (deg)	24,290047
β_2 (deg)	42,621334
α_2 (deg), εκτίμηση	41,530033
Ακτίνα (m)	0,063672
t/l	0,866193
Μήκος χορδής l (m)	0,230931
Αξονικό μήκος (m)	0,127311
Γραμμή ροής 2	
β_1 (deg)	21,268593
β_2 (deg)	32,083122
α_2 (deg), εκτίμηση	45,759098
Ακτίνα (m)	0,073823
t/l	0,905568
Μήκος χορδής l (m)	0,256105
Αξονικό μήκος (m)	0,114977
Γραμμή ροής 3	
β_1 (deg)	19,152718
β_2 (deg)	26,447073
α_2 (deg), εκτίμηση	49,012005
Ακτίνα (m)	0,082737
t/l	0,940147
Μήκος χορδής l (m)	0,276475
Αξονικό μήκος (m)	0,107138
Γραμμή ροής 4	
β_1 (deg)	17,564613

Μεγέθη	Αποτέλεσμα
β2 (deg)	22,900818
α2 (deg), εκτίμηση	51,623226
Ακτίνα (m)	0,090781
t/l	0,971348
Μήκος χορδής l (m)	0,293609
Αξονικό μήκος (m)	0,101540
Γραμμή ροής 5	
β1 (deg)	16,315872
β2 (deg)	20,435150
α2 (deg), εκτίμηση	53,783119
Ακτίνα (m)	0,098167
t/l	1
Μήκος χορδής l (m)	0,308402
Αξονικό μήκος (m)	0,097222
Γραμμή ροής 6	
β1 (deg)	15,300576
β2 (deg)	18,603807
α2 (deg), εκτίμηση	55,610184
Ακτίνα (m)	0,105063
t/l	1,026642
Μήκος χορδής l (m)	0,321416
Αξονικό μήκος (m)	0,093716
Γραμμή ροής 7	
β1 (deg)	14,453995
β2 (deg)	17,178951
α2 (deg), εκτίμηση	57,182945
Ακτίνα (m)	0,111482
t/l	1,051646
Μήκος χορδής l (m)	0,333030

Μεγέθη	Αποτέλεσμα
Αξονικό μήκος (m)	0,090770
Γραμμή ροής 8	
β_1 (deg)	13,734027
β_2 (deg)	16,031704
α_2 (deg), εκτίμηση	58,555988
Ακτίνα (m)	0,117575
t/l	1,075282
Μήκος χορδής l (m)	0,343512
Αξονικό μήκος (m)	0,088229
Γραμμή ροής 9	
β_1 (deg)	13,111959
β_2 (deg)	15,083405
α_2 (deg), εκτίμηση	59,768627
Ακτίνα (m)	0,123367
t/l	1,097751
Μήκος χορδής l (m)	0,353059
Αξονικό μήκος (m)	0,085997
Γραμμή ροής 10	
β_1 (deg)	12,567437
β_2 (deg)	14,283153
α_2 (deg), εκτίμηση	60,850063
Ακτίνα (m)	0,128900
t/l	1,119211
Μήκος χορδής l (m)	0,361818
Αξονικό μήκος (m)	0,084006



Σχήμα 5.19 : Γεωμετρία βοηθητικής περωτής αντλίας με 2 πτερύγια

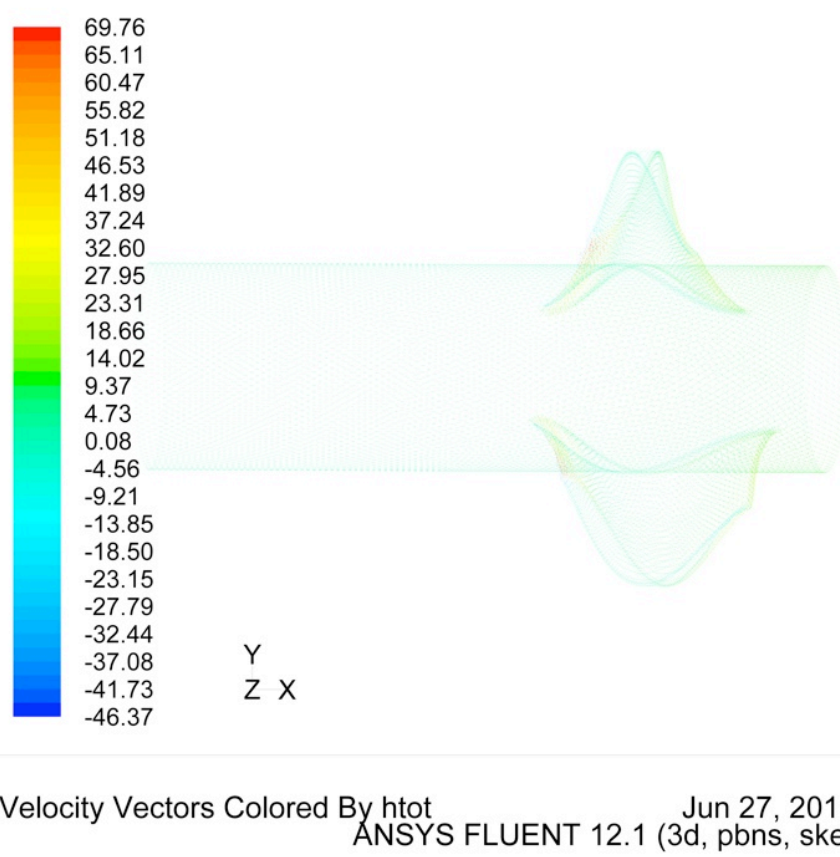


Z X
Y

Mesh

Jun 27, 2013
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, ske)

Σχήμα 5.20 : Πλέγμα βοηθητικής περωτής αντλίας με 2 πτερύγια



Σχήμα 5.21 : Πίεση υπό τη μορφή ύψους στη βοηθητική πτερωτή αντλίας με 2 πτερύγια

❖ 2η Περίπτωση : Z=3

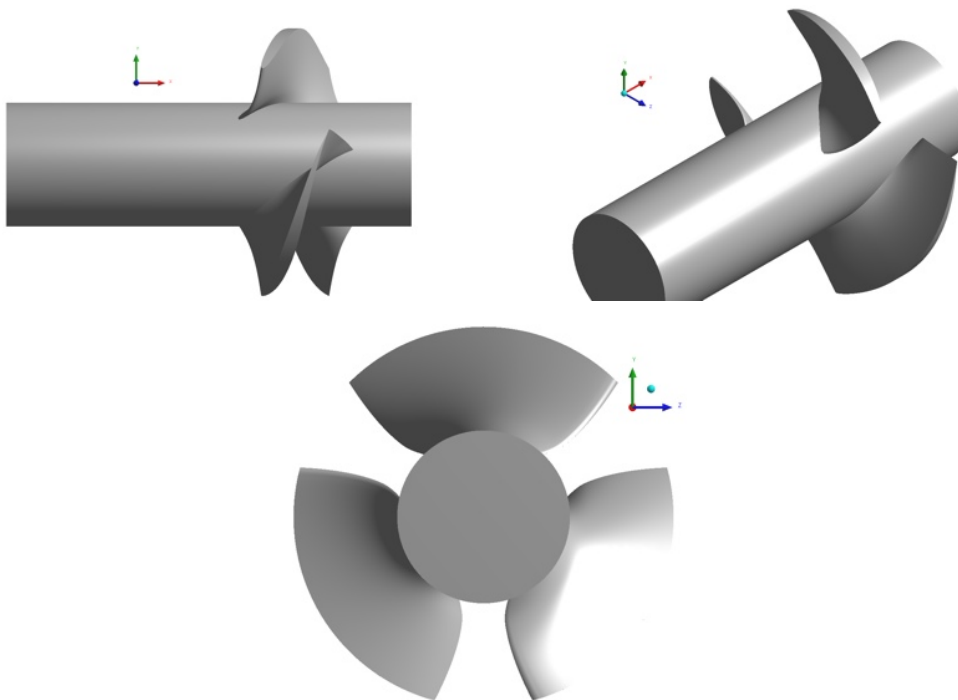
Μεγέθη	Αποτέλεσμα
Παροχή όγκου Q (m ³ /sec)	0,25
Υδροστατικό ύψος H (mΣΥ)	5,00
Στροφές (rpm)	1560,394043
Ειδικός αριθμός στροφών (rpm)	233,333328
Γωνιακή ταχύτητα (rad/sec)	163,404083
Ακτίνα στεφάνης (m)	0,135500
Ακτίνα πλήμνης (m)	0,060975
Αριθμός πτερυγίων	3
Μέσο t/l	1
Ολικός βαθμός απόδοσης, εκτίμηση	0,658738

Μεγέθη	Αποτέλεσμα
Υδραυλικός βαθμός απόδοσης, εκτίμηση	0,681292
Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, εκτίμηση	0,975000
Μηχανικός βαθμός απόδοσης, εκτίμηση	1
Παράμετρος μέσης γραμμής (είσοδο)	0,5
Παράμετρος μέσης γραμμής (έξοδο)	0,5
Παράμετρος πάχους, x1	0,35
Παράμετρος πάχους, y1	0,03
Παράμετρος πάχους, x2	0,5
Παράμετρος πάχους, y2	0,00
Γραμμή ροής 0	
β1 (deg)	28,610880
β2 (deg)	65,382210
α2 (deg), εκτίμηση	36,025589
Ακτίνα (m)	0,060975
t/l	0,822507
Μήκος χορδής l (m)	0,155264
Αξονικό μήκος (m)	0,113546
Γραμμή ροής 1	
β1 (deg)	24,797924
β2 (deg)	45,009441
α2 (deg), εκτίμηση	40,648247
Ακτίνα (m)	0,071987
t/l	0,866838
Μήκος χορδής l (m)	0,173931
Αξονικό μήκος (m)	0,099523
Γραμμή ροής 2	
β1 (deg)	22,193806
β2 (deg)	35,102615
α2 (deg), εκτίμηση	44,196045

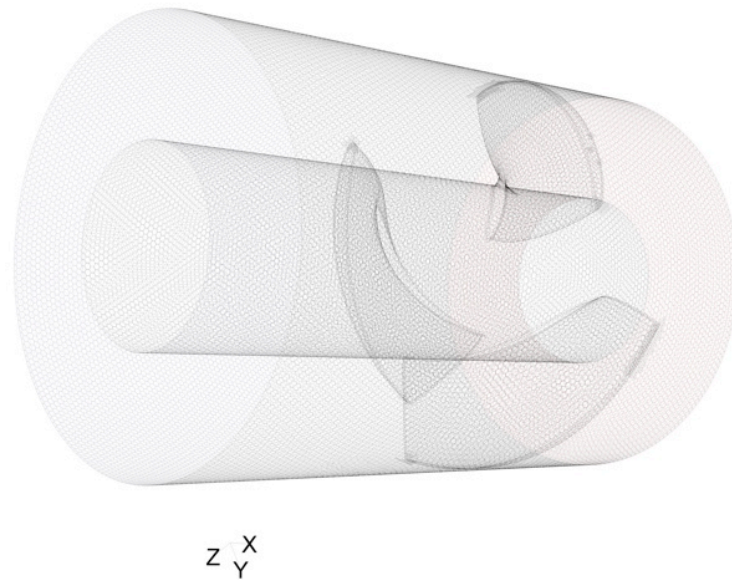
Μεγέθη	Αποτέλεσμα
Ακτίνα (m)	0,081526
t/l	0,905233
Μήκος χορδής l (m)	0,188622
Αξονικό μήκος (m)	0,090431
Γραμμή ροής 3	
β_1 (deg)	20,269661
β_2 (deg)	29,371988
α_2 (deg), εκτίμηση	47,046097
Ακτίνα (m)	0,090059
t/l	0,939585
Μήκος χορδής l (m)	0,200747
Αξονικό μήκος (m)	0,084270
Γραμμή ροής 4	
β_1 (deg)	18,772909
β_2 (deg)	25,621349
α_2 (deg), εκτίμηση	49,407619
Ακτίνα (m)	0,097851
t/l	0,970953
Μήκος χορδής l (m)	0,211070
Αξονικό μήκος (m)	0,079741
Γραμμή ροής 5	
β_1 (deg)	17,565516
β_2 (deg)	22,955309
α_2 (deg), εκτίμηση	51,409286
Ακτίνα (m)	0,105067
t/l	1
Μήκος χορδής l (m)	0,220052
Αξονικό μήκος (m)	0,076201
Γραμμή ροής 6	

Μεγέθη	Αποτέλεσμα
β1 (deg)	16,564787
β2 (deg)	20,948267
α2 (deg), εκτίμηση	53,135883
Ακτίνα (m)	0,111818
t/l	1,027177
Μήκος χορδής l (m)	0,227995
Αξονικό μήκος (m)	0,073311
Γραμμή ροής 7	
β1 (deg)	15,717753
β2 (deg)	19,372974
α2 (deg), εκτίμηση	54,646156
Ακτίνα (m)	0,118184
t/l	1,052804
Μήκος χορδής l (m)	0,235110
Αξονικό μήκος (m)	0,070877
Γραμμή ροής 8	
β1 (deg)	14,988700
β2 (deg)	18,097023
α2 (deg), εκτίμηση	55,982430
Ακτίνα (m)	0,124225
t/l	1,077119
Μήκος χορδής l (m)	0,241548
Αξονικό μήκος (m)	0,068777
Γραμμή ροής 9	
β1 (deg)	14,352546
β2 (deg)	17,037897
α2 (deg), εκτίμηση	57,176125
Ακτίνα (m)	0,129985
t/l	1,100306

Μεγέθη	Αποτέλεσμα
Μήκος χορδής l (m)	0,247422
Αξονικό μήκος (m)	0,066933
Γραμμή ροής 10	
β_1 (deg)	13,791098
β_2 (deg)	16,141382
α_2 (deg), εκτίμηση	58,251171
Ακτίνα (m)	0,135500
t/l	1,122507
Μήκος χορδής l (m)	0,252818
Αξονικό μήκος (m)	0,065290

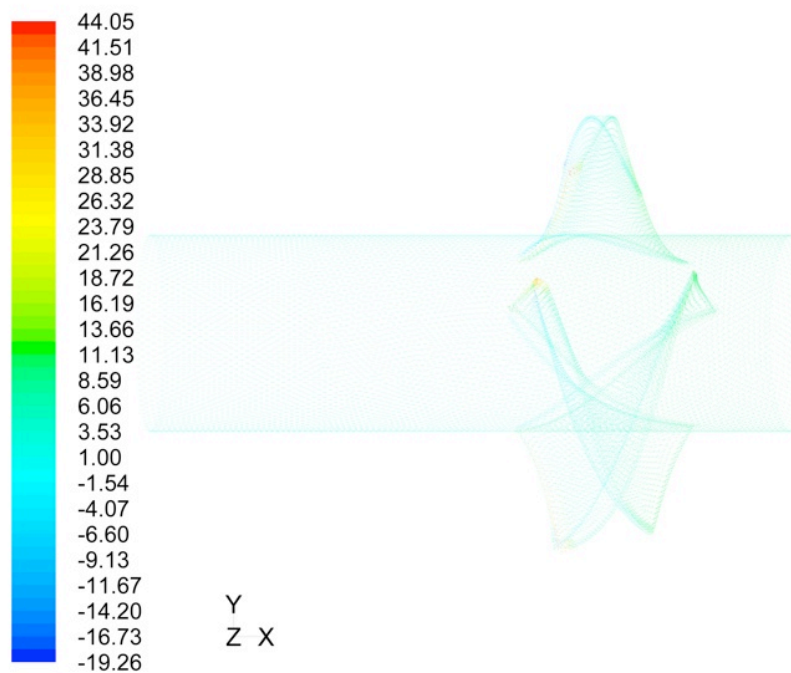


Σχήμα 5.22 : Γεωμετρία βοηθητικής πτερωτής αντλίας με 3 περύγια



Mesh Jun 27, 2013
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, ske)

Σχήμα 5.23 : Πλέγμα βοηθητικής πτερωτής αντλίας με 3 περύγια



Velocity Vectors Colored By htot Jun 27, 2013
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, ske)

Σχήμα 5.24 : Πίεση υπό τη μορφή ύψους στη βοηθητική πτερωτή αντλίας με 3 περύγια

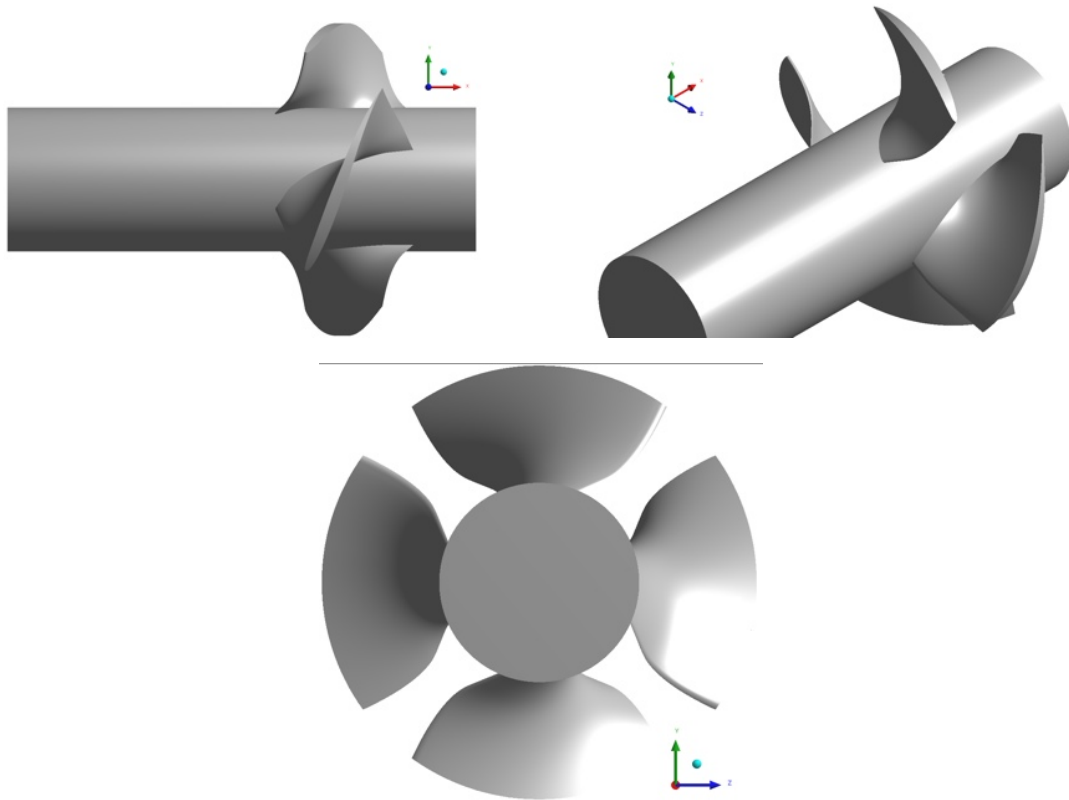
❖ 3η Περίπτωση : Z=4

Μεγέθη	Αποτέλεσμα
Παροχή όγκου Q (m ³ /sec)	0,25
Υδροστατικό ύψος H (mΣΥ)	5,00
Στροφές (rpm)	1226,023926
Ειδικός αριθμός στροφών (rpm)	183,333328
Γωνιακή ταχύτητα (rad/sec)	128,388931
Ακτίνα στεφάνης (m)	0,140800
Ακτίνα πλήμνης (m)	0,070400
Αριθμός πτερυγίων	4
Μέσο t/l	1
Ολικός βαθμός απόδοσης, εκτίμηση	0,716363
Υδραυλικός βαθμός απόδοσης, εκτίμηση	0,851084
Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, εκτίμηση	0,850000
Μηχανικός βαθμός απόδοσης, εκτίμηση	1
Παράμετρος μέσης γραμμής (είσοδο)	0,5
Παράμετρος μέσης γραμμής (έξοδο)	0,5
Παράμετρος πάχους, x1	0,35
Παράμετρος πάχους, y1	0,03
Παράμετρος πάχους, x2	0,5
Παράμετρος πάχους, y2	0,00
Γραμμή ροής 0	
β1 (deg)	30,631407
β2 (deg)	74,709846
α2 (deg), εκτίμηση	35,241550
Ακτίνα (m)	0,070400
t/l	0,825658
Μήκος χορδής l (m)	0,133934
Αξονικό μήκος (m)	0,106500

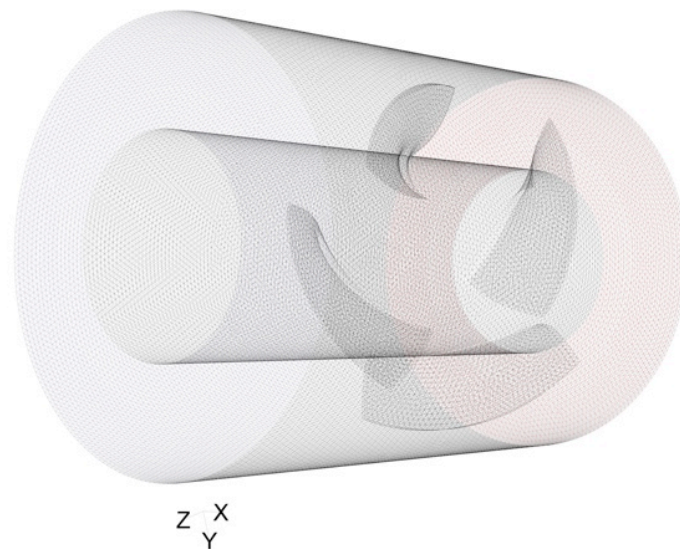
Μεγέθη	Αποτέλεσμα
Γραμμή ροής 1	
β1 (deg)	27,444651
β2 (deg)	55,623005
α2 (deg), εκτίμηση	38,852982
Ακτίνα (m)	0,080268
t/l	0,867711
Μήκος χορδής l (m)	0,145308
Αξονικό μήκος (m)	0,096348
Γραμμή ροής 2	
β1 (deg)	25,085545
β2 (deg)	44,511623
α2 (deg), εκτίμηση	41,786240
Ακτίνα (m)	0,089050
t/l	0,905132
Μήκος χορδής l (m)	0,154540
Αξονικό μήκος (m)	0,088195
Γραμμή ροής 3	
β1 (deg)	23,247511
β2 (deg)	37,547398
α2 (deg), εκτίμηση	44,241138
Ακτίνα (m)	0,097040
t/l	0,939180
Μήκος χορδής l (m)	0,162301
Αξονικό μήκος (m)	0,082123
Γραμμή ροής 4	
β1 (deg)	21,762857
β2 (deg)	32,818150
α2 (deg), εκτίμηση	46,340504
Ακτίνα (m)	0,104420

Μεγέθη	Αποτέλεσμα
t/l	0,970630
Μήκος χορδής l (m)	0,168986
Αξονικό μήκος (m)	0,077480
Γραμμή ροής 5	
β_1 (deg)	20,530989
β_2 (deg)	29,395582
α_2 (deg), εκτίμηση	48,165611
Ακτίνα (m)	0,111312
t/l	1
Μήκος χορδής l (m)	0,174849
Αξονικό μήκος (m)	0,073793
Γραμμή ροής 6	
β_1 (deg)	19,487366
β_2 (deg)	26,795805
α_2 (deg), εκτίμηση	49,773144
Ακτίνα (m)	0,117802
t/l	1,027654
Μήκος χορδής l (m)	0,180063
Αξονικό μήκος (m)	0,070766
Γραμμή ροής 7	
β_1 (deg)	18,588411
β_2 (deg)	24,746361
α_2 (deg), εκτίμηση	51,204239
Ακτίνα (m)	0,123952
t/l	1,053863
Μήκος χορδής l (m)	0,184752
Αξονικό μήκος (m)	0,068214
Γραμμή ροής 8	
β_1 (deg)	17,803497

Μεγέθη	Αποτέλεσμα
β2 (deg)	23,083244
α2 (deg), εκτίμηση	52,489655
Ακτίνα (m)	0,129811
t/l	1,078831
Μήκος χορδής l (m)	0,189007
Αξονικό μήκος (m)	0,066017
Γραμμή ροής 9	
β1 (deg)	17,110363
β2 (deg)	21,702078
α2 (deg), εκτίμηση	53,653008
Ακτίνα (m)	0,135417
t/l	1,102720
Μήκος χορδής l (m)	0,192898
Αξονικό μήκος (m)	0,064093
Γραμμή ροής 10	
β1 (deg)	16,492401
β2 (deg)	20,533348
α2 (deg), εκτίμηση	54,712769
Ακτίνα (m)	0,140800
t/l	1,125658
Μήκος χορδής l (m)	0,196479
Αξονικό μήκος (m)	0,062386

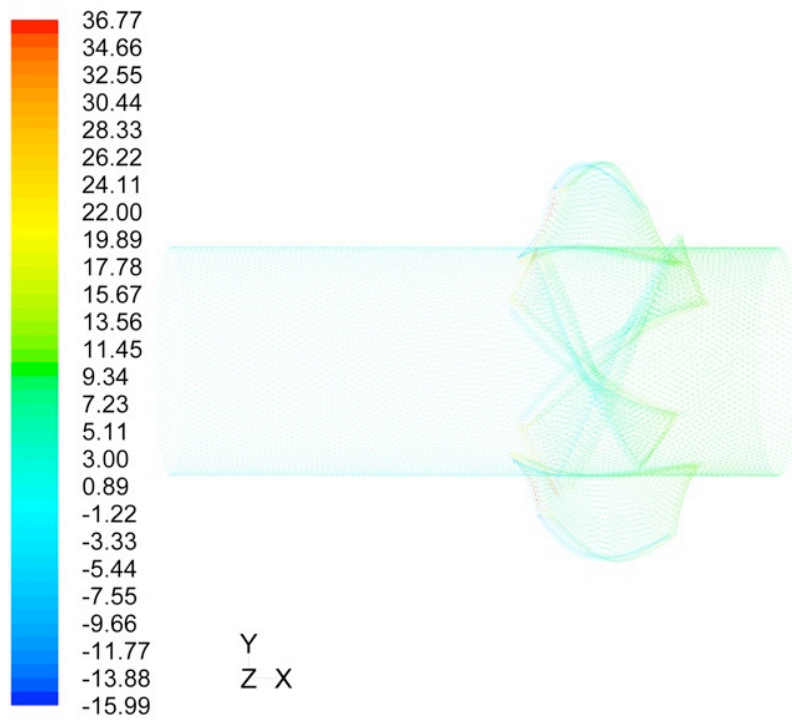


Σχήμα 5.25 : Γεωμετρία βοηθητικής πτερωτής αντλίας με 4περύγια



Mesh Jun 27, 2013
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, lam)

Σχήμα 5.26 : Πλέγμα βοηθητικής πτερωτής αντλίας με 4 περύγια



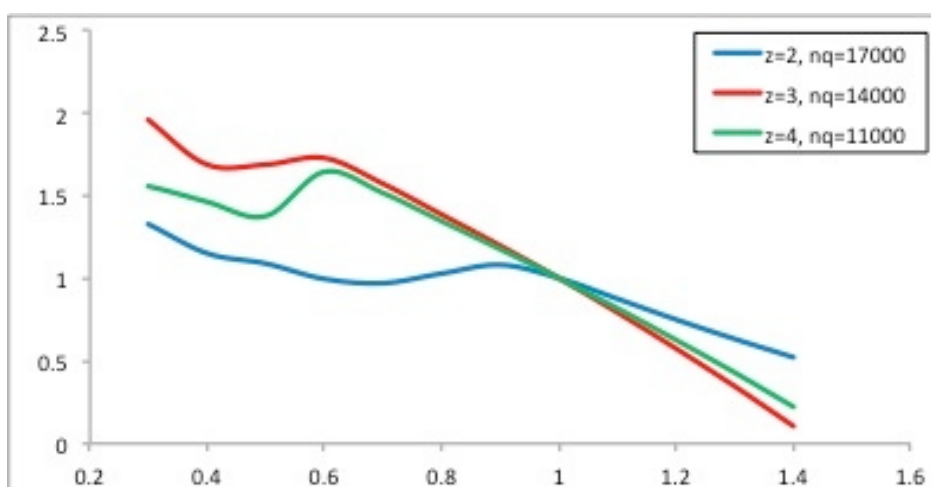
Velocity Vectors Colored By htot Jun 27, 2013
ANSYS FLUENT 12.1 (3d, pbns, ske)

Σχήμα 5.27 : Πίεση υπό τη μορφή ύψους στη βοηθητική πτερωτή αντλίας με 4 πτερύγια

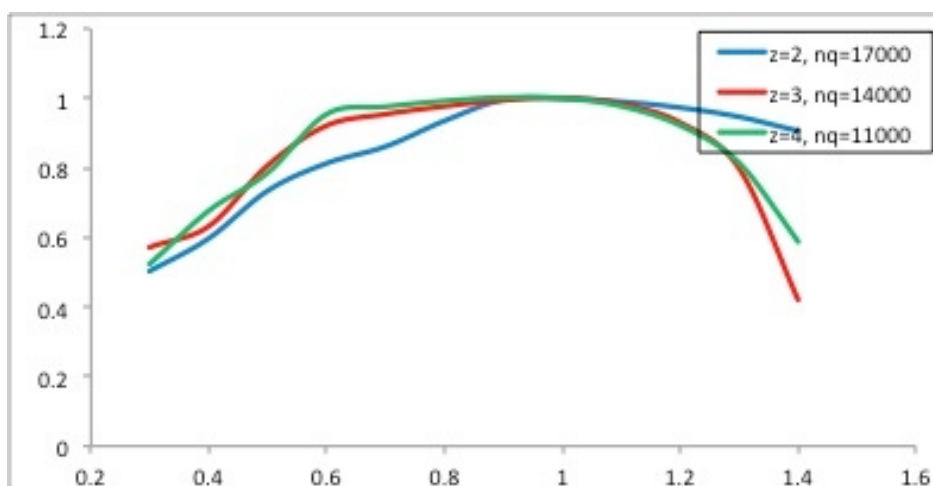
6. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Παραπάνω είδαμε τη διαδικασία που ακολουθήθηκε για το σχεδιασμό της βοηθητικής πτερωτής αντλίας, καθώς επίσης και την αριθμητική προσομοίωση της διαδικασίας αυτής για τρεις διαφορετικούς αριθμούς πτερυγίων. Στη συνέχεια επεξεργαστήκαμε την γεωμετρία και το πλέγμα της κάθε περίπτωσης στο FLUENT. Έτσι, μέσω αυτού του προγράμματος μας προέκυψαν οι χαρακτηριστικές καμπύλες (Q, H^*) , (Q, N^*) , (Q, η^*) για κάθε μία περίπτωση πτερυγίων.

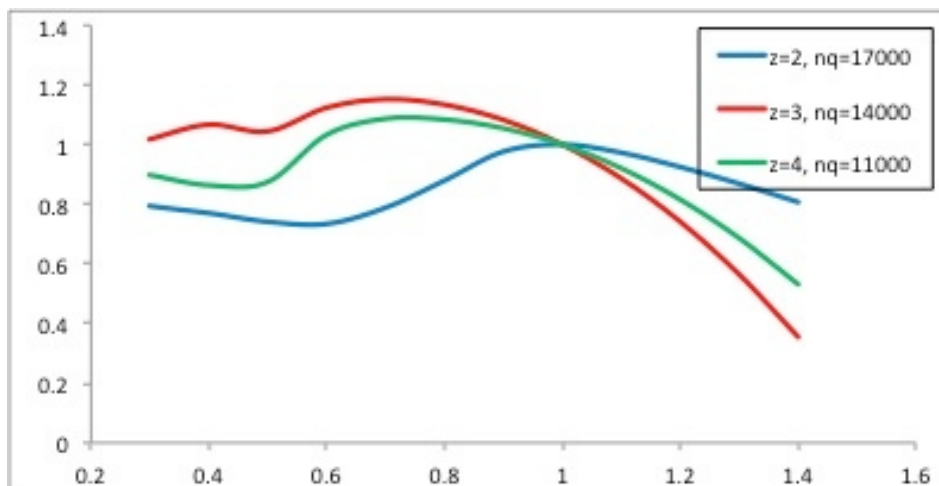
Παρακάτω φαίνονται οι καμπύλες όπως προέκυψαν από το FLUENT:



Σχήμα 6.1 : Χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας πτερωτής (Q, H^*)



Σχήμα 6.2 : Χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας πτερωτής (Q, η^*)



Σχήμα 6.3 : Χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας πτερωτής (Q, N^*)

Για να μπορέσουν οι καμπύλες, της κάθε περίπτωσης, να είναι συγκρίσιμες μεταξύ τους αναγάγαμε την παροχή Q , το μανομετρικό ύψος H , τον βαθμό απόδοσης η και την ισχύ N γύρω από την μονάδα. Έτσι όπως ήταν αναμενόμενο οι καμπύλες συγκλίνουν στην μονάδα.

Στους πίνακες που ακολουθούν φαίνονται οι αναγωγές που πραγματοποιήθηκαν:

Για $z=2$: $H^* = H \times 8.8093$, $\eta^* = \eta \times 0.66917$, $N^* = N \times 32336.7369$

Q	H	η	N	H^*	η^*	N^*
0.3	11.6992	0.335479	25611.72	1.328051	0.50303	0.792032
0.4	10.1282	0.398341	24897.96	1.149717	0.597287	0.769959
0.5	9.5857	0.489649	23962.69	1.088134	0.734198	0.741036
0.6	8.764	0.542248	23740.08	0.994858	0.813067	0.734152
0.7	8.5444	0.57442	25490.4	0.96993	0.861307	0.78828
0.8	9.0553	0.623643	28436.97	1.027925	0.935113	0.879401
0.9	9.5154	0.663979	31574.89	1.080154	0.995595	0.97644
1	8.8093	0.666917	32336.74	1	1	1
1.1	7.7099	0.660253	31445.44	0.8752	0.990008	0.972437
1.2	6.6034	0.648855	29897.01	0.749594	0.972917	0.924553
1.3	5.5717	0.631257	28089.98	0.632479	0.94653	0.868671
1.4	4.5988	0.604023	26094.3	0.522039	0.905694	0.806955

Για $z=3$: $H^* = H \times 6.1517$, $\eta^* = \eta \times 0.823166$, $N^* = N \times 18295.0797$

Q	H	η	N	H^*	η^*	N^*
0.3	12	0.472162	18665.43	1.95068	0.573593	1.020243
0.4	10.3717	0.520542	19511.05	1.685989	0.632366	1.066465
0.5	10.3717	0.664402	19108.02	1.685989	0.80713	1.044435
0.6	10.6138	0.758446	20555.31	1.725344	0.921377	1.123543
0.7	9.6604	0.785511	21074.99	1.570363	0.954256	1.151949
0.8	8.5151	0.80405	20740.69	1.384186	0.976777	1.133676
0.9	7.3581	0.818619	19804	1.196108	0.994476	1.082477
1	6.1517	0.823166	18295.08	1	1	1
1.1	4.8748	0.809622	16214.13	0.792431	0.983546	0.886257
1.2	3.5338	0.76545	13562.29	0.574443	0.929885	0.741308
1.3	2.1311	0.65668	10328.09	0.346425	0.797749	0.564528
1.4	0.6562	0.346185	6496.547	0.10667	0.420553	0.355098

Για $z=4$: $H^* = H \times 4.1765$, $\eta^* = \eta \times 0.822114$, $N^* = N \times 12436.7534$

Q	H	η	N	H^*	η^*	N^*
0.3	6.525	0.429614	11154.5	1.562313	0.522572	0.896898
0.4	6.102	0.55647	10737.84	1.461032	0.676877	0.863396
0.5	5.7436	0.646093	10881.42	1.375218	0.785892	0.874941
0.6	6.8593	0.784526	12842.52	1.642356	0.954279	1.032626
0.7	6.3251	0.802134	13512.79	1.51445	0.975697	1.086521
0.8	5.6135	0.815671	13478.3	1.344068	0.992163	1.083748
0.9	4.9047	0.82405	13113.78	1.174357	1.002355	1.054438
1	4.1765	0.822114	12436.75	1	1	1
1.1	3.4142	0.803276	11445.73	0.817479	0.977086	0.920315
1.2	2.6156	0.757635	10141.9	0.626266	0.921569	0.815478
1.3	1.7944	0.669155	8534.193	0.429642	0.813944	0.686207
1.4	0.9318	0.483279	6608.142	0.223105	0.587849	0.53134

7. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ - ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

Από την παρούσα διπλωματική συμπεραίνουμε ότι είναι δυνατή η σχεδίαση και η ικανοποιητική λειτουργία μιας βοηθητικής πτερωτής αντλίας. Εμείς θελήσαμε να κρατήσουμε σταθερό το Κανονικό Σημείο Λειτουργίας και να μελετήσουμε την βοηθητική πτερωτή αλλάζοντας τον αριθμό των πτερυγίων και τον ειδικό αριθμό στροφών. Θα μπορούσαμε να εξετάσουμε παραμετρικά την βοηθητική πτερωτή ως προς το ΚΣΛ.

Αυτό όμως, που θα έχει περισσότερο ενδιαφέρον στο μέλλον είναι να εξετασθεί η λειτουργία της βοηθητικής πτερωτής σε συνδυασμό με μια φυγοκεντρική αντλία. Με μια τέτοια μελέτη θα μας δινόταν η δυνατότητα να εξετάσουμε αν όντως η βοηθητική πτερωτή αντλίας αντιμετωπίζει την σπηλαιώση της φυγοκεντρικής αντλίας και κατά πόσον επηρεάζει τον βαθμό απόδοσης αυτής. Επίσης, θα είχε ενδιαφέρον να εξετάσουμε ένα τέτοιο αντλιακό σύστημα και οικονομοτεχνικά, ώστε να δούμε αν η προσθήκη μιας βοηθητικής πτερωτής είναι και οικονομικά συμφέρουσα ή όχι.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- Παπαντώνης Δ., 2002: “Υδροδυναμικές Μηχανές Αντλίες - Υδροστρόβιλοι”, Συμειών, Έκδοση Β, Αθήνα, Ελλάδα
- Παπαντώνης Δ., 2004: “Μελέτη και Χάραξη Φυγοκεντρικών και Αξονικών Αντλιών”, Ε.Μ.Π., Αθήνα, Ελλάδα
- Brennen C., 2011: “Hydrodynamic of Pumps”, Cambridge University Press, New York, Unites States of America
- Dickenson C., 1988: “Pumping Manual”, The Trade & Technical Press Limited, Surrey, England
- Dicmas J., 1987: “Vertical Turbine, Mixed Flow & Propeller Pumps”, McGraw-Hill Company, United States of America
- Peerless Pump Company, 2006: “Pump Inducer”, Technical Information Bulletin Number Ten, Indianapolis , United States of America
- Word Pump, July/August 2011: “Centrifugal Pumps: Avoiding Cavitation”, Elsevier Ltd, United States of America