



ΤΕΙ ΠΑΤΡΑΣ  
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΙΑΣ

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ  
«ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΥΔΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗΣ  
ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ ΣΤΡΟΦΕΙΟΥ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ  
ΑΝΤΛΙΑΣ»



ΣΠΟΥΔΑΣΤΕΣ :ΚΑΝΕΛΛΟΠΟΥΛΟΥ ΤΡΙΑΝΤΑΦΥΛΛΙΑ  
ΦΑΪΛΑΔΗ ΓΕΩΡΓΙΑ

ΕΠΟΠΤΕΥΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: ΠΑΝΑΓΙΩΤΟΠΟΥΛΟΣ ΗΛΙΑΣ

ΠΑΤΡΑ 2010

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία αναφέρεται στους παραμέτρους υδροδυναμικής σχεδίασης στροφείου φυγοκεντρικής αντλίας.

Η ανάπτυξη του θέματος γίνεται σε τέσσερα κεφάλαια. Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται ιστορική ανασκόπηση και αναφέρονται και οι σημερινές εφαρμογές. Επίσης αναφέρονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη αντλιών και γίνεται κατάταξη τους βάση την αρχή λειτουργίας τους. Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στην φυγοκεντρική αντλία, στον τρόπο ταξινόμησης τους και στην λειτουργία τους. Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται λεπτομερής αναφορά στην σχεδίαση των φυγοκεντρικών αντλιών κατά την μέθοδο του Pfleiderer με δεδομένη διάμετρο και πάχος στροφείου παραθέτοντας το κύριο και το υποπρόγραμμα σχεδιασμού στροφείου. Στο τέταρτο κεφάλαιο παρατίθεται ο σχεδιασμός αντλίας, βάση της γλώσσας προγραμματισμού μέσω των υπολογισμών πλευράς αναρρόφησης και της πλευράς κατάθλιψης. Επίσης παρατηρείται και το σχέδιο τομής του στροφείου και τα τρίγωνα ταχυτήτων.

## **ABSTRACT**

This thesis refers to the design parameters of hydrodynamic centrifugal pump impeller.

The structure takes into four chapters. In the first chapter we review and reported and current applications. Also the characteristic sizes of pumps and their classification is based on the principle of operation. The second chapter refers to the centrifugal pump, the assignments and their operation. The third chapter is a detailed reference to the design of centrifugal pumps in the method of Pfleiderer given rotor diameter and thickness, giving the main and sub-rotor design. The fourth chapter shows the design of the pump based programming language through the calculations on the suction side and the side of depression. Also seen the draft section of the rotor speed and triangles.

## ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	ii
ABSTRACT.....	iii
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1</b>	
<b>ΕΙΣΑΓΩΓΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ</b>	
1.1 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΚΑΙ ΣΗΜΕΡΙΝΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ.....	1
1.2 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΑΝΤΛΙΩΝ.....	6
1.2.1 ΠΑΡΟΧΗ.....	7
1.2.2 ΎΨΟΣ ΣΤΑΤΙΚΟ, ΠΙΕΣΗΣ ΚΑΙ ΤΑΧΥΤΗΤΑΣ .....	8
1.2.3 ΟΛΙΚΟ ΎΨΟΣ ΑΝΤΛΙΑΣ (H).....	9
1.2.4 ΟΛΙΚΟ ΎΨΟΣ ΑΝΤΛΗΤΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ( $H_A$ ).....	11
1.2.5 ΙΣΧΥΣ ΑΝΤΛΙΑΣ.....	13
1.3 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΤΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ .....	13
1.3.1 ΎΨΟΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΕΩΣ, ΚΑΤΑΘΛΙΨΕΩΣ & ΟΛΙΚΟ ΎΨΟΣ.....	14
1.3.2 ΠΑΡΟΧΗ.....	16
1.3.3 ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΗ ΙΣΧΥΣ.....	17
1.3.4 ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΕΩΣ.....	18
1.3.4.1 ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΣ ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ.....	18
1.3.4.2 ΟΓΚΟΜΕΤΡΙΚΟΣ ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ.....	20
1.4 ΚΑΤΑΤΑΞΗ ΑΝΤΛΙΩΝ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗΝ ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ.....	20
1.4.1 ΑΝΤΛΙΕΣ – PUMPS.....	20
1.4.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΔΙΑΦΟΡΩΝ ΤΥΠΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ.....	21
1.4.2.1 ΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ.....	21
1.4.2.2. ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ.....	22
1.4.2.3. ΑΝΤΛΙΕΣ ΑΞΟΝΙΚΗΣ ΡΟΗΣ.....	23
1.4.2.4 ΑΝΤΛΙΕΣ ΜΙΚΤΗΣ ΡΟΗΣ.....	23
1.4.2.5. ΑΝΤΛΙΕΣ ΑΝΑΓΕΝΝΗΤΙΚΕΣ Η ΣΤΡΟΒΙΛΑΝΤΛΙΕΣ Η ΠΕΡΙΦΕΡΙΚΕΣ (PERIPHERAL) Η ΔΙΝΟΑΝΤΛΙΕΣ (VORTEX PUMPS).....	25
1.4.2.6. ΑΝΤΛΙΕΣ ΣΥΝΘΕΤΕΣ ΚΑΙ ΕΙΔΙΚΕΣ.....	26
1.4.3 ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΤΙΚΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ .....	29

1.4.3.1.ΠΑΛΙΝΔΡΟΜΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ.....	29
1.4.3.2 ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ .....	30
1.4.4 ΠΝΕΥΜΑΤΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ.....	32
1.4.4.1 ΑΝΤΛΙΕΣ ΠΙΕΣΤΙΚΟΥ ΘΑΛΑΜΟΥ(BLOW CASE).....	32
1.4.4.2. ΑΝΤΛΙΕΣ ΑΝΥΨΩΣΗΣ ΜΕ ΑΕΡΑ (AIR LIFT).....	33
1.4.4.3.ΕΓΧΥΤΗΡΕΣ ΑΕΡΙΟΥ (ΑΕΡΑ).....	34
1.4.5. ΑΝΤΛΙΕΣ ΑΝΕΛΚΥΣΗΣ.....	34
1.4.6 ΕΓΧΥΤΗΡΕΣ (ΤΖΙΦΑΡΙΑ).....	37
1.4.6.1 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ.....	37

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

### ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗ ΑΝΤΛΙΑ

2.1 Η ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗ ΑΝΤΛΙΑ.....	39
2.2 ΝΟΜΟΙ ΟΜΟΙΟΤΗΤΑΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ.....	46
2.2.1 ΤΑΞΙΝΟΜΗΣΗ ΤΩΝ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ.....	47
2.2.2 ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ.....	47
2.2.3 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ.....	52
2.3 ΥΠΟΔΙΑΙΡΕΣΗ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ .....	54
2.3.1 ΥΠΟΔΙΑΙΡΕΣΗ ΑΝΑΦΟΡΙΚΑ ΜΕ ΤΟ ΠΕΡΙΒΛΗΜΑ (ΚΕΛΥΦΟΣ ).....	54
2.3.1.1 ΑΝΤΛΙΕΣ ΜΕ ΠΕΡΙΒΛΗΜΑ ΣΤΑΘΕΡΩΝ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ.....	56
2.3.1.2 ΑΝΤΛΙΕΣ ΜΕ ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΕΣ ΚΕΛΥΦΟΣ .....	57
2.3.1.3 ΑΝΤΛΙΕΣ ΜΕ ΠΕΡΙΒΛΗΜΑ ΜΙΚΤΟΥ ΤΥΠΟΥ.....	59
2.3.2 ΥΠΟΔΙΑΙΡΕΣΗ ΑΝΑΦΟΡΙΚΑ ΜΕ ΤΗΝ ΕΙΣΟΔΟ .....	59
2.3.3 ΥΠΟΔΙΑΙΡΕΣΗ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΟ ΕΙΔΟΣ ΤΗΣ ΠΤΕΡΩΤΗΣ.....	62

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

### ΜΕΘΟΔΟΣ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ ΚΑΤΑ PFLEIDERER

3.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΜΕΘΟΔΟΥ ΚΑΤΑ PFLEIDERER.....	65
3.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΕΓΕΘΩΝ ΠΟΥ ΥΠΕΙΣΕΡΧΟΝΤΑΙ ΣΤΟΥΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΕΣ.....	65

<b>3.3 ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΤΟΥ ΣΤΡΟΦΕΙΟΥ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΜΕ ΔΕΔΟΜΕΝΗ ΔΙΑΜΕΤΡΟ ΚΑΙ ΠΑΧΟΣ ΣΤΡΟΦΕΙΟΥ.....</b>	<b>83</b>
<b>3.3.1 ΚΥΡΙΟ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ.....</b>	<b>83</b>
<b>3.3.2 ΥΠΟΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΣΤΡΟΦΕΙΟΥ .....</b>	<b>89</b>
<b>3.3.3 ΥΠΟΓΡΑΜΜΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ ΜΕ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΤΟΥ ΑΠΛΟΥ ΚΥΚΛΙΚΟΥ ΤΟΞΟΥ.....</b>	<b>95</b>

## **ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4**

### **ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΑΝΤΛΙΩΝ**

<b>4.1 ΓΛΩΣΣΑ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΙΣΜΟΥ QuickBASIC.....</b>	<b>108</b>
<b>4.2 ΘΕΩΡΙΑ.....</b>	<b>109</b>
<b>4.3 ΟΡΓΑΝΟΓΡΑΜΜΑ ΡΟΗΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ.....</b>	<b>110</b>
<b>4.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΛΕΥΡΑΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗΣ.....</b>	<b>113</b>
<b>4.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΛΕΥΡΑΣ ΚΑΤΑΘΛΙΨΗΣ.....</b>	<b>116</b>
<b>4.6 ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΣ.....</b>	<b>119</b>
<b>4.7 ΣΧΕΔΙΟ ΤΟΜΗΣ ΤΟΥ ΣΤΡΟΦΕΙΟΥ ΚΑΙ ΤΡΙΓΩΝΑ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ.....</b>	<b>132</b>

<b>ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ.....</b>	<b>134</b>
-------------------------	------------

<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....</b>	<b>138</b>
--------------------------	------------

# ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1

## ΕΙΣΑΓΩΓΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ

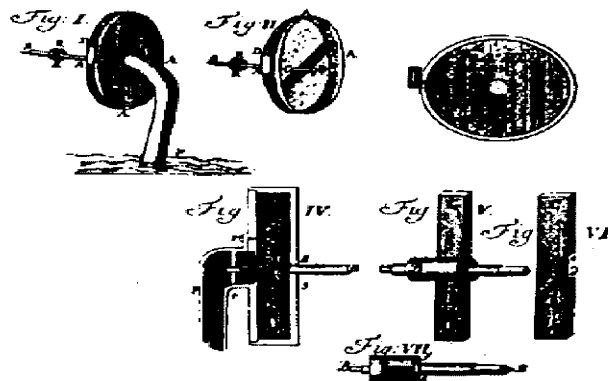
### 1.1 ΙΣΤΟΡΙΚΗ ΑΝΑΣΚΟΠΗΣΗ ΚΑΙ ΣΗΜΕΡΙΝΕΣ ΕΦΑΡΜΟΓΕΣ

Οι αντλίες χρησιμοποιούνται για την μετακίνηση των υγρών. Η μετακίνηση πραγματοποιείται με μεταφορά ενέργειας στο υγρό, η οποία προσδίνεται στην αντλία από τον κινητήρα. Η μετάδοση ενέργειας στα υγρά μέσω της αντλίας σκοπό έχει συνήθως την ανύψωση αυτών από μια στάθμη σε άλλη που έχει μεγαλύτερο ύψος .

Οι αντλίες για την άντληση του νερού επινοήθηκαν πριν από τις κινητήριες μηχανές. Τα βασικά εξαρτήματα των αντλιών αυτών ήταν δοχεία, τα οποία βυθιζόταν μέσα στο νερό και μετά ανυψωνόταν με τη βοήθεια απλών μηχανών. Η επινόηση του ανυψωτικού τροχού πρέπει να θεωρηθεί σαν ένα σημαντικό βήμα προόδου στην άντληση του νερού για άρδευση. Στην περιφέρεια ενός μεγάλου τροχού ήταν τοποθετημένα δοχεία, που βυθίζονταν στο νερό, γέμιζαν και καθώς ο τροχός περιστρεφόταν, ανέρχονταν και άδειαζαν μέσα στο αυλάκι αρδεύσεως. Ως ενέργεια για την περιστροφή του τροχού χρησιμοποιήθηκε η ανθρώπινη ή ζωική δύναμη 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 των δοχείων. Άλλες διατάξεις για άντληση του νερού ήταν ο κοχλίας, η αλυσίδα με βύσματα και η χειροκίνητη παλινδρομική αντλία (τουλούμπα).

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 αντλίες. Στο πειραματικό μοντέλο αυτό η πτερωτή είχε δύο πλήρως ακτινικά πτερύγια. Το 1705 κατασκεύασε ο ίδιος το μοντέλο της πρώτης φυγοκεντρικής αντλίας για άντληση νερού. Στο μοντέλο αυτό η πτερωτή είχε περισσότερα πτερύγια και κέλυφος. Το βασικό πρόβλημα εκείνης της εποχής ήταν η αποφυγή εισχώρησης αέρα στο εσωτερικό της αντλίας που διέκοπτε τη λειτουργία της. Ένα άλλο σημαντικό

τεχνολογικό πρόβλημα ήταν το γεγονός ότι οι φυγοκεντρικές αντλίες απαιτούσαν σχετικά μεγάλες ταχύτητες περιστροφής στη άτρακτο που ήταν δύσκολο να επιτευχθεί την εποχή εκείνη μιας και η ανάπτυξη αξιόπιστων ιμάντων και εδράνων έγινε αργότερα. Πάντως οι ανάγκες της εποχής καλύπτονταν με τις εμβολοφόρες αντλίες. Το επόμενο βήμα στην εξέλιξη των φυγοκεντρικών αντλιών σημειώνεται στο 1839 στις Η.Π.Α. οπότε ο W. D. Andrews πρόσθεσε σπειροειδές κέλυφος γύρω από την φυγοκεντρική πτερωτή. Η αντλία αξονικής ροής με πτερωτή τύπου έλικας παρουσιάστηκε από τον J. Skeys το 1875. Αργότερα κατασκευάστηκαν και άλλες φυγοκεντρικές αντλίες με μικρές βελτιώσεις, αλλά ο βαθμός αποδόσεως τους ήταν πολύ μικρός.



**ΣΧΗΜΑ 1.1 Φυγοκεντρική αντλία(1687) που εφευρέθηκε από τον Dennis Papin**

Το 1875 ο Osborne Reynolds κατασκεύασε την πρώτη στροβιλοαντλία (turbine pump), που είχε σημαντικά αυξημένη απόδοση. Ο ίδιος τότε παρουσίασε και τον διάχυτη 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 αεροστρόβιλοι (steam turbines) 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

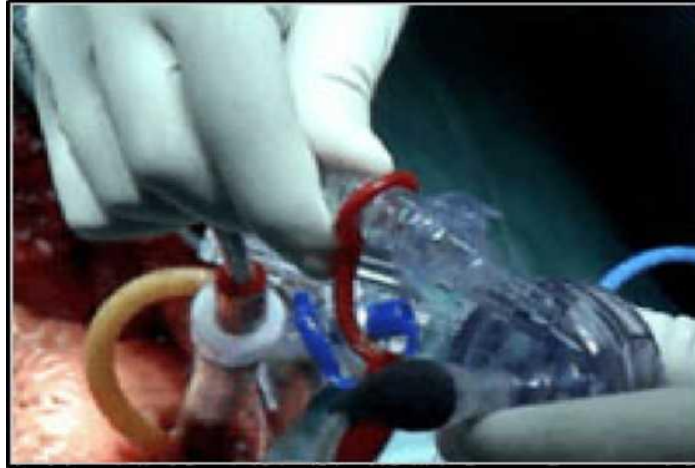


υψηλή πίεση και μικρή παροχή. Παράλληλα αναπτύχθηκαν οι περιστροφικές αντλίες για μικρές παροχές με μέση πίεση ιδίως για υγρά με μεγάλο ιξώδες.



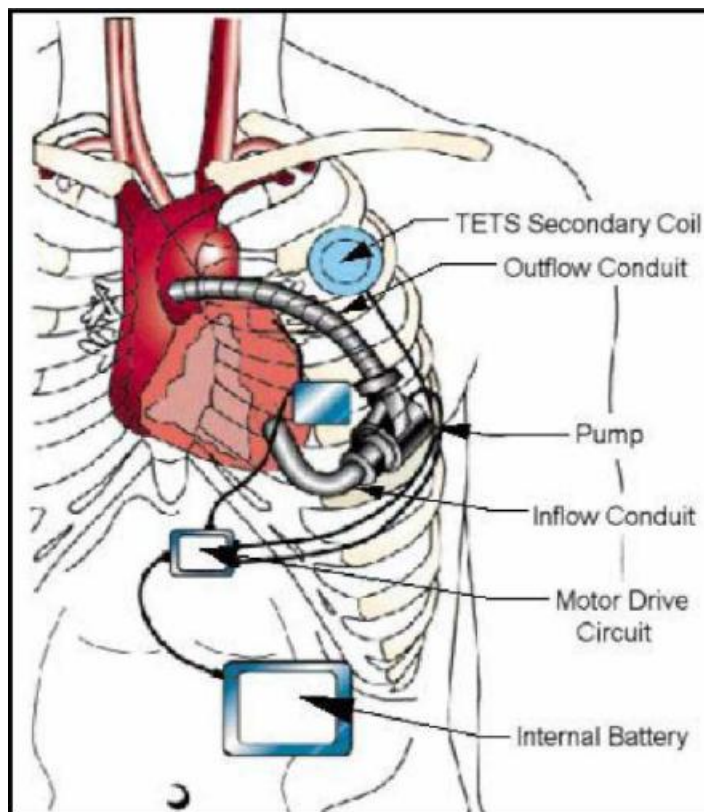
**Σχημα 1.2 Φυγοκεντρική αντλία που αναπτύχθηκε από την A-Med Systems Inc για ιατρικές εφαρμογές**

Γενικά η χρήση των αντλιών είναι ευρύτατη: Στα εργοστάσια είναι συνήθως εγκαταστημένες πολλές αντλίες για διάφορες χρήσεις (άντληση νερού από φρεάτια, κυκλοφορία νερού ψύξεως, τροφοδότηση καυστήρων πετρελαίου, τροφοδότηση ατμολεβητών κ.α. Στα αυτοκίνητα οι αντλίες χρησιμοποιούνται για την τροφοδοσία του κινητήρα με καύσιμο, καθώς και για την κυκλοφορία του νερού ψύξεως και του λαδιού λίπανσης. Στα πλοία χρησιμοποιούνται για την τροφοδοσία των ατμολεβητών με νερό ή των πετρελαιομηχανών με καύσιμο. Οι φυγοκεντρικές αντλίες έχουν βρει εφαρμογή και στον τομέα της ιατρικής όπου αντλίες πολύ μικρού μεγέθους χρησιμοποιούνται ακόμη και για την ανακυκλοφορία του αίματος. Στις παρακάτω εικόνες (**Σχήμα 1.2, 1.3** και **1.4**) φαίνεται μια φυγοκεντρική αντλία που έχει αναπτυχθεί από την εταιρεία A-Med Systems Inc και χρησιμοποιείται για ιατρικούς σκοπούς.



Σχήμα 1.3

Φυγοκεντρική αντλία που αναπτύχθηκε από την A-Med Systems Inc για ιατρικές εφαρμογές



Σχήμα 1.4

Καλλιτεχνική απεικόνιση όπου φαίνεται η χρήση φυγοκεντρικής αντλίας για ανακυκλοφορία του αίματος. Εφαρμογή στον τομέα της ιατρικής.

Ενώ η καρδιά είναι αξιοθαύμαστη αντλία όπου λειτουργεί στα στήθη των ανθρώπων ,αυτοί τελειοποίησαν με την πάροδο του χρόνου τις τεχνητές αντλίες, αρχίζοντας από τις πιο πρωτόγονες μορφές.

Η τροφοδοσία με νερό ήταν μια από τις βασικές ανάγκες κάθε κοινωνίας .Η ανάγκη για μεταφορά νερού οδήγησε στην κατασκευή χιλιάδων συσκευών που ονομάστηκαν αντλίες .Οι συσκευές αυτές κινούντο με τη δύναμη του ανθρώπου , των ζώων ή του ανέμου .

Στην Αίγυπτο τον 17<sup>ο</sup> αιώνα προ Χριστού χρησιμοποιούσαν αντλίες με ατέρμονη αλυσίδα . που ανύψωναν το νερό από βάθος μέχρι 90 μέτρων

Στην αρχαία Ελλάδα τον 4ο αιώνα προ Χριστού , την εποχή του Αριστοτέλη υπήρχαν σε χρήση πρωτόγονες αντλίες.

Παλινδρομικές αντλίες αναφέρεται ότι χρησιμοποιήθηκαν στην εποχή του Καίσαρα Αύγουστου .

Γύρω στα 1712 ο NEWCOMEN (Μεγ.Βρετανία) κατασκεύασε μια παλινδρομική αντλία για άντληση νερού από ένα ορυχείο. Κινείτο από ένα ατμοκύλινδρο με συμπύκνωση ατμού που χρησιμοποιούσε την ατμοσφαιρική πίεση για εξάσκηση της απαραίτητης δύναμης στον διωστήρα .Ήταν το πρώτο βήμα στην χρήση του ατμού στη βιομηχανία .

Ο εφευρέτης της φυγόκεντρης αντλίας δεν μπορεί να καθοριστεί με βεβαιότητα .Κάποια στοιχεία του LEONARDO DA VINCI χρονολογούμενα από τον 15ο αιώνα μ.Χ. δείχνουν, πως η φυγόκεντρη δύναμη που δρα επάνω στο νερό που περιστρέφεται σε μια καμπύλη δίοδο μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για να ανυψώσει το νερό σε κάποιο συγκεκριμένο ύψος .Η φυγόκεντρη αντλία μάλλον ανακαλύφθηκε από τον Ιταλό JORDAN του οποίου το σχέδιο της φυγόκεντρης αντλίας έγινε στο τέλος του 17ου αιώνα μ.Χ. Άλλα από τις πληροφορίες που έχουμε συλλέξει και όπως αναφέρουμε και παραπάνω ο εφευρέτης της φυγοκεντρικής αντλίας είναι ο Γάλλος D. PAPIN.

Στη συνέχεια της πτυχιακής εργασίας θα δούμε σε πόσες πολυποίκιλες, εξελιγμένες, μικρές και μεγάλες αντλίες έχει φθάσει σήμερα η τεχνολογική πρόοδος για τις διάφορες χρήσεις.

Τα σχήματα 1.1, 1.2,και 1.3 δείχνουν ορισμένους παλαιούς τύπους «αντλιών» που χρησιμοποιούνται ίσως ακόμη και σήμερα σε κάποιες περιοχές .

## 1.2 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΑΝΤΛΙΩΝ

Σκοπός στο συγκεκριμένο σημείο είναι ο χαρακτηρισμός των μεγεθών για την λειτουργία των αντλιών και τις σχέσεις μεταξύ τους, έχοντας πάντα γνωστά τα βασικά στοιχεία της Φυσικής όπως η ταχύτητα και οι βασικές αρχές συνέχειας.

Στην αρχή του κεφαλαίου θα αναφέρουμε μεγέθη και σχέσεις που αφορούν όλους τους τύπους των αντλιών και στη συνέχεια θα εξειδικεύσουμε για τις φυγοκεντρικές αντλίες .

Στον παρακάτω πίνακα φαίνονται συγκεντρωτικά τα κυριότερα μεγέθη μαζί με τα σύμβολά τους και τις μονάδες μέτρησης .

ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΑΝΤΛΙΩΝ			
Μέγεθος		Σύμβολα	Μονάδες
(Σύμβολα σε [ ] σύμφωνα με ISO 2548)			
Διάμετρος πτερωτής	<i>Impeller diameter</i>	<i>D</i>	<i>mm</i>
Ονομαστική διάμετρος σωλήνα ή στομίου αντλίας	<i>Nominal bore of pipe or pump nozzle</i>	<i>DN</i>	<i>(mm)</i>
Συντελεστής μετατροπής για ολ. ύψος	<i>Conversion factor for total head</i>	<i>f<sub>H</sub></i>	-
Συντελεστής μετατροπής για παροχή	<i>Conversion factor for flow rate</i>	<i>f<sub>o</sub></i>	-
Συντελεστής μετατροπής για απόδοση	<i>Conversion factor for efficiency</i>	<i>f<sub>n</sub></i>	-
Σταθερά βαρύτητας = 9,81 m/s <sup>2</sup>	<i>Gravitational constant=9,81 m/s</i>	<i>G</i>	<i>m/s<sup>2</sup></i>
Ολικό ύψος	<i>Total head</i>	<i>H</i>	<i>m</i>
Ολικό ύψος συστήματος	<i>Total system head</i>	<i>H<sub>A</sub></i>	<i>m</i>
Στατικό ύψος	<i>Static head</i>	<i>H<sub>geo</sub></i>	<i>m</i>
Ύψος μηδενικής παροχής	<i>Shut-off head</i>	<i>H<sub>o</sub></i>	<i>m</i>
Ύψος στο σημείο μέγιστης απόδοσης	<i>Head at best efficiency point</i>	<i>H<sub>opt.</sub></i>	<i>m</i>
Στατικό ύψος ανύψωσης αναρρόφησης	<i>Static suction lift</i>	<i>H<sub>s geo</sub></i>	<i>m</i>
Στατικό ύψος θετικής αναρρόφησης	<i>Static positive suction head</i>	<i>H<sub>z geo</sub></i>	<i>m</i>
Απώλεια ύψους	<i>Head loss</i>	<i>H<sub>v</sub>[H<sub>j</sub>]</i>	<i>m</i>
Απώλεια ύψους στην αναρρόφηση	<i>Head loss - suction side</i>	<i>H<sub>v,s</sub>[H<sub>j1</sub>]</i>	<i>m</i>
Μεταβολή ύψους	<i>Differential head</i>	<i>ΔH</i>	<i>m</i>
Περιστροφική ταχύτητα	<i>Speed</i>	<i>n</i>	<i>l/min</i>
NPSH απαιτούμενο	<i>NPSH required</i>	<i>NPSH<sub>req</sub></i>	<i>m</i>
NPSH διαθέσιμο	<i>NPSH available</i>	<i>NPSH<sub>av</sub></i>	<i>m</i>
Ειδική ταχύτητα	<i>Specific speed</i>	<i>n<sub>s</sub></i>	<i>l/min</i>
Ισχύς εισόδου αντλίας	<i>Pump power input</i>	<i>N</i>	<i>kW</i>
Πίεση στην έξοδο της εγκατάστασης	<i>Pressure at outlet section of plant</i>	<i>Pa[P<sub>av</sub>]</i>	<i>bar(N/m<sup>2</sup>)</i>

ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΑΝΤΛΙΩΝ (συνέχεια)			
Μέγεθος		Σύμβολα	Μονάδες
(Σύμβολα σε [ ] σύμφωνα με ISO 2548)			
<b>Βαρομετρική πίεση</b>	<i>Barometric pressure</i>	<i>P<sub>b</sub></i>	<i>bar(N/m<sup>2</sup>)</i>
<b>Πίεση στο στόμιο κατάθλιψης της αντλίας</b>	<i>Pressure at pump discharge nozzle</i>	<i>P<sub>d</sub>[p2]</i>	<i>bar(N/m<sup>2</sup>)</i>
<b>Πίεση (κορεσμού) ατμών υγρού</b>	<i>Vapour pressure of liquid</i>	<i>P<sub>d</sub>[P<sub>v</sub>]</i>	<i>bar(N/m<sup>2</sup>)</i>
<b>Πίεση στην είσοδο της εγκατάστασης</b>	<i>Pressure at inlet section of plant</i>	<i>P<sub>e</sub></i>	<i>bar(N/m<sup>2</sup>)</i>
<b>Πίεση στο στόμιο αναρρόφησης της αντλίας</b>	<i>Pressure at pump suction nozzle</i>	<i>P<sub>s</sub>[p1]</i>	<i>bar(N/m<sup>2</sup>)</i>
<b>Διαφορά παροχής</b>	<i>Differential capacity</i>	<i>ΔO</i>	<i>l/s (m<sup>3</sup>/h)</i>
<b>Παροχή</b>	<i>Flow rate</i>	<i>Q</i>	<i>l/s (m<sup>3</sup>/h)</i>
<b>Ελάχιστη παροχή</b>	<i>Minimum flow rate</i>	<i>Q<sub>min</sub></i>	<i>l/s (m<sup>3</sup>/h)</i>
<b>Παροχή στο σημείο μέγιστης απόδοσης</b>	<i>Optimum flow rate</i>	<i>Q<sub>opt</sub></i>	<i>l/s (m<sup>3</sup>/h)</i>
<b>Ταχύτητα ροής</b>	<i>Flow velocity</i>	<i>v</i>	<i>m/s</i>
<b>Ταχύτητα ροής στη διατομή εξόδου της εγκατάστασης</b>	<i>Flow velocity at outlet section of plant</i>	<i>V<sub>a</sub>[V<sub>av</sub>]</i>	<i>m/s</i>
<b>Ταχύτητα ροής στο στόμιο εξόδου της αντλίας</b>	<i>Flow velocity at discharge nozzle</i>	<i>V<sub>d</sub>[V<sub>2</sub>]</i>	<i>m/s</i>
<b>Ταχύτητα ροής στη διατομή εισόδου της εγκατάστασης</b>	<i>Flow velocity at inlet section of plant</i>	<i>V<sub>e</sub></i>	<i>m/s</i>
<b>Ταχύτητα ροής στο στόμιο εισόδου αντλίας</b>	<i>Flow velocity at suction nozzle</i>	<i>V<sub>s</sub>[V<sub>i</sub>]</i>	<i>m/s</i>
<b>Υψομετρική διαφορά μεταξύ των στομιών αναρρόφησης και κατάθλιψης της αντλίας</b>	<i>Height differential between pump suction and discharge nozzles</i>	<i>Z<sub>s,d</sub>[Z<sub>1,2</sub>]</i>	<i>m</i>
<b>Συντελεστής απωλειών</b>	<i>Loss-coefficient</i>	<i>ζ</i>	-
<b>Βαθμός απόδοσης αντλίας</b>	<i>Pump efficiency</i>	<i>η</i>	-
<b>Συντελεστής τριβής</b>	<i>Friction coefficient</i>	<i>λ</i>	-
<b>κινηματικό ιξώδες</b>	<i>Kinematic viscosity</i>	<i>v</i>	<i>m<sup>2</sup>/s</i>
<b>Ποκνότητα</b>	<i>Density</i>	<i>ρ</i>	<i>kg/m<sup>3</sup> (kg/dm<sup>3</sup>)</i>

ΠΙΝΑΚΑΣ 1. 1 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΑΝΤΛΙΩΝ

### 1.2.1 ΠΑΡΟΧΗ

Παροχή Q της αντλίας ονομάζεται ο χρήσιμος όγκος υγρού που αποδίδεται στο στόμιο κατάθλιψης της αντλίας στην μονάδα του χρόνου . Εκφράζεται σε m<sup>3</sup>/s(SI σύστημα ) αλλά και οι μονάδες l/s(λίτρα ανά δευτερόλεπτο) και m<sup>3</sup>/h χρησιμοποιούνται συχνά.

Σε συνάρτηση με τη χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας της αντλίας διακρίνουμε τις παρακάτω ειδικές έννοιες παροχής:

1. Ονομαστική παροχή (NOMINAL CAPACITY) που είναι η παροχή για την οποία η αντλία παραγγέλλεται και ισχύει για λειτουργία της αντλίας με την ονομαστική ταχύτητα  $n_N$ , στο ονομαστικό ολικό ύψος  $H_N$  και για αντλούμενο υγρό το αναγραφόμενο στο συμβόλαιο παραγγελίας (συμβατικό υγρό).
2. Ελάχιστη παροχή  $Q_{min}$ : που είναι η ελάχιστη επιτρεπτή παροχή με την οποία η αντλία μπορεί να λειτουργεί συνεχώς χωρίς να υποστεί βλάβη.
3. Μέγιστη παροχή  $Q_{max}$ : που είναι η μέγιστη επιτρεπτή παροχή με την οποία η αντλία μπορεί να λειτουργεί συνεχώς χωρίς να υποστεί βλάβη.
4. Βέλτιστη παροχή  $Q_{opt}$ : που είναι η παροχή στο σημείο μέγιστης απόδοσης στις ονομαστικές στροφές  $n_N$  και για το συμβατικό υγρό .

Παροχής μάζας (MASS FLOW)  $\dot{m}$  μιας αντλίας είναι το γινόμενο  $\dot{m} = \rho \cdot Q$  όπου  $\rho$  η πυκνότητα του αντλούμενου υγρού .

Η παροχή μιας αντλίας καθορίζεται από το μέγεθος της , την ταχύτητα του περιστρεφόμενου ή παλινδρομούντος στοιχείου της και το δίκτυο στο οποίο είναι συνδεδεμένη .

### 1.2.2 Ύψος Στατικό, Πίεσης και Ταχύτητας .

Ένα σημαντικό μέγεθος της υδροδυναμικής είναι το ύψος (HEAD) που είναι η ενέργεια την οποία έχει η μονάδα βάρους του υγρού σε κάποιο σημείο. Η ενέργεια αυτή εκφράζεται σε  $m$  γιατί είναι το ύψος στήλης του ίδιου υγρού που περιέχει το ίδιο ποσό ενέργειας. Η ενέργεια αυτή εμφανίζεται με τρεις μορφές που μετατρέπονται η μία στην άλλη:

α) **Το στατικό ύψος** που οφείλεται στην ανύψωση  $z$  του υγρού πάνω από ένα επίπεδο αναφοράς που επιλέγουμε αυθαίρετα.

β) **Το ύψος πίεσης** που οφείλεται στη (στατική) πίεση  $p$  του υγρού και είναι ίσο με  $\frac{p}{\rho \cdot g}$  όπου  $\rho$  η πυκνότητα του υγρού. Αν ένας ανοικτός

μανομετρικός σωλήνας τοποθετηθεί κάθετα προς τη ροή, το υγρό μέσα σ' αυτόν θα ανέβει σε ύψος ίσο με  $\frac{p}{\rho g}$  (Σημ. το  $\rho \cdot g$  είναι το ειδικό βάρος του υγρού).

γ) Το **κινηματικό ύψος ή ύψος ταχύτητας** που οφείλεται στην ταχύτητα  $v$  του υγρού και είναι ίσο με  $\frac{v^2}{2g}$ . Αυτό μπορεί να μετρηθεί με ένα σωλήνα PITOΤ που «βλέπει» τη ροή του υγρού.

Η ολική ενέργεια της μονάδας βάρους του υγρού που λέγεται και ολικό ύψος είναι το άθροισμα αυτών των τριών υψών:  $h = \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g}$

Για ένα ιδανικό υγρό που δεν παρουσιάζει απώλειες τριβών και για σταθερή ροή το  $h$  είναι σταθερό για οποιοδήποτε σημείο της ροής (αρχή διατήρησης της ενέργειας - θεώρημα BERNOULLI). Για πραγματικά υγρά μεταξύ δύο σημείων 1 και 2 της ροής ισχύει  $h_1 = h_2 + H_v$  όπου  $H_v$  είναι η απώλεια ύψους λόγω τριβών.

### 1.2.3 ΟΛΙΚΟ ΥΨΟΣ ΑΝΤΛΙΑΣ (H)

Ολικό ύψος αντλίας (H) ονομάζεται η χρήσιμη μηχανική ενέργεια που μεταδίδεται από την αντλία στη μονάδα βάρους του υγρού και είναι ίσο με τη διαφορά:

$$H = h_d - h_s \text{ όπου}$$

$h_d$  ολικό ύψος κατάθλιψης και

$h_s$  = ολικό ύψος αναρρόφησης

Ως επίπεδο αναφοράς συνήθως λαμβάνεται το διερχόμενο από τον άξονα της αντλίας για οριζόντιες αντλίες και για κατακόρυφες το διερχόμενο από το «μάτι» της πτερωτής εισόδου.

Ο καθορισμός του ολικού ύψους της αντλίας από τις μανομετρικές ενδείξεις στην αναρρόφηση και την κατάθλιψη δίνεται από τη σχέση (εξήγηση συμβολισμών στον πίνακα της ενότ. 1 του ίδιου κεφαλαίου).

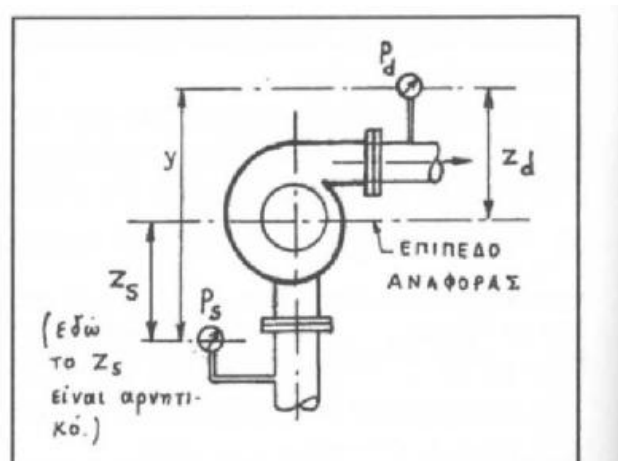
$$H = \frac{P_d - P_s}{\rho g} + \frac{v_d^2 - v_s^2}{2g} + z_d - z_s$$

(Σημ.  $z_d - z_s = y = \eta$  κατακόρυφη απόσταση των μανομέτρων).

Οι τρόποι ένδειξης της πίεσης είναι τρεις :

1. Μανομετρική ( GAUGE )
2. Απόλυτη ( ABSOLUTE )
3. Κενό ( VACUUM ).

Ένα μανομετρικό πίεσης ( PRESSURE GAUGE ) δείχνει πιέσεις πάνω από την ατμοσφαιρική πίεση ενώ ένα κενόμετρο ( VACUUM GAUGE ) που λέγεται και μανόμετρο αναρρόφησης ( SUCTION MANOMETER ) δείχνει πιέσεις κάτω από την ατμοσφαιρική .



**Σχ. 1.5 Καθορισμός ολικού ύψους αντλίας από τις μανομετρικές ενδείξεις**



#### 1.2.4 ΟΛΙΚΟ ΥΨΟΣ ΑΝΤΛΗΤΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ( $H_A$ )

Το ολικό ύψος συστήματος  $H_A$  ( που σε λειτουργία είναι ίσο με το ολικό ύψος της αντλίας αποτελείται από τα παρακάτω επί μέρους ύψη (σχ. 1.6 & 1.7) , με βάση το θεώρημα Bernoulli :

1. Το στατικό ύψος  $H_{geo}$ , που είναι η υψομετρική διαφορά μεταξύ των επιφανειών του υγρού της δεξαμενής αναρρόφησης και της δεξαμενής κατάθλιψης .[ Αν ο σωλήνας κατάθλιψης αναδύεται επάνω από την επιφάνεια του υγρού στη δεξαμενή κατάθλιψης τότε το  $H_{geo}$  αναφέρεται στο κέντρο της διατομής εξόδου του σωλήνα (δεξαμενή  $K_2$  , σχ. 1.6). Όταν η επιφάνεια του υγρού στη δεξαμενή αναρρόφησης βρίσκεται κάτω από το κέντρο του στομίου εισόδου της αντλίας έχουμε ανύψωση αναρρόφησης (SUCTION LIFT). Η (κατακόρυφη) απόσταση  $H_{sgeo}$  μεταξύ κέντρου στομίου εισόδου και επιφάνειας υγρού στη δεξαμενή αναρ/σης λέγεται **στατικό ύψος ανύψωσης αναρ/σης** και αποτελεί μέρος του  $H_{geo}$  (σχ. 1.6). Όταν όμως η επιφάνεια του υγρού στη δεξαμενή αναρρόφησης βρίσκεται ψηλότερα από το κέντρο του στομίου εισόδου, η απόστασή τους  $H_{zgeo}$  λέγεται **στατικό ύψος θετικής αναρ/σης** και δεν αποτελεί μέρος του  $H_{geo}$  (σχ. 1.7).]

2. Το  $\frac{P_a - P_\beta}{\rho g}$  που είναι το **ύψος διαφοράς πίεσης** μεταξύ των επιφανειών υγρού αναρρόφησης και κατάθλιψης στα κλειστά συστήματα (δεξαμενές  $A_2$  και  $K_2, K_3$ ). [Στα ανοικτά συστήματα (δεξαμενές  $A_1$  και  $K_1$ ) το ύψος διαφοράς πίεσης είναι μηδέν.]

3. Το  $\Sigma H_v$ , που είναι το άθροισμα όλων των απωλειών ύψους (πίεσης) (τριβές στις σωληνώσεις, βαλβίδες, εξαρτήματα κ.λπ. από την αναρρόφηση μέχρι την κατάθλιψη).

4. Το,  $\frac{V_a^2 - V_\beta^2}{2g}$  που είναι το **ύψος διαφοράς ταχύτητας** στις διατομές εισόδου και εξόδου της εγκατάστασης.

Έτσι το ολικό ύψος του αντλητικού συστήματος  $H_A$  είναι:

$$H_A = H_{geo} + \frac{p_a - p_e}{\rho g} + \frac{V_a^2 - V_e^2}{2g}$$

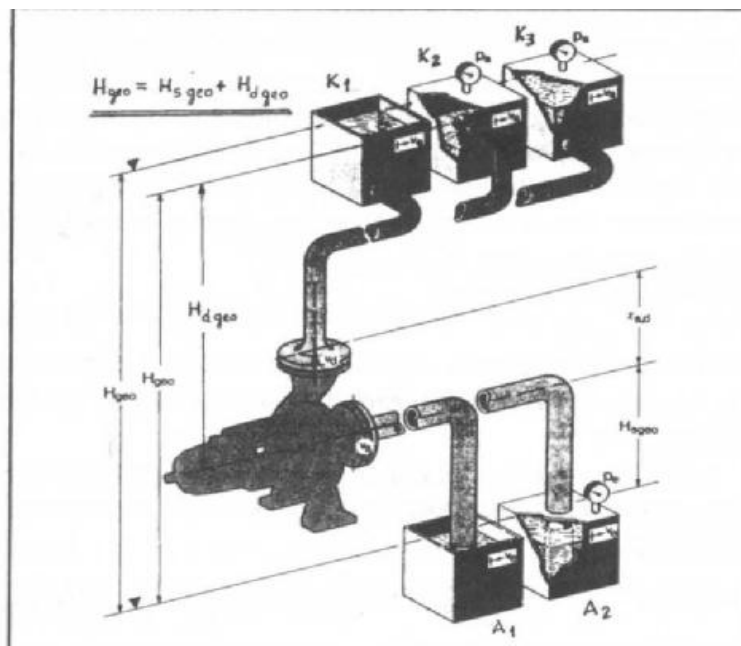
Στην πράξη το ύψος διαφοράς ταχύτητας μπορεί να αγνοηθεί, οπότε,

$$H_A \approx H_{geo} + \frac{p_a - p_e}{\rho g} + \Sigma H_v$$

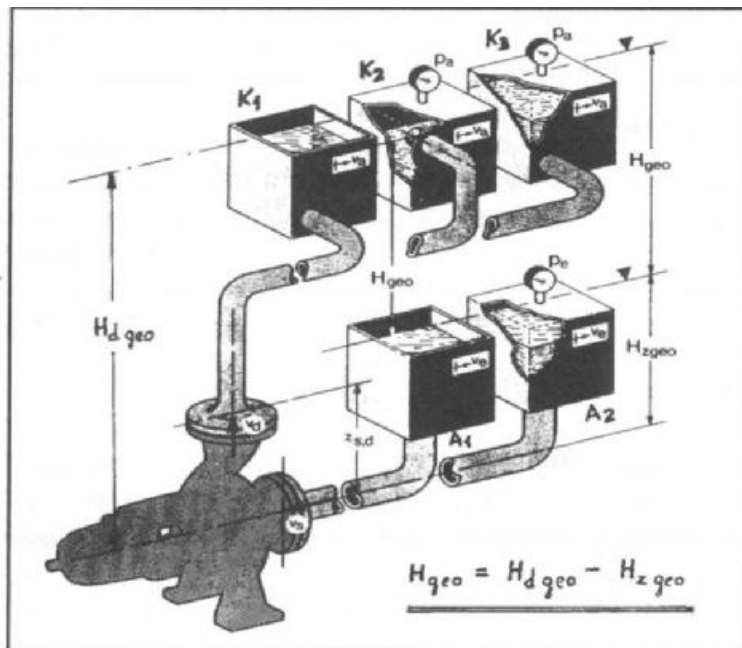
για κλειστό σύστημα και

$$H_A \approx H_{geo} + \Sigma H_v \text{ για ανοικτό σύστημα.}$$

Το  $H_A$  ονομάζεται και **ολικό μανομετρικό ύψος συστήματος**.



Σχ 1.6 Αντλητικό σύστημα με ανύψωση αναρρόφησης (SUCTION LIFT)



Σχ 1.7 Αντλητικό σύστημα με θετική αναρρόφηση (POSITIVE SUCTION)

### 1.2.5 ΙΣΧΥΣ ΑΝΤΛΙΑΣ

Εισερχόμενη ισχύς  $N$  είναι η ισχύς που μεταβιβάζεται στον άξονα της αντλίας από τον κινητήρα και υπολογίζεται από την ακόλουθη εξίσωση:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} \text{ σε KW με } \rho \text{ σε kg/dm}^3, g \text{ σε m/s}^2$$

$Q$  σε  $\text{m}^3/\text{s}$  και  $H$  σε  $\text{m}$ .

### 1.3 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΤΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ

Η απόδοση μιας αντλίας χαρακτηρίζεται από τις ποσότητες: (1) Ύψος αναρρόφησης, καταθλίψεως, ολικό ύψος. (2) Παροχή. (3) Απαιτούμενη ισχύς για την λειτουργία της αντλίας & (4) Βαθμός αποδόσεως.

### 1.3.1 ΎΨΟΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΕΩΣ, ΚΑΤΑΘΛΙΨΕΩΣ & ΟΛΙΚΟ ΎΨΟΣ

Στην γενική περίπτωση η διακίνηση υγρών μέσω σωλήνωσης από μια δεξαμενή, τη δεξαμενή αναρρόφησης, προς μια άλλη, τη δεξαμενή κατάθλιψης, που βρίσκεται σε μεγαλύτερη στάθμη και στην οποία επικρατεί μεγαλύτερη στατική πίεση από την δεξαμενή αναρρόφησης. Άρα το υγρό στην δεξαμενή κατάθλιψης έχει μεγαλύτερη ολική ενέργεια ανά μονάδα μάζας. Η ενέργεια αυτή προσδίδεται στο υγρό από αντλία η οποία πρέπει επιπλέον να καλύψει την ενέργεια την απώλεια ενέργειας που λαμβάνει χώρα κατά την διακίνηση του υγρού μέσω της σωλήνωσης. Η εγκατάσταση που περιλαμβάνει την αντλία, τις σωληνώσεις από την δεξαμενή αναρρόφησης μέχρι τη δεξαμενή κατάθλιψης, το χώρο αναρρόφησης και κατάθλιψης και τα σχετικά εξαρτήματα (που σχετίζονται με την ασφάλεια, λειτουργίας και συντήρησης) ονομάζεται αντλητική εγκατάσταση.

Στο **Σχήμα 1.8** δίνεται σχηματικά απλή αντλητική εγκατάσταση στην οποία η αντλία αντλεί υγρό από την δεξαμενή αναρρόφησης A και το καταθλίβει στην δεξαμενή κατάθλιψης K. Έστω  $z_A$  και  $z_K$  η στάθμη της ελεύθερης επιφάνειας του υγρού στις δεξαμενές αναρρόφησης και κατάθλιψης αντίστοιχα μετρημένες από κοινή στάθμη αναφοράς που συνήθως είναι η στάθμη της θάλασσας για τις μεγάλες αντλητικές εγκαταστάσεις. Στην περίπτωση της αντλητικής εγκατάστασης του **Σχήματος 1.8** και οι δύο δεξαμενές αναρρόφησης και κατάθλιψης, βρίσκονται υπό την αυτή στατική πίεση, την ατμοσφαιρική  $H_{atm}$  (σε m στήλης υγρού). Το τμήμα της σωλήνωσης από την δεξαμενή αναρρόφησης μέχρι την διατομή εισόδου in της αντλίας ονομάζεται σωλήνωση αναρρόφησης, ενώ το τμήμα της σωλήνωσης από την διατομή εξόδου out της αντλίας μέχρι την δεξαμενή κατάθλιψης ονομάζεται σωλήνωση κατάθλιψης.

Ως στάθμη της αντλίας  $z_a$  συμβολίζεται η στάθμη της ατράκτου της αντλίας εάν αυτή είναι οριζόντια ή η στάθμη της διατομή εισόδου στην πτερωτή εάν αυτή είναι κατακόρυφη. Φυσικά η στάθμη  $z_a$  μετράται ως προς την ίδια στάθμη αναφοράς

με τις  $z_A$  και  $z_K$ .

Ως γεωμετρικό ύψος αναρρόφησης  $h_A$  ορίζεται η υψομετρική διαφορά:

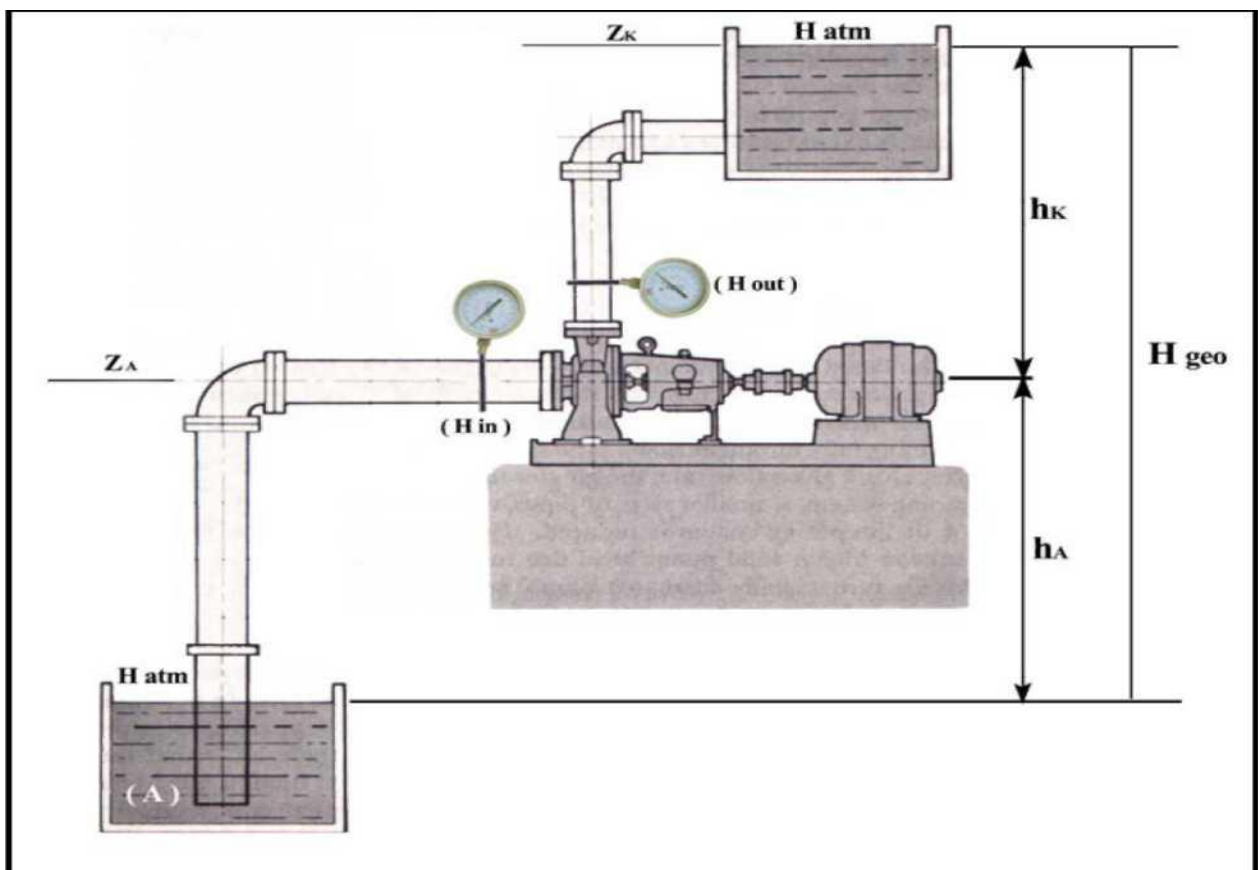
Το  $h_A$  θα είναι θετικό εάν  $z_A > z_K$ , δηλ όταν η στάθμη της αντλίας είναι μεγαλύτερη από την στάθμη της δεξαμενής αναρρόφησης.

Ως γεωμετρικό ύψος κατάθλιψης  $h_K$  ορίζεται η υψομετρική διαφορά:

$$h_K = z_K - z_A$$

Τέλος, ως γεωμετρικό ύψος ανύψωσης (γεωδαιτικό ύψος,  $H_{geo}$ ) ορίζεται η διαφορά στάθμης μεταξύ της δεξαμενής κατάθλιψης και της δεξαμενής αναρρόφησης και το οποίο είναι φυσικά ανεξάρτητο της στάθμης της:

$$H_{geo} = z_K - z_A = h_A - h_K$$



**Σχήμα 1.8**  
**Σχηματική διάταξη απλής αντλητικής εγκατάστασης**

Έστω  $h_a$  και  $h_k$  η στατική πίεση (σε m στήλης υγρού) στις διατομές εισόδου και εξόδου αντίστοιχα της αντλίας αναγόμενες στην στάθμη αναφοράς της αντλίας. Οι στατικές αυτές πιέσεις μετρώνται με μανόμετρα τοποθετημένα στην στάθμη  $z_a$  της αντλίας όπως φαίνεται στο **Σχήμα 1.8**. Προφανώς ισχύει:  $H=P/\rho g$ , με  $\rho$  την πυκνότητα του υγρού.

### 1.3.2 ΠΑΡΟΧΗ

α) *Θεωρητική παροχή* ( $Q_n$ ) είναι ο όγκος του υγρού που θα έπρεπε να αποδίδεται ανά μονάδα χρόνου αν δεν υπήρχαν εσωτερικές ή εξωτερικές διαρροές.

β) *Κανονική παροχή (Optimum)* ( $Q_n$ ) είναι η αποδιδόμενη παροχή όταν η αντλία εργάζεται με το μέγιστο βαθμό αποδόσεώς της.

γ) *Πραγματική παροχή* ( $Q$ ) είναι ο όγκος υγρού που αποδίδεται στο σωλήνα καταθλίψεως στη μονάδα του χρόνου υπό ορισμένο μανομετρικό ύψος  $H_m$ .

δ) *Εσωτερική παροχή* ( $Q_\varepsilon$ ) είναι ο όγκος υγρού που διέρχεται μέσα από την πτερωτή στη μονάδα του χρόνου. Επομένως είναι το άθροισμα της πραγματικής παροχής και των αναπόφευκτων εσωτερικών διαρροών:

$$Q_\varepsilon = Q + Q_\delta$$

Στον παραπάνω τύπο, όπου  $Q_\delta$  είναι ο όγκος των εσωτερικών διαρροών (το  $Q_\delta$  είναι πολύ μικρό σε σύγκριση με το  $Q$ )

### 1.3.3 ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΗ ΙΣΧΥΣ

α) *Εισερχόμενη ισχύς στον άξονα της αντλίας ( $N_a$ )* είναι η ισχύς που μεταβιβάζεται στον άξονα της αντλίας από τον κινητήρα. Αν η εισερχόμενη ισχύς μετράται στην πηγή που τροφοδοτεί τον κινητήρα τότε:

$$N_a = n_k \cdot N_k$$

όπου :  $n_k$  = βαθμός αποδόσεως του κινητήρα.

β) *Εσωτερική ισχύς ( $N_\varepsilon$ )* είναι η συνολική ισχύς που μεταβιβάζεται από την πτερωτή στο υγρό παροχής  $Q_\varepsilon$ . Δηλαδή:

$$N_\varepsilon = \gamma \cdot Q_\varepsilon \cdot H_\varepsilon + N_f$$

όπου  $N_f$  η απαιτούμενη ισχύς για την υπερνίκηση των τριβών μεταξύ του υγρού και της πτερωτής που εκδηλώνεται υπό μορφή θερμικής ενέργειας.

Η εσωτερική ισχύς είναι ίση με την εισερχόμενη ισχύ στον άξονα της αντλίας μείον την ισχύ  $N_{mf}$  που απαιτείται για την υπερνίκηση των μηχανικών τριβών της αντλίας (τριβείς, σαλαμάστρα κ.α.):

$$N_\varepsilon = N_a - N_{mf}$$

γ) *Αποδιδόμενη ισχύς ( $N$ )* της αντλίας είναι το γινόμενο:

$$N = \gamma \cdot Q \cdot H_0 \quad (\text{kp} \cdot \text{m/s})$$

$\gamma$  = ειδικό βάρος του υγρού [ $\text{kp} / \text{m}^3$ ]

$Q$  = πραγματική παροχή [ $\text{m}^3/\text{s}$ ],

$H_0$  = αποδιδόμενο ή ολικό ύψος της αντλίας [ $\text{m}$ ].

Αν το ειδικό βάρος του υγρού εκφραστεί σε  $\text{N} / \text{m}^3$  η ισχύς δίνεται σε  $\text{N} \cdot \text{m} / \text{s}$  ή *Watts* ( $1 \text{kp} = 9,81\text{N}$ ).

Επειδή :  $1 \text{HP} = 75 \text{kp} \cdot \text{m} / \text{s} = 0,736 \text{KW}$  η εξίσωση γράφεται:

$$N = \frac{\gamma Q H_0}{75} \text{ HP}$$

$$N = \frac{\gamma Q H_0}{102} \text{ KW}$$

### 1.3.4 ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΕΩΣ

Η ροή του ρευστού δια μέσω της αντλίας, όπως και για οποιαδήποτε στροβιλομηχανή, 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  $N_i$  που παραλαμβάνει το ρευστό. Οι απώλειες αυτές διακρίνονται σε τρεις τύπους , τις *υδραυλικές*, τις *ογκομετρικές* και τις *μηχανικές*.

#### 1.3.4.1 ΥΔΡΑΥΛΙΚΟΣ ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

Το ολικό ύψος της αντλίας  $H$  (**μανομετρικό**) ορίζεται ως

$$H = H_{out}^t - H_{in}^t$$

και εκφράζει την ανά μονάδα μάζας ενέργεια ( εκφρασμένη σε π στήλης του διακινούμενου υγρού ) την οποία παραλαμβάνει το υγρό από τη διατομή εισόδου (*in*) της αντλίας μέχρι τη διατομή εξόδου (*out*). Συνολικά αναπτύσσονται υδραυλικές απώλειες  $\delta h_{fin \rightarrow out}$  οι οποίες αναλύονται σε αυτές που αναπτύσσονται :

- > **Στο τμήμα εισόδου**, από τη διατομή εισόδου *in* της αντλίας μέχρι τη διατομή εισόδου (1) στην πτερωτή ,δηλ. τις  $\delta h_{fin \rightarrow 1}$  .
- > **Στο εσωτερικό της πτερωτής**, από τη διατομή εισόδου (1) στη πτερωτή, μέχρι τη διατομή εξόδου (2) από την πτερωτή, δηλ. τις  $\delta h_{1 \rightarrow 2}$  .



- > Στο τμήμα εξόδου, από τη διατομή εξόδου (2) από την πτερωτή μέχρι τη διατομή εξόδου *out* από την αντλία, δηλ. τις  $\delta h_{f2 \rightarrow out}$ .

Προφανώς θα ισχύει :

$$\delta h_{fin \rightarrow out} = \delta h_{fin \rightarrow 1} + \delta h_{f1 \rightarrow 2} + \delta h_{f2 \rightarrow out}$$

Από την εφαρμογή της σχέσης Bernoulli μεταξύ των διατομών *in* και (1) αφενός και των (2) και *out* αφ' ετέρου προκύπτει ότι :

$$H_{in}^t = H_1^t - \delta h_{fin \rightarrow 1}$$

$$H_{out}^t = H_2^t - \delta h_{f2 \rightarrow out}$$

Επίσης γνωρίζουμε ότι το θεωρητικό ύψος  $H_u$  συνδέεται με την μεταβολή της ολικής ενέργειας μεταξύ εισόδου και εξόδου από την πτερωτή μέσω της σχέσης :

$$H_u = H_2^t - H_1^t + \delta h_{1 \rightarrow 2}$$

Αφαιρώντας κατά μέλη τις παραπάνω σχέσεις και λαμβάνοντας υπόψη τη σχέση  $H_u$  προκύπτει η παρακάτω σχέση:

$$H = H_{out}^t - H_{in}^t = H_2^t - H_1^t - (\delta h_{fin \rightarrow 1} + \delta h_{f2 \rightarrow out}) = H_u - (\delta h_{fin \rightarrow 1} + \delta h_{f1 \rightarrow 2} + \delta h_{f2 \rightarrow out})$$

Η οποία τελικά δίνει τη σχέση:  $H = H_u - \delta h_{fin \rightarrow out}$

Σύμφωνα με τη παραπάνω σχέση η ανά μονάδα μάζας ενέργεια  $H$  την οποία παραλαμβάνει το υγρό από τη διατομή εισόδου μέχρι τη διατομή εξόδου της αντλίας είναι ίση προς την ενέργεια  $H_u$  (το θεωρητικό ύψος που προσδίδει η πτερωτή στο υγρό) που του προσδίδει η πτερωτή (και η οποία προέρχεται από την ισοδύναμη μετατροπή μηχανικής ενέργειας) μειωμένη κατά τις ενεργειακές απώλειες της ροής δια μέσω της μηχανής, δηλ τις υδραυλικές απώλειες  $\delta h_{fin \rightarrow out}$ .

Ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης  $\eta_h$  της αντλίας ορίζεται ως ο λόγος :

$$\eta_h = H / H_u$$

Οι υδραυλικές απώλειες της ροής δια μέσω της αντλίας  $\delta h_{fin \rightarrow out}$ . διακρίνονται σε υδραυλικές απώλειες τριβής  $\delta h_f$ , και σε υδραυλικές απώλειες κρούσεως  $\delta h_a$ :

$$\delta h_{fin \rightarrow out} = \delta h_f + \delta h_a$$

### 1.3.4.2 ΟΓΚΟΜΕΤΡΙΚΟΣ ΒΑΘΜΟΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ

Στην παράγραφο αυτή θα αναλυθεί η διαφορά μεταξύ των παροχών  $Q_u$  (που διέρχεται από τη πτερωτή) και της  $Q$  (της συνολικής παροχής) και θα γίνει ορισμός του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης της αντλίας.

Η στρεφόμενη πτερωτή περιβάλλεται από το ακίνητο κέλυφος της αντλίας και το οποίο εξασφαλίζει την στεγανότητα της αντλίας με τον εξωτερικό χώρο. Στη διατομή εξόδου της πτερωτής το ρευστό εξέρχεται με αυξημένη στατική πίεση σε σχέση με τη διατομή εισόδου, δηλ  $P_2 > P_1$ . Η διαφορά  $P_2 - P_1$  είναι δυνατόν να υπολογιστεί από την εφαρμογή του θεωρήματος Bernoulli στη σχετική κίνηση και τα τρίγωνα ταχυτήτων εισόδου και εξόδου. Δεδομένου ότι πάντοτε  $P_2 - P_1 > 0$  υπάρχει η τάση ανάπτυξης ροής στο διάκενο μεταξύ της στρεφόμενης πτερωτής και του σταθερού κελύφους και η οποία συμβολίζεται με  $\delta Q$ . Η παροχή αυτή  $\delta Q$  εισέρχεται και πάλι στην πτερωτή και παραλαμβάνει από αυτήν ενέργεια την οποία καταναλώνει στη συνεχή αυτή ανακυκλοφορία. Από την αρχή της συνέχειας θα είναι προφανώς :

$$Q_u = Q + \delta q$$

Ως ογκομετρικός βαθμός απόδοσης της αντλίας ορίζεται ο λόγος :

$$n_Q = \frac{Q}{Q_u} = 1 - \left( \frac{\delta Q}{Q_u} \right)$$

## 1.4 ΚΑΤΑΤΑΞΗ ΑΝΤΛΙΩΝ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΗΝ ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

### 1.4.1 ΑΝΤΛΙΕΣ – PUMPS

- ΔΥΝΑΜΙΚΕΣ – DYNAMIC  
Φυγοκεντρικές – centrifugal

- Αξονικές - axial flow
- Μικτής ροής – mixed flow
- Αναγεννητικές - regenerative
- Σύνθετες/Ειδικές - compound/ special
- ΘΕΤ.ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ – POS. DISPLACEMENT
  - Παλινδρομικές – reciprocating
  - Περιστροφικές – rotary
- ΠΝΕΥΜΑΤΙΚΕΣ - PNEUMATIC
  - Πιεστικού θαλάμου – blow case
  - Ανύψωσης με αέρα – air lift
  - Εγχυτήρες αέρα – air ejectors
- ΑΝΕΛΚΥΣΗΣ – LIFT
  - Πρόσφυσης – Surface effect
  - Ανυψωτ. τροχός – bucket wheel
  - Ατέρμονης αλύσου – bucket chain
  - Ανοικτής έλικας – open screw

## **1.4.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΔΙΑΦΟΡΩΝ ΤΥΠΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ**

### **1.4.2.1 ΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ**

Η λειτουργία των δυναμικών αντλιών στηρίζεται στη μεταβολή της κινητικής κατάστασης του υγρού και τη μετατροπή της κινητικής του ενέργειας σε στατική πίεση .

Οι αντλίες αυτές έχουν μεγάλη διάδοση για τους παρακάτω λόγους :

- α. Έχουν καλή απόδοση ,μικρό όγκο και βάρος και συνδέονται εύκολα με διάφορους τύπους κινητήρων .
- β. Έχουν σχέση και ομοιόμορφη κίνηση (περιστροφική)
- γ. Η πίεση και η παροχή τους δεν παρουσιάζει περιοδική διακύμανση
- δ. Έχουν διάφορες δυνατότητες ρύθμισης της παροχής τους
- ε. Το κόστος αγοράς και λειτουργίας τους είναι χαμηλό

ζ. Παρουσιάζουν ασφάλεια λειτουργίας γιατί έχουν μικρό αριθμό κινουμένων στοιχείων

#### 1.4.2.2. ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ

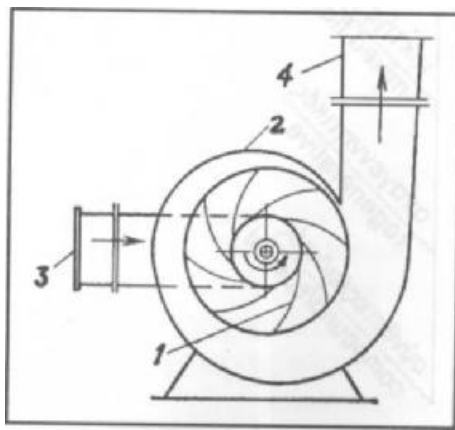
Το σχήμα 1.9 παρουσιάζει σχηματικά μια φυγοκεντρική αντλία. Η πτερωτή (1) φέρει πτερύγια και περικλείεται μέσα σ' ένα περίβλημα (κέλυφος)(2). Καθώς η πτερωτή περιστρέφεται από τον κινητήρα, το υγρό μετακινείται από τη φυγόκεντρη δύναμη από το κέντρο προς την περιφέρεια και εκτινάσσεται στο σπειροειδές περίβλημα για να οδηγηθεί στη συνέχεια στον σωλήνα κατάθλιψης (4).

Επειδή το υγρό μετακινείται από το κέντρο της πτερωτής προς την περιφέρεια, η πίεση στο κέντρο ελαττώνεται. Νέα ποσότητα υγρού κινείται μέσα από τον σωλήνα αναρρόφησης (3) προς το σημείο χαμηλής πίεσης δηλαδή το κέντρο της πτερωτής. Έτσι δημιουργείται μια σταθερή ροή αναρρόφησης προς την κατάθλιψη της αντλίας.

Το σπειροειδές κέλυφος έχει μια σταθερά αυξανόμενη διατομή, έτσι ώστε καθώς το υγρό προχωρεί κατά μήκος του σπειροειδούς αγωγού η ταχύτητα του να ελαττώνεται. Και αφού σύμφωνα με την αρχή της διατήρησης της ενέργειας η ενέργεια του υγρού δεν χάνεται, η ελάττωση της κινητικής του ενέργειας συνεπάγεται αύξηση της δυναμικής του ενέργειας

(ενέργεια πίεσης), δηλαδή έχουμε αύξηση της πίεσης του υγρού.

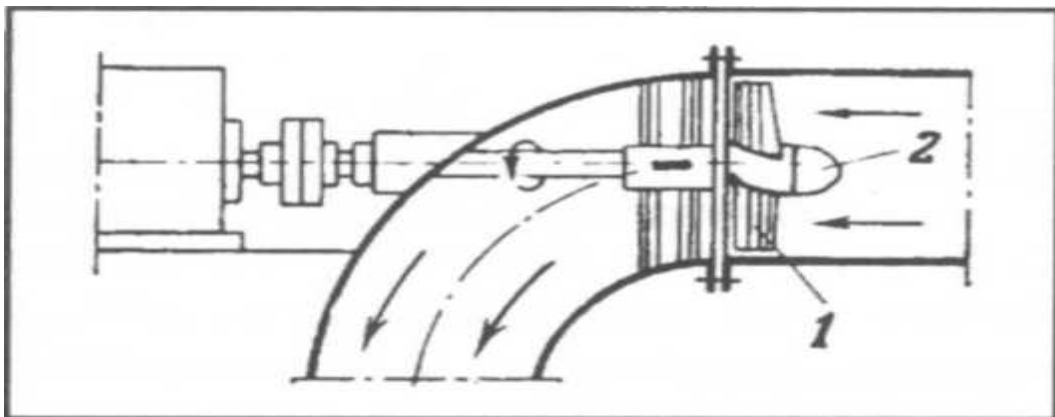
Οι φυγοκεντρικές αντλίες ονομάζονται **μονοβάθμιες** όταν έχουν μόνο μία πτερωτή, **διβάθμιες** όταν έχουν δύο πτερωτές κ.ο.κ. Υπάρχουν αντλίες που έχουν 30 ή και περισσότερες βαθμίδες σε εξαιρετικές περιπτώσεις. Στις πολυβάθμιες αντλίες το υγρό ρέει διαδοχικά μέσα από τις βαθμίδες. Κάθε πτερωτή στη σειρά αυξάνει την πίεση του υγρού στην κατάθλιψη της αντλίας.



Σχ 1.9 διάταξη φυγοκεντρικής αντλίας

#### 1.4.2.3. ΑΝΤΛΙΕΣ ΑΞΟΝΙΚΗΣ ΡΟΗΣ

Στο σχήμα 1.10 φαίνεται σχηματικά μία αντλία αξονικής ροής . Τα πτερύγια της πτερωτής (1) είναι στερεωμένα στη πλύμνη (2) υπό γωνία ως προς το επίπεδο που περνάει από τον κεντρικό άξονα .Τα περιστρεφόμενα πτερύγια εξασκούν ώθηση στο υγρό που κινείται αξονικά , δηλαδή κατά μήκος του άξονα της αντλίας . Επειδή η πτερωτή έχει σχήμα έλικας οι αντλίες αυτές ονομάζονται και **ελικοφόρες** .



Σχ.1.10 Αντλία αξονικής ροής

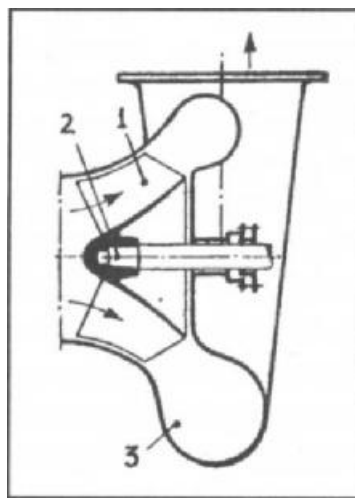
#### 1.4.2.4 ΑΝΤΛΙΕΣ ΜΙΚΤΗΣ ΡΟΗΣ

Η μορφή (και η λειτουργία) αυτών των αντλιών είναι ενδιάμεση ανάμεσα στις φυγοκεντρικές και τις αντλίες αξονικής ροής (σχ 1.11, σχ 1.12) . Σ' αυτές η αύξηση της πίεσης του υγρού δημιουργείται κατά ένα μέρος από τη φυγόκεντρη δύναμη και κατά το άλλο μέρος από την ώθηση των πτερυγίων

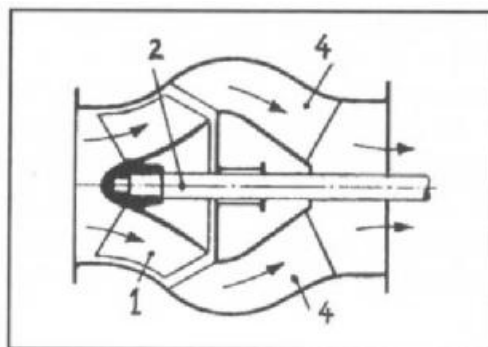
(1) .Τα πτερύγια είναι τοποθετημένα υπό γωνία ως προς τον άξονα περιστροφής (2).

Το υγρό εισέρχεται αξονικά και εξέρχεται από την πτερωτή ταυτόχρονα αξονικά και ακτινικά. Όταν η έξοδος του υγρού από την αντλία γίνεται αξονικά μέσα από κατάλληλα σταθερά πτερύγια (4) η αντλία λέγεται **διαγώνια** (σχ 1.12).

Όταν υπάρχει σπειροειδές κέλυφος (3) όπως στις φυγόκεντρες αντλίες και η έξοδος του υγρού από την αντλία γίνεται ακτινικά , η αντλία λέγεται **ελικοειδής** (σχ 1.11).



**Σχ 1.11 Αντλία μικτής ροής (ελικοειδής)**

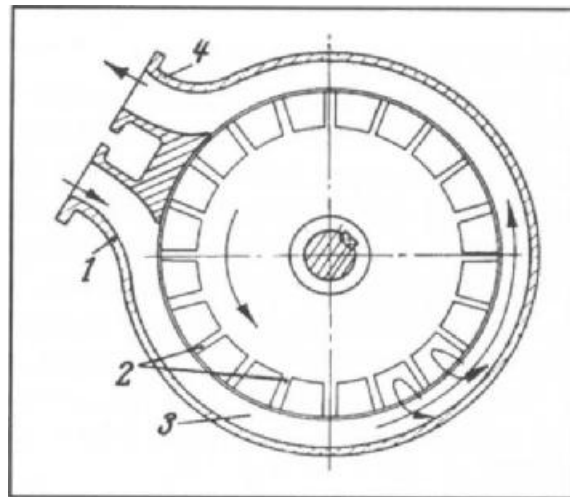


**Σχ 1.12 Αντλία μικτής ροής (διαγώνια)**

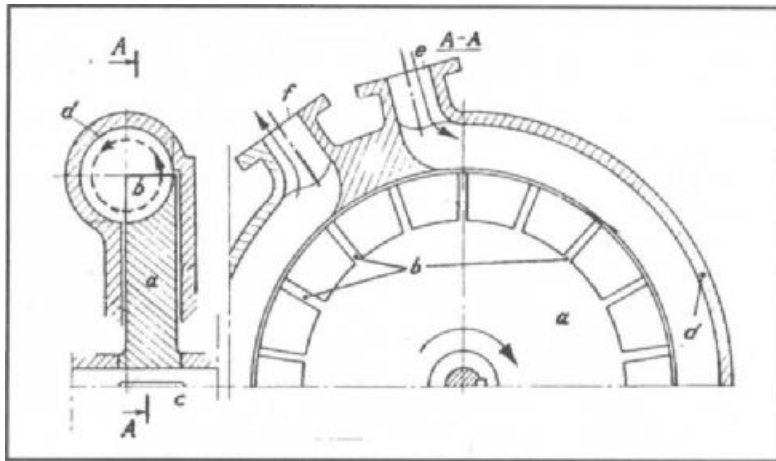
#### 1.4.2.5. ΑΝΤΛΙΕΣ ΑΝΑΓΕΝΝΗΤΙΚΕΣ Η ΣΤΡΟΒΙΛΑΝΤΛΙΕΣ Η ΠΕΡΙΦΕΡΙΚΕΣ (PERIPHERAL) Η ΔΙΝΟΑΝΤΛΙΕΣ (VORTEX PUMPS)

Σχηματικά μια τέτοια αντλία φαίνεται στο σχήμα 1.13. Το υγρό εισέρχεται από το στόμιο (1) και έρχεται στην περιφέρεια μιας πτερωτής με ειδικά πτερύγια (2) .Με την περιστροφή της πτερωτής προστίθεται ενέργεια στο υγρό καθώς αυτό κινείται όπως δείχνουν τα βέλη μέσα στο δακτυλιοειδές περίβλημα (3) προς το στόμιο εξόδου (4) .

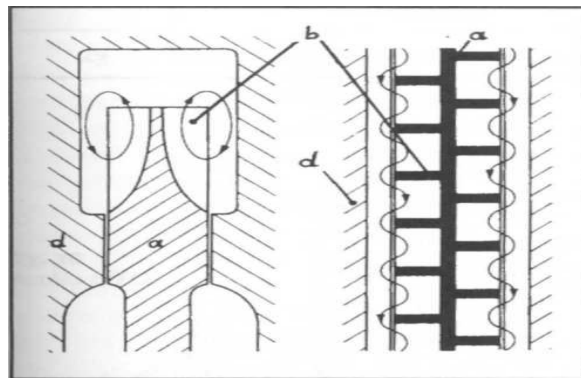
Χαρακτηριστικό των στροβιλοαντλιών είναι ότι το υγρό κινείται συνεχώς από την περιφέρεια της πτερωτής προς το περίβλημα και από το περίβλημα προς την περιφέρεια της πτερωτής . Αυτό φαίνεται καλύτερα στο σχήμα 1.14 που δείχνει και μια τομή της αντλίας κάθετη προς το επίπεδο της πτερωτής. Το υγρό διαγράφει ταυτόχρονα δύο περιστροφικές κινήσεις : Την κίνηση  $b \rightarrow d$  από και προς τα πτερύγια της πτερωτής και την κίνηση  $e \rightarrow f$  κατά μήκος του δακτυλιοειδούς κελύφους από την είσοδο της αντλίας .Το σχήμα 1.15 δείχνει την κίνηση του υγρού σε στροβιλαντλία με συμμετρική πτερωτή , με πτερύγια και από τις δύο πλευρές.



Σχ 1.13 Αναγεννητική αντλία (στροβιλαντλία )



**Σχ. 1.14 Στροβιλαντλία σε τομή.**  
 α. πτερωτή, β. Πτερύγια, γ. άξονας, δ περιβλήμα, ε είσοδος, f έξοδος



**Σχ 1.15 Κίνηση υγρού σε συμμετρική στροβιλαντλία**  
 α) πτερωτή β)πτερύγια δ) περιβλήμα

#### 1.4.2.6. ΑΝΤΛΙΕΣ ΣΥΝΘΕΤΕΣ ΚΑΙ ΕΙΔΙΚΕΣ

Οι **σύνθετες** αντλίες αποτελούν συνδυασμό δύο τύπων δυναμικών αντλιών σε μια αντλία, για να επιτευχθούν συγκεκριμένα πλεονεκτήματα. Δύο παραδείγματα φαίνονται στα σχήματα 1.16 και 1.17. Το σχήμα 1.16 δείχνει μια σύνθετη αντλία που είναι συνδυασμός φυγοκεντρικής και αναγεννητικής αντλίας. Το υγρό ρέει από την είσοδο του κελύφους (3) προς τη φυγοκεντρική πτερωτή (1) όπως δείχνει το βέλος. Εξερχόμενο από τη φυγοκεντρική πτερωτή οδηγείται μέσα από κοχλιοειδή αγωγό του κελύφους στην αναρρόφηση της αναγεννητικής πτερωτής (2) και στη συνέχεια καταθλίβεται μέσα από το στόμιο εξόδου (4).

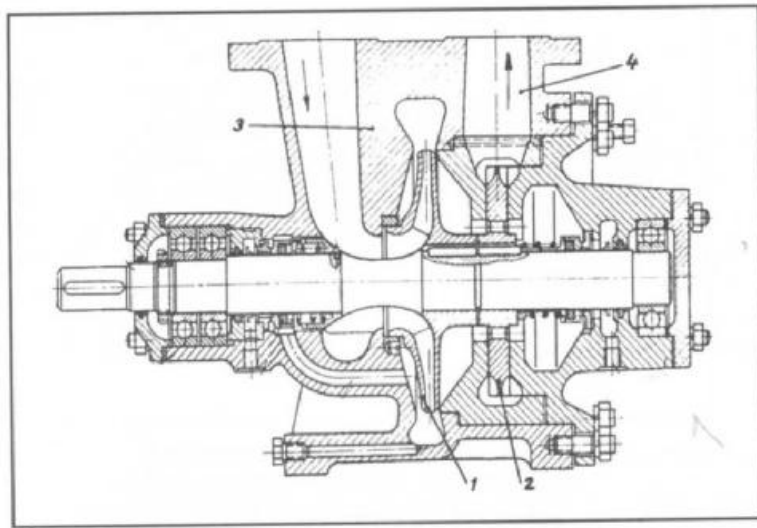


Στο σχήμα 1.17 φαίνεται μια κατακόρυφη διβάθμια φυγοκεντρική αντλία στην είσοδο της οποίας είναι τοποθετημένη και κινείται από τον ίδιο άξονα μια πτερωτή αξονικής ροής με αποτέλεσμα να έχουμε μια σύνθετη αντλία. Η πτερωτή αξονικής ροής ονομάζεται **επαγωγέας** (INDUCER). Πολλές φορές για λόγους αυξημένης ακαμψίας και χαμηλού θορύβου ο επαγωγέας, η φυγοκεντρική πτερωτή και ο άξονας αποτελούν ένα τεμάχιο (σχήμα 1.18).

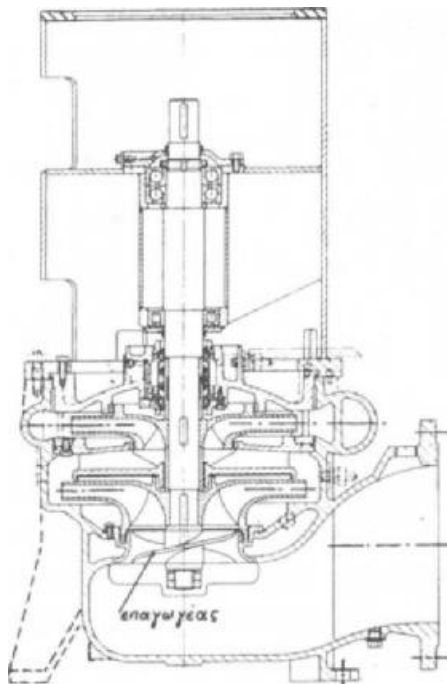
Οι **ειδικές** αντλίες είναι δυναμικές αντλίες των οποίων η λειτουργία βασίζεται σε κάποιο ιδιαίτερο φυσικό φαινόμενο. Τέτοιες είναι οι αντλίες **περιστρεφόμενου κελύφους** (ή αντλίες PITOT) (σχήμα 1.20), οι **δισκοαντλίες** (DISC PUMPS) (σχήμα 1.19), οι αντλίες **περιδίνησης** (VOTREX) κ.α.

α. Στην αντλία PITOT το υγρό από το στόμιο εισόδου περνά σ' ένα περιστρεφόμενο κέλυφος όπου η φυγόκεντρη δύναμη το επιταχύνει. Ένας σταθερός σωλήνας παραλαβής με το στόμιό του κοντά στην εσωτερική περιφέρεια του περιστρεφόμενου κελύφους (στροφείου), όπου η πίεση και η ταχύτητα έχουν τη μέγιστη τιμή τους, παραλαμβάνει το υγρό μετατρέποντας τη μεγάλη του ταχύτητα σε υψηλή πίεση. Οι αντλίες αυτές αναπτύσσουν τετραπλάσια περίπου πίεση (μανομετρικό ύψος) από αντίστοιχες μονοβάθμιες φυγοκεντρικές αντλίες ίδιας ταχύτητας περιστροφής.

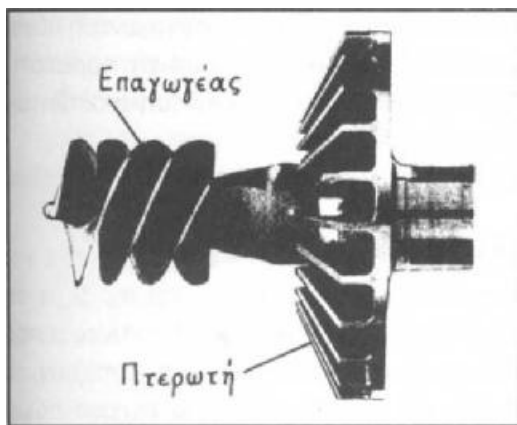
β. Η λειτουργία των δισκοαντλιών στηρίζεται στα φαινόμενα επιφανειακής τάσης και συνεκτικότητας των υγρών. Ο ρότορας των αντλιών αυτών αντί για πτερωτή έχει μια ομάδα από δίσκους σε μικρή απόσταση μεταξύ τους. Επάνω σ' αυτούς «προσκολλάται» και στη συνέχεια εκτινάσσεται από τη φυγοκεντρική δύναμη το αντλούμενο υγρό. Οι κατασκευαστές τους προβάλλουν τα παρακάτω πλεονεκτήματά τους: Ελάχιστη φθορά ρότορα, «ευγενική» διακίνηση ευαίσθητων υγρών, δυνατότητα άντλησης παχύρευστων υγρών κ.ά.



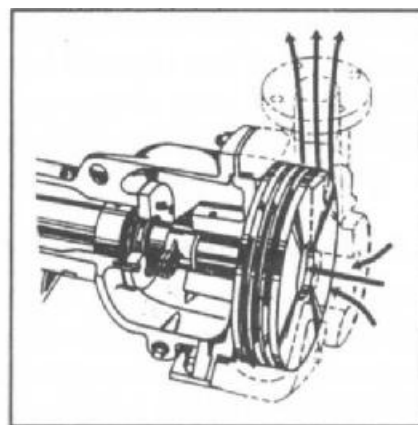
ΣΧ. 1.16 Σύνθετη φυγοκεντρική - αναγεννητική αντλία



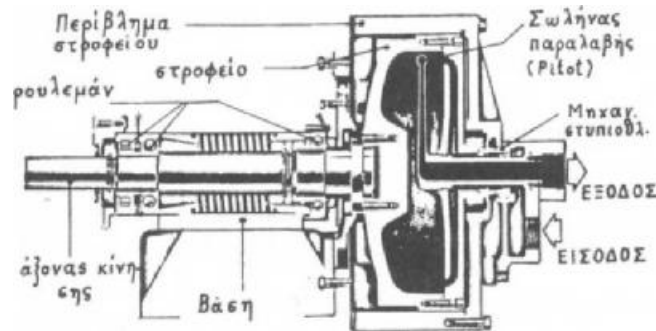
Σχ 1.17 Διβάθμια φυγοκεντρική αντλία με επαγωγέα (inducer)



Σχ 1.18 Πτερωτή σύνθετης αντλίας



Σχ 1.19 Δισκοαντλία με επαγωγέα (inducer)



**Σχ 1.20 Αντλία PITOT**

### 1.4.3 ΑΝΤΛΙΕΣ ΘΕΤΙΚΗΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ

Οι αντλίες αυτές παραλαμβάνουν το υγρό από τον σωλήνα αναρρόφησης και το μετατοπίζουν ,το εκτοπίζουν προς το σωλήνα κατάθλιψης με κάποιο κινούμενο στερεό σώμα (έμβολο, σύρτη, οδόντωση, διάφραγμα κ.λ.π.), που κινείται μέσα σε ειδικό περίβλημα .Το υγρό εξαναγκάζεται να μετατοπισθεί ανεξάρτητα από την υδραυλική αντίσταση των σωλήνων μεταφοράς του .Γι' αυτό και οι αντλίες της κατηγορίας αυτής ονομάζονται θετικής (POSITIVE) μετατόπισης. Διακρίνονται σε δύο βασικούς τύπους : Τις **παλινδρομικές** και **περιστροφικές** ανάλογα με το είδος της κίνησης του κινούμενου στοιχείου.

#### 1.4.3.1.ΠΑΛΙΝΔΡΟΜΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ

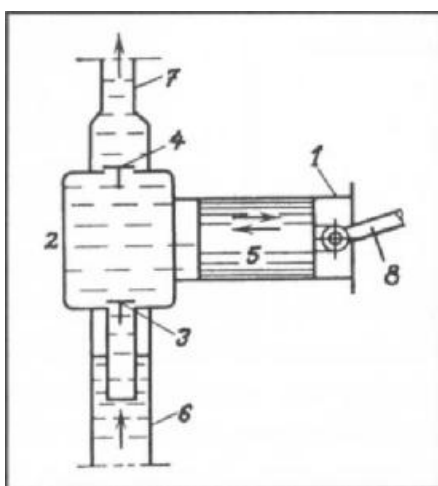
Στο σχήμα 1.21 φαίνεται η βασική σχεδίαση μιας παλινδρομικής αντλίας. Ο κύλινδρος (1) συνδέεται με τον βαλβιδοθάλαμο (2) στον οποίο υπάρχει η βαλβίδα εισαγωγής (3) και η βαλβίδα εξαγωγής (4). Καθώς το έμβολο (5) κινείται προς τα δεξιά μέσα στον κύλινδρο , κλείνει η βαλβίδα κατάθλιψης (4) και ο θάλαμος (2) γεμίζει με υγρό μέσα από τη ανοιχτή βαλβίδα αναρρόφησης (3).

Όταν το έμβολο κινείται προς τα αριστερά κλείνει η βαλβίδα αναρρόφησης ,ανοίγει η βαλβίδα κατάθλιψης και το υγρό εκτοπίζεται προς το στόμιο εξόδου (κατάθλιψης )(7) .

Το έμβολο κινείται παλινδρομικά από τον διωστήρα (8) , που παίρνει κίνηση από τον κινητήρα μέσω στροφάλου.

Στις αντλίες αυτές η ταχύτητα του εμβόλου περιορίζεται από την αδράνεια και γι' αυτό δεν μπορούν να συνδεθούν άμεσα με ταχύστροφους ηλεκτροκινητήρες . Επίσης η παροχή τους παρουσιάζει διακυμάνσεις λόγω της περιοδικής κίνησης του εμβόλου .

Αντίθετα οι περιστροφικές αντλίες μετατόπισης δεν έχουν αυτά τα μειονεκτήματα .



Σχ 1.21 Παλινδρομική αντλία (σχηματικά)

#### 1.4.3.2 ΠΕΡΙΣΤΡΟΦΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ ΜΕΤΑΤΟΠΙΣΗΣ

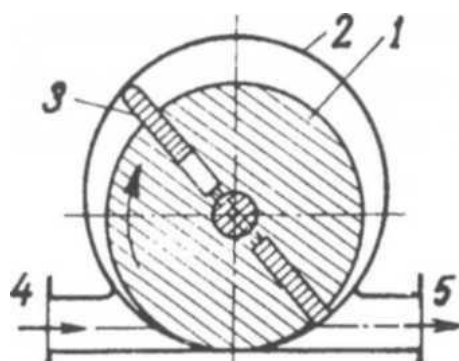
Οι περιστροφικές αντλίες μετατόπισης είναι μια πολύ σημαντική κατηγορία αντλιών με πάμπολλες εφαρμογές στη βιομηχανία .Το ευρύτερο πεδίο εφαρμογών τους εκτείνεται σε κάθε είδους καθαρό υγρό που έχει κάποια λιπαντική ικανότητα και επαρκές ιξώδες για να αποφευχθεί η υπερβολική διαρροή μέσα από τα διάκενα στην απαιτούμενη πίεση.

Γενικά χρησιμοποιούνται για μικρές παροχές και μέσες πιέσεις. Είναι ελαφρές και μικρού όγκου και παρουσιάζουν μεγάλη ποικιλία τύπων.

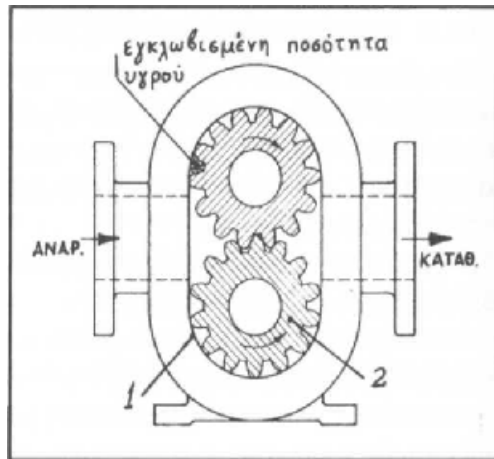
Η **αντλία με ολισθαίνοντες σύρτες** (sliding-gates) (σχήμα 1.22) είναι ένας αντιπροσωπευτικός τύπος της κατηγορίας. Ο συμπαγής ρότορας (1) με ακτινικές εγκοπές σταθερού πλάτους έχει μια έκκεντρη τοποθέτηση μέσα στο κέλυφος (2). Ο άξονας του ρότορα (1) βγαίνει από το κέλυφος μέσα από στυπιοθλίπτη και συνδέεται με τον άξονα του κινητήρα. Οι εγκοπές του

ρότορα (1) φέρουν ορθογωνικούς σύρτες (3) που ωθούνται από το κέντρο προς την περιφέρεια από τη φυγόκεντρη δύναμη. Καθώς ο ρότορας (1) περιστρέφεται, οι σύρτες (3) αναρροφούν υγρό από το στόμιο εισόδου (4) και το καταθλίζουν μέσα από το στόμιο εξόδου (5). Η αναρρόφηση επιτυγχάνεται γιατί ο όγκος του θαλάμου προς την πλευρά της αναρρόφησης αυξάνεται και γεμίζει με το υγρό. Αντίθετα ο όγκος αυτός μικραίνει όσο ο σύρτης (3) προχωρεί προς την πλευρά της κατάθλιψης αυξάνοντας την πίεση του υγρού. Ο τύπος της αντλίας αυτής είναι αναστρέψιμος, δηλαδή αν αλλάξει η φορά περιστροφής του στροφείου (ρότορα), τότε θα αναστραφεί η ροή του υγρού. Το τόξο ανάμεσα στο τέλος του ανοίγματος αναρρόφησης στο κέλυφος (2) και στην αρχή του ανοίγματος κατάθλιψης πρέπει να είναι μεγαλύτερο από τη γωνία που σχηματίζουν δύο διαδοχικοί σύρτες. Έτσι θα υπάρχει πάντοτε μεταξύ των ανοιγμάτων ένας ή δύο σύρτες (στην πράξη οι σύρτες είναι συνήθως περισσότεροι από 2) για να εξασφαλίζεται η στεγανότητα μεταξύ αναρρόφησης και κατάθλιψης.

Ένας άλλος εξίσου αντιπροσωπευτικός τύπος των περιστροφικών αντλιών είναι η **γρاناζωτή αντλία** (gear pump) (σχήμα 1.23). Το διάκενο μεταξύ του ωοειδούς περιβλήματος (1) και των γρاناζιών (2) είναι πολύ μικρό. Η κίνηση δίνεται στο ένα γρανάζι ενώ το άλλο παρασύρεται από το πρώτο. Το υγρό εγκλωβίζεται ανάμεσα στο περίβλημα και τα κενά των δοντιών και μετατοπίζεται προς την κατάθλιψη. Τα δόντια που βρίσκονται συνεχώς σε επαφή εξασφαλίζουν τη στεγανότητα ανάμεσα στην αναρρόφηση και την κατάθλιψη.



Σχ 1.22 Περιστροφική αντλία με σύρτες (σχηματικά)



**Σχ 1.23 Γραναζωτή αντλία**

#### **1.4.4 ΠΝΕΥΜΑΤΙΚΕΣ ΑΝΤΛΙΕΣ**

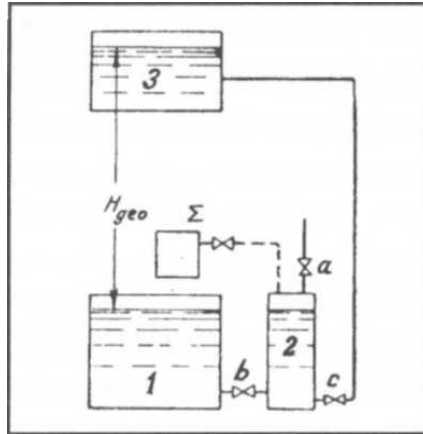
Ορίζουμε σαν πνευματικές αντλίες στις οποίες η ενέργεια μεταδίδεται στο υγρό από αέρα (ή κάποιο άλλο αέριο) που έρχεται σε άμεση επαφή με το υγρό. Διακρίνονται σε 3 κατηγορίες :

- α. Πιεστικού θαλάμου β. ανύψωσης με αέρα γ. εγχυτήρες αερίου

##### **1.4.4.1 ΑΝΤΛΙΕΣ ΠΙΕΣΤΙΚΟΥ ΘΑΛΑΜΟΥ(BLOW CASE)**

Στο σχήμα 1.24 φαίνεται μια τέτοια αντλία. Από τη δεξαμενή (1) το υγρό ανυψώνεται στη δεξαμενή (3) σε ύψος  $H_{geo}$  με τη χρήση του αεροσυμπιεστή (Σ) και του πιεστικού θαλάμου (2).

Με τον αεροσυμπιεστή κλειστό και τις βαλβίδες (a) και (b) ανοιχτές ο πιεστικός θάλαμος γεμίζει με υγρό από τη δεξαμενή (1). Οι βαλβίδες (a) και (b) κλείνονται κατόπιν και ξεκινά ο αεροσυμπιεστής. Η πίεση του αέρα που εξασκείται στην επιφάνεια του υγρού μέσα στον πιεστικό θάλαμο το καταθλίβει μέσα από την ανοιχτή βαλβίδα (c) στη δεξαμενή (3). Ο κύκλος αυτός επαναλαμβάνεται περιοδικά και μπορεί να αυτοματοποιηθεί.

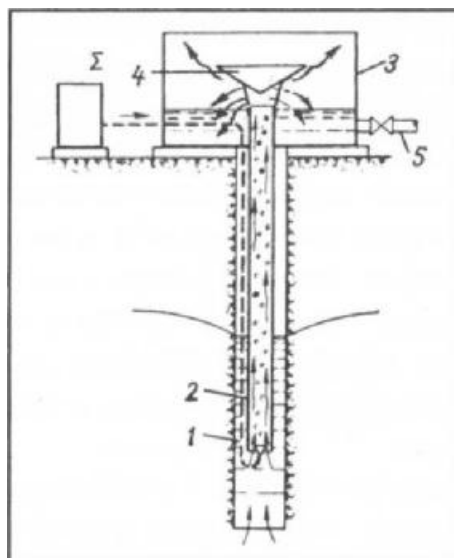


**Σχ1.24**  
**Σχηματική λειτουργία πιεστικού θαλάμου**

#### 1.4.4.2. ΑΝΤΛΙΕΣ ΑΝΥΨΩΣΗΣ ΜΕ ΑΕΡΑ (AIR LIFT)

Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιήθηκε και χρησιμοποιείται για την άντληση νερού ή πετρελαίου από γεωτρήσεις μικρού βάθους, θερμών υπόγειων νερών, ανύψωση διαβρωτικών υγρών ή υγρών που περιέχουν άμμο κ.ά. Το μεγαλύτερο ίσως μειονέκτημα των αντλιών ανύψωσης με αέρα είναι ο μικρός βαθμός απόδοσης ( $\eta = 0,20/0,35$ ). Στη γεώτρηση του σχήματος 1.25 ο σωλήνας ανύψωσης νερού είναι κατεβασμένος μέσα στον εξωτερικό σωλήνα (1). Αέρας από τον αεροσυμπιεστή (Σ) φθάνει με πίεση στον κάτω άκρο του σωλήνα (1) μέσα από τον σωλήνα που φαίνεται με διακεκομμένη γραμμή.

Μέσα από ειδικά διαμορφωμένο στόμιο αναμιγνύεται με το νερό και σχηματίζει ένα μίγμα νερού – αέρα μέσα στο σωλήνα ανύψωσης (2). Το μίγμα αυτό έχει μικρότερο ειδικό βάρος από το νερό που βρίσκεται εξωτερικά του σωλήνα (2). Λόγω της αρχής των συγκοινωνούντων δοχείων η στήλη του μίγματος ανυψώνεται. Ο σωλήνας (2) βυθίζεται σε τέτοιο βάθος κάτω από τη στάθμη του νερού, ώστε η στήλη του μίγματος να ανυψώνεται λίγο πιο πάνω από το άνω άκρο του σωλήνα (2). Καθώς το μίγμα χτυπά πάνω στον κώνο (4) διαχωρίζεται ο αέρας από το νερό και το νερό συγκεντρώνεται στον συλλέκτη (3) απ' όπου ρέει προς τον σωλήνα (5).



Σχ 1.25 Σχηματική διάταξη άντλησης με ανύψωση αέρα

#### 1.4.4.3.ΕΓΧΥΤΗΡΕΣ ΑΕΡΙΟΥ (ΑΕΡΑ)

Οι εγχυτήρες αερίου είναι εγχυτήρες (τζιφάρια) , στους οποίους το κινητήριο ρευστό είναι αέριο, συνήθως αέρας ή υδρατμός.

#### 1.4.5. ΑΝΤΛΙΕΣ ΑΝΕΛΚΥΣΗΣ

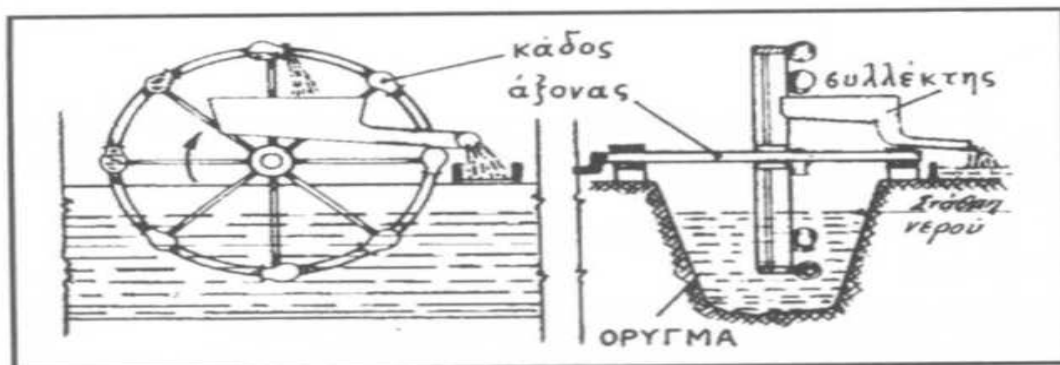
Οι αντλίες της κατηγορίας αυτής παρουσιάζουν μάλλον μόνο ιστορικό ενδιαφέρον γιατί χρησιμοποιήθηκαν κυρίως στο παρελθόν για αρδρεύσεις. Δεν αναπτύσσουν πίεση στο υγρό ,απλώς το ανυψώνουν σαν ανελκυστήρας από μια χαμηλή σε μια ψηλότερη στάθμη. Οι κυριότεροι τύποι τους είναι:

- α. **ο ανυψωτικός τροχός με κάδους** :Είναι τροχός μεγάλης διαμέτρου στην περιφέρεια του οποίου είναι τοποθετημένη μία σειρά δοχείων(σχήμα 1.26)
- β. **Η ατέρμονη αλυσίδα με κάδους** : Αν τα δοχεία του προηγούμενου τύπου προσαρμοσθούν σε ατέρμονη αλυσίδα που παίρνει κίνηση από τον τροχό , τότε η άντληση μπορεί να γίνει πολύ μεγαλύτερο βάθος.
- γ. **Η ατέρμονη αλυσίδα πρόσφυσης** : Στο σχήμα . 1.27 η ατέρμονη αλυσίδα (1) είναι κατασκευασμένη έτσι ώστε να παρουσιάζει μεγάλη επιφάνεια επαφής

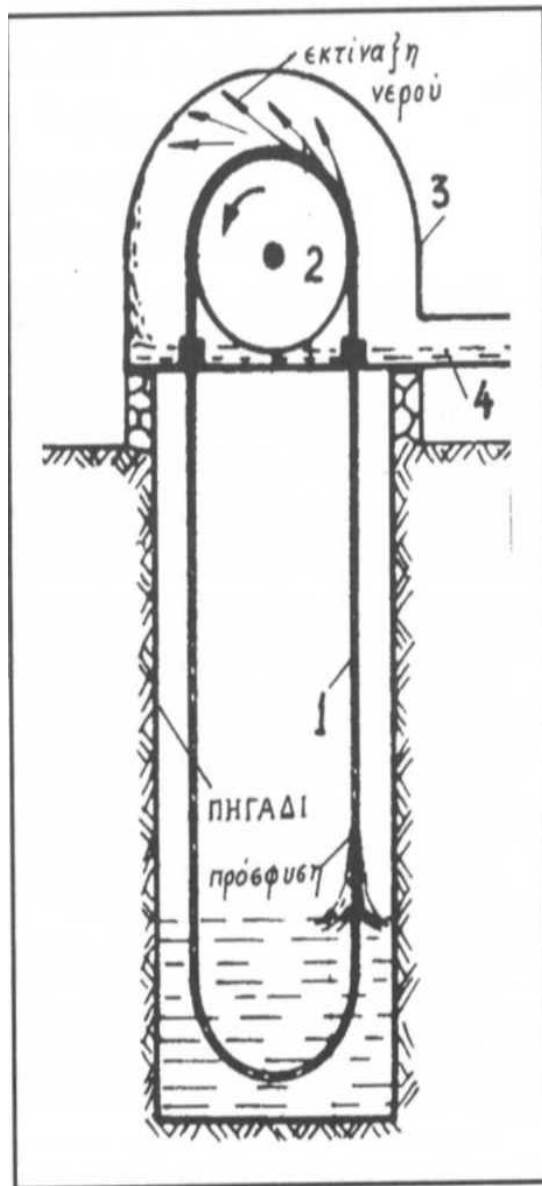


με το νερό και μικρές αποστάσεις μεταξύ των στοιχείων της Π.χ. είναι περιβλημένη με εύκαμπτο σπειροειδές σύρμα. Κρεμιέται μέσα στο νερό του πηγαδιού και κινείται με σημαντική ταχύτητα από την τροχαλία (2). Το νερό που προσκολλάται πάνω στην αλυσίδα από τις δυνάμεις συνάφειας ανεβαίνει μέχρι την τροχαλία και εκτινάσσεται από τη φυγόκεντρη δύναμη μέσα στον συλλέκτη (3) απ' όπου και εκρέει .

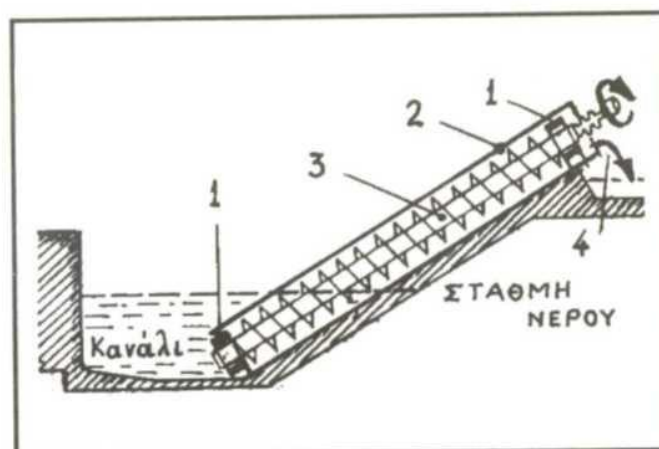
δ. **Η ανοικτή έλικα :** (σχήμα 1.28) Είναι μια έλικα τοποθετημένη μέσα σε ημικυλινδρικό αγωγό που περιστρέφεται γύρω από τον άξονα της σε κεκλιμένη θέση . Η κλίση μπορεί να φθάσει μέχρι  $45^{\circ}$  το πολύ. Το ένα άκρο της μαζί με τον ημικυλινδρικό αγωγό είναι βυθισμένο στο νερό. Με την περιστροφή της έλικας το νερό ανεβαίνει και εκρέει από το άλλο άκρο της . Χρησιμοποιείται για πολύ μικρές ανυψώσεις.



Σχ. 1.26 Ανυψωτικός τροχός με κάδους



Σχ. 1.27 Άντληση με πρόσφυση σε ατέρμονη αλυσίδα. (1) ειδική αλυσίδα (2) τροχαλία (3) συλλέκτης (4) εκροή νερού

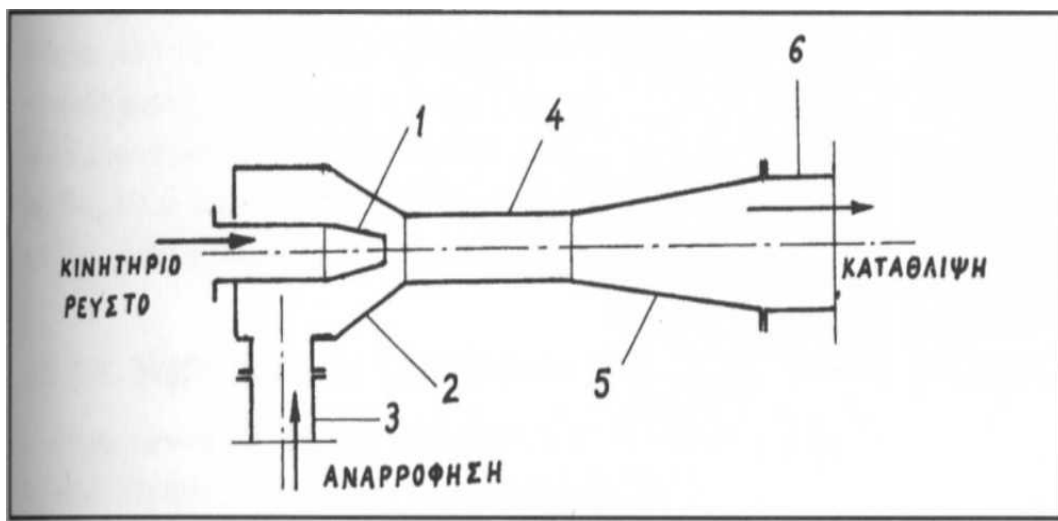


(1) έδρανα, (2) ημικυλινδρικός αγωγός, (3) έλιξ, (4) εκροή νερού  
Σχ. 1.28 Άντληση με ανοικτή έλικα

#### 1.4.6 ΕΓΧΥΤΗΡΕΣ (ΤΖΙΦΑΡΙΑ)

Στους εγχυτήρες η ενέργεια μεταδίδεται από ένα ρευστό (υγρό ή αέριο) που λέγεται **κινητήριο ρευστό** σε ένα άλλο ρευστό, το αντλούμενο ρευστό, που κατά τη λειτουργία του εγχυτήρα αναμιγνύεται με το κινητήριο. Αν το κινητήριο ρευστό είναι αέριο (π.χ. αέρας ή ατμός) ο εγχυτήρας λέγεται εγχυτήρας αερίου. Επειδή εξ' ορισμού οι αντλίες είναι διακινητές υγρών, για να ονομασθεί ένας εγχυτήρας «αντλία» πρέπει το αντλούμενο ρευστό να είναι υγρό. Επειδή στους εγχυτήρες υγρού – υγρού η ανάμιξη κινητηρίου και αντλούμενου υγρού δεν πρέπει να αποτελεί πρόβλημα, συνήθως αυτά συμπίπτουν π.χ. το κινητήριο και το αντλούμενο υγρό είναι νερό.

##### 1.4.6.1 ΑΡΧΗ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ



Σχ. 1.29 Εγχυτήρας

Το κινητήριο ρευστό διοχετεύεται με πίεση μέσα από το **ακροφύσιο** (1), σχήμα 1.29. Η κινητική ενέργεια του ρευστού το οποίο βγαίνει με μεγάλη ταχύτητα από το ακροφύσιο μεταδίδεται στα μόρια του αντλούμενου υγρού που το περιβάλλουν, τα οποία συμπαρασύρονται προς την έξοδο και έτσι δημιουργείται υποπίεση στον **θάλαμο αναρρόφησης** (2). Η υποπίεση αυτή αναρροφά νέες ποσότητες αντλούμενου υγρού από τον **σωλήνα αναρρόφησης** (3).

Η μετάδοση της κινητικής ενέργειας από το κινητήριο ρευστό στο αντλούμενο γίνεται με τις δυνάμεις τριβής και ανταλλαγής της ορμής στην επιφάνεια της φλέβας του κινητήριου ρευστού.

Η μετάδοση αυτή γίνεται στο θάλαμο ανάμιξης (4). Στη συνέχεια το «**αποκλίνον**» **ακροφύσιο** (5) του εγχυτήρα προκαλεί ελάττωση της ταχύτητας και μετατρέπει ένα μέρος της κινητικής ενέργειας σε δυναμική , δηλαδή αυξάνει την πίεση . Με αυξημένη την πίεση το μίγμα κινητήριου – αντλούμενου υγρού ρέει προς τον **σωλήνα κατάθλιψης** (6).

Ο εγχυτήρας του σχήματος 1.29 είναι **μονοβάθμιος**. Αν απαιτείται μεγαλύτερη αύξηση της πίεσης κατάθλιψης μπορεί να χρησιμοποιηθεί και δεύτερος εγχυτήρας **σε σειρά** , οπότε έχουμε **διβάθμιο εγχυτήρα** κ.ο.κ.

Οι κύριες παράμετροι λειτουργίας ενός εγχυτήρα είναι η παροχή και η πίεση του κινητήριου ρευστού , η πίεση στο στόμιο αναρρόφησης και η πίεση στο στόμιο κατάθλιψης του εγχυτήρα και η παροχή του αντλούμενου υγρού.

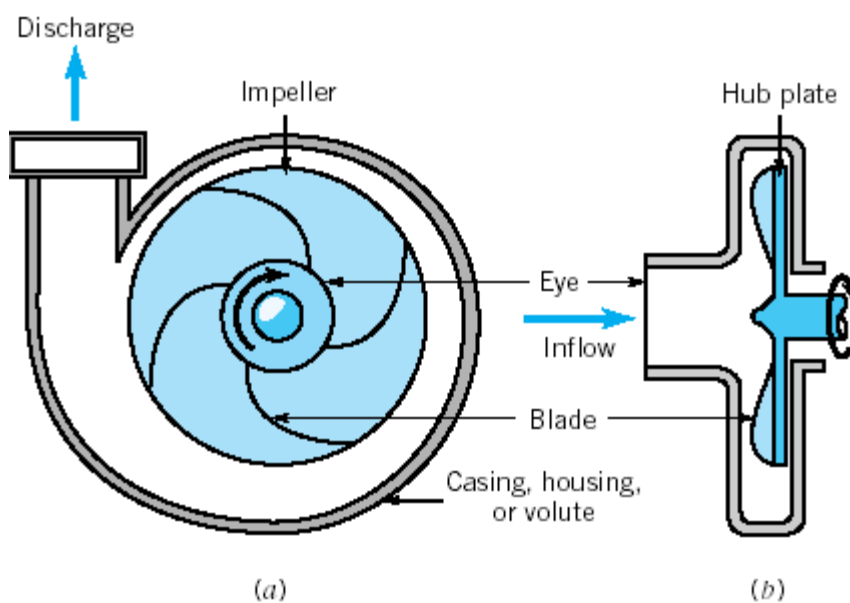
Οι εγχυτήρες έχουν χαμηλό βαθμό απόδοσης αλλά είναι απλές και ασφαλείς κατασκευές, χωρίς κινούμενα μέρη και γι' αυτό έχουν πλατειά χρήση. Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει και ο σύνδεσμος φυγοκεντρικής αντλίας με εγχυτήρα σε σειρά που χρησιμοποιείται για άντληση από μεγάλα βάθη.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2

### ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗ ΑΝΤΛΙΑ

#### 2.1 Η ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗ ΑΝΤΛΙΑ

Η φυγοκεντρική αντλία είναι το πλέον διαδεδομένο μηχάνημα με την βοήθεια του οποίου προστίθεται ενέργεια κατά την ροή του ρευστού από την αξονική περιοχή προς την περιφέρεια. Η προστιθέμενη ενέργεια αυξάνει, στην γενικότερη περίπτωση, τόσο την στατική πίεση όσο και την απόλυτη ταχύτητα του ρευστού. Στην παρακάτω σχηματική παράσταση διακρίνουμε τα κύρια μέρη μιας αντλίας, την πτερωτή και το κέλυφος:



Σχήμα 2.1 Κύρια μέρη αντλίας

Το σχήμα του κελύφους της αντλίας είναι σχεδιασμένο κατα τέτοιο τρόπο ώστε μέρος της κινητικής ενέργειας του ρευστού να μετατρέπεται σε στατική πίεση.

Υπάρχουν δύο τύποι πτερωτών αντλίας, η πτερωτή ανοικτού τύπου (open impeller) όπου τα πτερύγια είναι πακτωμένα στην πλύμνη αλλά είναι ελεύθερα στην άλλη πλευρά και η κλειστή πτερωτή (shrouded impeller) με τα πτερύγια πακτωμένα τόσο στην πλύμνη όσο και στην αντίθετη πλευρά.



**Σχήμα 2. 2 Αντλία ανοικτού τύπου (α) και κλειστού τύπου (β)**

Διακρίνουμε επίσης αντλίες απλής ή διπλής εισαγωγής, όπου στην δεύτερη περίπτωση επιτυγχάνεται μηδενική σχεδόν αξονική καταπόνηση των εδράνων.

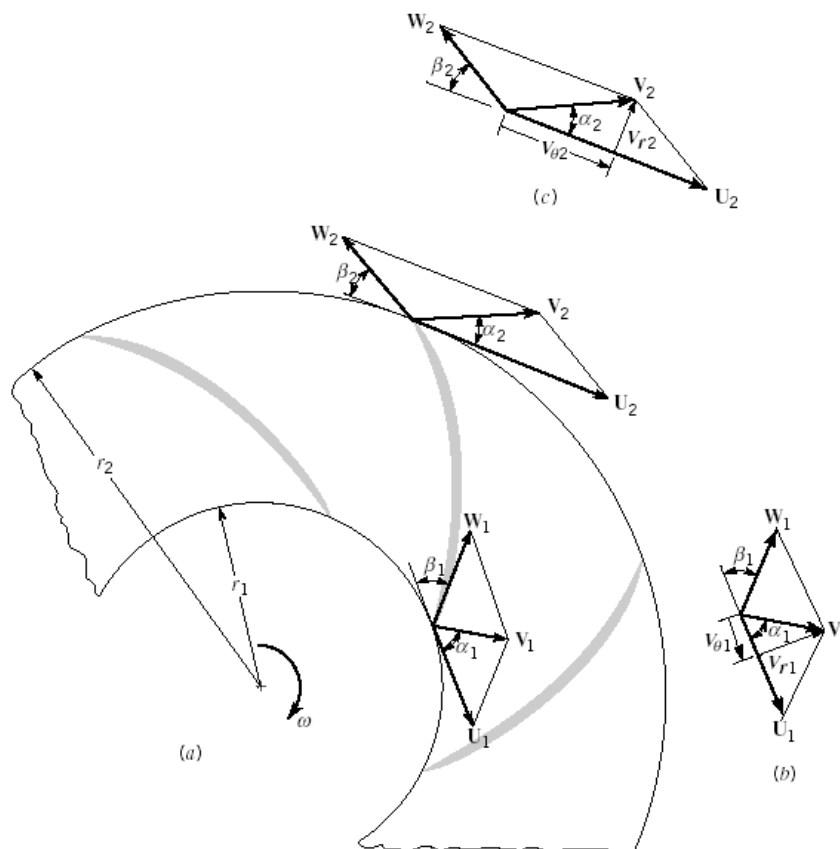
Τέλος έχουμε μονοβάθμιες και πολυβάθμιες αντλίες. Όταν η επιθυμητή πίεση στην έξοδο της αντλίας είναι αρκετά μεγάλη γίνεται εφαρμογή των πολυβάθμιων αντλιών, με περισσότερες από μια πτερωτές και η είσοδος του ρευστού στην εκάστοτε πτερωτή είναι η έξοδος του ρευστού από την προηγούμενη πτερωτή.

Όπως προκύπτει και από το θεώρημα της στροφορμής η απαιτούμενη ροπή στον άξονα της αντλίας είναι ίση με την μεταβολή της στροφορμής του ρευστού (στροφορμή του ρευστού στην έξοδο μείον στροφορμή του ρευστού στην είσοδο),

$$T_{\text{shaft}} = \dot{m}(r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1})$$

$$T_{\text{shaft}} = \rho Q(r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1})$$

όπου χρησιμοποιούνται μόνο οι εφαπτομενικές συνιστώσες της απόλυτης ταχύτητας διότι μόνον αυτές συνεισφέρουν στην δημιουργία στροφορμής ως προς τον άξονα περιστροφής της αντλίας (οι άλλες δύο συνιστώσες: στην αξονική και την ακτινική κατεύθυνση δεν δημιουργούν στροφορμή ως προς τον άξονα περιστροφής της πτερωτής).



**Σχήμα 2.3 Συνιστώσες δυνάμεις**

Η απαιτούμενη ισχύς στον άξονα της αντλίας είναι:

$$\dot{W}_{shaft} = T_{shaft}\omega$$

ή

$$\dot{W}_{shaft} = pQ\omega(r_2V_{\theta 2} - r_1V_{\theta 1})$$

και η απαιτούμενη ισχύς ανά μονάδα μάζης θα είναι:

$$W_{shaft} = \frac{\dot{W}_{shaft}}{pQ} = U_2V_{\theta 2} - U_1V_{\theta 1}$$

Συχνά στην εξίσωση ενέργειας χρησιμοποιούνται όροι όπως: ύψος ταχύτητας, ύψος πίεσης ή ύψος υψομετρικής διαφοράς. Το ύψος που μία αντλία προσθέτει στο ρευστό είναι μια πολύ σημαντική παράμετρος. Το ιδανικό ή μέγιστο δυνατό ύψος που μία αντλία προσθέτει στο ρευστό είναι:

$$\dot{W}_{shaft} = \rho g Q h_i$$

Με την βοήθεια των παρακάτω σχέσεων

$$\begin{aligned} V^2 &= V_\theta^2 + V_x^2 \\ V_x^2 + (V_\theta - U)^2 &= W^2 \\ V_\theta U &= \frac{V^2 + U^2 - W^2}{2} \\ \dot{W}_{shaft} &= \frac{V_2^2 - V_1^2 + U_2^2 - U_1^2 - (W_2^2 - W_1^2)}{2} \end{aligned}$$

καταλήγουμε στην εναλλακτική μορφή ιδανικού ύψους αντλίας:

$$h_i = \frac{1}{2g} [(V_2^2 - V_1^2) + (U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2)]$$

Από την παραπάνω σχέση, ερμηνεύοντας τους τρεις όρους στο δεύτερο σκέλος της εξίσωσης, συμπεραίνουμε ότι το ιδανικό ύψος προκύπτει από αύξηση της κινητικής ενέργειας του ρευστού, από αύξηση ενέργειας λόγω φυγοκεντρικών δυνάμεων και τέλος από αύξηση λόγω διάχυσης.

Μία ενδιαφέρουσα σχέση μεταξύ παροχής και ιδανικού ύψους προκύπτει ως εξής: Πολύ συχνά το ρευστό στην είσοδο της πτερωτής έχει μηδενική εφαπτομενική συνιστώσα και επομένως η σχέση ιδανικού ύψους θα έχει την μορφή:

$$h_i = \frac{U_2 V_{\theta 2}}{g}$$

Από το διάγραμμα με τα τρίγωνα ταχυτήτων στην είσοδο και την έξοδο της πτερωτής έχουμε:

$$\cot \beta_2 = \frac{U_2 - V_{\theta 2}}{V_{r2}}$$

και άρα

$$h_i = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 V_{r2} \cot \beta_2}{g}$$



Γνωρίζουμε όμως ότι η παροχή του ρευστού σε σχέση με την ακτινική συνιστώσα της ταχύτητας δίδεται από:

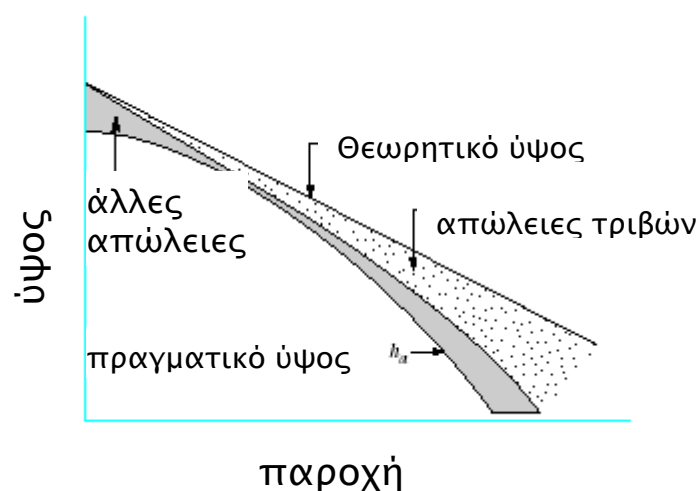
$$Q = 2\pi r_2 b_2 V_{r2}$$

Συνδυάζοντας τις προηγούμενες σχέσεις έχουμε την επιθυμητή σχέση ύψους-παροχής:

$$h_i = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cot \beta_2}{2\pi r_2 b_2 g} Q$$

Στις πραγματικές αντλίες η γωνία  $\beta_2$  βρίσκεται στην περιοχή μεταξύ  $15^\circ$  και  $35^\circ$ . Συνήθως οι πτερωτές αντλιών σχεδιάζονται με  $\beta_2 < 90^\circ$  (*backward curved*) αφού οι πτερωτές με  $\beta_2 > 90^\circ$  (*forward curved*) παρουσιάζουν αστάθεια σε μεγάλη περιοχή του πεδίου λειτουργίας τους.

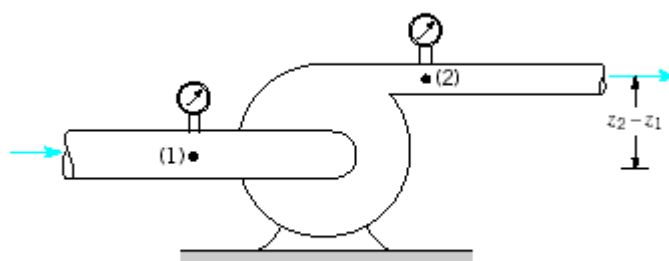
Στην πραγματική της λειτουργία η αντλία δεν επιτυγχάνει ποτέ το ιδανικό ή μέγιστο ύψος. Αυτό οφείλεται σε μία σειρά απωλειών λόγω τριβών, αποκολλήσεων και διαρροών (από περιοχές υψηλών πιέσεων σε περιοχές χαμηλών πιέσεων). Γίνεται προσπάθεια από τους σχεδιαστές της αντλίας να ελαχιστοποιήσουν τις απώλειες διαρροών και αποκολλήσεων στο σημείο της κανονικής λειτουργίας (*design point*).



Σχήμα 2. 4 Χαρακτηριστική αντλίας

Η γνώση της πραγματικής λειτουργικής συμπεριφοράς της αντλίας επιτυγχάνεται μόνο με πειραματικές μετρήσεις στο εργαστήριο. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι είναι σχεδόν αδύνατο να γίνει αξιόπιστη πρόβλεψη απωλειών σε σχέση με την παροχή. Η πραγματική χαρακτηριστική της αντλίας είναι η πιο σημαντική πληροφορία που χρειάζεται ένας μηχανικός στη σχεδίαση ενός συστήματος ροής (πχ ψυκτικό κύκλωμα ενός κινητήρα ΜΕΚ).

Αντικείμενο του πρώτου μέρους του εργαστηρίου «φυγοκεντρική αντλία» είναι ο προσδιορισμός της πραγματικής χαρακτηριστικής της αντλίας με την βοήθεια τριών σημείων.



**Σχήμα 2. 5 Πραγματικό ύψος αντλίας**

Το πραγματικό ύψος (ενέργεια) που αποκτά το ρευστό κινούμενο διαμέσω της αντλίας από το σημείο (1) στο σημείο (2) δίδεται από τη σχέση:

$$h_a = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$$

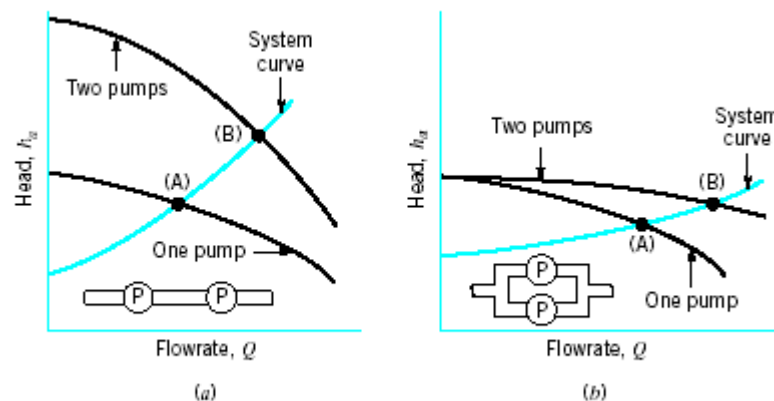
Στις περισσότερες περιπτώσεις η προστιθέμενη ενέργεια λόγω υψομετρικής διαφοράς και λόγω διαφοράς στην κινητική ενέργεια είναι ασήμαντη, οπότε η παραπάνω σχέση γίνεται:

$$h_a \approx \frac{p_2 - p_1}{\gamma}$$

(όπου  $\gamma$  είναι το ειδικό βάρος του ρευστού  $\gamma = \rho g$ ).

Το δεύτερο μέρος του εργαστηρίου «φυγοκεντρική αντλία» σκοπό έχει να προσδιορίσουμε την χαρακτηριστική ενός συστήματος αντλιών όταν οι αντλίες εργάζονται εν σειρά ή παράλληλα. Όταν δύο αντλίες εργάζονται εν σειρά σκοπό έχουμε να αυξήσουμε το τελικά επιτυγχανόμενο ύψος. Στην περίπτωση που δύο αντλίες λειτουργούν συνδεδεμένες παράλληλα επιδιώκεται να αυξήσουμε την παροχή του συστήματος.

Όπως φαίνεται και από το παρακάτω διάγραμμα όταν έχουμε δύο όμοιες αντλίες συνδεδεμένες εν σειρά όπου κάθε μία αντλία έχει ως σημείο λειτουργίας της το (A), το σύστημα των δύο αντλιών έχει ως σημείο λειτουργίας του το (B) το οποίο χαρακτηρίζεται από πολύ πιο αυξημένο ύψος και από αυξημένη παροχή σε σχέση με το (A). Κάθε σημείο της χαρακτηριστικής του συστήματος (B) προκύπτει από το (A) όταν για την ίδια παροχή προσθέτουμε δύο φορές το αντίστοιχο ύψος. Πρέπει να τονιστεί ότι το επιτυγχανόμενο ύψος στη θέση (B) δεν είναι σε καμιά περίπτωση διπλάσιο από το ύψος που αντιστοιχεί στο σημείο (A).



**Σχήμα 2. 6 Αντλίες συνδεδεμένες σε σειρά(α), αντλίες συνδεδεμένες παράλληλα (β)**

Τέλος στην περίπτωση που οι δύο αντλίες συνδέονται παράλληλα κάθε σημείο της χαρακτηριστικής του συστήματος (B) προκύπτει από το (A) όταν για το ίδιο ύψος προσθέτουμε δύο φορές την αντίστοιχη παροχή.

Είναι βεβαίως προφανές ότι το σημείο λειτουργίας ενός συστήματος αντλιών εν σειρά ή παράλληλα εξαρτάται όχι μόνον από την συνδεσμολογία των αντλιών αλλά και από την χαρακτηριστική της κατανάλωσης που στα παραπάνω διαγράμματα παριστάνεται με μία παραβολή.

## 2.2 ΝΟΜΟΙ ΟΜΟΙΟΤΗΤΑΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ

Στις φυγοκεντρικές αντλίες είναι πολύ χρήσιμο να γνωρίζουμε πως μεταβάλλεται η παροχή, το ολικό ύψος και η ισχύς της αντλίας, όταν μεταβάλλεται ο αριθμός στροφών αυτής.

Έστω φυγοκεντρική αντλία, η οποία σε αριθμό στροφών ανά λεπτό δίνει παροχή  $Q$  ( $m^3/sec$ ) σε ολικό ύψος  $H$ .

Αν ο αριθμός των στροφών μεταβληθεί σε  $n'$ , τότε :

1) Η παροχή της αντλίας μεταβάλλεται ανάλογα με το αριθμό στροφών, δηλ η νέα παροχή  $Q'$  θα είναι τόση ώστε :

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n}{n'} \quad \text{ή} \quad n' = \left(\frac{Q'}{Q}\right) * n$$

2) Το ολικό ύψος της αντλίας μεταβάλλεται ανάλογα του τετραγώνου του αριθμού στροφών. Δηλαδή, αν  $H'$  το νέο ύψος θα είναι :

$$\frac{H'}{H} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad \text{ή} \quad H' = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 * H$$

3) Η ισχύς της αντλίας μεταβάλλεται ανάλογα του κύβου των αριθμών των στροφών. Αν  $N'$  η νέα ισχύς αυτή, θα είναι:

$$\frac{N'}{N} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \quad \text{ή} \quad N = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 * N$$

## 2.2.1 ΤΑΞΙΝΟΜΗΣΗ ΤΩΝ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ

Οι φυγοκεντρικές αντλίες χρησιμοποιούνται σε μεγάλο πλήθος εφαρμογών, συμπεριλαμβανομένων και των ακολουθών: παροχή νερού και άρδευσης, συγκροτήματα παραγωγής ενέργειας, έλεγχος πλημμύρων, βιομηχανίες τροφίμων, χημικές βιομηχανίες, βιομηχανίες κατεργασίας υφάσματος και δέρματος, οικιακές συσκευές, ορυχεία και επεξεργασία μεταλλευμάτων, μεταφορές υγρών - στερεών μειγμάτων, περιβαλλοντολογικοί έλεγχοι, διαστημόπλοια, αεροπλάνα και αυτοκίνητα. Η λίστα θα μπορούσε να συμπεριλάβει και πολλές άλλες εφαρμογές.

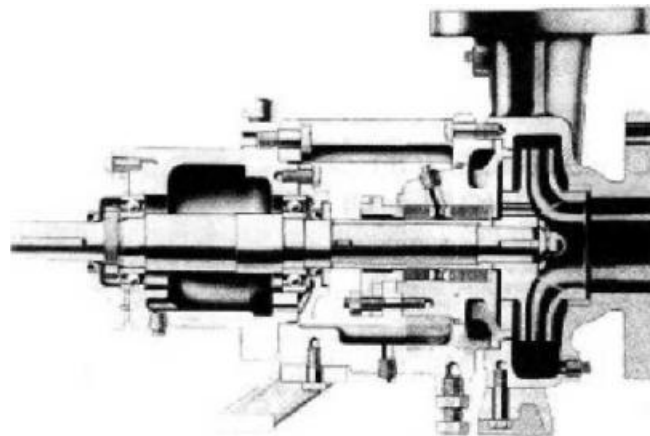
Λόγω του μεγάλου φάσματος εφαρμογών τους, οι φυγοκεντρικές αντλίες κατασκευάζονται σε ποικιλία μεγεθών και σε ποικιλία χαρακτηριστικών απόδοσης. Γενικά μπορούμε να τις ταξινομήσουμε σε τρεις ξεχωριστές κατηγορίες: κατασκευαστικά γνωρίσματα, λειτουργικά και ειδική ταχύτητα.

## 2.2.2 ΚΑΤΑΣΚΕΥΑΣΤΙΚΑ ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ

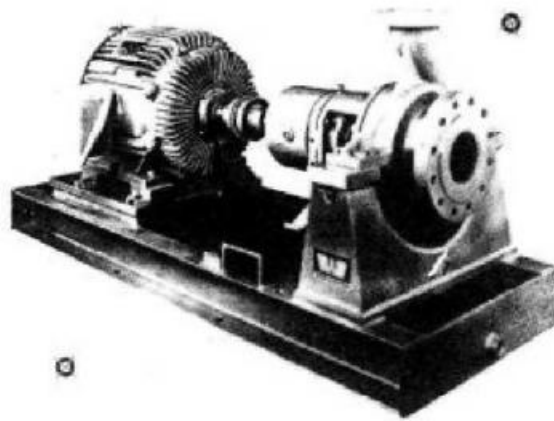
- Ø Μια αντλία πρέπει να αποτελείται από ένα στροφέιο που θα λειτουργεί εντός κελύφους (θάλαμο) το οποίο έχει χυτά προσαρμοσμένες ένα ακροφύσιο αναρρόφησης και άλλο ένα εξαγωγής (Σχ 2.7, 2.12).
- Ø Μπορεί και να αποτελείται από διάφορα στροφεία εγκαταστημένα σε έναν άξονα και να λειτουργεί εντός κελύφους με δυο χωριστούς θαλάμους, οι οποίοι όμως είναι ομοκεντρικοί (θάλαμοι) Σχ. 2.13.
- Ø Μπορεί και να αποτελείται, επίσης από διαφορετικά στροφεία εγκατεστημένα σε κοινό άξονα που λειτουργούν εντός ίσου αριθμού κελυφών συναρμολογημένα σε μια συσκευή. (Σχήματα 2.14 και 2.15).
- Ø Ο κεντρικός άξονας μπορεί να είναι οριζόντιος (Σχ. 2.7, 2.10 και 2.12, 2.14) ή μπορεί να έχει κάθετο προσανατολισμό (Σχ. 2.11 και 2.15, 2.17).

- ∅ Το κέλυφος κάθε στροφείου μπορεί να αποτελείται από σπειροειδείς ή παρατεταγμένους εν σειρά διαχυτήρες (Σχ. 2.14 και 2.15).
- ∅ Το ακροφύσιο αναρρόφησης μπορεί να είναι ομόκεντρο με τον κεντρικό άξονα της αντλίας (Σχ. 2.7, 2.9) ή κάθετο στον άξονα (Σχ. 2.10).
- ∅ Το στροφείο μπορεί να είναι όλο χυτό με κλειστούς και τους δυο επίτονους (κλειστόστροφείο, σχ. 2.18) ή μπορεί να είναι χυτό με ένα επίτονο (ημι - ανοικτό στροφείο, βλέπε σχ. 2.19).
- ∅ Το στροφείο μπορεί να έχει ένα ακροφύσιο αναρρόφησης (Σχ. 2.7, 2.11) ή δύο ακροφύσια αναρρόφησης (Σχ. 2.12).

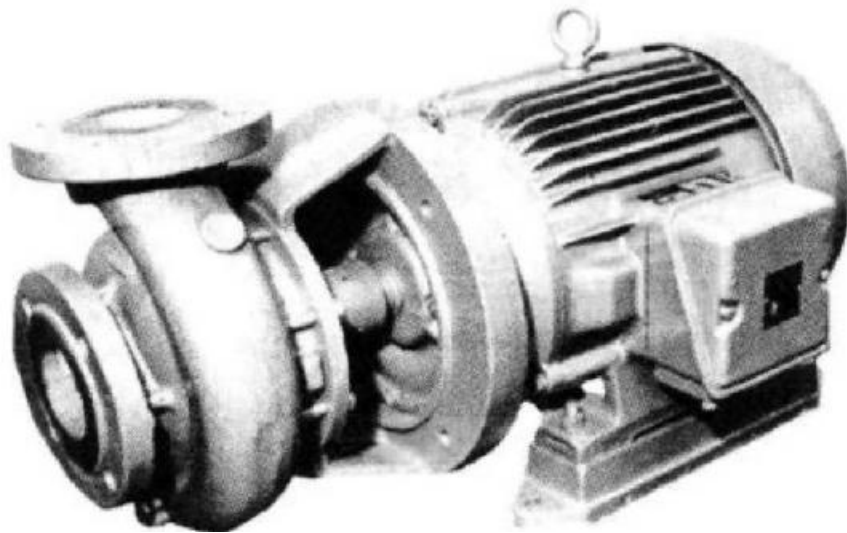
Η λίστα μπορεί να συνεχισθεί ατελείωτα. Οι περισσότερες φυγοκεντρικές αντλίες ανήκουν τουλάχιστον σε ένα είδος από τις κατηγορίες που αναφέρθηκαν



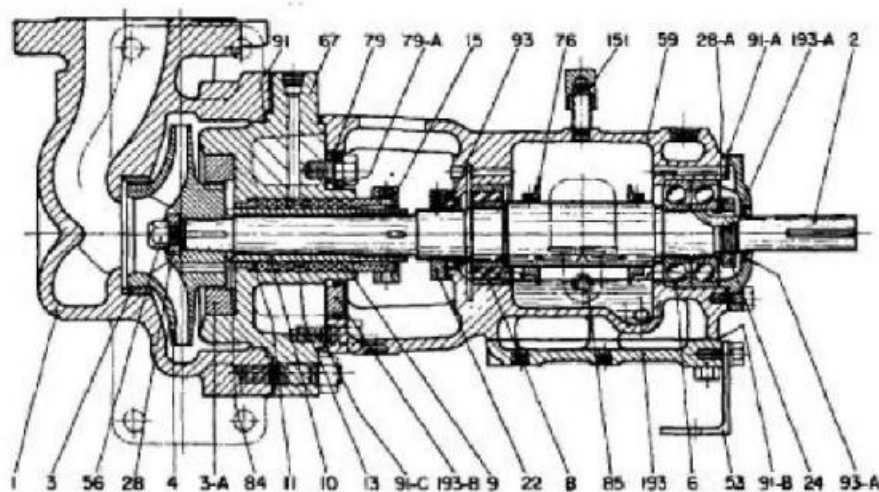
**Σχήμα 2.7** Οριζόντια, μιας βαθμίδος, ενός σημείου αναρρόφησης, πλαισιωμένη αντλία.



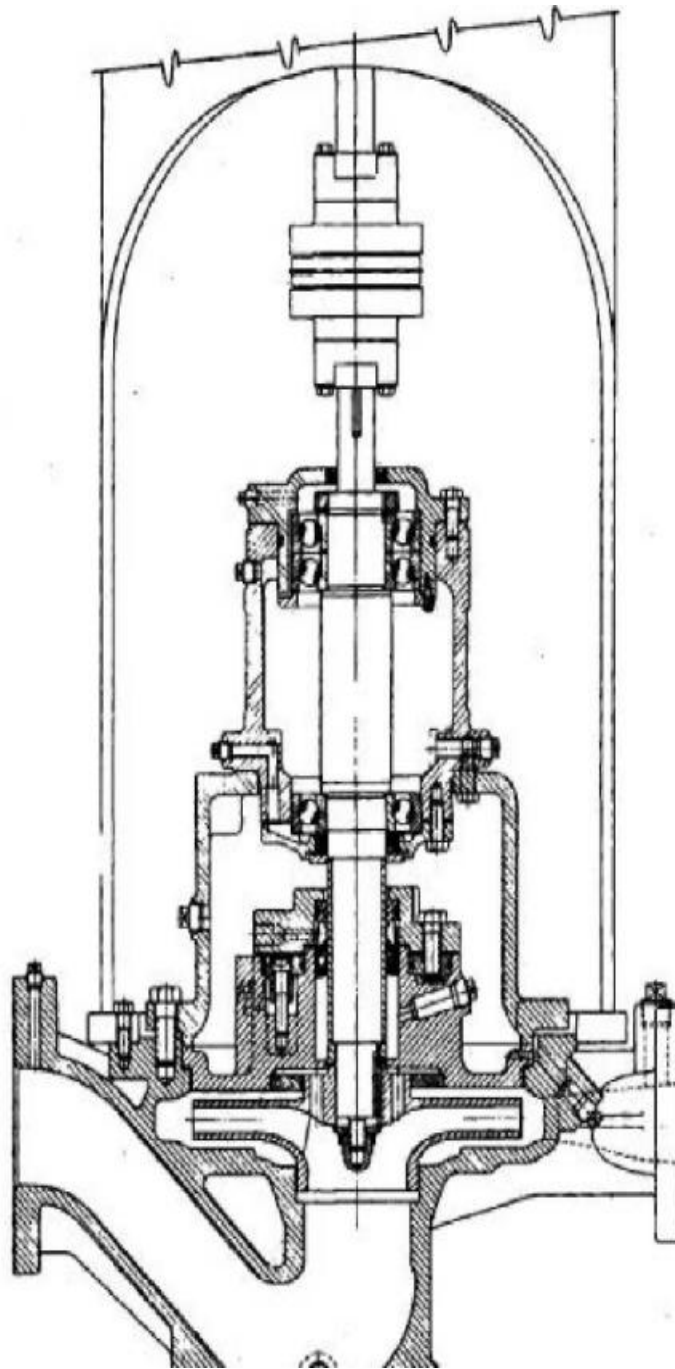
**ΣΧ. 2.8** Οριζόντια, μιας βαθμίδος κεντρικής εγκατάστασης αντλίας.



**Σχήμα 2.9** Κοντινής σύνδεσης αντλία.

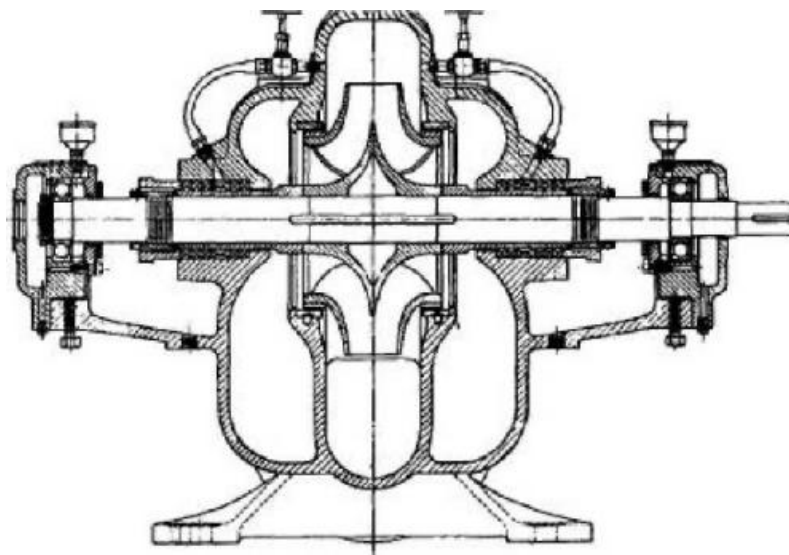


**Σχ 2.10** Οριζόντια, μιας βαθμίδος, πλαϊνής αναρρόφησης

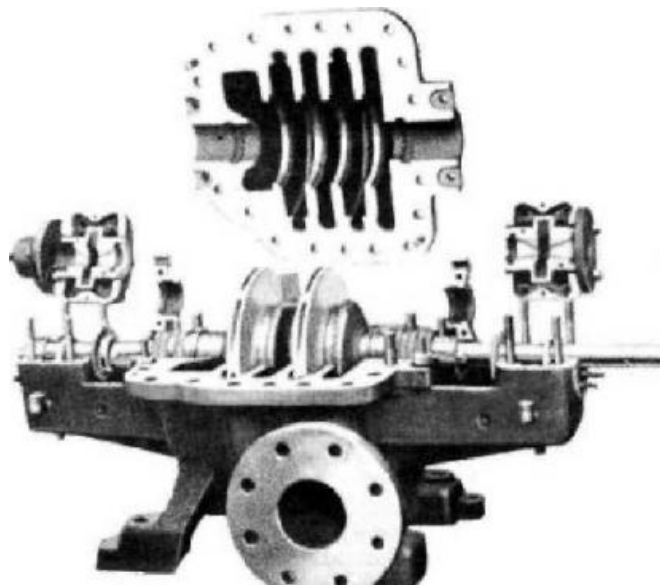


**Σχήμα 2.11 Μιας βαθμίδος, καθέτου προσανατολισμού αντλία.**

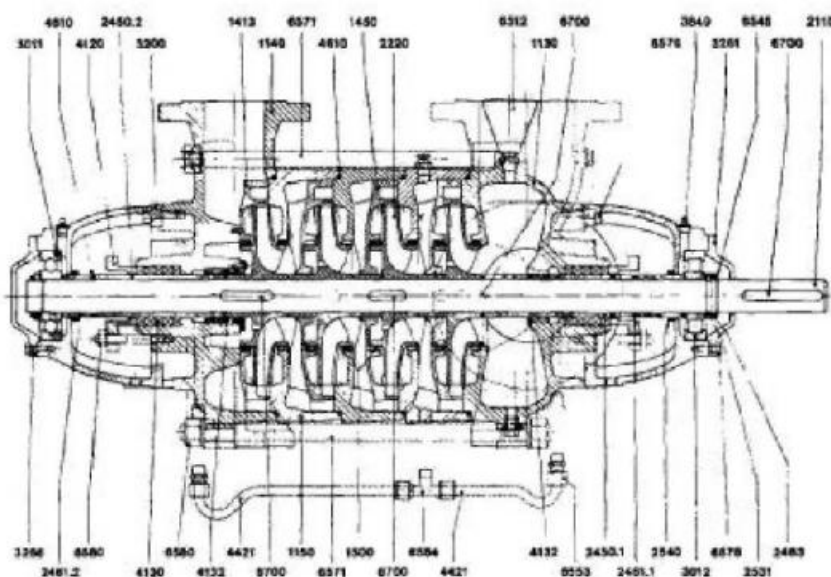




Σχήμα 2.12 Οριζόντια, χωριστών θαλάμων, διπλής αναρρόφησης στροφείου, αντλία.



Σχήμα 2.13. Πολλαπλών βαθμίδων, διαχωρισμένου κελύφους, αντλία.



Σχήμα 2.14 Πολλαπλών βαθμίδων αντλία

### 2.2.3 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ

Σε πολλές περιπτώσεις, τα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά μια αντλίας καθορίζονται από τη χρήση της αντλίας. Για παράδειγμα, όταν νερό πρέπει να "τραβηχτεί" από μια βαθιά υπόγεια πηγή, τότε χρησιμοποιούνται βαθέως - φρέατος αντλίες (σχ. **2.15**). Αυτές οι αντλίες μπορούν να εγκατασταθούν σε σχετικά μικρής διαμέτρου πηγάδια, αλλά είναι ικανές να παρέχουν μεγάλες σχετικά ταχύτητες ροής.

Όταν μια αντλία πρέπει να χρησιμοποιηθεί για ζεστά υγρά, το κέλυφος της τοποθετείται συνήθως στο κέντρο της (σχ. **2.8**), για να αντισταθμισθεί η διαφορά της θερμικής εκτόνωσης της αντλίας και του μεταδότη κίνησης.

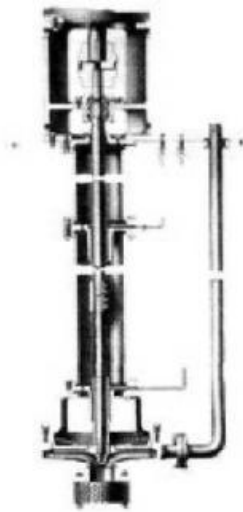
Οι κάθετες αντλίες συνήθως χρησιμοποιούνται για το χειρισμό μεταγγίσεων (σχ. **2.16**). Αυτές τοποθετούνται επάνω από υπόγεια κανάλια - υπονόμους. Το άκρο άντλησης βυθίζεται στο υγρό και ο μεταδότης κίνησης βρίσκεται επάνω από το έδαφος.

Για τη χρήση υγρών που περιέχουν μεγάλες ποσότητες στερεών υλικών, χρησιμοποιούνται αντλίες με πολύ βραδεία στροφέα (σχ. **2.18** και **2.19**), για να ελαχιστοποιηθεί ο κίνδυνος έμφραξης.

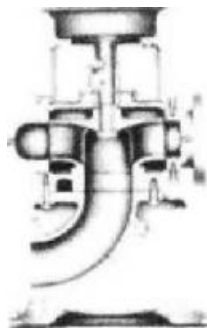
Μερικές φορές, η χρήση για την οποία πρέπει να επιλεγεί μια αντλία επιβάλλει ορισμένες ειδικές απαιτήσεις που έχουν σχέση με τη διάταξη στεγανοποίησης. Σε άλλες περιπτώσεις, η υδάτινη οδός πρέπει να κατασκευασθεί με ειδικά υλικά, ώστε να αποφευχθεί η διάβρωση ή το "φάγωμα" από αυτή (διάβρωση) από το αντλούμενο υγρό. Και εδώ η λίστα είναι πολύ μεγάλη.



**Σχήμα 2.15 Πολλαπλών βαθμίδων, κάθετη βαθέως φρεατίου αντλία.**



**Σχήμα 2.16 Κάθετη, υγρού άκρου αντλία.**



**Σχήμα 2.17 Κάθετη αντλία στεγνού άκρου για εργασίες αποχέτευσης.**



**Σχ. 2.18 Κλειστού τύπου στροφείο για αντλίες αποχέτευσης.**



**Σχ. 2.19 Ημιανοικτό στροφέιο για αντλίες αποχέτευσης.**

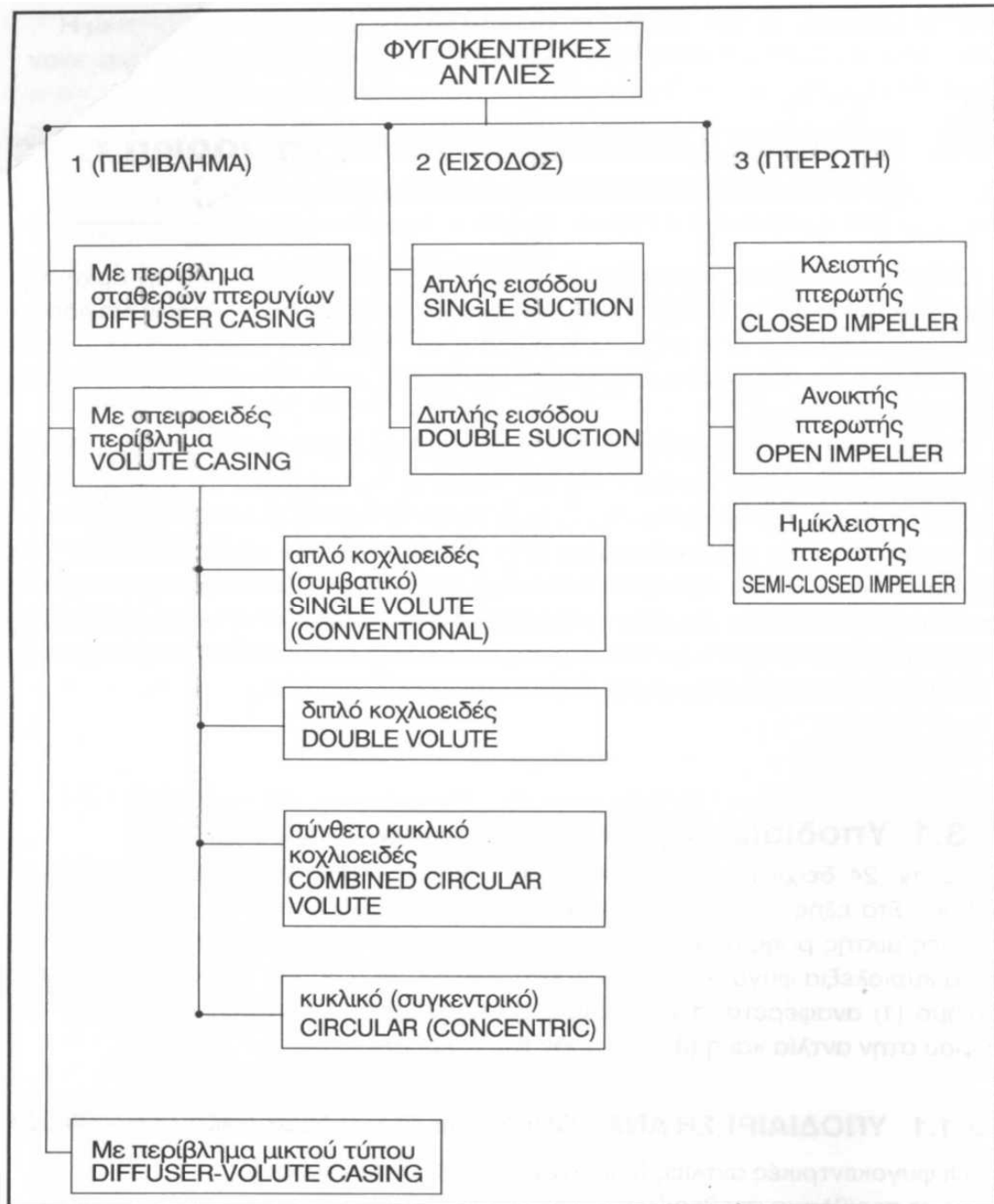
### **2.3 ΥΠΟΔΙΑΙΡΕΣΗ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ**

Στο παρακάτω σχήμα ( σχ. 2.20 ) φαίνονται συγκεντρωτικά οι υποκατηγορίες των φυγοκεντρικών αντλιών. Στο εξής ο όρος φυγοκεντρικές αντλίες θα υπονοεί και τις ελικοειδείς αντλίες μεικτής ροής που έχουν ως γνωστό σπειροειδές περίβλημα όπως και η κατά κυριολεξία φυγόκεντρες αντλίες. Στο σχ. 2.20 η βασική υποδιαίρεση με τον αριθμό (1) αναφέρεται στο κέλυφος , η υποδιαίρεση (2) στο είδος εισόδου του υγρού στην αντλία και η (3) στο είδος της πτερωτής .

#### **2.3.1 ΥΠΟΔΙΑΙΡΕΣΗ ΑΝΑΦΟΡΙΚΑ ΜΕ ΤΟ ΠΕΡΙΒΛΗΜΑ (ΚΕΛΥΦΟΣ ).**

Οι φυγοκεντρικές αντλίες διακρίνονται σε (3) υποκατηγορίες:

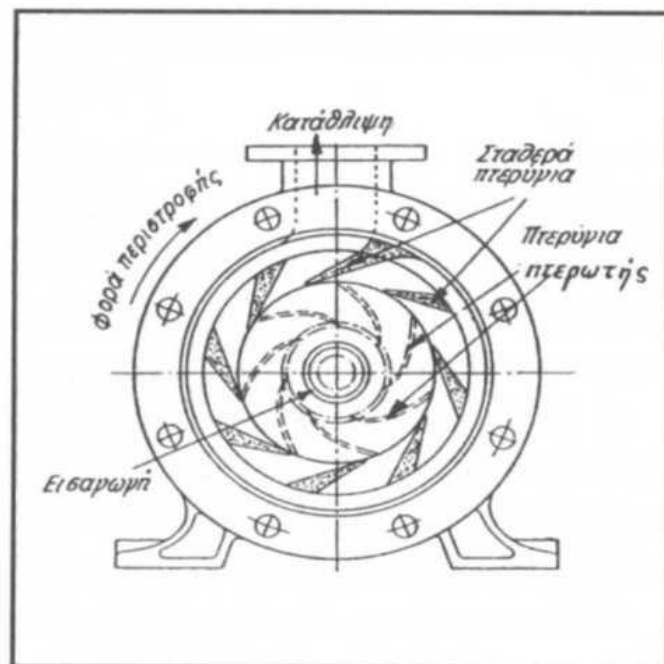
- α) με περίβλημα σταθερών πτερυγίων ( σχ. **2.21**)
- β) με σπειροειδές περίβλημα ( κέλυφος ) ( σχ. **2.22**)
- γ) με περίβλημα μεικτού τύπου ( σχ. **2.23**)



**Σχήμα 2.20 Κατάταξη φυγοκεντρικών αντλιών**

### 2.3.1.1 ΑΝΤΛΙΕΣ ΜΕ ΠΕΡΙΒΛΗΜΑ ΣΤΑΘΕΡΩΝ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ

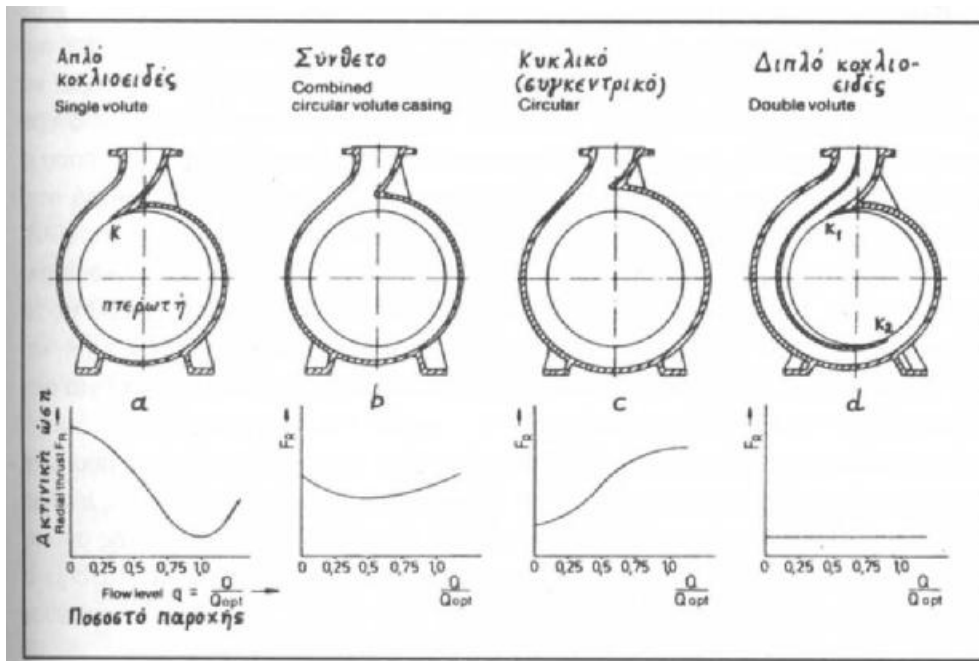
Σε αυτές τις αντλίες η πτερωτή εκκινάσει το υγρό μέσα στα κανάλια του περιβλήματος, που σχηματίζονται από τα σταθερά του πτερύγια (πτερύγια διάχυσης). Αυτά τα κανάλια έχουν βαθμιαίως αυξανόμενη διατομή με αποτέλεσμα να ελαττώνουν την ταχύτητα του υγρού που εγκαταλείπει την πτερωτή οπότε αυξάνεται η πίεση .



**Σχήμα 2.21 Αντλία με σταθερά πτερύγια**

Το σχήμα του περιβλήματος είναι κυλινδρικό και η πτερωτή είναι συγκεντρικά τοποθετημένη μέσα σε αυτό .

Οι περισσότερες πολυβάθμιες φυγοκεντρικές αντλίες έχουν περίβλημα με σταθερά πτερύγια .



**Σχήμα 2.22** Τύποι σπειροειδούς κελύφους και αντίστοιχες καμπύλες ακτινικής ώσης

**Μειονεκτήματα** : όταν οι συνθήκες λειτουργίας της αντλίας διαφέρουν σημαντικά από τις συνθήκες σχεδιασμού της , συμβαίνει αποκόλληση της ροής από την επιφάνεια των σταθερών πτερυγίων με αποτέλεσμα σημαντική πτώση του βαθμού απόδοσης .

### 2.3.1.2 ΑΝΤΛΙΕΣ ΜΕ ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΕΣ ΚΕΛΥΦΟΣ

Το υγρό στις αντλίες αυτές μετά την έξοδο του από την πτερωτή οδηγείται σε έναν αγωγό σπειροειδούς σχήματος όπου η ταχύτητα του ελαττώνεται βαθμιαία μέχρι την έξοδο προς σωλήνα κατάθλιψης , ενώ η πίεση αυξάνεται .

α) Στις αντλίες με απλό κοχλιοειδές κέλυφος ( σχ. **2.22**) η πτερωτή είναι έκκεντρα τοποθετημένη ως προς το κέλυφος και η απόσταση της περιφέρειας της πτερωτής από το κέλυφος είναι ελάχιστη στο σημείο κ .Η αιχμή που σχηματίζει το κέλυφος στο σημείο Κ ονομάζεται αιχμή κοπής νερού ( CUT-WATER) .

Η κατανομή της πίεσης του υγρού γύρω από την πτερωτή δεν είναι ομοιόμορφη οπότε προκύπτει ακτινική δύναμη ( ώση ) που παραλαμβάνεται από τα έδρανα του άξονα της πτερωτής .Η ακτινική ώση είναι ελάχιστη όταν η αντλία λειτουργεί σε συνθήκες πολύ κοντά στις συνθήκες σχεδίασης της ( σημείο βέλτιστης λειτουργίας –OPTIMUM POINT ) οπότε η παροχή  $Q=Q_{opt}$  .Όμως σε συνθήκες που απέχουν πολύ από το βέλτιστο σημείο π.χ. λιγότερο από 30% ή περισσότερο από 120% της βέλτιστης παροχής ( $Q_{opt}$ ) η ακτινική ώση αυξάνεται δραστικά και μπορεί να προκαλέσει γρήγορη φθορά των εδράνων .Το πρόβλημα αυτό είναι εντονότερο στις μεγάλες αντλίες με μεγάλες διαμέτρους και ταχύτητες πτερωτής , όπου η μεγάλη ακτινική ώση μπορεί να προκαλέσει κάμψη του άξονα και φθορά στις στεγανοποιητικές διατάξεις ( μηχανικούς στυπιοθλίπτες κ.α.) .Η λύση του προβλήματος δίνεται με το διπλό κέλυφος ( σχ. **2.22**) .Εδώ ένα διαχωριστικό τοίχωμα του περιβλήματος διαχωρίζει τη ροή γύρω από την πτερωτή ζυγοσταθμίζοντας τα υδραυλικά φορτία .Υπάρχουν δύο αντιδιαμετρικά σημεία κοπής νερού , τα K1 και K2 .Έτσι η ακτινική ώση ελαττώνεται σημαντικά και παραμένει σταθερή για όλη την περιοχή λειτουργίας της αντλίας .

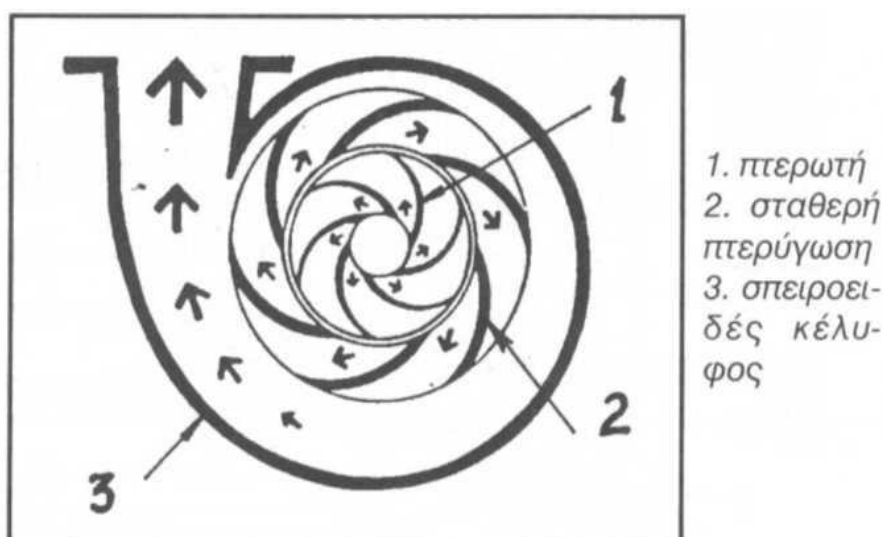
β) Μια άλλη προσέγγιση του θέματος γίνεται με το κυκλικό κέλυφος που είναι συγκεντρικό με την πτερωτή ( σχ. **2.22**) .Εδώ αντίθετα από τις συμβατικές αντλίες απλού κοχλιοειδούς κελύφους η απόσταση της περιφέρειας της πτερωτής από το κέλυφος είναι σταθερή περιμετρικά .Η ακτινική ώση είναι μέγιστη στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας που είναι και το σημείο σχεδιασμού αντλίας .Έτσι καλύπτονται όσον αφορά την ακτινική ώση όλες οι υπόλοιπες πιθανές περιοχές λειτουργίας .

Μια ενδιάμεση λύση ανάμεσα στο απλό κοχλιοειδές ( συμβατικό ) και το κυκλικό κέλυφος είναι το σύνθετο ή συνδυασμένο κέλυφος ( σχ. **2.26**, b) . Η διακύμανση ακτινικής ώσης για κάθε τύπο κελύφους φαίνεται στο **2.22** σε συνάρτηση με το ποσοστό παροχής .



### 2.3.1.3 ΑΝΤΛΙΕΣ ΜΕ ΠΕΡΙΒΛΗΜΑ ΜΙΚΤΟΥ ΤΥΠΟΥ

Εάν χρησιμοποιηθεί σταθερή πτερύγωση μέσα σε περίβλημα όχι κυλινδρικό όπως στο 2.3.1.1.1 αλλά σπειροειδές, τότε προκύπτει ο μικτός τύπος του σπειροειδούς κελύφους με σταθερή πτερύγωση (σχ. 2.23). Σε αυτόν τον τύπο περιβλήματος η αύξηση της πίεσης του υγρού επιτυγχάνεται τόσο μέσα στα σταθερά πτερύγια διάχυσης, όσο και στο σπειροειδές κέλυφος που έχει βαθμιαία αυξανόμενη διατομή προς την κατεύθυνση της κατάθλιψης. Ο μικτός αυτός τύπος συνδυάζει τις ιδιότητες και των δυο απλών τύπων, των οποίων αποτελεί σύνθεση.



Σχήμα 2.23 Σχηματική παράσταση αντλίας με περίβλημα μικτού τύπου

### 2.3.2 ΥΠΟΔΙΑΙΡΕΣΗ ΑΝΑΦΟΡΙΚΑ ΜΕ ΤΗΝ ΕΙΣΟΔΟ .

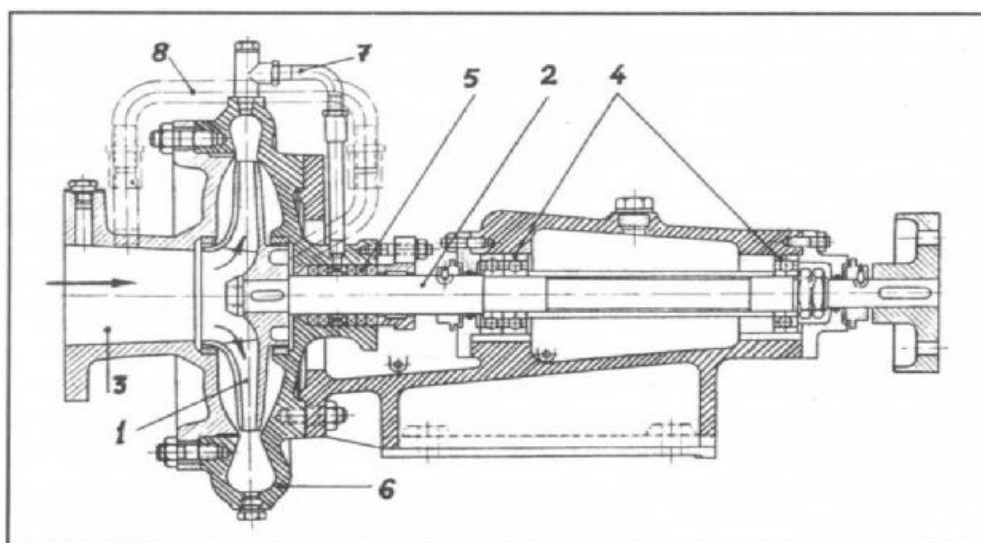
Όπως φαίνεται και στο προηγούμενο σχήμα (2.20) υπάρχουν δυο είδη αντλιών .

α) απλής εισόδου ή μονόπλευρης αναρρόφησης (2.24) και

β) διπλής εισόδου ή αμφίπλευρης αναρρόφησης (σχ. 2.25)

Στην αντλία απλής εισόδου το υγρό εισέρχεται στην πτερωτή από τη μια μόνο πλευρά της ενώ στην αντλία διπλής εισόδου και από τις δυο πλευρές της συμμετρικής πτερωτής .Εννοείται ότι στην αντλία διπλής εισόδου υπάρχει και κατάλληλα διαμορφωμένο κέλυφος που είναι και αυτό συμμετρικό ως προς το μεσοκάθετο επίπεδο στον άξονα της αντλίας .

α) Η αντλία απλής εισόδου είναι απλούστερος τύπος αντλίας .Στην αντλία του σχ. 2.24 η πτερωτή (1) είναι προσαρμοσμένη στο άκρο του άξονα (2) και το υγρό οδηγείται από τον σωλήνα αναρρόφησης μέσα από το στόμιο εισόδου (3) κατευθείαν στο κέντρο ( «μάτι» ) της πτερωτής .Ο άξονας περιστρέφεται πάνω σε δυο έδρανα (4) που έχουν αρκετή απόσταση μεταξύ τους .Ένας στυπιοθλίπτης (5) αρκεί για την στεγανοποίηση της διέλευσης του άξονα μέσα από το κέλυφος (6).Ο στυπιοθλίπτης ψύχεται και λιπαίνεται με υγρό από την κατάθλιψη μέσω του σωλήνα (7).

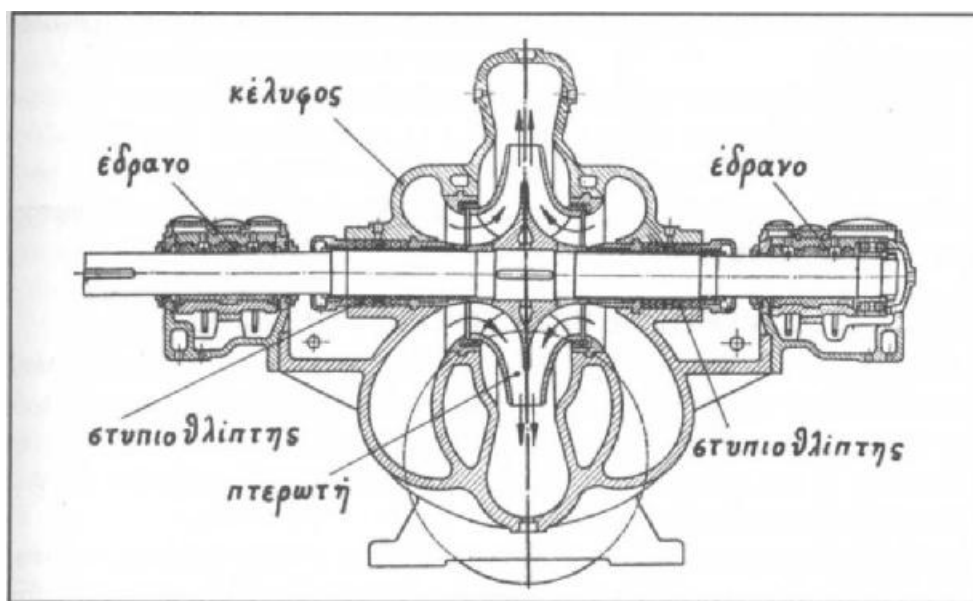


**Σχήμα 2.24 αντλία απλής εισόδου**

Στις αντλίες απλής αναρρόφησης δημιουργείται μια αξονική ώση (δύναμη παράλληλη προς τον άξονα της αντλίας ) που τείνει να μετατοπίσει την πτερωτή προς το στόμιο αναρρόφησης .Η δύναμη αυτή προκαλείται από τη διαφορά πίεσης που υπάρχει στις δυο πλευρές της πτερωτής ( πίεση αναρρόφησης από την μια και πίεση κατάθλιψης από την άλλη ) .Την αξονική ώση , είτε αφήνουμε να την παραλάβουν τα έδρανα όταν είναι σχετικά μικρή , ή φροντίζουμε να την εξισορροπήσουμε με διάφορες μεθόδους , όπως π.χ.

με οπές στον οπίσθιο δίσκο της πτερωτής , ή με την επικοινωνία του χώρου εμπρός και πίσω από την πτερωτή με σωλήνα εξισορρόπησης (8) .

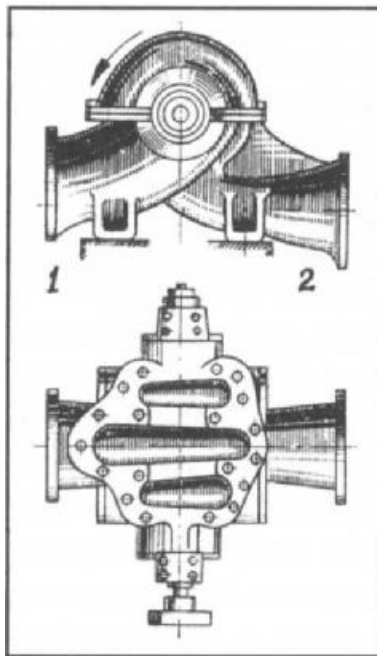
Οι αντλίες απλής αναρρόφησης κατασκευάζονται συνήθως για παροχές από 1 έως 400m<sup>3</sup>/h , μανομετρικά ύψη από 15 έως 100m στήλης νερού ( m Σ.Υ. ) και ταχύτητες από 1450 έως 2900 στροφές ανά λεπτό (RPM) .Η διάμετρος της πτερωτής συνήθως δεν ξεπερνά τα 350 mm και ο συνολικός βαθμός απόδοσης κυμαίνεται μεταξύ 50-80%.



**Σχήμα 2.25 αντλία διπλής εισόδου**

β) Η εξωτερική όψη των αντλιών διπλής εισόδου του σχ. 2.25 φαίνεται στο σχ. 2.26 Το κέλυφος διαιρείται αξονικά ( AXIALLY SPLIT ) και δεν έχει σταθερή πτερύγωση .Τα στόμια εισόδου (1) και εξόδου (2) είναι ενσωματωμένα στο κάτω ημικέλυφος .Λόγω της συμμετρίας η πίεση και στις δυο πλευρές της πτερωτής είναι ίδια . Θεωρητικά λοιπόν οι αντλίες διπλής εισόδου έχουν υδραυλική εξισορρόπηση και δεν εμφανίζουν αξονική ώση της πτερωτής .

Στην πράξη βέβαια υπάρχει μια μικρή αξονική ώση που οφείλεται σε κατασκευαστικές ατέλειες ή άνισες φθορές των εξαρτημάτων .



**Σχήμα 2.26 Εξωτερική όψη αντλίας διπλής εισόδου**

Οι αντλίες διπλής εισόδου εκτός από το πλεονέκτημα της μηδενικής σχεδόν αξονικής ώσης πλεονεκτούν και στο ότι παρουσιάζουν μικρή ταχύτητα ροής στη είσοδο λόγω του διπλού αγωγού αναρρόφησης. Για αυτό μπορούν να χρησιμοποιηθούν για μεγάλες παροχές.

Ενδεικτικά καλύπτουν τις παρακάτω περιοχές λειτουργίας :

- Παροχή: από 100 έως 12.000 m<sup>3</sup>/h
- Μαν. Ύψος : από 10 έως 100 m ( Σ.Υ. )

Η ταχύτητα τους κυμαίνεται συνήθως μεταξύ 730 και 2950 RPM και διάμετροι πτερωτών μεταξύ 260 και 900mm.

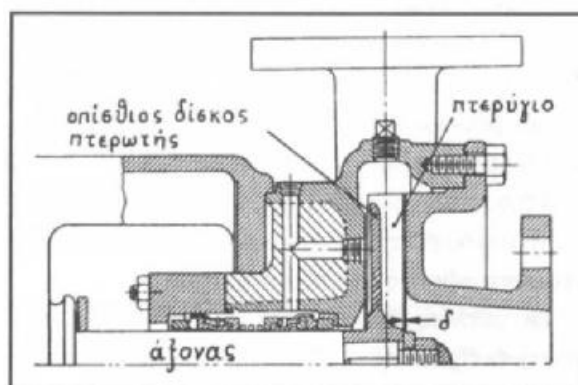
### **2.3.3 ΥΠΟΔΙΑΙΡΕΣΗ ΜΕ ΒΑΣΗ ΤΟ ΕΙΔΟΣ ΤΗΣ ΠΤΕΡΩΤΗΣ**

Η πτερωτή είναι ίσως το σπουδαιότερο μέρος της φυγοκεντρικής αντλίας. Αποτελείται από την πλύμνη ( με την οποία σφηνώνεται στον άξονα ) και τα πτερύγια. Τα πτερύγια συνήθως έχουν κλίση αντίθετη προς την φορά περιστροφής της πτερωτής. Όπως φαίνεται στο προηγούμενο σχήμα (σχ. 2.20) υπάρχουν τρία είδη πτερωτών οι κλειστές, οι ημίκλειστες και οι ανοικτές.

α) Η κλειστή πτερωτή : (σχ. 2.24 & 2.25) αποτελείται από δυο δίσκους μεταξύ των οποίων βρίσκονται τα πτερύγια .Στις αντλίες απλής εισόδου ο ένας δίσκος έχει στο κέντρο του μία οπή («μάτι») από όπου εισέρχεται το υγρό στα πτερύγια .Στις αντλίες διπλής εισόδου υπάρχουν οπές και στους δυο δίσκους. Η διάμετρος της οπής (ή των οπών για τις αντλίες διπλής εισόδου) συμπίπτει με την εσωτερική διάμετρο του στομίου εισόδου του κελύφους ακριβώς μπροστά από την πτερωτή, για να έχουμε ομαλή είσοδο του υγρού στην πτερωτή .

Οι αντλίες με πτερωτή κλειστού τύπου πλεονεκτούν γιατί έχουν μεγάλο βαθμό απόδοσης , αναπτύσσουν υψηλή πίεση , εμφανίζουν μικρότερη αξονική ώση και παρουσιάζουν μικρότερη τάση για σπηλαιώση. Όμως βουλώνουν (μπουκώνουν) ευκολότερα και για αυτό χρησιμοποιούνται για άντληση μόνο καθαρών σχετικά υγρών, εκτός αν είναι ειδικά σχεδιασμένες .

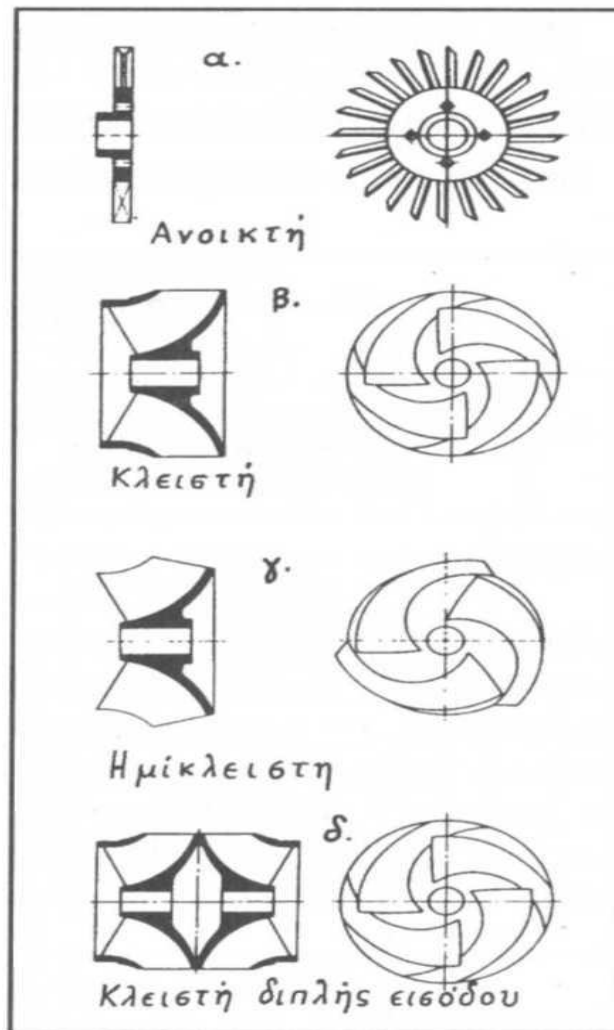
β) Στην ημίκλειστη πτερωτή δεν υπάρχει ο εμπρόσθιος δίσκος με την οπή εισόδου αλλά μόνο ο οπίσθιος δίσκος πάνω στον οποίο είναι στερεωμένα τα πτερύγια και που αποτελεί συνέχεια της πλήμνης ( σχ. 2.27).



Σχήμα 2.27 φυγοκεντρική αντλία με ημίκλειστη πτερωτή

Στις αντλίες με ημίκλειστη πτερωτή πρέπει το διάκενο ( $\delta$ ) μεταξύ των πτερυγίων και της εσωτερικής επιφάνειας του καλύμματος του κελύφους να είναι όσο γίνεται μικρότερο. Έτσι ελαττώνονται οι διαφυγές υγρού και επιταχύνεται ικανοποιητικός βαθμός απόδοσης, που όμως κατά κανόνα είναι μικρότερος από ότι στις αντλίες με κλειστές πτερωτές .

γ) Η ανοικτή πτερωτή (σχ. 2.28α) δεν έχει ούτε εμπρόσθιο ούτε οπίσθιο δίσκο και τα πτερύγια στερεώνονται μόνο στην πλύμνη. Ειδικά η πτερωτή του 2.28α λέγεται STAR WHEEL (ακτινικός τροχός) και είναι κατάλληλη για αντλίες με πλευρικό αγωγό. Στο σχ. 2.28.β φαίνονται διάφοροι τύποι πτερωτών για αντλίες μικτής ροής.



**Σχήμα 2.28 Τύποι πτερωτών**

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3

### ΜΕΘΟΔΟΣ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΩΝ ΑΝΤΛΙΩΝ ΚΑΤΑ PFLEIDERER

#### 3.1 ΕΙΣΑΓΩΓΗ ΜΕΘΟΔΟΥ ΚΑΤΑ PFLEIDERER

*Η μέθοδος σχεδίασης φυγοκεντρικών αντλιών κατά Pflleiderer είναι μια υπολογιστική μέθοδος για την σχεδίαση και κατασκευή φυγοκεντρικών αντλιών, φουσητήρων και συμπιεστών. Σε γενικές γραμμές η μέθοδος υπολογισμού παραμένει η ίδια για όλα τα είδη εργομηχανών και ισχύει επίσης για κινητήριες μηχανές.*

*Ο περιγραφόμενος υπολογισμός είναι απλός με την έννοια ότι βασίζεται στα αποτελέσματα της μονοδιάστατης θεωρίας των ρευστοδυναμικών μηχανών. Οι διαφορές των αποτελεσμάτων αυτών από την γενικότερη θεωρία των μηχανών καλύπτονται με την εισαγωγή εμπειρικών συντελεστών, σχέσεων και αποτελεσμάτων. Μπορεί να εφαρμόζεται σε όλα τα συνηθισμένα είδη πτερυγώσεων και βασίζεται στη βασική (προσεγγιστική) παραδοχή ομοιόμορφης κατανομής της πίεσης στα πτερύγια.*

#### 3.2 ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΜΕΓΕΘΩΝ ΠΟΥ ΥΠΕΙΣΕΡΧΟΝΤΑΙ ΣΤΟΥΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥΣ

##### Ο ορισμός του ειδικού αριθμού στροφών $n_d$

Η εισαγωγή του ειδικού αριθμού στροφών βοήθησε να ταυτιστεί ο τύπος του στροφείου με άλλα μεγέθη, όπως παροχή και ειδικό έργο. Εκφράζεται σε συνάρτηση με την παροχή, το ειδικό έργο και τον αριθμό των

στροφών. Αποτελεί ένα χαρακτηριστικό αριθμό από την τιμή του οποίου μπορεί να αναγνωρισθεί η μορφή του στροφείου που χρησιμοποιείται ή πρόκειται να εφαρμοστεί σε μια μηχανή που σχεδιάζεται.

Ο ειδικός αριθμός στροφών δίνεται από την σχέση:

$$n_g = n \frac{\sqrt{\dot{V}}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

όπου  $n$  είναι οι στροφές σε rpm,  $\dot{V}$  η παροχή όγκου σε  $\text{m}^3 / \text{sec}$  και  $H$  το μανομετρικό της αντλίας σε m. Ο ειδικός αριθμός στροφών  $n_g$  είναι αδιάστατος αριθμός.

Η ονοματολογία "ειδικός" αριθμός έχει εισαχθεί επειδή είναι ο αριθμός στροφών στροφείου, το οποίο έχει παροχή  $\dot{V} = 1 \text{ m}^3 / \text{sec}$  και ύψος  $H = 1 \text{ m}$  και είναι γεωμετρικά όμοιο με το θεωρούμενο. Στην περίπτωση αυτή είναι

$$n_g = n.$$

Ο ειδικός αριθμός στροφών χαρακτηρίζει τους διάφορους τύπους στροφείων με τις εξής τιμές προσανατολισμού:

1. Αργόστροφος (ακτινικός)  $n_q = 11 \div 35$
2. Μεσόστροφος (μικτής ροής)  $n_q = 35 \div 70$
3. Ταχύστροφος (ημιαξονικός)  $n_q = 70 \div 160$
4. Υπερταχύστροφος (αξονικός)  $n_q = 110 \div 500$

### Παροχή υπολογισμού $V_{ολ}$

Το στροφείο παροχετεύει την ωφέλιμη παροχή  $\dot{V}$  και την παροχή ρήγματος  $\dot{V}_{sp}$ . Για αντλίες ισχύει:

$$\dot{V}_{ολ} = \dot{V} + \dot{V}_{sp} = (1,01 \dots 1,05) \dot{V}$$

δηλαδή η παροχή ρήγματος δίνεται από την σχέση:



$$\dot{V}_{sp} = (0,01 \dots 0,05) \dot{V}$$

### **Βαθμοί απόδοσης**

Όπως είναι φυσικό η μετατροπή της μηχανικής ενέργειας σε ροϊκή και αντίστροφα γίνεται με απώλειες, στον ενεργειακό ισολογισμό παίζουν ρόλο ανάλογα με τα διάφορα είδη ισχύος αντίστοιχοι βαθμοί απόδοσης.

Υπάρχει ο γενικός βαθμός απόδοσης της μηχανής  $\eta$ , ο οποίος δίνεται από την σχέση:

$$\eta = \left( \frac{P_{fl}}{P_w} \right) \pm 1$$

Η παραπάνω σχέση δίνει την γενική εικόνα των συνολικών απωλειών κατά την μετατροπή της ροϊκής ενέργειας στη μονάδα του χρόνου  $P_w$  στον άξονα και αντίστροφα. Για εργομηχανή (αντλία, συμπιεστή, κ.λ.π.) ισχύει το θετικό πρόσημο και για κινητήρια μηχανή (στρόβιλο) το αρνητικό πρόσημο του εκθέτη  $\pm 1$ .

Ο εσωτερικός ή υδραυλικός βαθμός απόδοσης  $\eta_h$  δίνεται από την παρακάτω σχέση

$$\eta_h \equiv \eta_i = \left( \frac{P_{fl}}{P_L} \right) \pm 1 = \left( \frac{P_{fl}}{P_i} \right) \pm 1$$

Η σχέση αυτή δείχνει με πόση επιτυχία η εσωτερική ισχύς της μηχανής  $P_i$ , δηλαδή η ισχύς του στροφείου  $Pl$ , μεταφέρεται στο ρευστό και μετατρέπεται σε ροϊκή ισχύ  $P_{fl}$ . Όπως και προηγουμένως το θετικό πρόσημο ισχύει για τις εργομηχανές και το αρνητικό πρόσημο για κινητήρια μηχανή. Οι εσωτερικές απώλειες κατά την ροή του ρευστού από την είσοδο προς την έξοδο της μηχανής είναι μόνο ρευστοδυναμικές, δηλαδή θερμοδυναμικά αντιστρεπτές απώλειες. Επίσης όλη η μεταβολή της κατάστασης του ρευστού είναι μια θερμοδυναμική διεργασία. Ορίζεται ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης  $\eta_s$  σαν σύγκριση της ενέργειας που απαιτείται πραγματικά για την

συμπύεση, με την ενέργεια που θα χρειαζόνταν αν η συμπύεση ήταν ισεντροπική. Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης δεν έχει καμία άμεση ενεργειακή σημασία, αλλά είναι χαρακτηριστικό κριτήριο για την ρευστομηχανική ποιότητα της μηχανής, δηλαδή για το μέγεθος των αντιστρεπτών απωλειών τριβής κατά την ροή του ρευστού στην μηχανή.

Επειδή επίσης ο υδραυλικός (εσωτερικός) βαθμός απόδοσης  $\eta_h$  ( $\eta_i$ ) αναφέρεται στη μεταβολή της ενεργειακής ροϊκής κατάστασης, είναι εύλογο το συμπέρασμα ότι ο υδραυλικός και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης είναι ίσοι.

$$\eta_h = \eta_s \equiv \eta_i$$

Ο βαθμός απόδοσης της πτερύγωσης  $\eta_{\pi\tau}$  συγχέεται πολλές φορές με τον υδραυλικό βαθμό απόδοσης  $\eta_h$  της μηχανής και δίνεται από την σχέση:

$$\eta_{\pi\tau} = \left( \frac{P_{fl}}{P_{\pi\tau}} \right) \pm 1$$

Το 1 μέχρι 5% της ισχύος  $P_w$  στον άξονα της μηχανής αποτελεί τις μηχανικές απώλειες και εκφράζεται με τον μηχανικό βαθμό απόδοσης  $\eta_m$ :

$$\eta_m = \left( \frac{P_{fl}}{P_m} \right) \pm 1$$

Υπάρχουν και οι απώλειες συνδέσμου  $P_s$  και ο αντίστοιχος βαθμός απόδοσης είναι:

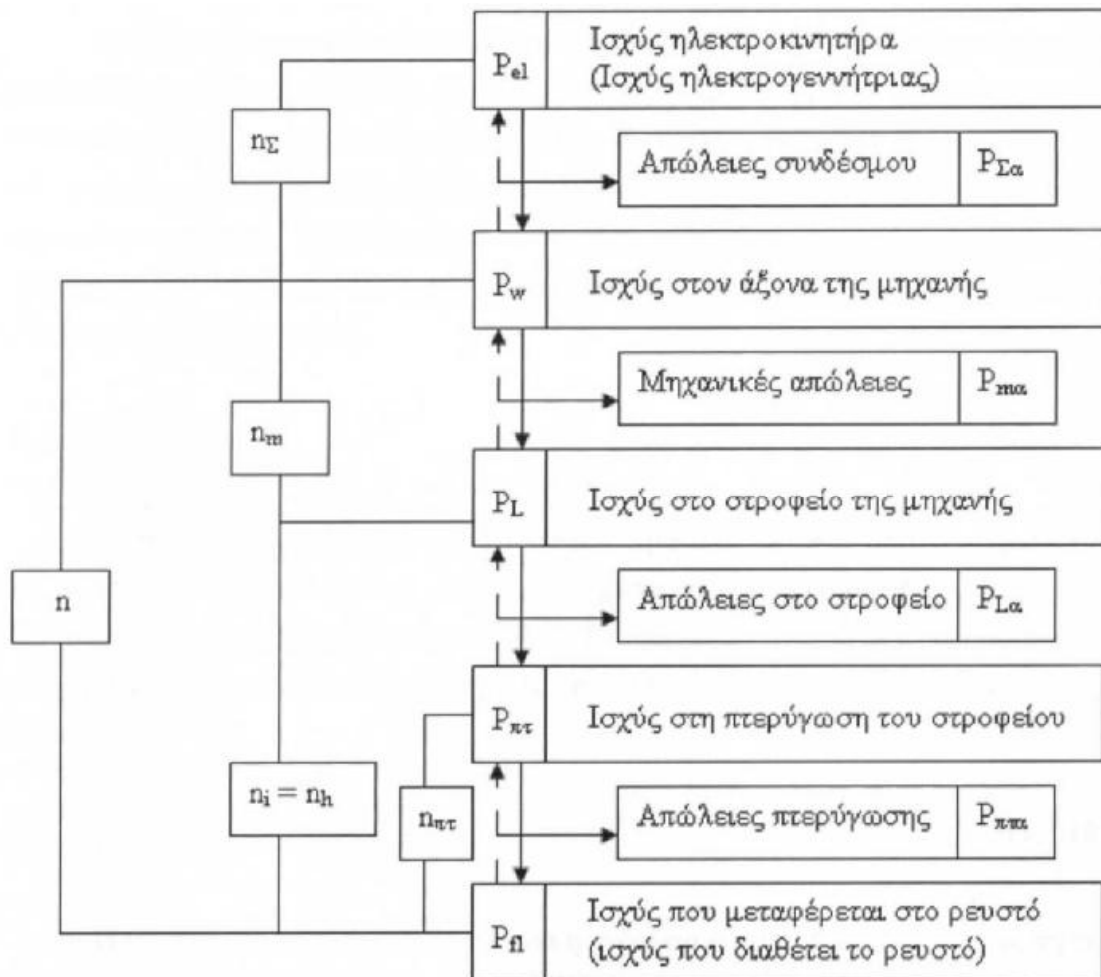
$$\eta_s = \left( \frac{P_w}{P_{el}} \right) \pm 1$$

,όπου  $P_{el}$  είναι η ισχύς του ηλεκτροκινητήρα.

Ο γενικός βαθμός απόδοσης της μηχανής δίνεται από την σχέση:

$$\eta = \eta_h \eta_m$$

Στο παρακάτω Σχήμα 3.1 παρουσιάζονται τα είδη ισχύος και οι βαθμοί απόδοσης ρευστοδυναμικών μηχανών. Οι διακοπτόμενες γραμμές και οι επεξηγήσεις σε παρένθεση ισχύουν για κινητήριες μηχανές.



**Σχήμα 3.1** Είδη ισχύος και βαθμοί απόδοσης ρευστοδυναμικών μηχανών. Οι διακοπτόμενες γραμμές και οι επεξηγήσεις σε παρένθεση ισχύουν για κινητήριες μηχανές

## Είδη ισχύος

Η ροή ισχύος σε μια αντλία (εργομηχανή) ξεκινάει με ένα μηχανικό σύνδεσμο  $\Sigma$  που συνδέει τον ηλεκτροκινητήρα με την αντλία και μεταφέρει την ηλεκτρική ισχύ  $P_{el}$  στον άξονα της αντλίας. Σε περίπτωση σταθερού συνδέσμου η μεταφορά της ισχύος γίνεται χωρίς απώλειες και στον άξονα της ρευστοδυναμικής μηχανής η ισχύς  $P_w$  είναι:

$$P_w = P_{el}$$

Αν ο σύνδεσμος είναι υδραυλικός ή με ιμάντες τότε ισχύει:

$$P_w < P_{el}$$

Ο άξονας της αντλίας εδράζεται στα έδρανα της αντλίας και στεγανοποιείται με κατάλληλους στυπιοθλίπτες. Η τριβή των εδράνων απορροφά μέρος της ισχύος που αντιστοιχεί στις μηχανικές απώλειες  $P_{μα}$ . Οι απώλειες αυτές φθάνουν μέχρι 5% στις μικρές μηχανές (μερικών kW) και μειώνονται στο 1% στις πολύ μεγάλες. Το υπόλοιπο της ισχύος μεταδίδεται από τον άξονα στο εσωτερικό της μηχανής, εδώ ειδικότερα στο στροφέιο της αντλίας αποτελώντας έτσι την ισχύ του στροφείου ή εσωτερική ισχύ της αντλίας.

$$P_L = P_w - P_{μα} = P_i$$

Η περιστροφική κίνηση του στροφείου εμποδίζεται, π.χ. από την τριβή των τοιχωμάτων του με το ρευστό περιβάλλον μέσα στο περίβλημα της αντλίας που απορροφάει τις απώλειες στροφείου  $P_{La}$ . Το υπόλοιπο της ισχύος στροφείου  $P_L$  μεταβιβάζεται στα πτερύγια της μηχανής, τα οποία παίρνουν την ισχύ πτερύγωσης  $P_{\pi\pi}$

$$P_{\pi\pi} = P_L - P_{La} = P_w - P_{μα} - P_{La}$$

Η μετατροπή της μηχανικής σε ροϊκή ενέργεια συμβαίνει στην πτερύγωση της μηχανής, η οποία μεταβιβάζει την ισχύ  $P_{\pi\pi}$  στο ρευστό μειωμένη κατά την ισχύ απωλειών πτερύγωσης  $P_{\pi\pi\alpha}$  λόγω τριβής, απωλειών από δευτερογενείς ροές, τοπικών απωλειών κρούσης κ.λ.π.. Το ρευστό παραλαμβάνει την ισχύ ροής:

$$P_{fi} = P_{\pi\pi} - P_{\pi\pi\alpha} = P_W - P_{\mu\alpha} - P_{La} - P_{\pi\pi\alpha}$$

Η ισχύς ροής  $P_{fi}$  εκφράζεται επίσης με χαρακτηριστικά μεγέθη του ρευστού. Αν η παροχή μάζας της αντλίας είναι  $\dot{m}$  τότε στην μονάδα μάζας του ρευστού αντιστοιχεί το ολικό ειδικό έργο ροής  $y_t$ .

$$y_t = \frac{P_{fi}}{\dot{m}}$$

Η ισχύς ροής συντελεί ώστε να αυξηθεί η πίεση από  $p_A$  σε  $p_K$  κατά τρόπο που ορίζει η διεργασία συμπίεσης, να επιταχυνθεί η ροή από την ταχύτητα  $c_A$  στην  $c_K$  και να υπερνικηθεί η πεδιακή ενέργεια  $\rho g \Delta z$  στην μηχανή. Παρατηρούμε πάλι ότι στις περισσότερες περιπτώσεις το  $\rho g \Delta z$  είναι αμελητέο και για πολλές περιπτώσεις επίσης το έργο  $(c_K^2 - c_A^2)/2$  σε σύγκριση με το στατικό έργο  $y$ . Το ειδικό έργο ροής  $y_t$  αντιστοιχεί στο καθαρό μηχανικό έργο χωρίς τις εσωτερικές απώλειες της μηχανής  $P_{i\alpha}$  όπως συνολικά ονομάζονται οι ισχείς απωλειών στροφείου  $P_{La}$  και πτερύγωσης  $P_{\pi\pi\alpha}$  σε αντίθεση προς τις εξωτερικές απώλειες, δηλαδή τις μηχανικές απώλειες  $P_{\mu\alpha}$ . Για τις εσωτερικές απώλειες ισχύει:

$$P_{i\alpha} = P_{\pi\pi\alpha} + P_{La}$$

Αντίστοιχα ορίζεται σαν εσωτερική ισχύς  $P_i$  το άθροισμα ισχύος πτερύγωσης και της ισχύος απωλειών του στροφείου:

$$P_i = P_{\pi} + P_{La}$$

### Σταθερά K

Η σταθερά K δίνεται σε συνάρτηση της διατμητικής τάσης  $\tau_z$ . Για την επιτρεπόμενη διατμητική τάση ισχύουν γενικά οι ακόλουθες τιμές:

Μονοβάθμιες αντλίες και στρόβιλοι:

$$\tau_z = 2000 \div 4000 \frac{N}{m^2}$$

Πολυβάθμιες μηχανές:

$$\tau_z = 800 \div 3000 \frac{N}{m^2}$$

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζεται η αντιστοιχία των τιμών της σταθεράς K με τις διατμητικές τάσεις:

$\tau_z$	1000	1500	2000	3000	4000
K	17,1	14,9	13,6	11,8	10,8

**Πίνακας 3.1 Αντιστοιχία των τιμών της σταθεράς K με τις διατμητικές τάσεις**

### Διάμετρος άξονα dw

Ο ρευστομηχανικός υπολογισμός των ρευστοδυναμικών μηχανών συνοδεύεται από τον κατασκευαστικό υπολογισμό με τον οποίο πραγματοποιείται η τελική κατασκευή της μηχανής. Ο κατασκευαστικός υπολογισμός παίρνει σε ειδικές περιπτώσεις μεγάλες διαστάσεις ιδιαίτερα για μηχανές οριακών συνθηκών λειτουργίας.

Τέτοιες οριακές περιπτώσεις είναι π.χ. η περιοχή κρίσιμου αριθμού στροφών, περιοχές που θερμαίνονται περισσότερο από άλλες σε συμπιεστές, αεριοστρόβιλους κ.λ.π., η αύξηση της ροπής περιστροφής σε χαμηλούς αριθμούς στροφών στους στρόβιλους.

Για την διατομή αναρρόφησης πρέπει να είναι γνωστή η διάμετρος του άξονα και της πλήμνης του στροφείου. Τα κριτήρια των διαστάσεων των στοιχείων αυτών είναι σχεδόν αποκλειστικά κατασκευαστικά - μηχανολογικά.

Η διάμετρος του άξονα προκύπτει από την ροπή  $M_d$  που μεταφέρει ο άξονας και εξαρτάται από την αντοχή του υλικού, δηλαδή την επιτρεπόμενη διατμητική τάση  $\tau_z$  σύμφωνα με αποτέλεσμα της μηχανικής:

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{M_d}{\tau_z}}$$

Η ροπή εξαρτάται από την ισχύ της μηχανής  $P_w$  και τον αριθμό των στροφών:

$$P_w = \omega M_d = 2\pi n M_d$$

Για την διάμετρο του άξονα προκύπτει:

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{16}{2\pi^2} \frac{P_w}{n\tau_z}}$$

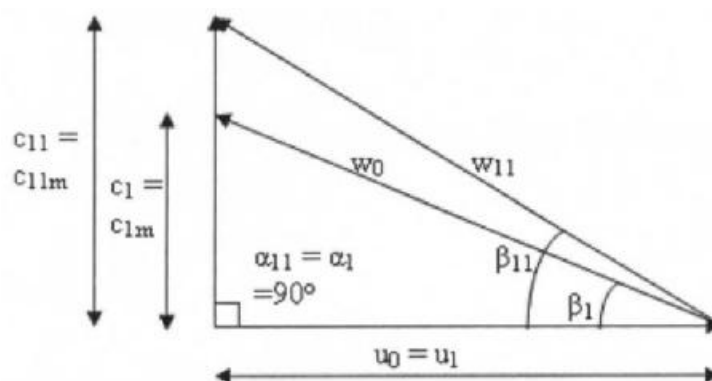
Για την μόρφωση του άξονα ισχύουν γενικά:

- Ο άξονας πρέπει να αντέχει στην στρεπτική καταπόνηση που προέρχεται από την μεταφορά ισχύος και στις καταπονήσεις που προέρχονται από το βάρος του στροφείου και από ενδεχόμενη ανεπαρκή ζυγοστάθμιση.
- Ο αριθμός των στροφών πρέπει να βρίσκεται μακριά από τον κρίσιμο αριθμό στροφών  $n_{cr}$ . Σε μη ελαστικούς άξονες ισχύει  $n < n_{cr}$ , ενώ για ελαστικούς άξονες ισχύει  $n > n_{cr}$ . Πρέπει να αποφεύγονται κατά το δυνατό οι ελαστικοί άξονες, επειδή ο κρίσιμος αριθμός στροφών πρέπει να προσπερνιέται γρήγορα κατά την εκκίνηση και αποπεράτωση λειτουργίας της μηχανής. Για μηχανές που ρυθμίζονται συχνά κατά την λειτουργία τους, οι ελαστικοί άξονες είναι ακατάλληλοι.
- Για να μην έρχονται σε επαφή τα περιστρεφόμενα και τα ακίνητα τμήματα της μηχανής πρέπει τα διάκενα (ρήγματα) μεταξύ των τμημάτων να είναι μεγαλύτερα από το εύρος των ταλαντώσεων. Ο

άξονας μπορεί να τοποθετείται οριζόντια, κάθετα ή πλάγια. Ο οριζόντιος άξονας απλοποιεί την κατασκευή και την εργασία σε αναγκαίες εργασίες συναρμογής ή αποσυναρμογής, αλλά απαιτεί περισσότερο χώρο. Εφαρμόζεται σχεδόν αποκλειστικά σε μηχανές αερίων που η απόσταση τους από την στάθμη του ρευστού δεν παίζει ρόλο. Αντίθετα σε μηχανές υγρών όταν υπάρχει ο κίνδυνος σπηλαίωσης εφαρμόζεται η κατασκευή του κάθετου άξονα και ιδιαίτερα σε υδροστρόβιλους μεγάλης ισχύος, σε μεγάλους υδροστρόβιλους Pelton που οι κάθετοι άξονες διευκολύνουν την προσαγωγή περισσότερων ακροφυσίων, σε αντλίες που χρησιμοποιούνται για χαμηλές στάθμες δεξαμενών, σε αντλίες θερμών υγρών.

### Πάχος πτερυγίων S

Το πάχος των πτερυγίων έχει ως αποτέλεσμα την μείωση της διατομής που έχει στην διάθεση της η ροή όταν το ρευστό βρίσκεται μέσα στην πτερύγωση. Η εγκάρσια προς την ροή επιφάνεια μεταξύ δύο πτερυγίων είναι διαφορετική από την επιφάνεια που έχει το ρευστό στην διάθεση του πριν ή μετά την πτερύγωση. Η επίδραση του πάχους των πτερυγίων πάνω στην ροή ονομάζεται "στένωση πτερυγίων". Στα Σχήματα 3.2 και 3.3 παρουσιάζεται η επίδραση του πάχους πτερυγίου στο τρίγωνο ταχυτήτων εισόδου και εξόδου αντίστοιχα μιας ακτινικής αντλίας:



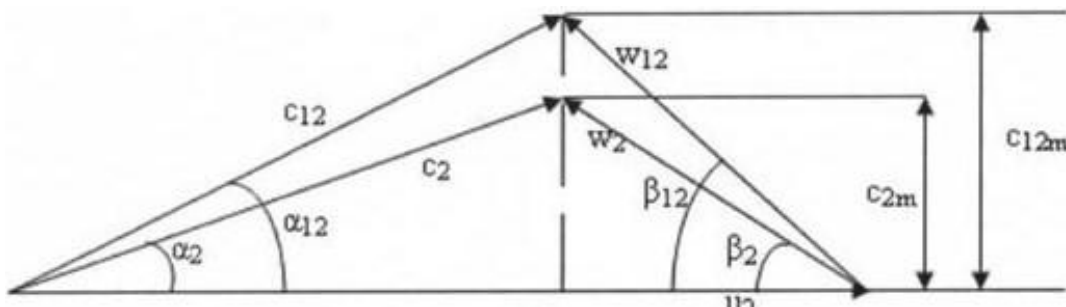
**Σχήμα 3.2 Επίδραση πάχους πτερυγίου στο τρίγωνο ταχυτήτων εισόδου**



Αποτέλεσμα της είναι ότι για τις μεσημβρινές συνιστώσες στα επίπεδα 1 πριν και 11 μετά την είσοδο στην πτερύγωση και 12 πριν και 2 μετά την έξοδο του ρευστού από την πτερύγωση ισχύει:

$$C_{11m} > C_{1m}$$

$$C_{12m} > C_{2m}$$



**Σχήμα 3.3 Επίδραση πάχους πτερυγίου στο τρίγωνο ταχυτήτων εξόδου**

Η διαφορά των μεσημβρινών ταχυτήτων υπολογίζεται αν ληφθεί υπόψη το βήμα  $t$  της πτερύγωσης, δηλαδή η απόσταση μεταξύ δύο πτερυγίων και το πάχος  $S$  όπως δείχνει στο Σχήμα 3. 4.

Αν ο αριθμός των πτερυγίων είναι  $Z$ , τότε το βήμα της πτερύγωσης είναι  $t = \pi D/z$ , με  $D$  η διάμετρος του τροφείου στη θεωρούμενη θέση και  $\pi D$  η αντίστοιχη περίμετρος του τροφείου.

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.4,  $S$  είναι το πάχος του πτερυγίου κάθετα στην επιφάνεια του και  $\sigma$  είναι το πάχος όπως προσβάλλεται πάνω στην περιφερειακή διεύθυνση και επομένως δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\sigma = \frac{S}{\sin \beta}$$

Η εξίσωση συνέχειας στις διατομές 1 και 11 για την παροχή όγκου σε ένα μεσοδιάστημα της πτερύγωσης δίνει:

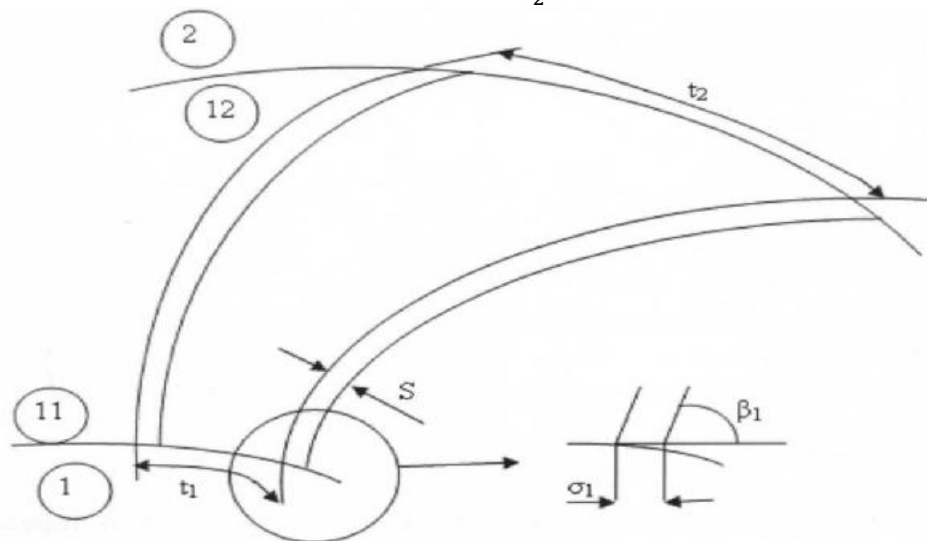
$$\dot{V} = c_{1m} b_1 t_1 = c_{11m} b_1 (t_1 - \sigma_1)$$

όπου  $b_1$  είναι το πλάτος της πτερύγωσης κάθετα στο επίπεδο σχεδίασης. Επομένως για την διατομή αναρρόφησης ισχύει:

$$c_{11m} = c_{1m} \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}$$

Αντίστοιχα για την διατομή κατάθλιψης ισχύει:

$$c_{2m} = c_{22m} \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2}$$



**Σχήμα 3. 4 Μείωση της διατομής της εισόδου στην πτερύγωση από το πάχος των πτερυγίων**

## Στένωση διατομής στη είσοδο και έξοδο των πτερυγίων

Η στένωση της διατομής στη είσοδο παίρνει τις τιμές:

$$\frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} = 1,10 \div 1,25 \text{ για αντλίες}$$

και

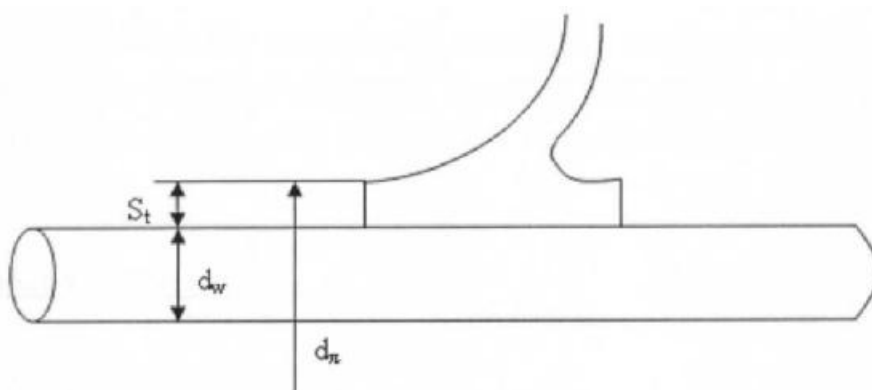
$$\frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} = 1,02 \div 1,10 \text{ για συμπιεστές}$$

Η στένωση της διατομής στη έξοδο θεωρώντας τα πτερύγια στην έξοδο λεπτά είναι:

$$\frac{t_2}{t_2 - \sigma_2} = 1$$

### Διάμετρος πλήμνης $d_{\pi}$

Η εξωτερική διάμετρος της πλήμνης ισούται με την διάμετρο του άξονα συν δύο φορές το πάχος του τοιχώματος. Στο Σχήμα 3. 5 φαίνεται η διάμετρος πλήμνης σε σχέση με την διάμετρο του άξονα και το πάχος των τοιχωμάτων.



**Σχήμα 3.5 Αναπαράσταση διαμέτρου πλήμνης, διαμέτρου άξονα και πάχους τοιχώματος**

## Γωνία εισροής $\beta_0$

Για να μειωθεί ο κίνδυνος σπηλαιώσης εκλέγεται η γωνία εισροής μικρή, παρ' ότι καλύτερος βαθμός απόδοσης εξασφαλίζεται σε μεγαλύτερες γωνίες.

Η βέλτιστη γωνία εισροής σύμφωνα με το είδος της μηχανής που έχουμε είναι ως εξής:

- $\hat{\beta}_0^{opt} = 15^\circ$  για μεγάλες αντλίες
- $\hat{\beta}_0^{opt} = 18^\circ$  για μικρές αντλίες λόγω σπηλαιώσης
- $\hat{\beta}_0^{opt} = 20^\circ$  για υδροστρόβιλους
- $\hat{\beta}_0^{opt} = 32^\circ$  για συμπιεστές λόγω υπερηχητικής ροής

Αν δεν υπάρχει κίνδυνος σπηλαιώσης τότε ισχύει:

$$\hat{\beta}_0^{opt} = 32^\circ \div 35^\circ$$

,που σημαίνει μικρή διάμετρος αναρρόφησης, επομένως μικρές απώλειες λαβυρίνθων, μικρές απώλειες πτερυγίων και ιδιαίτερα για αξονικές μηχανές μικρές διαστάσεις μηχανής.

## Γωνία εισόδου των πτερυγίων $\beta_1$

Η γωνία εισόδου των πτερυγίων  $\beta_1$  της κινητής πτερύγωσης πρέπει να έχει τέτοιες τιμές ώστε η ροή να εισέρχεται εφαιπτομενικά, δηλαδή χωρίς απώλειες κρούσης. Το μέγεθος της γωνίας εισόδου δεν επηρεάζεται από τον αριθμό των πτερυγίων.

## Γωνία εξόδου των πτερυγίων $\beta_2$

Από τη εμπειρία ισχύει:

- $\widehat{\beta}_2 \leq 90^\circ$  για τον στρόβιλο Francis
- $\widehat{\beta}_2 = 20^\circ \div 40^\circ$  για αντλίες υγρών
- $\widehat{\beta}_2 = 50^\circ \div 70^\circ$  και σε ειδικές περιπτώσεις μέχρι  $90^\circ$  για συμπιεστές

## Γωνία εισόδου $\alpha_1$

Η γωνία εισόδου  $\widehat{\alpha}_1$  εξαρτάται από τις συνθήκες προσροής. Για μονοβάθμιες αντλίες χωρίς οδηγό πτερύγωση εισροής είναι:

$$\widehat{\alpha}_1 = 90^\circ$$

## Ταχύτητα αναρρόφησης $C_a$

Η ταχύτητα αναρρόφησης  $C_a$  μιας αντλίας είναι η απόλυτη ταχύτητα του ρευστού με την οποία ρέει από το στόμιο αναρρόφησης στην ακμή αναρρόφησης των πτερυγίων του στροφείου. Η ταχύτητα αναρρόφησης δίνεται από την σχέση:

$$C_a = \frac{4\dot{V}_{ολ}}{\pi(D_a^2 - d_{\pi}^2)}$$

,όπου  $D_a$  είναι η διάμετρος αναρρόφησης,  $d_{\pi}$  είναι η διάμετρος πλήμνης και  $\dot{V}_{ολ}$  είναι η παροχή υπολογισμού.

## Ιδεώδες ειδικό έργο $\alpha_{\pi\pi}^{\infty}$

Όπως αναφέρθηκε η βασική αρχή των ρευστοδυναμικών μηχανών βασίζεται στην παραδοχή ότι η ροή στην πτερύγωση είναι άτριβη και ότι τα πτερύγια είναι άπειρα κατά τον αριθμό και απειροστά λεπτού πάχους. Η παραδοχή του απείρου αριθμού πτερυγίων σημαίνει ότι τα πτερύγια συμπίπτουν με τις ροϊκές γραμμές και έτσι η ροή συγκρατείται στην προδιαγραμμένη τροχιά της που καθορίζουν οι καμπύλες σταθερές επιφάνειες των πτερυγίων. Αυτό δεν συμβαίνει όταν ο αριθμός των πτερυγίων είναι πεπερασμένος οπότε οι μεταξύ τους χώροι ροής του ρευστού έχουν διαστάσεις μεγάλες σε σύγκριση με το πάχος τους. Τότε η ροή δεν οδηγείται απόλυτα από την πτερύγωση και οι ροϊκές γραμμές έχουν διαφορετική μορφή από την καμπύλη των πτερυγίων. Είναι εύλογο ότι το φαινόμενο αυτό συμβαίνει εντονότερα όσο μικρότερος είναι ο αριθμός των πτερυγίων, δηλαδή όσο μεγαλύτερος είναι ο χώρος ροής μεταξύ τους. Αποτέλεσμα αυτής της πραγματικότητας είναι ότι το θεωρητικό ειδικό έργο πτερύγωσης σε άτριβη ροή και με άπειρο αριθμό πτερυγίων είναι μεγαλύτερο του πραγματικού έργου. Συμβολίζουμε το ιδεώδες ειδικό έργο με  $\alpha_{\pi\pi}$  και εισάγεται σύμφωνα με τη θεώρηση του Pfleiderer:

$$\alpha_{\pi\pi} = k\alpha_{\pi\pi}^{\infty} = k(u_2c_{2u} - u_1c_{1u}) = k\Delta(u c_u)$$

Ο συντελεστής  $k$  είναι πάντα μικρότερος της μονάδας και εκφράζει τη μείωση του θεωρητικά υπολογισμένου ιδεώδους ειδικού έργου  $\alpha_{\pi\pi}^{\infty}$  κάτω από την επίδραση των πτερυγίων. Επίσης, ο συντελεστής  $k$  ονομάζεται "συντελεστής ελάττωσης της πίεσης". Με αυτόν προκύπτει η πραγματική γωνία εξόδου του ρευστού που είναι μικρότερη της γωνίας εξόδου των πτερυγίων της κινητής πτερύγωσης  $\hat{\beta}_2$ .

### Αριθμός ελάττωσης ισχύος $\rho$

Ο αριθμός ελάττωσης ισχύος  $\rho$  εξαρτάται από τον αριθμό των πτερυγίων, το σχήμα τους και από το μήκος των μεσοδιαστημάτων μεταξύ δύο πτερυγίων. Ο  $\rho$  υπολογίζεται από την σχέση:

$$\rho = \psi' \frac{r_2^2}{zS}$$

, όπου  $\psi'$  είναι ένας εμπειρικός αριθμός,  $r_2$  είναι η ακτίνα της κινητής πτερύγωσης στην ακμή κατάθλιψης,  $z$  είναι ο αριθμός των πτερυγίων και  $S$  η στατική ροπή του μέσου ροϊκού νήματος στη μεσημβρινή κατανομή.

### Αριθμός διατομής $k_n$

Ο αριθμός διατομής  $k_n$  εκφράζει τη μείωση της διατομής αναρρόφησης λόγω της πλήμνης διαμέτρου  $d_\pi$  και δίνεται από τη σχέση:

$$k_n = 1 - \frac{d_\pi^2}{D_a^2}$$

### Αριθμός συστροφής $\delta_r$

Η μέθοδος του Pfeleiderer χαρακτηρίζει τον αριθμό συστροφής ως τον σχετικό αριθμό συστροφής ο οποίος δίνεται από την σχέση:

$$\delta_r = 1 - \frac{C_{oua}}{u_{1a}}$$

, ο οποίος για εισροή χωρίς συστροφή, δηλαδή  $\widehat{\alpha}_0 = 90^\circ$  είναι ίσος με τη μονάδα.

### Αριθμός πτερυγίων z

Ο αριθμός των πτερυγίων είναι αποτέλεσμα εμπειρίας. Μικρός αριθμός σημαίνει κακή καθοδήγηση ροής, υψηλές πιέσεις, κίνδυνος σπηλαιώσης ή υπερηχητικής ροής. Κατά τον Pfeleiderer ο αριθμός των πτερυγίων είναι:

$$Z = 2k_z \frac{r_m}{e} \sin\left(\frac{\widehat{\beta}_1 + \widehat{\beta}_2}{2}\right)$$

, όπου  $k_z$  είναι μια εμπειρική σταθερά που εξαρτάται από το πάχος του πτερυγίου. Ισχύει:

$k_z = 5 \div 6.5$  για χυτά πτερύγια

$k_z = 6.5 \div 8$  για λαμαρινένια πτερύγια

$e$  είναι το μήκος της μέσης γραμμής ροής

$r_m$  είναι η ακτίνα του κέντρου βάρους της καμπύλης  $e$

και  $\widehat{\beta}_1, \widehat{\beta}_2$  είναι οι γωνίες των κινητών πτερυγίων.

Για καθαρά ακτινικά πτερύγια είναι:

$$e = r_2 - r_1$$

$$r_m = \frac{r_2 + r_1}{2}$$



Ο αριθμός των πτερυγίων δίνεται από την σχέση:

$$z = k_z \frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \sin\left(\frac{\widehat{\beta}_1 + \widehat{\beta}_2}{2}\right) = k_z \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin\left(\frac{\widehat{\beta}_1 + \widehat{\beta}_2}{2}\right)$$

Η εμπειρική σταθερά  $k_z$  είναι μικρή όσο μεγάλος είναι ο λόγος πάχους προς διάμετρο του πτερυγίου  $S_1 / D_1$ . Οι συνηθισμένες τιμές που παίρνει η σταθερά είναι:

$k_z = 5 \div 6.5$  για χυτά στροφεία

$k_z = 6.5 \div 8$

για στροφεία με πρεσσαρισμένο ή ελατό υλικό που εφαρμόζεται κυρίως για συμπιεστές λόγω του υψηλού αριθμού στροφών.

### **3.3 ΔΙΑΔΙΚΑΣΙΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΤΟΥ ΣΤΡΟΦΕΙΟΥ ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ ΜΕ ΔΕΔΟΜΕΝΗ ΔΙΑΜΕΤΡΟ ΚΑΙ ΠΑΧΟΣ ΣΤΡΟΦΕΙΟΥ**

#### **3.3.1 ΚΥΡΙΟ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑ**

Καταστρώνουμε τη διαδικασία υπολογιστικού σχεδιασμού του στροφείου μιας φυγοκεντρικής αντλίας με βάση τα εξής δεδομένα :

Διάμετρος στροφείου :  $D_2 = 280 \text{ mm}$

Πάχος στροφείου :  $b_2 = 20 \text{ mm}$

Αρχικά ο χρήστης δίνει  $\dot{V}$ , μανομετρικό  $H$  και αριθμό στροφών  $n$  της αντλίας. Υπολογίζεται ο ειδικός αριθμός στροφών  $n_q$  από την σχέση:

$$n_q = n \left( \frac{\sqrt{V}}{H^{\frac{3}{4}}} \right)$$

,όπου  $n$  είναι οι στροφές της αντλίας σε rpm.

Η παροχή υπολογισμού  $\dot{V}_{ολ}$  περιλαμβάνοντας τις απώλειες ρήγματος δίνεται από την σχέση:

$$\dot{V}_{ολ} = 1,05\dot{V}$$

Ο ολικός βαθμός απόδοσης  $N$  της αντλίας έχει υποτεθεί :

$$N = 0,7$$

Η πυκνότητα του νερού  $\rho$  θεωρήθηκε:

$$\rho = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

Η επιτάχυνση της βαρύτητας  $g$  ισούται με:

$$g = 9.81 \frac{m}{sec^2}$$

Το πάχος της σφήνας  $x$  θεωρήθηκε ίσο με:

$$x = 4mm$$

Η διάμετρος του άξονα  $d_w$  υπολογίζεται από τον τύπο:

$$d_w = K \sqrt[3]{\frac{P_w}{n}} + x$$

,όπου για τη σταθερά  $K$  επιλέξαμε την τιμή: (πίνακας 3.1 σελ. 72)

$$K = 16$$

Το πάχος του τοιχώματος  $S_t$  θεωρήθηκε ίσο με:

$$S_t = 5 \text{ mm}$$

Η διάμετρος πλύμνης  $d_\pi$  προκύπτει από την σχέση:

$$D_2 = 280 \text{ mm}$$

Υπολογίζουμε την περιφερειακή ταχύτητα  $u_2$  στην έξοδο του πτερυγίου:

$$u_2 = \pi n D_2$$

Η γωνία εξόδου των πτερυγίων  $\hat{\beta}_2$  θεωρήθηκε ίση με

$$\hat{\beta}_2 = 20^\circ$$

Τον αριθμό των πτερυγίων  $z$  τον θεωρήσαμε σταθερό και ίσο με:

$$Z = 6$$

Στη συνέχεια υπολογίζουμε το βήμα της πτερύγωσης στην έξοδο  $t_2$ , το οποίο δίνεται από την εξής σχέση:

$$t_2 = \frac{\pi D_2}{Z}$$

Το πάχος των πτερυγίων  $S$  θεωρήθηκε σταθερό και ίσο με:

$$S = 6.5 \text{ mm}$$

Το πάχος των πτερυγίων πάνω στην περιφερειακή διεύθυνση  $\sigma_2$  δίνεται από την σχέση:

$$\sigma_2 = \frac{S}{\sin \hat{\beta}_2}$$

Στην συνέχεια υπολογίζεται ο λόγος:

$$\frac{t_2}{t_2 - \sigma_2}$$

Ο υδραυλικός βαθμός απόδοσης  $\eta_h$  θεωρήθηκε σταθερός και ίσος με:

$$\eta_h = 0,83$$

Έπειτα υπολογίζεται το ειδικό έργο  $\alpha$  από την σχέση:

$$\alpha = gH$$

το ειδικό έργο πτερύγωσης  $\alpha_{\pi\pi}$  είναι:

$$\alpha_{\pi\pi} = \frac{\alpha}{\eta_h}$$

Ο αριθμός ελάττωσης ισχύος  $\rho$  είναι:

$$\rho = \frac{8}{3} \frac{0,7}{z} \left( 1 + \frac{\hat{\beta}_2}{60} \right)$$

Το ειδικό έργο για άπειρα πτερύγια  $\alpha_{\pi\pi\infty}$  δίνεται από την σχέση:

$$\alpha_{\pi\pi\infty} = \alpha_{\pi\pi} (1 + \rho)$$

Έπειτα υπολογίζεται η μεσημβρινή συνιστώσα ταχύτητας μετά την έξοδο στην πτερύγωση  $C_{2m}$ :

$$C_{2m} = \frac{(u_2^2 - \alpha_{\pi\pi\infty}) \tan \hat{\beta}_2}{u_2}$$

Το πλάτος στροφείου θεωρήθηκε σταθερό και ίσο με:

$$b_2 = 20\text{mm}$$

Η γωνία εισροής  $\hat{\beta}_0$  θεωρείται σταθερή και ίση με:

$$\hat{\beta}_0 = 15^\circ$$

Υποθέτουμε απόλυτη γωνία  $\hat{\alpha}_0$ :

$$\hat{\alpha}_0 = 90^\circ$$

Θέτουμε τον αριθμό συστροφής  $\delta_r$  ίσο με τη μονάδα:

$$\delta_r = 1$$

Ενώ τον αριθμό διατομής  $k_n$  ίσο με 0,8:

$$k_n = 0.8$$

Η διάμετρος αναρρόφησης  $D_\alpha$  δίνεται από την σχέση:

$$D_\alpha = \sqrt[3]{\frac{4V_{o\lambda}}{\pi^2 k_n \delta_r n \tan \beta_0}}$$

Η ταχύτητα αναρρόφησης  $C_\alpha$  δίνεται από την σχέση:

$$C_\alpha = \frac{4V_{o\lambda}}{\pi(D_\alpha^2 - d_\pi^2)}$$

Το πλάτος εισόδου του στροφείου  $b_1$  θεωρήθηκε ίσο με το πλάτος του στροφείου  $b_2$ :

$$b_1 = b_2$$

Η διάμετρος αναρρόφησης πτερύγωσης θεωρείται ίση με το μισό της εξωτερικής διαμέτρου του στροφείου:

$$D_1 = \frac{D_2}{2}$$

Υπολογίζουμε την περιφερειακή ταχύτητα  $u_1$  στην είσοδο του πτερυγίου:

$$u_1 = \pi n D_1$$

Η απόλυτη γωνία εισόδου θεωρήθηκε ίση με:

$$\hat{\alpha}_1 = 90^\circ$$

Το βήμα πτερύγωσης στην είσοδο  $t_1$ , δίνεται από την σχέση:

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z}$$

Στην συνέχεια δίνουμε μια αρχική τιμή στον λόγο  $\frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}$ :

$$\frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} = 1.09$$

και ξεκινάει δομή επανάληψης μεταβάλλοντας τον λόγο κατά 0,01 ανά βήμα επανάληψης μέχρι να ικανοποιηθεί η σχέση:

$$\left| \log os - \frac{t_1}{t_1 \frac{s}{\sin \beta_1}} \right| < 0,1$$

,όπου σταματάει η δομή επανάληψης. Στη δομή επανάληψης υπολογίζονται η μεσημβρινή συνιστώσα ταχύτητας πριν την είσοδο στην πτερύγωση  $C_{1m}$ :

$$c_{1m} = c_a \log os$$

Επίσης υπολογίζεται η γωνία εισροής των πτερυγίων  $\hat{\beta}_1$ :

$$\hat{\beta}_1 = \tan^{-1} \left( \frac{c_a}{u_1} \log os \right)$$

Στην συνέχεια ακολουθούν τα υποπρογράμματα σχεδιασμού των πτερυγίων.

### 3.3.2 ΥΠΟΠΡΟΓΡΑΜΜΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΣΤΡΟΦΕΙΟΥ

Η κεντρική ιδέα είναι να κατασκευαστεί το μισό προφίλ στο x-z επίπεδο, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.6 και έπειτα με πλήρη επιστροφή του θα έχουμε κατασκευάσει ολόκληρο το μάτι και των σωλήνα αναρρόφησης της αντλίας.

Η γραμμή 1-2 είναι εκείνη όπου με περιστροφή της στον άξονα z δημιουργεί το σωλήνα αναρρόφησης της αντλίας. Έπειτα, η καμπύλη (23) δημιουργείται υποθέτοντας ότι το κέντρο της έχει συντεταγμένη στον άξονα z ίσο με 0 και ακτίνα ίση με το ένα τέταρτο της διαφοράς της διαμέτρου του άξονα  $d_w$ , από τη διάμετρο αναρρόφησης  $D_\alpha$ . Ενώ η δεύτερη καμπύλη (45) δημιουργείται υποθέτοντας ότι το κέντρο της έχει συντεταγμένες στον x άξονα ίσο με το ένα τέταρτο του αθροίσματος της διαμέτρου αναρρόφησης πτερύγωσης  $D_\alpha$  με τη διάμετρο αναρρόφησης πτερύγωσης  $D_1$  και ακτίνα ίση με τα τρία τέταρτα της διαφοράς της διαμέτρου του άξονα  $d_w$ , από τη διάμετρο αναρρόφησης  $D_\alpha$ . Στη συνέχεια εφαρμόζοντας τις αρχές της αναλυτικής γεωμετρίας βρίσκουμε τις συντεταγμένες των σημείων του σχήματος 3.6, όπως παρουσιάζεται παρακάτω :

#### 1) Εύρεση σημείου 1

Το σημείο 1 αποτελεί το ψηλότερο σημείο του σωλήνα αναρρόφησης:

$$x_1 = \frac{D_\alpha}{2}$$

$$z_1 = 0.5m$$

Η συντεταγμένη z του σημείου 1 προκύπτει αυθαίρετα.

## 2) Εύρεση σημείου 2

Το σημείο 2 αποτελεί το χαμηλότερο σημείο του σωλήνα αναρρόφησης:

$$X_2 = \frac{D_\alpha}{2}$$

$$Z_2 = 0$$

## 3) Εύρεση ακτίνας R<sub>1</sub>

Η ακτίνα R<sub>1</sub> είναι η ακτίνα του κύκλου C<sub>1</sub>

$$R = \frac{Dx - d_w}{4}$$

## 4) Εύρεση σημείου A<sub>1</sub>

Το σημείο A<sub>1</sub> είναι το κέντρο του κύκλου C<sub>1</sub> και με ακτίνα R<sub>1</sub> :

$$Z_{\alpha 1} = 0$$

$$C1: (x - x_{\alpha 1})^2 + (z - z_{\alpha 1})^2 = R_1^2$$

Λύνοντας το προηγούμενο σύστημα προκύπτει:

$$X_{\alpha 1}^2 [1] + X_{\alpha 1} [-2x_2] + [x_2^2 + z_2^2 - R_1^2] = 0$$

Από την τελευταία εξίσωση προκύπτει το x<sub>α1</sub>:



### 5) Εύρεση σημείου 3:

Το σημείο 3 ανήκει στον κύκλο  $c_1$  και ικανοποιεί τις παρακάτω σχέσεις:

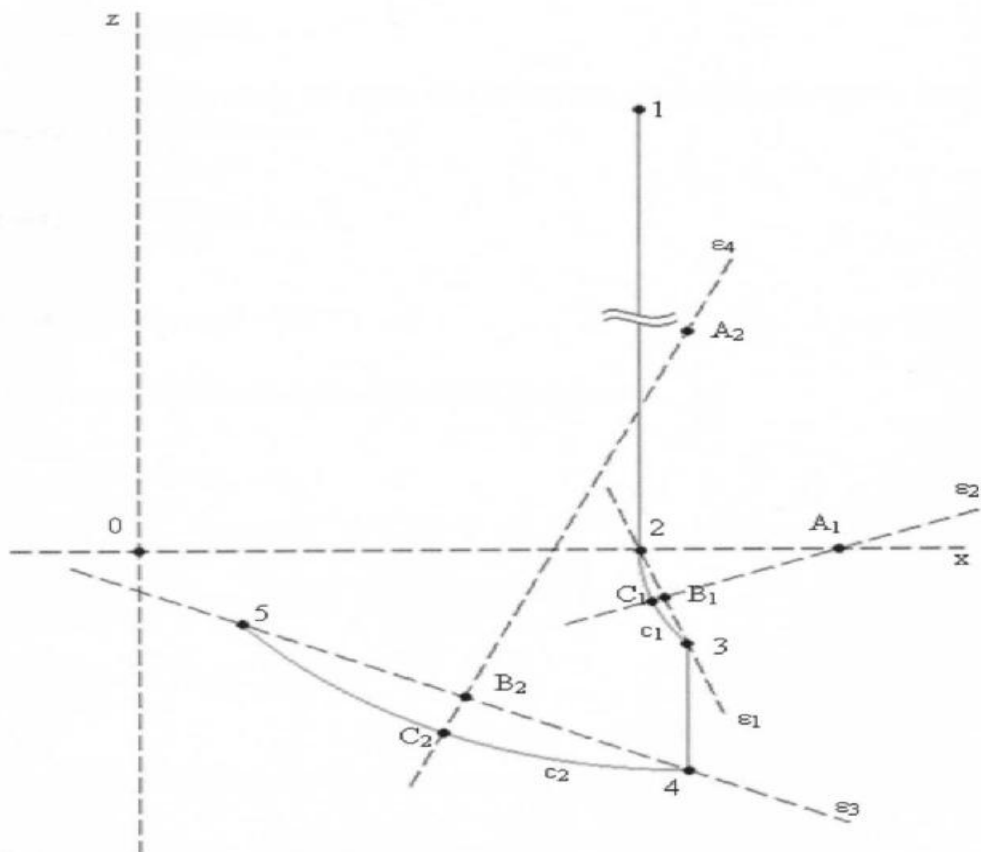
$$x_3 = \frac{D_\alpha + D_1}{4}$$

$$C_1: (x - x_{\alpha 1})^2 + (z - z_a)^2 = R^2$$

Λύνοντας τις δύο τελευταίες εξισώσεις προκύπτει :

$$z_3^2 [1] + z_3 [0] + \left[ \frac{(D_\alpha + D_1)^2}{16} + x_{\alpha 1}^2 - \frac{D_\alpha + D_1}{2} x_{\alpha 1} - R^2 \right] = 0$$

Από την εξίσωση αυτή προκύπτει το  $z_3$



**ΣΧΗΜΑ 3.6 ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΠΡΟΦΙΛ: ΜΑΤΙ- ΣΩΛΗΝΑΣ ΑΝΑΡΡΟΗΣΗΣ**

### 6) Εύρεση σημείου B<sub>1</sub>:

Το σημείο B<sub>1</sub> είναι το κέντρο του ευθύγραμμου τμήματος (23):

$$x_{b1} = \frac{x_2 + x_3}{2}$$

### 7) Εύρεση σημείου C<sub>1</sub>:

Το σημείο C<sub>1</sub> είναι το μέσο του τόξου (23) και είναι το σημείο τομής της ευθείας ε<sub>2</sub> και του κύκλου C<sub>1</sub>:

$$\varepsilon_2 : z - z_{\alpha 1} = \frac{z_{\alpha 1} - z_{b 1}}{x_{\alpha 1} - x_{b 1}} (x - x_{\alpha 1})$$

$$C_1 : (x - x_{\alpha 1})^2 + (z - z_{\alpha 1})^2 = R_1^2$$

Λύνοντας το παραπάνω σύστημα προκύπτει:

$$\begin{aligned} z_{c1} &= z_{\alpha 1} + \frac{z_{\alpha 1} - z_{b 1}}{x_{\alpha 1} - x_{b 1}} (x_{c1} - x_{\alpha 1}) \\ x_{c1}^2 \left[ 1 + \left( \frac{z_{\alpha 1} - z_{b 1}}{x_{\alpha 1} - x_{b 1}} \right)^2 \right] + x_{c1} \left[ -2x_{\alpha 1} - 2x_{\alpha 1} \left( \frac{z_{\alpha 1} - z_{b 1}}{x_{\alpha 1} - x_{b 1}} \right)^2 \right] + \\ &+ \left[ x_{\alpha 1}^2 + \left( \frac{z_{\alpha 1} - z_{b 1}}{x_{\alpha 1} - x_{b 1}} \right)^2 x_{\alpha 1}^2 - R_1^2 \right] = 0 \end{aligned}$$

Από την τελευταίες εξισώσεις προκύπτουν το z<sub>c1</sub> και x<sub>c1</sub>

### 8) Εύρεση σημείου 4 :

Το σημείο 4 ικανοποιεί τις παρακάτω σχέσεις:

$$X_4 = \frac{D_a + D_1}{4}$$

$$Z_4 = z_3 - b_1$$

### 9) Εύρεση ακτίνας R<sub>2</sub>

Η ακτίνα R<sub>2</sub> και η ακτίνα του κύκλου c<sub>2</sub>:

$$R_2 = 3 \frac{D_a - d_w}{4}$$

### 10) Εύρεση σημείου A2 :

Το σημείο A2 είναι το κέντρο του κύκλου c<sub>2</sub> με ακτίνα R<sub>2</sub>:

$$X_{a2} = \frac{D_a + D_1}{4}$$

$$C_2: (x - x_{a2})^2 + (z - z_{a2})^2 = R_2^2$$

Λύνοντας το σύστημα προκύπτει:

$$z_{a2}^2 [1] + z_{a2} [-2z_4] + [x_4^2 + x_{a2}^2 - 2x_4 x_{a2} + z_4^2 - R_2^2] = 0$$

Από την τελευταία εξίσωση προκύπτει το z<sub>a2</sub> :

### 11) Εύρεση σημείου 5:

Το σημείο 5 αποτελεί σημείο της διαμέτρου του άξονα και είναι σημείο του κύκλου c<sub>2</sub> :

$$X_5 = \frac{d_w}{2}$$

$$C_2 = (x-x_{a2})^2 + (z-z_{a2})^2 = R_2^2$$

Λύνοντας αυτό το σύστημα προκύπτει:

$$z_5^2 [1] + z_5 [-2z_{a2}] + [x_5^2 + x_{a2}^2 - 2x_5 x_{a2} + z_{a2}^2 - R_2^2] = 0$$

Από την συγκεκριμένη εξίσωση προκύπτει το  $z_5$ .

### 12) Εύρεση σημείου $B_2$ :

Το σημείο  $B_2$  είναι το κέντρο του ευθύγραμμου τμήματος (45):

$$x_{b2} = \frac{x_4 + x_5}{2}$$

$$z_{b2} = \frac{z_4 + z_5}{2}$$

### 13) Εύρεση σημείου $c_2$ :

Το σημείο  $c_2$  είναι το μέσο του τόξου (45) και είναι το σημείο τομής της ευθείας  $\epsilon_4$  και του κύκλου  $c_2$ :

$$\epsilon_4: z - z_{a2} = \frac{z_{a2} - z_{b2}}{x_{a2} - x_{b2}} (x - x_{a2})$$

$$c_2: (x - x_{a2})^2 + (z - z_{a2})^2 = R_2^2$$

Λύνοντας το σύστημα προκύπτει:

$$z_{c2} = z_{a2} + \frac{z_{a2} - z_{b2}}{x_{a2} - x_{b2}} (x_{c2} - x_{a2})$$

$$x_{c2}^2 \left[ 1 + \left( \frac{z_{a2} - z_{b2}}{x_{a2} - x_{b2}} \right)^2 \right] + x_{c2} \left[ -2x_{a2} - 2x_{a2} \left( \frac{z_{a2} - z_{b2}}{x_{a2} - x_{b2}} \right) \right] + \left[ x_{a2}^2 + \left( \frac{z_{a2} - z_{b2}}{x_{a2} - x_{b2}} \right)^2 x_{a2}^2 - R_2^2 \right] = 0$$

Έτσι προκύπτει το  $z_{c2}$  και το  $x_{c2}$ .

### 3.3.3 ΥΠΟΓΡΑΜΜΑ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ ΜΕ ΤΗ ΜΕΘΟΔΟ ΤΟΥ ΑΠΛΟΥ ΚΥΚΛΙΚΟΥ ΤΟΞΟΥ

Στο σχήμα 3.7 αναπαρίσταται η μεσογραμμή ενός πτερυγίου σύμφωνα με τη μέθοδο του απλού κυκλικού τόξου. Με πτερύγια ενός κυκλικού τόξου αποφεύγεται η ασυνέχεια καμπυλότητας και το μήκος του πτερυγίου είναι μικρότερο. Στο κέντρο Ο του άξονα του στροφείου κατασκευάζεται η γωνία  $\widehat{\beta}_1 + \widehat{\beta}_2$  με πλευρά την ακτίνα ΟΒ του κύκλου  $c_2$  και την ακτίνα ΟC του κύκλου  $c_1$ . Η ευθεία ΑΒ είναι η χορδή του τόξου που σχηματίζει το πτερύγιο. Φέρεται η μεσοκάθετος της χορδής. Κατόπιν από το σημείο Β φέρεται ευθεία που σχηματίζει με την ακτίνα ΟΒ την γωνία εξόδου  $\widehat{\beta}_2$  και τέμνει τη μεσοκάθετο της χορδής Ε, δηλαδή το κέντρο του κύκλου, του οποίου το τόξο σχηματίζει το πτερύγιο. Το σημείο F είναι το μέσο του τόξου ΑΒ και χρησιμεύει για την μετέπειτα σχεδίαση του πτερυγίου στο λογισμικό του Gambit.

#### 1)Εύρεση σημείου C:

Φέρνουμε την ευθεία  $\varepsilon_2$  η οποία σχηματίζει γωνία  $\widehat{\beta}_1 + \widehat{\beta}_2$  με τον αρνητικό ημιάξονα του x. Το σημείο C είναι το σημείο τομής της ευθείας  $\varepsilon_2$  με τον κύκλο  $c_1$ :

$$\varepsilon_2: y - y_0 = -\tan(\widehat{\beta}_1 + \widehat{\beta}_2)(x - x_0)$$

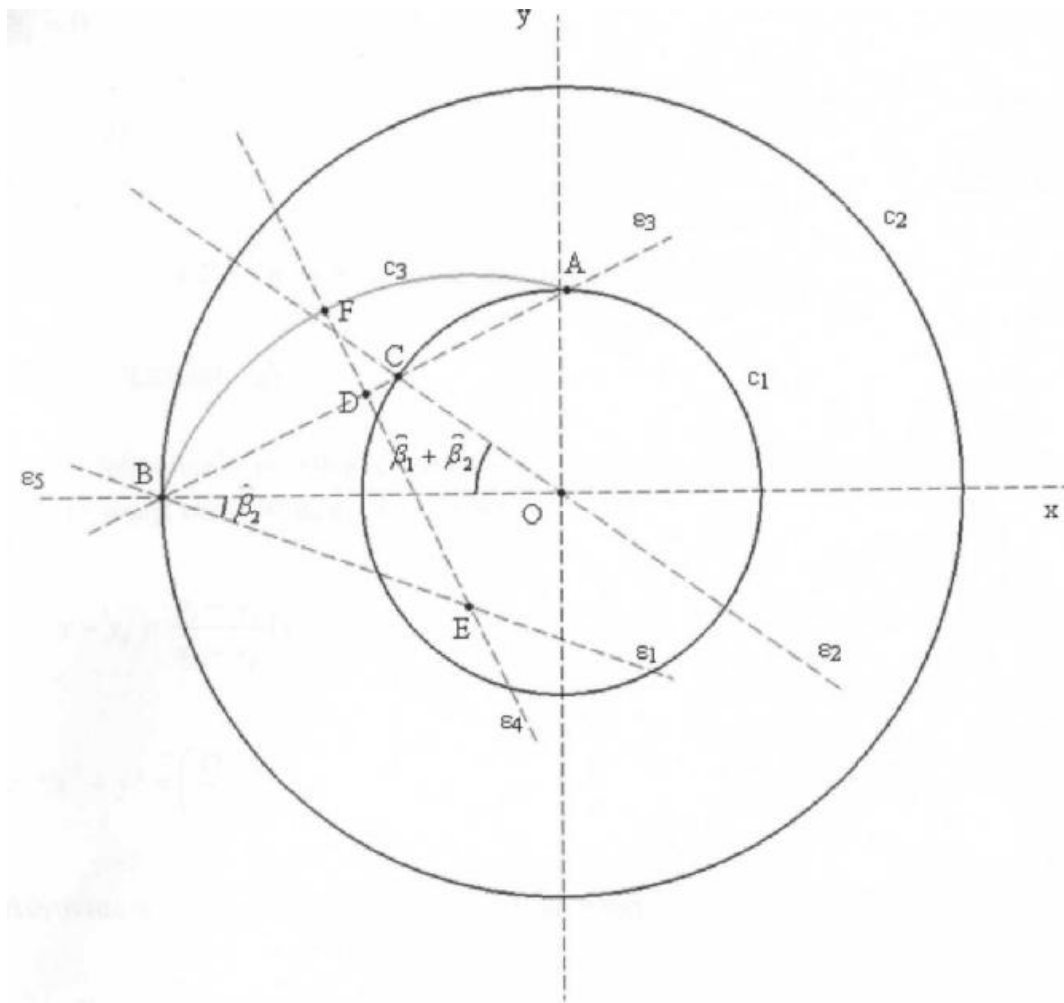
$$c_1: x^2 + y^2 = \left(\frac{D_1}{2}\right)^2$$

Λύνοντας το σύστημα προκύπτει ότι :

$$y_c = -\tan(\widehat{\beta}_1 + \widehat{\beta}_2) x_c$$

$$x_c^2 [1 + \tan^2(\widehat{\beta}_1 + \widehat{\beta}_2)] + x_c [0] + \left[-\frac{D_1^2}{4}\right] = 0$$

Έτσι προκύπτει το  $y_c$  και το  $x_c$



**Σχήμα 3.7 Αναπαράσταση μεσογραμμής πτερυγίου με τη μέθοδο του απλού κυκλικού τόξου.**

**2) Εύρεση σημείου B:**

Το σημείο B είναι το σημείο της τομής του κύκλου  $c_2$  με τον αρνητικό ημιάξονα του x:

$$\epsilon_5: y=0$$

$$c_2: x^2 + y^2 = \left(\frac{D_2}{2}\right)^2$$

Λύνοντας το σύστημα προκύπτει:

$$y_b=0$$

$$x_b = -\left(\frac{D_2}{2}\right)$$

Έτσι προκύπτει το  $y_b$  και το  $x_b$ .

### **3) Εύρεση σημείου A:**

Φέρνουμε την ευθεία  $\varepsilon_3$  που ενώνει τα σημεία B και C. Το σημείο A είναι το σημείο τομής της ευθείας  $\varepsilon_3$  με τον κύκλο  $c_1$ :

$$\varepsilon_3: y - y_b = \frac{y_c - y_b}{x_c - x_b}(x - x_b)$$

$$c_1: x^2 + y^2 = \left(\frac{D_1}{2}\right)^2$$

Λύνοντας το σύστημα προκύπτει:

$$y_a = \frac{y_c + y_b}{x_c - x_b}(x_a - x_b) + y_b$$

$$x_a^2 \left[ 1 + \left(\frac{y_c - y_b}{x_c - x_b}\right)^2 \right] + x_a \left[ -2x_b \left(\frac{y_c - y_b}{x_c - x_b}\right)^2 + 2y_b \frac{y_c - y_b}{x_c - x_b} \right] +$$

$$+ \left[ y_b^2 + x_b^2 \left(\frac{y_c - y_b}{x_c - x_b}\right)^2 - 2 \frac{y_c - y_b}{x_c - x_b} x_b y_b - \frac{D_1^2}{4} \right] = 0$$

Έτσι προκύπτει το  $y_a$  και το  $x_a$

### **4) Εύρεση ακτίνας R:**

Η ακτίνα R απλού κυκλικού τόξου δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$R = \frac{1}{2} \frac{\left(\frac{D_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_1}{2}\right)^2}{\left(\frac{D_2}{2}\right) \cos \beta_2 - \left(\frac{D_1}{2}\right) \cos \beta_1}$$

### **5) Εύρεση σημείου D:**

Το σημείο D είναι το μέσο του ευθύγραμμου τμήματος AB:

$$x_d = \frac{x_a + x_b}{2}$$

$$y_b = \frac{y_a + y_b}{2}$$

### **6) Εύρεση σημείου E:**

Φέρνουμε την ευθεία  $\varepsilon_4$  που είναι η μεσοκάθετος της  $\varepsilon_3$ , επομένως ο συντελεστής διεύθυνσης της ευθείας  $\varepsilon_4$  που είναι ο αντιθετοαντίστροφος του συντελεστή διεύθυνσης της ευθείας  $\varepsilon_3$ . Το σημείο E είναι το κέντρο του τόξου και το σημείο τομής της ευθείας  $\varepsilon_4$  με την ευθεία  $\varepsilon_1$  που σχηματίζει γωνία  $\widehat{\beta}_2$  με τον αρνητικό ημιάξονα του x:

$$\varepsilon_4: y - y_d = -\frac{x_c - x_d}{y_c - y_d}(x - x_d)$$

$$\varepsilon_1: y - y_d = -\tan\widehat{\beta}_2(x - x_d)$$

Λύνοντας το σύστημα προκύπτει:

$$y_e = y_d - \frac{x_c - x_d}{y_c - y_d}(x_e - x_d)$$

$$x_e^2[0] + x_e \left[ -\frac{x_c - x_d}{y_c - y_d} + \tan\widehat{\beta}_2 \right] + \left[ y_d + x_d \frac{x_c - x_d}{y_c - y_d} - y_d - x_b \tan\widehat{\beta}_2 \right] = 0$$

Έτσι προκύπτει το  $y_e$  και το  $x_e$ .

### **7) Εύρεση σημείου F :**

Το σημείο F είναι το μέσο του τόξου AB και είναι το σημείο τομής της ευθείας  $\varepsilon_4$  με τον κύκλο  $c_3$ :



$$\varepsilon_4: y - y_d = \frac{y_d - y_e}{x_d - x_e} (x - x_d)$$

$$c_e: (x - x_e)^2 + (y - y_e)^2 = R^2$$

Λύνοντας το τελευταίο σύστημα προκύπτει :

$$y_f = y_d + \frac{y_d - y_e}{x_d - x_e} (x_f - x_d)$$

$$\begin{aligned} & x_f^2 \left[ 1 + \left( \frac{y_d - y_e}{x_d - x_e} \right)^2 \right] \\ & + x_f \left[ -2x_e + 2y_d \frac{y_d - y_e}{x_d - x_e} - 2x_d \left( \frac{y_d - y_e}{x_d - x_e} \right)^2 - 2y_e \frac{y_d - y_e}{x_d - x_e} + x_e^2 + y_d^2 \right. \\ & \left. - 2y_d \frac{y_d - y_e}{x_d - x_e} x_d + \left( \frac{y_d - y_e}{x_d - x_e} \right)^2 x_d^2 + y_e^2 - 2y_e y_d + 2y_e \frac{y_d - y_e}{x_d - x_e} x_d - R^2 \right] \\ & = 0 \end{aligned}$$

Από τις δυο τελευταίες εξισώσεις προκύπτει το  $y_f$  και το  $x_f$  αντίστοιχα.

Στο Σχήμα 3.8 δίνεται η αναπαράσταση της ράχης, της κοιλιάς και του χείλους εκφυγής του πτερυγίου χρησιμοποιώντας τη μέθοδο του απλού κυκλικού τόξου. Έχοντας σταθερό το κέντρο του τόξου και μεταβάλλοντας την ακτίνα κατά το μισό του πάχους του πτερυγίου, κατασκευάζουμε τη ράχη και την κοιλιά του πτερυγίου. Τα σημεία 1 και 2 τα ενώνουμε με ευθεία γραμμή, που αποτελεί το χείλος εκφυγής του πτερυγίου.

### **8) Εύρεση σημείου 1 :**

Ο κύκλος  $c_4$  έχει το κέντρο στο σημείο  $E$  και ακτίνα  $R+S/2$  όπου  $S$  είναι το πάχος του περυγίου. Το σημείο 1 είναι το σημείο τομής των κύκλων  $c_2$  και  $c_4$ :

$$c_2: x^2 + y^2 = \left(\frac{D_2}{2}\right)^2$$

$$c_4: (x - x_e)^2 + (y - y_e)^2 = \left(R + \frac{S}{2}\right)^2$$

Λύνοντας το τελευταίο σύστημα προκύπτει:

$$y_1 = \frac{D_2^2}{8y_e} + \frac{x_e^2}{2y_e} - \frac{x_1 x_e}{y_e} + \frac{y_e}{2}$$
$$- \frac{\left(R + \frac{S}{2}\right)^2}{2y_e} x_1^2 \left[ 1 + \frac{x_e^2}{y_e^2} \right] x_1 \left[ -\frac{X_e D_2^2}{4y_e^2} - \frac{x_e^3}{y_e^2} - x_e + \frac{x_e \left(R - \frac{S}{2}\right)^2}{y_e^2} \right]$$
$$+ \left[ \left( \frac{D_2^2}{8y_e} + \frac{x_e^2}{2y_e} + \frac{y_e}{2} - \frac{\left(R + \frac{S}{2}\right)^2}{2y_e} \right) - \frac{D_2^2}{4} \right] = 0$$

Από τις παραπάνω εξισώσεις προκύπτει το  $y_2$  και το  $x_2$

### **9) Εύρεση σημείου 2 :**

Ο κύκλος  $c_4$  έχει το κέντρο στο σημείο  $E$  και ακτίνα  $R-S/2$  όπου  $S$  είναι το πάχος του περυγίου. Το σημείο 2 είναι το σημείο τομής των κύκλων  $c_2$  και  $c_5$ :

$$c_2: x^2 + y^2 = \left(\frac{D_2}{2}\right)^2$$

$$C_5: (x - x_e)^2 + (y - y_e)^2 = \left(R - \frac{S}{2}\right)^2$$

Από τις παραπάνω εξισώσεις προκύπτει :

$$\begin{aligned} y_2 &= \frac{D_2^2}{8y_e} + \frac{x_e^2}{2y_e} - \frac{x_2 x_e}{y_e} + \frac{y_e}{2} - \frac{\left(R - \frac{S}{2}\right)^2}{2y_e} x_2^2 \left[1 + \frac{x_e^2}{y_e^2}\right] \\ &+ x_2 \left[ -\frac{x_e D_2^2}{4y_e^2} - \frac{x_e^3}{y_e^2} - x_e + \frac{x_e \left(R - \frac{S}{2}\right)^2}{y_e^2} \right] \\ &+ \left[ \left( \frac{D_2^2}{8y_e} + \frac{x_e^2}{2y_e} + \frac{y_e}{2} - \frac{\left(R - \frac{S}{2}\right)^2}{2y_e} \right) - \frac{D_2^2}{4} \right] = 0 \end{aligned}$$

### **10)Εύρεση σημείου 3 :**

Το σημείο 3 είναι το σημείο τομής των κύκλων  $c_1$  και  $c_5$ :

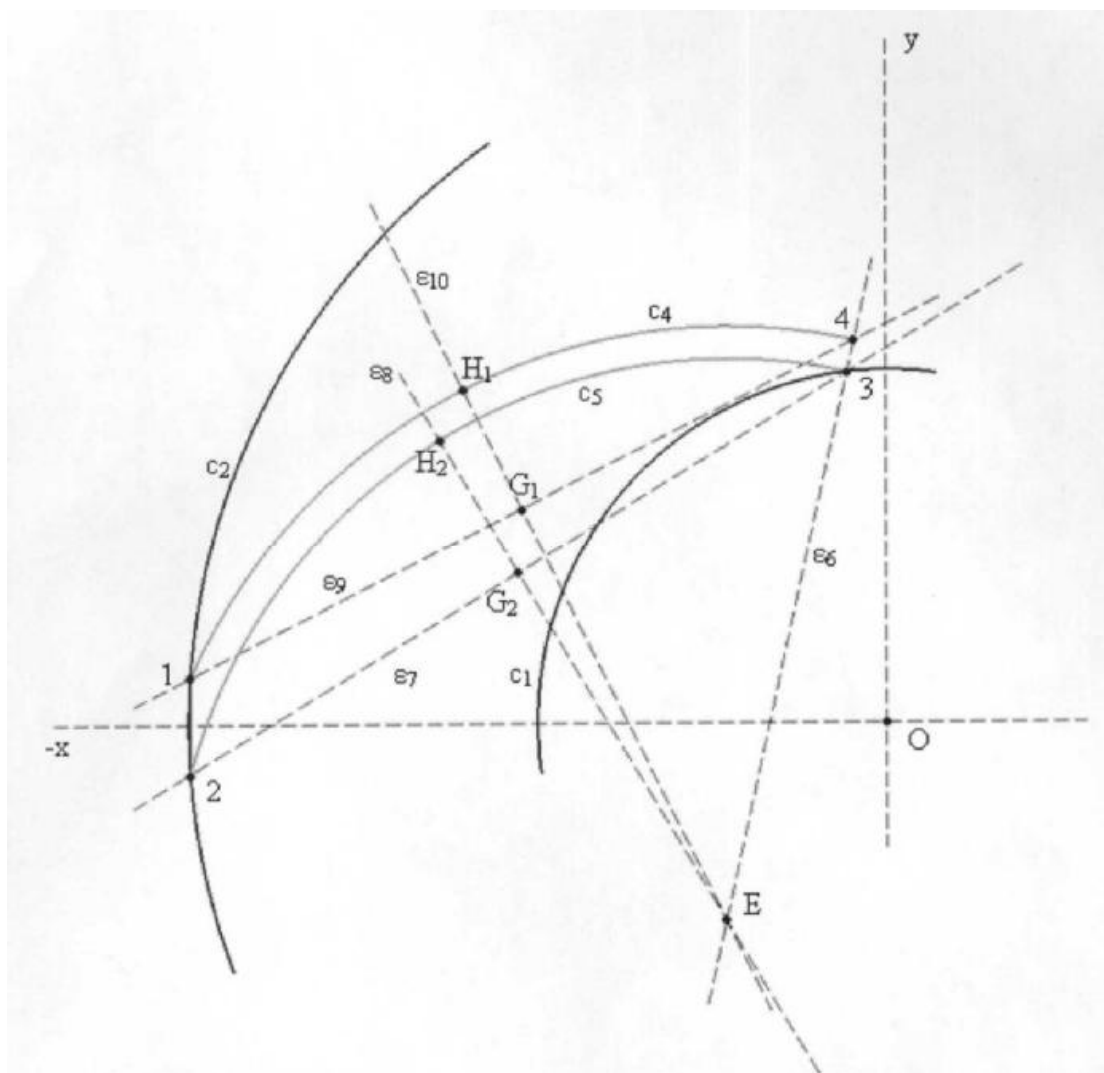
$$c_2: x^2 + y^2 = \left(\frac{D_1}{2}\right)^2$$

$$C_5: (x - x_e)^2 + (y - y_e)^2 = \left(R - \frac{S}{2}\right)^2$$

Λύνοντας το παραπάνω σύστημα προκύπτει :

$$\begin{aligned} y_2 &= \frac{D_1^2}{8y_e} + \frac{x_e^2}{2y_e} - \frac{x_3 x_e}{y_e} + \frac{y_e}{2} - \frac{\left(R - \frac{S}{2}\right)^2}{2y_e} \\ &x_3^2 \left[1 + \frac{x_e^2}{y_e^2}\right] + x_3 \left[ -\frac{x_e D_1^2}{4y_e^2} - \frac{x_e^3}{y_e^2} - x_e + \frac{x_e \left(R - \frac{S}{2}\right)^2}{y_e^2} \right] \\ &+ \left[ \left( \frac{D_1^2}{8y_e} + \frac{x_e^2}{2y_e} + \frac{y_e}{2} - \frac{\left(R - \frac{S}{2}\right)^2}{2y_e} \right) - \frac{D_1^2}{4} \right] = 0 \end{aligned}$$

Από τις δυο τελευταίες εξισώσεις προκύπτει το  $x_3$ .



**ΣΧΗΜΑ 3.8 ΑΝΑΠΑΡΑΣΤΑΣΗ ΡΑΧΗΣ, ΚΟΙΛΙΑΣ ΚΑΙ ΧΕΙΛΟΥΣ ΕΚΦΥΓΗΣ ΤΟΥ ΠΤΕΡΥΓΙΟΥ ΓΙΑ ΤΟ ΑΠΛΟ ΚΥΚΛΙΚΟ ΤΟΞΟ**

**11) Εύρεση σημείου 4:**

Φέρνουμε την ευθεία  $\varepsilon_6$  η οποία ενώνει τα σημεία E και 3. Το σημείο 4 είναι το σημείο τομής της  $\varepsilon_6$  με τον κύκλο  $c_4$ :

$$\varepsilon_6: y - y_e = \frac{y_3 - y_e}{x_3 - x_e} (x - x_e)$$

$$c_4: (x - x_e)^2 + (y - y_e)^2 = \left(R + \frac{S}{2}\right)^2$$

Λύνοντας το προηγούμενο σύστημα προκύπτει :

$$y_4 = y_e + \frac{y_3 - y_e}{x_3 - x_e} (x_4 - x_e)$$

$$x_4^2 \left[ 1 + \left( \frac{y_3 - y_e}{x_3 - x_e} \right)^2 \right] + x_4 \left[ -2x_e - 2x_e \left( \frac{y_3 - y_e}{x_3 - x_e} \right)^2 \right] + \left[ x_e^2 + x_e^2 \left( \frac{y_3 - y_e}{x_3 - x_e} \right)^2 - \left( R + \frac{S}{2} \right)^2 \right] = 0$$

Από τις δυο τελευταίες εξισώσεις προκύπτουν το  $y_4$  και το  $x_4$ .

## 12) Εύρεση σημείου $G_1$ :

Το σημείο  $G_1$  είναι το μέσο του ευθύγραμμου τμήματος (14):

$$x_{g1} = \frac{x_1 + x_4}{2}$$

$$y_{g1} = \frac{y_1 + y_4}{2}$$

## 13) Εύρεση σημείου $H_1$ :

Το σημείο  $H_1$  είναι το μέσο του τόξου (14) και είναι το σημείο τομής της ευθείας  $\varepsilon_{10}$  με τον κύκλο  $c_4$ :

$$\varepsilon_{10}: y - y_e = \frac{y_{g1} - y_e}{x_{g1} - x_e} (x - x_e)$$

$$c_4: (x - x_e)^2 + (y - y_e)^2 = \left(R - \frac{S}{2}\right)^2$$

Από το παραπάνω σύστημα προκύπτει :

$$y_{h1} = y_e + \frac{y_{g1} - y_e}{x_{g1} - x_e} (x_{h1} - x_e)$$

$$x_{h1}^2 \left[ 1 + \left( \frac{y_{g1} - y_e}{x_{g1} - x_e} \right)^2 \right] + x_{h1} \left[ -2x_e - 2x_e \left( \frac{y_{g1} - y_e}{x_{g1} - x_e} \right)^2 \right] +$$

$$\left[ x_e^2 + x_e^2 \left( \frac{y_{g1} - y_e}{x_{g1} - x_e} \right)^2 - \left(R - \frac{S}{2}\right)^2 \right] = 0$$

Από τις δυο τελευταίες εξισώσεις προκύπτουν το  $y_{h1}$  και το  $x_{h1}$  .

#### **14)Εύρεση σημείου G<sub>2</sub>:**

Το σημείο G<sub>2</sub> είναι το μέσο του ευθύγραμμου τμήματος (23):

$$x_{g2} = \frac{x_2 + x_3}{2}$$

$$y_{g2} = \frac{y_2 + y_3}{2}$$

#### **15)Εύρεση σημείου H<sub>2</sub>:**

Το σημείο H<sub>2</sub> είναι το μέσο του τόξου (23) και είναι το σημείο τομής της ευθείας  $\varepsilon_8$  με τον κύκλο  $c_5$ :

$$\varepsilon_8: y - y_e = \frac{y_{g2} - y_e}{x_{g2} - x_e} (x - x_e)$$

$$c_5: (x - x_e)^2 + (y - y_e)^2 = \left(R - \frac{S}{2}\right)^2$$

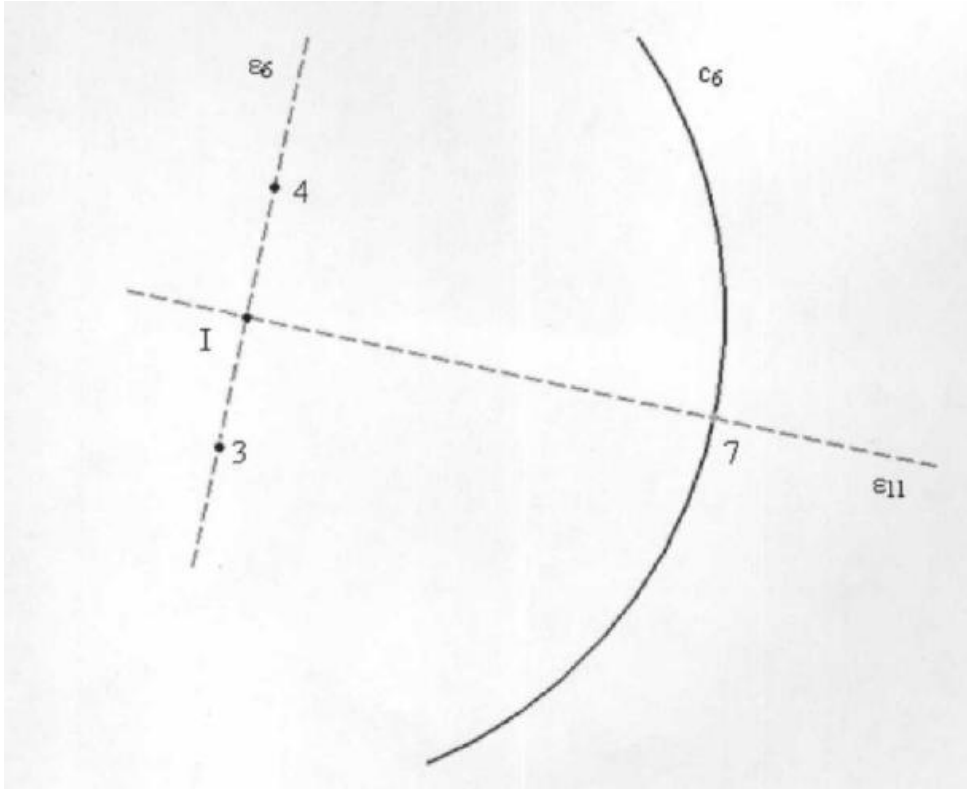
Από το παραπάνω σύστημα προκύπτει :

$$y_{h2} = y_e + \frac{y_{g2} - y_e}{x_{g2} - x_e} (x_{h2} - x_e)$$

$$x_{h2}^2 \left[ 1 + \left( \frac{y_{g2} - y_e}{x_{g2} - x_e} \right)^2 \right] + x_{h2} \left[ -2x_e - 2x_e \left( \frac{y_{g2} - y_e}{x_{g2} - x_e} \right)^2 \right]$$

$$\left[ x_e^2 + x_e^2 \left( \frac{y_{g2} - y_e}{x_{g2} - x_e} \right)^2 - \left( R - \frac{S}{2} \right)^2 \right] = 0$$

Από τις δυο τελευταίες εξισώσεις προκύπτουν το  $y_{h2}$  και το  $x_{h2}$ .



**Σχήμα 3.9 Αναπαράσταση χείλους προσβολής του πτερυγίου για το απλό κυκλικό τόξο**

Στη συνέχεια σχεδιάζεται το χείλος προσβολής, όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.9 Βρίσκουμε το μέσο της ευθείας (34) και με τη χρήση αυτού του σημείου ως κέντρο και ακτίνα υποθέτουμε ίση με 12 mm, φέρνουμε κύκλο. Το σημείο 7 είναι το σημείο προσβολής, όπου είναι το σημείο τομής της μεσοκαθέτου της (34) με τον κύκλο που κατασκευάσαμε. Ο σχεδιασμός του χείλους προσβολής με χρήση αυτών των τριών σημείων (3,4,7) στο λογισμικό του Gambit.

### **16) Εύρεση σημείου I:**

Το σημείο I είναι το μέσο του αριθμητικού τμήματος (34):

$$x_i = \frac{x_3 + x_4}{2}$$

$$y_i = \frac{y_3 + y_4}{2}$$

### **17) Εύρεση ακτίνας R<sub>1</sub>:**

Φέρνουμε τον κύκλο c<sub>6</sub> με κέντρο το σημείο I και την ακτίνα R<sub>1</sub>. Υποθέτουμε την ακτίνα R<sub>1</sub>:

$$R_1 = 0.012\text{m}$$

### **18) Εύρεση σημείου 7:**

Ο συντελεστής διεύθυνσης της ε<sub>11</sub> είναι ο αντιθετοαντίστροφος του συντελεστή διεύθυνσης της ε<sub>6</sub>, αφού οι ευθείες ε<sub>6</sub> και ε<sub>11</sub> είναι κάθετες μεταξύ τους :

$$\varepsilon_{11}: y - y_i = -\frac{x_4 - x_3}{y_4 - y_3} (x - x_i)$$

$$c_6: (x - x_i)^2 + (y - y_i)^2$$

Λύνοντας το παραπάνω σύστημα προκύπτει :

$$y_7 = y_i - \frac{x_4 - x_3}{y_4 - y_3} (x_7 - x_i)$$



$$x_7^2 \left[ 1 + \left( \frac{x_4 - x_3}{y_4 - y_3} \right)^2 \right] + x_7 \left[ -2x_i - 2x_i \left( \frac{x_4 - x_3}{y_4 - y_3} \right)^2 \right] +$$

$$[x_i^2 + x_i^2 \left( \frac{x_4 - x_3}{y_4 - y_3} \right)^2 - R^2] = 0$$

Από τις δυο τελευταίες εξισώσεις προκύπτουν το  $y_7$  και το  $x_7$ .

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4

### ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΣ ΑΝΤΛΙΩΝ

#### 4.1 ΓΛΩΣΣΑ ΠΡΟΓΡΑΜΜΑΤΙΣΜΟΥ QuickBASIC

Η BASIC αναπτύχθηκε στο Dartmouth College την δεκαετία του '60 από τους John G. Kemeny και Thomas E. Kurtz. Είχε ως σκοπό να διδάξει τις ιδέες του προγραμματισμού μέσω μιας εύκολης γλώσσας. Η BASIC είχε αναπτυχθεί αρκετά προτού εμφανιστεί η εταιρεία υπολογιστών I.B.M.. Στις αρχές της δεκαετίας του '80, η Microsoft δημιούργησε το λειτουργικό σύστημα MS-DOS και την παραλλαγή της BASIC, την BASICA. Η BASICA έγινε σύντομα πρότυπο πρόγραμμα υπολογιστών για αρκετά χρόνια. Βέβαια υπήρχε ακόμα ένα σημαντικό μειονέκτημα, δεν ήταν εφικτό να δημιουργηθούν υποπρογράμματα. Τελικά στα μέσα της δεκαετίας του '80 η Microsoft παρουσίασε μια καλή έκδοση, την QuickBasic. Παρείχε τη δυνατότητα στον προγραμματιστή να αναθεωρεί και καθορίζει με ακρίβεια τις δημιουργίες του. Σύντομα η QuickBasic έδωσε την θέση της στην Qbasic. Ένας γρηγορότερο πρόγραμμα σε πιο οικονομική έκδοση. Όμως η QuickBasic είναι ακόμα ένα καλό πρόγραμμα για τους τρεις παρακάτω λόγους:

- 1) Έχει τη δυνατότητα να μεταγλωτίζει ενιαία προγράμματα.
- 2) Παρέχει τη δυνατότητα στους προγραμματιστές να δημιουργήσουν βιβλιοθήκες.
- 3) Παρέχει τη δυνατότητα στους χρήστες της να φορτώνουν βιβλιοθήκες στο σύστημα.

## 4.2 ΘΕΩΡΙΑ

Παρακάτω παρουσιάζονται ορισμένα στοιχεία για την μόρφωση του άξονα:

- Ο άξονας που θα κατασκευαστεί θα πρέπει να αντέχει στην στρεπτική καταπόνηση που προέρχεται από την μεταφορά ισχύος και στις καταπονήσεις που προέρχονται από το βάρος του στροφείου και από ενδεχόμενη ανεπαρκή ζυγοστάθμιση.
- Ο αριθμός στροφών θα πρέπει να βρίσκεται μακριά από τον κρίσιμο αριθμό στροφών  $n_{cr}$ . Σε σκληρούς δηλαδή μη ελαστικούς άξονες είναι  $n < n_{cr}$ , ενώ σε μαλακούς δηλαδή ελαστικούς άξονες είναι  $n > n_{cr}$ . Οι ελαστικοί άξονες πρέπει να αποφεύγονται, επειδή ο κρίσιμος αριθμός στροφών πρέπει να προσπερνιέται γρήγορα κατά την εκκίνηση και αποπεράτωση λειτουργίας της μηχανής. Επίσης σε ελαστικούς άξονες καταστρέφονται ενδεχομένως οι λαβύρινθοι. Για μηχανές που ρυθμίζονται συχνά κατά την λειτουργία τους, οι ελαστικοί άξονες είναι ακατάλληλοι.
- Για να μην έρχονται σε επαφή τα περιστρεφόμενα και τα ακίνητα τμήματα της μηχανής πρέπει τα διάκενα (ρήγματα) των λαβυρίνθων μεταξύ των τμημάτων να είναι μεγαλύτερα από το εύρος των ταλαντώσεων. Ο άξονας μπορεί να τοποθετείται οριζόντια, κάθετα ή πλάγια. Ο οριζόντιος άξονας απλοποιεί την κατασκευή και την εργασία σε αναγκαίες εργασίες συναρμογής ή αποσυναρμογής, αλλά απαιτεί περισσότερο χώρο. Εφαρμόζεται κυρίως σε μηχανές αερίων που η απόσταση τους από την στάθμη του ρευστού δεν παίζει ρόλο, δηλαδή σε μηχανές αερίων. Αντίθετα, σε μηχανές υγρών όταν υπάρχει ο κίνδυνος σπηλαίωσης εφαρμόζεται η κατασκευή του κάθετου άξονα και ιδιαίτερα σε αντλίες που χρησιμοποιούνται για χαμηλές στάθμες δεξαμενών και σε αντλίες θερμών υγρών.

Επιπρόσθετα χαρακτηριστικά:

- Για την διατομή αναρρόφησης πρέπει να είναι γνωστή η διάμετρος του άξονα και της πλήμνης του στροφείου. Τα κριτήρια των διαστάσεων των στοιχείων αυτών είναι σχεδόν αποκλειστικά κατασκευαστικά-μηχανολογικά.
- Η διάμετρος του άξονα προκύπτει από την ροπή  $M_d$  που μεταφέρει ο άξονας και εξαρτάται από την αντοχή του υλικού, δηλαδή την επιτρεπόμενη διατμητική τάση  $\tau_z$  σύμφωνα με αποτελέσματα της μηχανικής.

Παρακάτω παρουσιάζονται ορισμένα στοιχεία για την μόρφωση του στροφείου:

Στο στροφείο επιδρούν δυνάμεις από την πίεση του ρευστού και φυγοκεντρικές δυνάμεις. Οι τελευταίες υπερισχύουν σε μηχανές αερίων. Οι πρώτες έχουν επίδραση ιδιαίτερα σε μηχανές υγρών και σε ταχύστροφες μηχανές, δηλαδή σε μηχανές μεγάλου αριθμού ειδικού αριθμού στροφών  $n_q$ .

Ιδιαίτερα ευαίσθητη σε καταπονήσεις είναι η περιοχή των πτερυγίων που συνδέονται με το δίσκο του στροφείου. Σε χυτά στροφεία οι γωνίες πρέπει στην περιοχή αυτή να είναι στρογγυλεμένες. Οι φυγοκεντρικές δυνάμεις είναι υψηλές σε μηχανές μεγάλου αριθμού στροφών, ο οποίος σε αντλίες περιορίζεται από την σπηλαίωση ή την υπερηχητική ροή. Η σπηλαίωση αποτελεί επίσης κίνδυνο για την αντοχή του στροφείου επειδή επιφέρει τοπική καταστροφή στο μέταλλο.

#### **4.3 ΟΡΓΑΝΟΓΡΑΜΜΑ ΡΟΗΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΩΝ**

Ο υπολογισμός του στροφείου αρχίζει από τα δεδομένα που θα δίνει ο χρήστης του προγράμματος, τα οποία είναι:

1. Η παροχή  $V$  ( $m^3/sec$ ).
2. Το μανομετρικό της αντλίας  $H$  (m).
3. Ο αριθμός των στροφών  $n$  (rpm).

Πρώτα διαπιστώνεται ο τύπος του στροφείου βάσει του ειδικού αριθμού στροφών:

$$n_q = n * \frac{\dot{V}^{1/1}}{H^{3/4}}$$

όπου ο αριθμός στροφών  $n$  έχει μονάδες rpm. Ο ειδικός αριθμός στροφών εκφράζει τον αριθμό στροφών όταν η παροχή είναι  $V=1(m^3/sec)$  και το μανομετρικό της αντλίας είναι  $H=1m$ . Αν το  $n_q$  βρεθεί μικρότερο του 10, τότε έχουμε πολυβάθμια αντλία, αλλιώς έχουμε μονοβάθμια αντλία.

Η συνολική παροχή, λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες ρήγματος, είναι:

$$\dot{V}_{ολ} = 1,05 * \dot{V}$$

όπου η  $V_{ολ}$  δίνεται σε ( $m^3/sec$ ). Χρησιμεύει για τον υπολογισμό των διαστάσεων.

Στη συνέχεια γίνεται η παραδοχή του ολικού βαθμού απόδοσης με:

$$\eta = 0,7$$

Η ισχύς του άξονα για όλη τη μηχανή είναι:

$$P_w = \frac{\rho * g * H * \dot{V}}{\eta}$$

όπου η  $P_w$  δίνεται σε Watts (W). Η πυκνότητα του νερού  $\rho$  είναι  $1000(kg/m^3)$  και η επιτάχυνση της βαρύτητας  $g$  είναι  $9.81(m/sec^2)$ . Στον παρανομαστή είναι ο ολικός βαθμός απόδοσης.

Η διάμετρος του άξονα προκύπτει από την ροπή  $M_d$  που μεταφέρει ο άξονας και εξαρτάται από την αντοχή του υλικού, δηλαδή την επιτρεπόμενη διατμητική τάση  $\tau_z$  σύμφωνα με τα αποτελέσματα της μηχανικής:

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} * \frac{M_d}{\tau_z}}$$

Η ροπή εξαρτάται από την ισχύ της μηχανής  $P_w$  και τον αριθμό στροφών  $n$ :

$$P_w = \omega * M_d = 2 * \pi * n * M_d$$

Για την διάμετρο του άξονα προκύπτει :

$$d_w = \sqrt[3]{\frac{16}{2\pi^2} * \frac{P_w}{n\tau_z}}$$

Για την επιτρεπόμενη διατμητική τάση ισχύουν γενικά οι ακόλουθες τιμές:

- Για μονοβάθμιες αντλίες:  $\tau_z = 2000$  μέχρι  $4000 \text{ N/cm}^2$
- Για πολυβάθμιες αντλίες:  $\tau_z = 800$  μέχρι  $3000 \text{ N/cm}^2$

Η σχέση της διαμέτρου του άξονα απλοποιείται σε:

$$d_w = K * \sqrt[3]{\frac{P_w}{n}}$$

Η σταθερά  $K$  δίνεται σε συνάρτηση της διατμητικής τάσης  $\tau_z$ . Για  $d$  σε  $\text{cm}$ ,  $P_w$  σε  $\text{kW}$  και  $n$  σε  $\text{rpm}$  είναι για  $\tau_z$  σε  $\text{N/cm}^2$ .

$\tau_z (\text{N/cm}^2)$	1000	1500	2000	3000	4000
$K$	17.1	14.9	13.6	11.8	10.8

Επειδή ο άξονας εξασθενίζει από την εγκοπή της σφήνας για την συναρμογή του στροφείου κατά  $x = 2$  μέχρι  $6 \text{ mm}$ , η τελική διάμετρος είναι:

$$d_w = d_w + x$$

Με τοιχώματα πάχους  $S_t = 5$  μέχρι  $6 \text{ mm}$ , η εξωτερική διάμετρος της πλήμνης γίνεται:

$$d_{\pi} = d_w + 2 * S_t$$

#### 4.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΛΕΥΡΑΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗΣ

Για να μειωθεί ο κίνδυνος σπηλαιώσης εκλέγεται η γωνία εισροής μικρή, παρ' ότι καλύτερος βαθμός απόδοσης εξασφαλίζεται σε μεγαλύτερες γωνίες. Αρχικά θα γίνει παραδοχή της γωνίας εισροής  $\beta_0$ , η οποία κυμαίνεται από  $15^\circ$  μέχρι  $18^\circ$ .

Έπειτα γίνεται υπόθεση της απόλυτης γωνίας  $\alpha_0 = 90^\circ$ .

Ο αριθμός διατομής  $k_n$  δίνεται από τον τύπο:

$$K_n = 1 - \frac{d_\pi^2}{D_a^2}$$

όπου  $d_\pi$  είναι η διάμετρος της πλήμνης και  $D_a$  η διάμετρος αναρρόφησης. Για συνηθισμένες αντλίες  $k_n=0,8$ .

Ο αριθμός συστροφής  $\delta_r$  δίνεται από τον τύπο:

$$\delta_r = 1 - \frac{C_{ou}}{u_1}$$

ο οποίος για εισροή χωρίς συστροφή ( $\alpha_0=90^\circ$ ) είναι ίσος με την μονάδα.

Η διάμετρος αναρρόφησης του στροφείου είναι:

$$D_a = \sqrt[3]{\frac{4\dot{V}_{o\lambda}}{\pi^2 k_n \delta_r n \tan \beta_0}}$$

όπου οι στροφές  $n$  στον τύπο έχουν μονάδες rps.

Η ταχύτητα αναρρόφησης  $C_a$  δίνεται από την σχέση:

$$C_a = \frac{4\dot{V}_{o\lambda}}{\pi(D_a^2 - d_\pi^2)}$$

επειδή  $\alpha_0=90^\circ$ , ισχύει  $C_a=C_{om}$ .

Η διάμετρος της ακμής αναρρόφησης της πτερύγωσης  $D_1$  είναι:

$$D_1 = \alpha_D \cdot D_\alpha$$

όπου το  $\alpha_D$  παίρνει τιμές από 0,9 μέχρι 1,2.

Το πλάτος εισόδου του στροφείου είναι:

$$b_1 = \frac{\dot{V}_{ολ}}{\pi D_1 C_{om}}$$

Η περιφερειακή ταχύτητα  $u_1$  δίνεται από τον τύπο:

$$u_1 = \pi n D_1$$

Η απόλυτη γωνία εισόδου εξαρτάται από τις συνθήκες προσροής. Για μονοβάθμιες αντλίες χωρίς οδηγό πτερύγωση εισροής είναι  $\alpha_0 = 90^\circ$  και επομένως  $\alpha_1 = 90^\circ$ .

Η μεσημβρινή συνιστώσα ταχύτητας δίνεται από την σχέση:

$$C_{1m} = C_1 \sin \alpha_1 = C_{om} \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}$$

όπου ο λόγος  $t_1/(t_1 - \sigma_1)$  είναι η στένωση της διατομής και οι τιμές της κυμαίνονται από 1,10 μέχρι 1,25 για αντλίες.

Η γωνία εισροής των πτερυγίων  $\beta_1$  μπορεί να υπολογιστεί από την σχέση:

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{u_1 - C_1 \cos \alpha_1} = \frac{C_{om}}{u_1 - C_1 \cos \alpha_1} \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}$$

Για  $\alpha_0 = 90^\circ$ , η εφαπτομένη της γωνίας  $\beta_1$  γίνεται:



$$\tan\beta_1 = \frac{C_{om}}{u_1} \frac{t_1}{t_1 - \sigma_1}$$

Η γωνία εξόδου των πτερυγίων  $\beta_2$  παίρνει τιμές από  $20^\circ$  μέχρι  $40^\circ$  για αντλίες υγρών.

Η εξωτερική διάμετρος  $D_2$  δίνεται από την σχέση:

$$D_2 = (2 \text{ ή } 3) D_1$$

Η εμπειρική σταθερά  $k_z$  εξαρτάται από το πάχος του πτερυγίου και παίρνει τιμές από 5 μέχρι 6,5 για χυτά στροφέα και από 6,5 μέχρι 8 για πρεσσαριστά ή ελατά στροφέα.

Ο αριθμός των πτερυγίων  $z$  δίνεται από την σχέση:

$$z = k_z \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2}$$

αφού εφαρμοστεί ο τύπος στη συνέχεια ο αριθμός  $z$  στρογγυλοποιείται.

Το βήμα των πτερυγίων είναι:

$$t_1 = \frac{\pi D_1}{z}$$

Στη συνέχεια γίνεται υπόθεση του πάχους των πτερυγίων  $S_1$ . Το πάχος κυμαίνεται από 2 μέχρι 5mm.

Έπειτα γίνεται επικύρωση της παραδοχής:

$$\frac{t_1}{t_1 - \sigma_1} = \frac{t_1}{t_1 - \frac{S_1}{\sin\beta_1}}$$

Η σχετική γωνία προσροής  $\beta_0'$  μπορεί να υπολογιστεί με την εξής σχέση:

$$\tan \beta'_0 = \frac{t_{1-\sigma_1}}{t_1} \tan \beta_1$$

Τέλος, γίνεται έλεγχος της γωνίας εισροής  $\beta_0$ . Αν η  $\beta_0'$  είναι μικρότερη ή περίπου ίση με την υπόθεση που κάναμε για την  $\beta_0$ , τότε συνεχίζει η κανονική ροή του προγράμματος. Στην περίπτωση που βγει μεγαλύτερη η  $\beta_0'$ , τότε ο υπολογιστής δίνει νέες τιμές στις μεταβλητές.

#### 4.5 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΛΕΥΡΑΣ ΚΑΤΑΘΛΙΨΗΣ

Αρχικά απαιτείται ο υπολογισμός του υδραυλικού βαθμού απόδοσης  $\eta_h$ . Κατά την εμπειρία βρίσκεται μεταξύ των τιμών 0,8 και 0,9.

Έπειτα υπολογίζουμε το ειδικό έργο  $\alpha$ , το οποίο ισούται με:

$$\alpha = g \cdot H$$

όπου  $g$  είναι η επιτάχυνση της βαρύτητας και ισούται με 9,81 (m/sec<sup>2</sup>). Οι μονάδες του ειδικού έργου είναι (J/kg).

Ο αριθμός  $i$  των βαθμίδων προκύπτει αν τεθεί στην σχέση του ειδικού αριθμού στροφών.

$$\alpha_{αντλίας}^{3/4} = \left( i * \alpha_{βαθμίδας}^{3/4} \right) \Rightarrow i^{3/4} * n_{qμονοβ} = n_{qπολυβ}$$

Ο ειδικός αριθμός στροφών έχει τις εξής τιμές προσανατολισμού:

Για αργόστροφο (ακτινικό)  $\rightarrow n_q = 11$  έως 35

Για μεσόστροφο (μικτής ροής)  $\rightarrow n_q = 35$  έως 70

Για ταχύστροφο (ημιαξονικός)  $\rightarrow n_q = 70$  έως 160

Για υπερταχύστροφο (αξονικός)  $\rightarrow n_q = 110$  έως 500 ή και περισσότερο

Θεωρούμε ότι επιδιώκεται ειδικός αριθμός στροφών περίπου 20, χαρακτηριστικός για αργόστροφα ακτινικά στροφεΐα.

Επομένως, έχουμε:

$$i = \left( \frac{20}{n_{q\mu\sigma\beta}} \right)^{4/3}$$

αφού εφαρμοστεί ο τύπος στη συνέχεια ο αριθμός  $i$  στρογγυλοποιείται.

Το ειδικό έργο κάθε βαθμίδας για πολυβάθμιες μηχανές  $\alpha_i$  προκύπτει από τον τύπο:

$$\alpha_i = \frac{a}{i}$$

Και δίνεται σε μονάδες (J/kg). Σε περίπτωση μονοβάθμιας μηχανής ( $i=1$ ), ισχύει  $a = \alpha_i$ .

Στη συνέχεια βρίσκουμε το ειδικό έργο πτερύγωσης, που δίνεται από την σχέση:

$$\alpha_i = \frac{\alpha_i}{n_h}$$

Το ειδικό έργο πτερύγωσης δίνεται σε μονάδες (J/kg).

Ο αριθμός ελάττωσης ισχύος δίνεται από τον τύπο:

$$p = \frac{\psi' r_2^2}{z S}$$

αλλά συνήθως γράφεται:

$$p = \frac{8}{3} * \frac{0.6}{z} \left( \frac{\beta_2}{60} \right)$$

$$s = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}$$

$$s = r * e$$

όπου:

ισχύει για ακτινικό στροφέιο

ισχύει για αξονικό φορτίο

και τέλος για

$$\frac{r_1}{r_2} \leq 0.5$$

ισχύουν οι τύποι:

$$S = \frac{3}{8} r_2^2$$

Και

$$\psi' = \psi'_{0.5} = 0,6 * \left(1 + \frac{\beta_2}{60}\right)$$

αλλιώς για

$$\frac{r_1}{r_2} > 0,5$$

ισχύει η σχέση:

$$\psi' = (1,6 \div 2,0) \frac{r_1}{r_2} \psi'_{0.5}$$

Το ειδικό έργο για άπειρα πτερύγια είναι:

$$a_{\pi\tau\infty} (1 + p)$$

Έπειτα βρίσκουμε τη μεσημβρινή συνιστώσα ταχύτητας  $C_{2m}$  από τον τύπο:

$$C_{2m} = 0,9 C_o$$

Προτού εφαρμοστεί γίνεται η παραδοχή ότι η απαιτούμενη μεσημβρινή συνιστώσα  $C_{2m}$  είναι κατά περίπου 10% μικρότερη της ταχύτητας αναρρόφησης  $C_a (= C_{om} = C_o)$ . Αυτό είναι σκόπιμο επειδή οδηγεί σε λόγο διαμέτρων ή ακτινών  $r_1/r_2 < 0,5$ . Με τέτοια τιμή του λόγου  $r_1/r_2 < 0,5$  είναι η παραδοχή της τιμής του  $\psi'$  πιο εύκολη στον υπολογισμό.

Η περιφερειακή ταχύτητα  $u_2$  είναι:

$$u_2 = \frac{C_{2m}}{2 \tan \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{C_{2m}}{2 \tan \beta_2}\right)^2 + a_{\pi\tau\infty} + u_1 C_{ou}}$$

Για  $\alpha_0 = 90^\circ$  ισχύει  $C_{ou} = 0$ .

Από τις τιμές που παίρνει η περιφερειακή ταχύτητα προκύπτει το υλικό του στροφείου:

$u_2 \approx 30 \div 35$  m/sec → το υλικό είναι χυτοσίδηρος

$u_2 \approx 50 \text{ m/sec} \rightarrow$  το υλικό είναι μπρούτζος

$u_2 \approx 90 \text{ m/sec} \rightarrow$  το υλικό είναι χρωμιούχο ασάλι

Η διάμετρος της κατάθλιψης είναι:

$$D_2 = \frac{u_2}{\pi * n}$$

όπου το  $n$  δίνεται σε rps.

Το βήμα πτερυγίων είναι:

$$t_2 = \frac{\pi * D_2}{z}$$

Στη συνέχεια υπολογίζουμε το πάχος του πτερυγίου:

$$\sigma_2 = \frac{S}{\sin\beta_2}$$

Έπειτα υπολογίζουμε το λόγο:

$$\frac{t_2}{t_2 - \sigma_2}$$

συνήθως τα πτερύγια στην έξοδο είναι λεπτά και μπορεί ο λόγος να τεθεί ίσος με τη μονάδα.

Τέλος, υπολογίζουμε το πλάτος της διατομής της κατάθλιψης  $b_2$ :

$$b_2 = \frac{\dot{V}_{ολ}}{\pi * D_2 * C_{2m}} * \frac{t_2}{t_2 - \sigma_2}$$

#### 4.6 ΑΛΓΟΡΙΘΜΟΣ

Παρακάτω παρουσιάζεται ο αλγόριθμος όπως συντάχτηκε στο περιβάλλον της QuickBASIC. Αρχικά, δίνεται το κυρίως πρόγραμμα rump.bas και έπειτα τα υποπρογράμματα Anarrofisi και Katathlipsi.

## ump.bas

DECLARE SUB Anarrofisi ()

DECLARE SUB Katathlipsi ()

COMMON SHARED H, strofesn, nq, antlia\$, Vtot, g, pi, rad, Pw, tz, k, dw, x,  
St, dp

COMMON SHARED goniab0, goniab1, goniab2, goniab00, Da, Ca, aD, D1,  
b1, u1, logos, D2, kz, strofeio\$, z, t1, s1

COMMON SHARED nh, i, a, ai, apt, p, aptapeiro, C2m, u2, yliko\$, D2k, t2, s,  
s2, logos2, b2, dokimes

RANDOMIZE TIMER

CLS

'Δεδομένα από τον χρήστη

INPUT "Δώστε παροχή V (στο S.I.): ", V

INPUT "Δώστε μανομετρικό αντλίας H (στο S.I.): ", H

INPUT "Δώστε στροφές n (στο S.I.): ", strofesn

'Υπολογισμός ειδικού αριθμού στροφών

$nq = 60 * strofesn * \sqrt{V} / H^{(3 / 4)}$

'Συνθήκη για διαπίστωση του τύπου του στροφείου

IF nq < 10 THEN antlia\$ = "πολυβάθμια" ELSE antlia\$ = "μονοβάθμια"

Υπολογισμός συνολικής παροχής λαμβάνοντας υπόψη τις απώλειες ρήγματος

$$V_{tot} = 1.05 * V$$

Παραδοχή ολικού βαθμού απόδοσης

$$n = .7$$

Πυκνότητα νερού

$$\rho_{γκnotita} = 1000$$

Επιτάχυνση της βαρύτητας

$$g = 9.81$$

Αριθμός π

$$\rho_i = 3.14$$

Μετατροπή των ακτινίων σε μοίρες

$$rad = \rho_i / 180$$

Υπολογισμός ισχύος του άξονα

$$P_w = \rho_{γκnotita} * g * H * V / n$$

Συνθήκη για τον υπολογισμό της σταθεράς k

```

IF antlia$ = "πολυβάθμια" THEN

rand = INT(RND * 4) + 1

IF rand = 1 THEN tz = 1000: k = 17.1

IF rand = 2 THEN tz = 1500: k = 14.9

IF rand = 3 THEN tz = 2000: k = 13.6

IF rand = 4 THEN tz = 3000: k = 11.8

ELSE

rand = INT(RND * 3) + 1

IF rand = 1 THEN tz = 2000: k = 13.6

IF rand = 2 THEN tz = 3000: k = 11.8

IF rand = 3 THEN tz = 4000: k = 10.8

END IF

```

'Υπολογισμός διαμέτρου του άξονα

$$dw = (k * ((Pw / 1000) / (strofesn * 60)) ^ (1 / 3)) / 100$$

'Υπολογισμός πάχους της σφήνας (2mm <= x <= 6mm)

$$x = INT(RND * 5) + 2$$

'Υπολογισμός τελικής διαμέτρου του άξονα λόγω σφήνας

$$dw = dw + x / 1000$$

'Υπολογισμός πάχους τοιχώματος (5mm <= aD <= 6mm)



St = INT(RND \* 2) + 5

Υπολογισμός διαμέτρου πλήμνης

$dp = dw + 2 * St / 1000$

Αναρρόφηση

Anarrofisi

Κατάθλιψη

Katathlipsi

Έμφάνιση αποτελεσμάτων

CLS

PRINT "Η αντλία είναι "; antlia\$; TAB(41); "D1 ="; D1; "m"

PRINT "Το στροφέιο είναι "; strofeio\$; TAB(41); "b1 ="; b1; "m"

PRINT "Το υλικό είναι "; yliko\$; TAB(41); "u1 ="; u1; "m/sec"

PRINT TAB(41); "t1 / (t1 - σ1) ="; logos

PRINT "V ="; V; "m<sup>3</sup>/sec"; TAB(41); "D2 ="; D2; "m"

PRINT "H ="; H; "m"; TAB(41); "kz ="; kz

PRINT "n ="; strofesn; "rps"; TAB(41); "z ="; z

PRINT "nq ="; nq; TAB(41); "t1 ="; t1; "m"

PRINT "Vολ ="; Vtot; "m<sup>3</sup>/sec"; TAB(41); "nh ="; nh

PRINT "Pw ="; Pw; "W"; TAB(41); "i ="; i

```

PRINT "τz ="; tz; "N/cm2"; TAB(41); "a ="; a; "J/kg"

PRINT "k ="; k; TAB(41); "ai ="; ai; "J/kg"

PRINT "dw ="; dw; "m"; TAB(41); "απτ ="; apt; "J/kg"

PRINT "x ="; x; "mm"; TAB(41); "ρ ="; ρ

PRINT "St ="; St; "mm"; TAB(41); "απτάπειρο ="; aptapeiro; "J/kg"

PRINT "dπ ="; dp; "m"; TAB(41); "C2m ="; C2m; "m/sec"

PRINT "β0 ="; STR$(goniab0); "°"; TAB(41); "u2 ="; u2; "m/sec"

PRINT "β1 ="; STR$(goniab1); "°"; TAB(41); "D2 κατάθλιψης ="; D2k; "m"

PRINT "β2 ="; STR$(goniab2); "°"; TAB(41); "t2 ="; t2; "m"

PRINT "β0' ="; STR$(goniab00); "°"; TAB(41); "s ="; s; "mm"

PRINT "Dα ="; Da; "m"; TAB(41); "σ2 ="; s2; "m"

PRINT "Cα ="; Ca; "m/sec"; TAB(41); "t2 / (t2 - σ2) ="; logos2

PRINT "αD ="; aD; TAB(41); "b2 ="; b2; "m"

```

### **Anarrofisi**

SUB Anarrofisi

'Υπολογισμός γωνίας εισροής ( $15^\circ \leq \beta_0 \leq 18^\circ$ )

1 goniab0 = INT(RND \* 4) + 15

'Απόλυτη γωνία

a0 = 90

'Αριθμός διατομής για συνηθισμένες αντλίες

Kn = .8

Αριθμός συστροφής για  $a_0 = 90$

$$dr = 1$$

Υπολογισμός διαμέτρου αναρρόφησης στροφείου

$$Da = (4 * V_{tot} / (\pi^2 * K_n * dr * \text{strofesn} * \text{TAN}(\text{goniab0} * \text{rad})))^{1/3}$$

Υπολογισμός ταχύτητας αναρρόφησης

$$Ca = 4 * V_{tot} / (\pi * (Da^2 - dp^2))$$

DO

Υπολογισμός συντελεστή  $a_D$  ( $0,9 \leq a_D \leq 1,2$ )

$$2 \text{ rand} = \text{INT}(\text{RND} * 4) + 9$$

$$a_D = \text{rand} / 10$$

Υπολογισμός διαμέτρου της ακμής αναρρόφησης των πτερυγίων

$$D1 = a_D * Da$$

Υπολογισμός πλάτους εισόδου του στροφείου

$$b1 = V_{tot} / (\pi * D1 * Ca)$$

Υπολογισμός περιφερειακής ταχύτητας

$$u1 = \pi * \text{strofesn} * D1$$

'Απόλυτη γωνία εισόδου

$$a1 = 90$$

'Στένωση της διατομής ( $1,1 \leq t1 / (t1 - \sigma1) \leq 1,25$ )

$$3 \text{ rand} = \text{INT}(\text{RND} * 16) + 110$$

$$\text{logos} = \text{rand} / 100$$

'Υπολογισμός μεσημβρινής συνιστώσας ταχύτητας

$$C1m = Ca * \text{logos}$$

'Υπολογισμός γωνίας εισροής των πτερυγίων

$$\text{mindif} = 1$$

FOR rand = 1 TO 180

$$\text{dif} = \text{ABS}(\text{TAN}(\text{rand} * \text{rad}) - \text{logos} * Ca / u1)$$

IF dif < mindif THEN mindif = dif: goniab1 = rand

NEXT

'Υπολογισμός γωνίας εξόδου των πτερυγίων

$$4 \text{ goniab2} = \text{INT}(\text{RND} * 21) + 20$$

'Υπολογισμός εξωτερικής διαμέτρου D2 (2 ή 3 φορές το D1)

$$5 \text{ rand} = \text{INT}(\text{RND} * 2) + 2$$

D2 = rand \* D1

'Υπολογισμός συντελεστή kz (5 <= kz <= 8)

6 rand = INT(RND \* 31) + 50

kz = rand / 10

'Συνθήκη (αν 5 <= kz < 6,5 τότε το στροφέιο είναι χυτό, αν 6,5 <= kz <= 8 τότε το στροφέιο είναι πρεσσαριστό ή ελατό)

IF kz < 6.5 THEN strofeio\$ = "χυτό" ELSE strofeio\$ = " πρεσσαριστό ή ελατό "

'Υπολογισμός αριθμού πτερυγίων

z = kz \* ((D2 + D1) / (D2 - D1)) \* SIN(((goniab1 + goniab2) / 2) \* rad)

'Υπολογισμός βήματος πτερυγίων

t1 = pi \* D1 / z

DO

'Υπολογισμός πάχους πτερυγίου (2mm <= s1 <= 5mm)

s1 = INT(RND \* 4) + 2

'Υπολογισμός δοκιμών μέχρι να ικανοποιηθεί η συνθήκη

dokimes = dokimes + 1

IF dokimes = 50 THEN 6

IF dokimes = 100 THEN 5

IF dokimes = 150 THEN 4

IF dokimes = 200 THEN 3

IF dokimes = 250 THEN 2

IF dokimes = 300 THEN 1

'Επικύρωση συνθήκης

LOOP UNTIL ABS(logos - t1 / (t1 - (s1 / 1000) / SIN(goniab1 \* rad))) < .1

'Υπολογισμός σχετικής γωνίας προσροής

mindif = 1

FOR rand = 1 TO 180

dif = ABS(TAN(rand \* rad) - logos ^ -1 \* TAN(goniab1 \* rad))

IF dif < mindif THEN mindif = dif: goniab00 = rand

NEXT

LOOP UNTIL goniab00 <= goniab0

END SUB

### **Katathlipsi**

SUB Katathlipsi

'Υπολογισμός υδραυλικού βαθμού απόδοσης (0,8 <= nh <= 0,9)

rand = INT(RND \* 11) + 80

nh = rand / 100

'Υπολογισμός αριθμού των βαθμίδων

IF antlia\$ = "μονοβάθμια" THEN i = 1 ELSE i = (20 / nh) ^ (4 / 3)

'Υπολογισμός ακέραιων τιμών

i = CINT(i)

z = CINT(z)

'Υπολογισμός ειδικού έργου

a = g \* H

'Υπολογισμός ειδικού έργου κάθε βαθμίδας

ai = a / i

'Υπολογισμός ειδικού έργου πτερύγωσης

apt = ai / nh

'Υπολογισμός αριθμού ελάττωσης

p = (8 / 3) \* (.6 / z) \* (1 + goniab2 / 60)

'Υπολογισμός ειδικού έργου για άπειρο αριθμό πτερυγίων

$$a_{\text{tapeiro}} = a_{\text{pt}} * (1 + \rho)$$

Υπολογισμός μεσημβρινής συνιστώσας ταχύτητας

$$C_{2m} = .9 * C_a$$

Υπολογισμός περιφερειακής ταχύτητας

$$u_2 = C_{2m} / (2 * \text{TAN}(\text{goniab}_2 * \text{rad})) + \text{SQR}((C_{2m} / 2 * \text{TAN}(\text{goniab}_2 * \text{rad}))^2 + a_{\text{tapeiro}})$$

Αν  $u_2 \approx 30\text{m/s} \div 35\text{m/s}$  τότε είναι χυτοσίδηρος

Αν  $u_2 \approx 50\text{m/s}$  τότε είναι μπρούτζος

Αν  $u_2 \approx 90\text{m/s}$  τότε είναι χρωμιούχο ασάλι

IF  $u_2 < 40$  THEN

γλικο\$ = " χυτοσίδηρος "

ELSEIF  $u_2 < 75$  THEN

γλικο\$ = " μπρούτζος "

ELSE

γλικο\$ = " χρωμιούχο ασάλι "

END IF

Υπολογισμός διαμέτρου κατάθλιψης

$$D_{2k} = u_2 / (\pi * \text{strofes}_n)$$



'Υπολογισμός βήματος πτερυγίου

$$t2 = \rho_i * D2 / z$$

'Υπολογισμός συντελεστή s (2mm <= s <= 5mm)

$$s = \text{INT}(\text{RND} * 4) + 2$$

'Υπολογισμός πάχους πτερυγίων

$$s2 = (s / 1000) / \text{SIN}(\text{goniab2} * \text{rad})$$

'Υπολογισμός λόγου t2 / (t2 - σ2)

$$\text{logos2} = t2 / (t2 - s2)$$

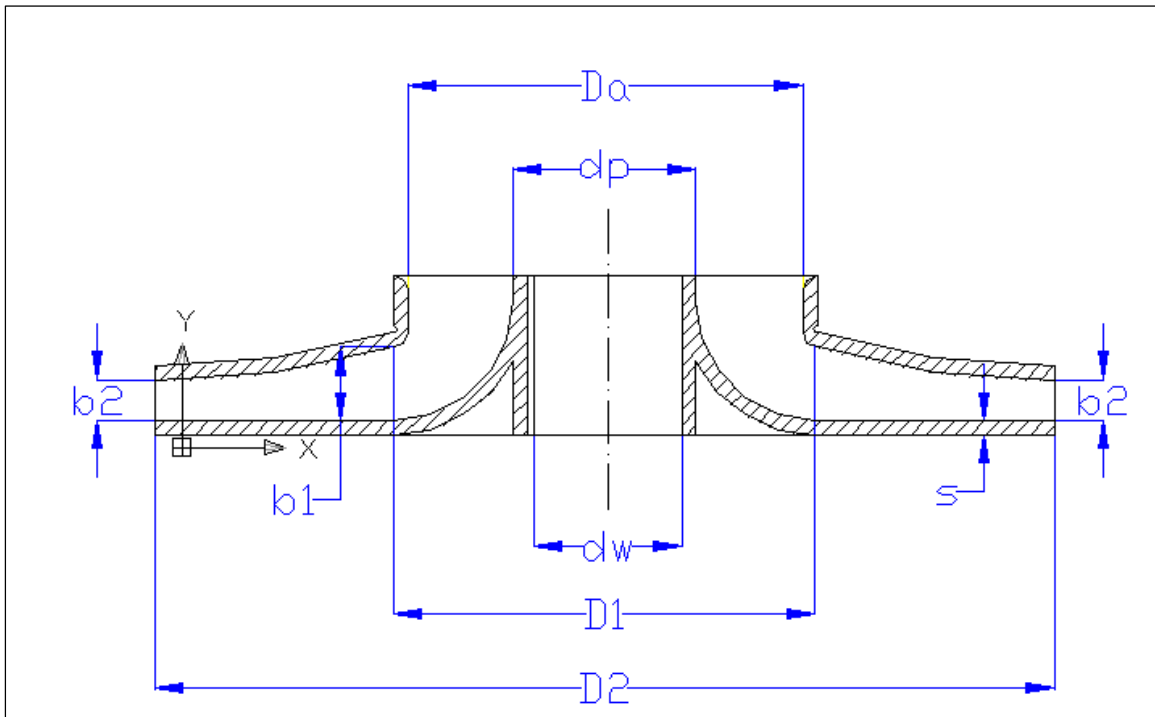
'Υπολογισμός πλάτους διατομής κατάθλιψης

$$b2 = V_{\text{tot}} / (\rho_i * D2 * C2m) * \text{logos2}$$

END SUB

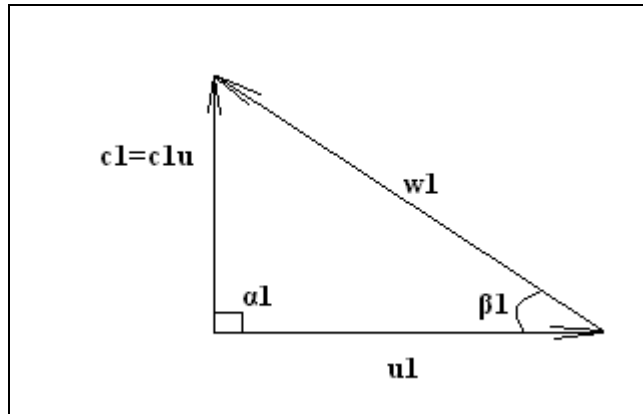
#### 4.7 ΣΧΕΔΙΟ ΤΟΜΗΣ ΤΟΥ ΣΤΡΟΦΕΙΟΥ ΚΑΙ ΤΡΙΓΩΝΑ ΤΑΧΥΤΗΤΩΝ

Παρακάτω παρουσιάζονται το σχέδιο τομής του στροφείου όπως σχεδιάστηκε στο AutoCAD και τα τρίγωνα ταχυτήτων εισόδου και εξόδου:

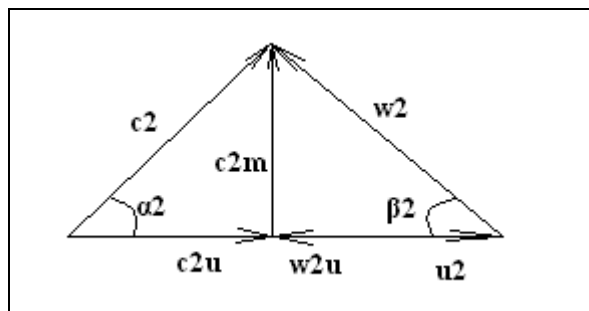


$D\alpha$ : ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΤΗΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗΣ  
 $d_p$ : ΕΞΩΤΕΡΙΚΗ ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΤΗΣ ΠΛΗΜΝΗΣ  
 $d_w$ : ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΤΟΥ ΑΞΟΝΑ  
 $D_1$ : ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΤΗΣ ΑΚΜΗΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗΣ ΤΩΝ ΠΤΕΡΥΓΙΩΝ  
 $D_2$ : ΔΙΑΜΕΤΡΟΣ ΤΗΣ ΔΙΑΤΟΜΗΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΘΛΙΨΗΣ  
 $b_1$ : ΠΛΑΤΟΣ ΤΟΥ ΣΤΡΟΦΕΙΟΥ  
 $b_2$ : ΠΛΑΤΟΣ ΤΗΣ ΔΙΑΤΟΜΗΣ ΤΗΣ ΚΑΤΑΘΛΙΨΗΣ  
 $s$ : ΠΑΧΟΣ ΤΩΝ ΤΟΙΧΩΜΑΤΩΝ

Τρίγωνο εισόδου:



Τρίγωνο εξόδου:



## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ

### ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α:ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΣΧΗΜΑΤΩΝ

**ΣΧΗΜΑ 1.1 ΦΥΓΟΚΕΝΤΡΙΚΗ ΑΝΤΛΙΑ(1687) ΠΟΥ ΕΦΕΥΡΕΘΗΚΕ ΑΠΟ ΤΟΝ DENNIS PAPIN**

*Σχημα 1.2 Φυγοκεντρική αντλία που αναπτύχθηκε από την A-Med Systems Inc για ιατρικές εφαρμογές*

*Σχήμα 1.3 Φυγοκεντρική αντλία που αναπτύχθηκε από την A-Med Systems Inc για ιατρικές εφαρμογές*

*Σχήμα 1.4 Καλλιτεχνική απεικόνιση όπου φαίνεται η χρήση φυγοκεντρικής αντλίας για ανακυκλοφορία του αίματος. Εφαρμογή στον τομέα της ιατρικής.*

**Σχ. 1.5 Καθορισμός ολικού ύψους αντλίας από τις μανομετρικές ενδείξεις**

**Σχ 1.6 Αντλητικό σύστημα με ανύψωση αναρρόφησης (SUCTION LIFT)**

**Σχ 1.7 Αντλητικό σύστημα με θετική αναρρόφηση (POSITIVE SUCTION)**

**Σχήμα 1.8 Σχηματική διάταξη απλής αντλητικής εγκατάστασης**

**Σχ 1.9 διάταξη φυγοκεντρικής αντλίας**

**Σχ.1.10 Αντλία αξονικής**

**Σχ 1.11 Αντλία μικτής ροής (ελικοειδής)**

**Σχ 1.12 Αντλία μικτής ροής (διαγώνια)**

**Σχ 1.13 Αναγεννητική αντλία (στροβιλαντλία )**

**Σχ. 1.14 Στροβιλαντλία σε τομή.**

**Σχ 1.15 Κίνηση υγρού σε συμμετρική στροβιλαντλία**

**ΣΧ. 1.16 Σύνθετη φυγοκεντρική - αναγεννητική αντλία**

**Σχ 1.17 Διβάθμια φυγοκεντρική αντλία με επαγωγέα (inducer)**

**Σχ 1.18 Πτερωτή σύνθετης αντλίας**

**Σχ 1.419 Δισκοαντλία με επαγωγέα (inducer)**

**Σχ 1.20 Αντλία PITOT**

**Σχ 1.21 Παλινδρομική αντλία (σχηματικά)**

**Σχ 1.22 Περιστροφική αντλία με σύρτες (σχηματικά)**

**Σχ 1.23 Γραναζωτή αντλία**

**Σχ1.24 Σχηματική λειτουργία πιεστικού θαλάμου**

**Σχ 1.25 Σχηματική διάταξη άντλησης με ανύψωση αέρα**

**Σχ. 1.26 Ανυψωτικός τροχός με κάδους**

**Σχ. 1.27 Άντληση με πρόσφυση σε ατέρμονη αλυσίδα.**

**Σχ. 1.28 Άντληση με ανοικτή έλικα**

**Σχ. 1.29 Εγχυτήρας (σχηματική)**

**Σχήμα 2.1 Κύρια μέρη αντλίας**

**Σχήμα 2.2 Αντλία ανοικτού τύπου (α) και κλειστού τύπου (β)**

**Σχήμα 2..3 ΣΥΝΙΣΤΩΣΕΣ ΔΥΝΑΜΕΙΣ**

**Σχήμα 2.4 Χαρακτηριστική αντλίας**

**Σχήμα 2.5 Πραγματικό ύψος αντλίας**

**Σχήμα 2.6 Αντλίες συνδεδεμένες σε σειρά(α), αντλίες συνδεδεμένες παράλληλα (β)**

**Σχήμα 2.7 Οριζόντια, μιας βαθμίδος, ενός σημείου αναρρόφησης, πλαισιωμένη αντλία**

**ΣΧ. 2.8 οριζόντια μιας βαθμίδος κεντρικής εγκατάστασης αντλίας**

**Σχήμα 2.9 Κοντινής σύνδεσης αντλία.**

**ΣΧ. 2.10οριζόντια μιας βαθμίδος πλαϊνής αναρρόφησης αντλία**

**Σχήμα 2.11 Μιας βαθμίδος, καθέτου προσανατολισμού αντλία**

**Σχήμα 2.12** Οριζόντια, χωριστών θαλάμων, διπλής αναρρόφησης στροφείου, αντλία.

**Σχήμα 2.13** Πολλαπλών βαθμίδων, διαχωρισμένου κελύφους, αντλία.

**Σχήμα 2.14** Πολλαπλών βαθμίδων αντλία

**Σχήμα 2.15** Πολλαπλών βαθμίδων, κάθετη βαθέως φρεατίου αντλία.

**Σχήμα 2.16** Κάθετη, υγρού άκρου αντλία.

**Σχήμα 2.17** Κάθετη αντλία στεγνού άκρου για εργασίες αποχέτευσης

**Σχ. 2.18** Κλειστού τύπου στροφείο για αντλίες αποχέτευσης.

**Σχ. 2.19** Ημιανοικτό στροφείο για αντλίες αποχέτευσης.

**Σχήμα 2.20** Κατάταξη φυγοκεντρικών αντλιών

**Σχήμα 2.21** Αντλία με σταθερά πτερύγια

**Σχήμα 2.22** Τύποι σπειροειδούς κελύφους και αντίστοιχες καμπύλες ακτινικής ώσης

**Σχήμα 2.23** Σχηματική παράσταση αντλίας με περίβλημα μικτού τύπου

**Σχήμα 2.24** αντλία απλής εισόδου

**Σχήμα 2.25** αντλία διπλής εισόδου

**Σχήμα 2.26** Εξωτερική όψη αντλίας διπλής εισόδου

**Σχήμα 2.27** φυγοκεντρική αντλία με ημίκλειστη πτερωτή

**Σχήμα 2.28** Τύποι πτερωτών

**Σχήμα 3.1** Είδη ισχύος και βαθμοί απόδοσης ρευστοδυναμικών μηχανών.

**Σχήμα 3.2** Επίδραση πάχους πτερυγίου στο τρίγωνο ταχυτήτων εισόδου

**Σχήμα 3.3** Επίδραση πάχους πτερυγίου στο τρίγωνο ταχυτήτων εξόδου

**Σχήμα 3.4** Μείωση της διατομής της εισόδου στην πτερύγωση από το πάχος των πτερυγίων

**Σχήμα 3.5** Αναπαράσταση διαμέτρου πλήμνης, διαμέτρου άξονα και πάχος τοιχώματος

**Σχήμα 3.6** Αναπαράσταση προφίλ: μάτι- σωλήνας αναρρόφησης

**Σχήμα 3.7** Αναπαράσταση μεσογραμμής πτερυγίου με τη μέθοδο του απλού κυκλικού τόξου.

**Σχήμα 3.8** Αναπαράσταση ράχης, κοιλίας και χείλους εκφυγής του πτερυγίου για το απλό κυκλικό τόξο

**Σχήμα 3.9** Αναπαράσταση χείλους προσβολής του πτερυγίου για το απλό κυκλικό τόξο

## **ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β: ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ**

### **ΠΙΝΑΚΑΣ 1. 1 ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΑΝΤΛΙΩΝ**

**Πίνακας 3.1** Αντιστοιχία των τιμών της σταθεράς  $K$  με τις διατμητικές τάσεις

## ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

K. Walter, S. Wolfgang (1996). Αντλίες. Εκδόσεις: Ευρωπαϊκές Τεχνολογικές Εκδόσεις. Αθήνα.

Ιωάννα Μ. Μαυρούδη (2000), Αντλίες και Σωληνώσεις, Εκδόσεις: Αθ. Σταμούλης. Αθήνα.

ΠΑΠΑΝΙΚΑΣ Γ. Δ.: “ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΚΑΙ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΕΙΣ”, Εκδ. Πανεπιστημίου Πατρών, Πάτρα 1998.

ΑΚΡΙΤΙΔΗΣ Β. ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ : “Αντλίες (τύποι, επιλογή, λειτουργία, εγκατάσταση) ”, Εκδόσεις Γιαχούδη – Γιαπούλη, ΘΕΣΣΑΛΟΝΙΚΗ 1985.

Μηνιαία Τεχνική Επιθεώρηση: “Κατασκευαστικές λεπτομέρειες φυγοκεντρικών αντλιών”, Τεύχος 121, Απρίλιος 2002

Μηνιαία Τεχνική Επιθεώρηση: “Κατασκευαστικές λεπτομέρειες φυγοκεντρικών αντλιών”, Τεύχος 121, Απρίλιος 2002