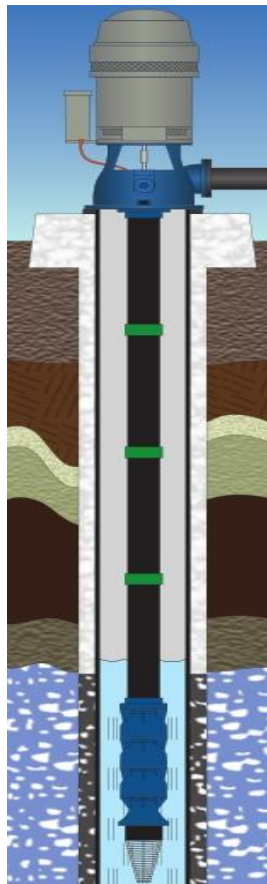


ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΕΚΠΑΙΔΕΥΤΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ ΔΥΤΙΚΗΣ ΕΛΛΑΔΑΣ  
ΣΧΟΛΗ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΩΝ ΕΦΑΡΜΟΓΩΝ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ Τ.Ε.  
ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

# ΤΕΧΝΙΚΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΑΝΤΛΗΤΙΚΟΥ ΣΥΓΚΡΟΤΗΜΑΤΟΣ ΚΑΤΑΚΟΡΥΦΟΥ ΑΞΟΝΑ (ΠΟΜΟΝΑ) ΒΑΘΟΥΣ 50 m



Βρούζας Θεόδωρος  
Μυλωνάς Νικόλαος  
ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ : Γιαννόπουλος Ανδρέας  
Αναπληρ. Καθηγητής

ΠΑΤΡΑ, Σεπτέμβριος 2013

## ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν πόνημα αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία των φοιτητών Μυλωνά Νικόλαου και Βρούζα Θεόδωρου. Η εργασία εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολογίας του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Πάτρας και αναφέρεται στον τεχνικό υπολογισμό ενός αντλητικού συγκροτήματος κατακόρυφου άξονα.

Το αντλητικό συγκρότημα που θα μελετηθεί και θα σχεδιαστεί θα τοποθετηθεί σε γεώτρηση για άντληση νερού ύδρευσης Πόλεως. Η άντληση θα γίνει από βάθος 50 m και το νερό θα ανυψώνεται σε δεξαμενή σε λόφο ύψους 40 m. Η γεώτρηση έχει συνολικό βάθος 100 m, ενώ ο υδροφόρος ορίζοντας βρίσκεται στα 30 m. Στην μελέτη περιλαμβάνεται ο υπολογισμός του κινητήρα, του άξονα της αντλίας, των τροχαλιών και ιμάντων, των εδράνων, των σωλήνων νερού, του δοχείου υδρολίπανσης και του αεροφυλακίου απορρόφησης υδραυλικού πλήγματος. Θα υπολογιστούν επίσης τα καλώδια και οι ασφάλειες παροχής ρεύματος του ηλεκτροκινητήρα.

## ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Στην εργασία αυτή μελετάται ένα αντλητικό σύστημα πόσιμου νερού (πομόνα) Η ανάπτυξη του θέματος έγινε σε 6 κεφάλαια.

Στο πρώτο κεφάλαιο αναφέρονται τα σημαντικότερα στοιχεία που απαρτίζουν ένα σύστημα άντλησης νερού από γεώτρηση. Απαριθμούνται τα διάφορα είδη αντλιών, κινητήρων και τρόπων μετάδοσης κίνησης που χρησιμοποιούνται.

Στο δεύτερο κεφάλαιο γίνονται ορισμένοι αρχικοί υπολογισμοί, ώστε να προσδιοριστούν τα βασικά χαρακτηριστικά του συστήματος. Γίνεται υπολογισμός των απωλειών της σωλήνωσης και προσδιορίζονται τα απαιτούμενα μεγέθη και προδιαγραφές για την αντλία και τον κινητήρα της. Τέλος, με βάση τις προδιαγραφές αυτές γίνεται επιλογή της αντλίας που θα χρησιμοποιηθεί.

Στο τρίτο κεφάλαιο γίνεται ο υπολογισμός του συστήματος μετάδοσης κίνησης. Επιλέγεται κατάλληλο υλικό, καθώς και τύπος διατομής για τον άξονα και υπολογίζεται η απαιτούμενη διάμετρος του. Η επιλογή γίνεται ανάμεσα σε τέσσερις επιλογές, με βασικά κριτήρια το βάρος και το κόστος. Στην συνέχεια γίνεται ο υπολογισμός των βασικών χαρακτηριστικών του συστήματος ιμαντοκίνησης που μεταφέρει ισχύ από τον κινητήρα στον άξονα.

Στο τέταρτο κεφάλαιο προσδιορίζεται ο αριθμός, το είδος και ο τύπος των εδράνων που θα υποστηρίξουν τον άξονα.

Στο πέμπτο κεφάλαιο επιλέγεται ο κατάλληλος κινητήρας για την κίνηση της αντλίας. Προσδιορίζεται ο τρόπος εκκίνησης και ελέγχου του και καθορίζονται τα χαρακτηριστικά της καλωδίωσης καθώς και τα απαραίτητα ηλεκτρολογικά στοιχεία ασφαλείας.

Στο έκτο κεφάλαιο καθορίζονται τα βασικά στοιχεία της σωλήνωσης και γίνεται ο υπολογισμός των βασικών χαρακτηριστικών του συστήματος προστασίας της εγκατάστασης από το φαινόμενο του υδραυλικού πλήγματος.

# ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

## ΠΡΟΛΟΓΟΣ ΠΕΡΙΛΗΨΗ ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

### ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1. Το νερό και η σημασία του.....	6
2. Υπόγειο νερό.....	7
3. Τύποι γεωτρήσεων.....	10

### 1. ΑΝΤΛΙΕΣ, ΑΝΤΛΙΟΣΤΑΣΙΑ ΚΑΙ ΓΕΩΤΡΗΣΕΙΣ

1.1 Γενικά.....	12
1.2 Είδη αντλιών.....	12
1.3 Εκτέλεση Γεωτρήσεων.....	15
1.4 Αντλιοστάσια – αντλίες.....	16
1.4.1 Τύποι αντλιών.....	16
1.4.2 Κινητήρες, μετάδοση κίνησης και λοιπά στοιχεία αντλιοστασίου.....	17

### 2. ΑΡΧΙΚΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ

2.1 Δεδομένα.....	19
2.2 Προδιαγραφές αντλίας.....	19
2.3 Προδιαγραφές κινητήρα.....	31

### 3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ

3.1 Γενικά.....	33
3.2 Άξονας μετάδοσης κίνησης.....	33
3.2.1 Γενικά.....	33
3.2.2 Φορτία του άξονα.....	34
3.2.3 Επιλογή τύπου διατομής άξονα.....	40
3.2.4 Προσδιορισμός τάσεων.....	42
3.2.5 Υπολογισμοί.....	49
3.2.6 Επιλογή αναλογίας και υλικού άξονα.....	51
3.2.7 Προσδιορισμός απαιτούμενης διατομής άξονα.....	52
3.2.8 Αξιολόγηση συνδιασμών και τελική επιλογή.....	59
3.3 Ιμαντοκίνηση.....	59
3.3.1 Γενικά για την ιμαντοκίνηση.....	59
3.3.2 Μέθοδος υπολογισμού ιμαντοκίνησης.....	61
3.3.3 Υπολογισμοί βασικών μεγεθών ιμαντοκίνησης.....	70
3.3.4 Δυνάμεις κατά την λειτουργία της ιμαντοκίνησης.....	76
3.3.5 Υπολογισμοί.....	78

### 4. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ ΕΔΡΑΝΩΝ

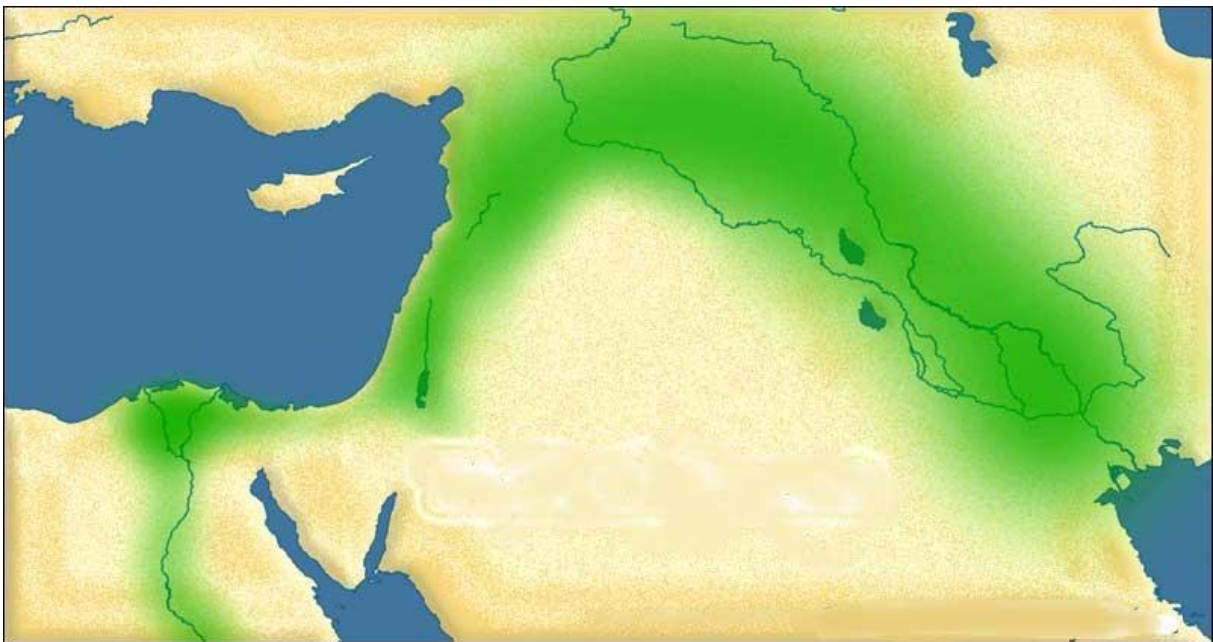
4.1 Γενικά.....	80
4.2 Μέθοδος υπολογισμού εδράνων κύλισης.....	83
4.3 Υπολογισμός εδράνου Α.....	85
4.4 Υπολογισμός εδράνου Β.....	88

<b>5. ΗΛΕΚΤΡΟΚΙΝΗΤΗΡΑΣ ΚΑΙ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑ</b>	
5.1 Γενικά.....	92
5.2 Επιλογή κινητήρα.....	92
5.2.1 Προδιαγραφές – τύπος κινητήρα.....	92
5.2.2 Επιλογή κινητήρα.....	92
5.3 Καλώδια τροφοδοσίας – προστασία κυκλώματος.....	94
5.3.1 Προδιαγραφές.....	94
5.3.2 Καλώδια.....	94
5.3.3 Προστασία κυκλώματος.....	95
5.4 Έλεγχος εκκίνησης και λειτουργία του κινητήρα.....	95
<b>6. ΣΩΛΗΝΩΣΕΙΣ – ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗΣ ΥΔΡ. ΠΛΗΓΜΑΤΟΣ</b>	
6.1 Σωλήνες.....	97
6.2 Στοιχεία προστασίας – αποτροπής υδρ. Πλήγματος.....	103
6.2.1 Γενικά.....	103
6.2.2 Υπολογισμός μεγέθους αεροφυλακίου.....	104
6.2.3 Προσδιορισμός διαμέτρων αγωγών προς και από εγκατάσταση...	106
<b>ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ</b> .....	108
<b>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ</b> .....	109

# ΕΙΣΑΓΩΓΗ

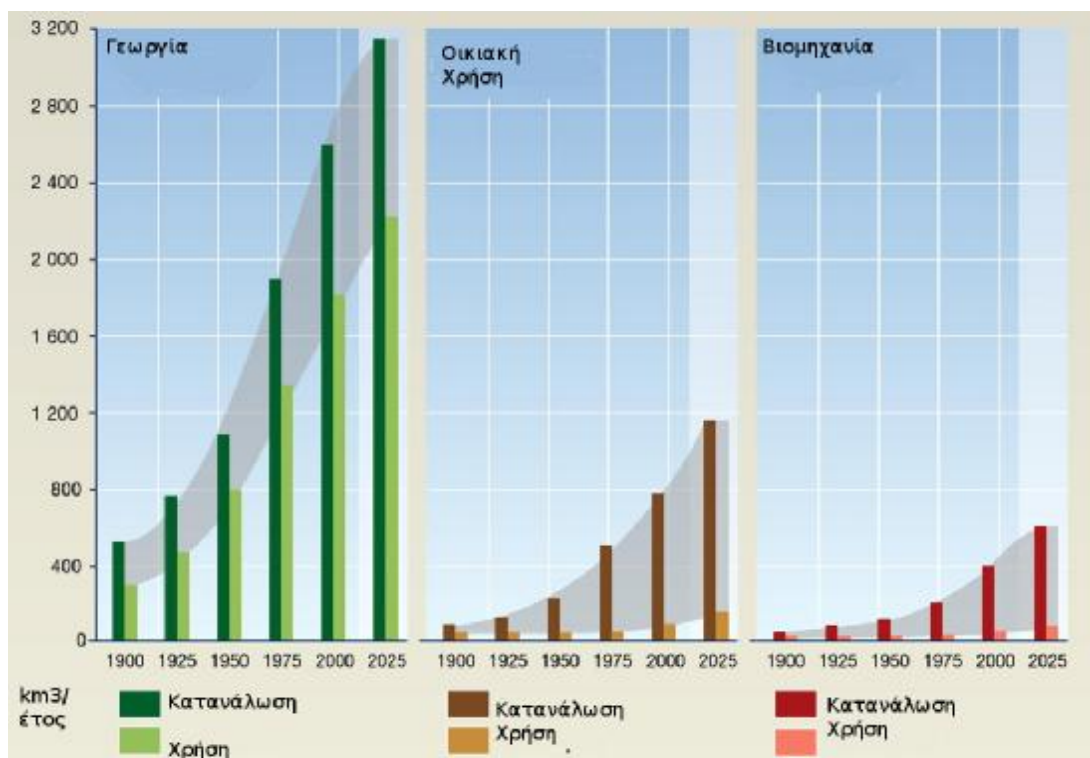
## 1. Το νερό και η σημασία του

Η σημασία που έχει η ύπαρξη επαρκούς ποσότητας κατάλληλου νερού για τις ανθρώπινες δραστηριότητες είναι πολύ μεγάλη. Οι ανθρώπινες κοινωνίες, από την αυγή κιόλας του πολιτισμού, ρύθμιζαν τις δραστηριότητές τους με βάση το νερό. Οι θέσεις των οικισμών στην αρχαιότητα – αλλά και σε μεταγενέστερες εποχές – καθορίζονταν σε πολύ μεγάλο βαθμό από την ύπαρξη πηγών νερού για ύδρευση και άρδευση. Οι πρώτοι μεγάλοι πολιτισμοί της αρχαιότητας άνθισαν σε περιοχές όπου μεγάλοι ποταμοί καθιστούσαν το έδαφος εύφορο για καλλιέργεια. Η γεωγραφική περιοχή της Μεσοποταμίας και της κοιλάδας του Νείλου αποτελούν χαρακτηριστικά παραδείγματα τέτοιων περιοχών (σχ.1)



Σχ. 1 : Η περιοχή της εύφορης ημισελήνου (<http://www.mrstpierre.com>)

Η κατανάλωση νερού παγκοσμίως αυξάνεται με ταχείς ρυθμούς. Όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ.2), το μεγαλύτερο μέρος της κατανάλωσης οφείλεται στην γεωργία.

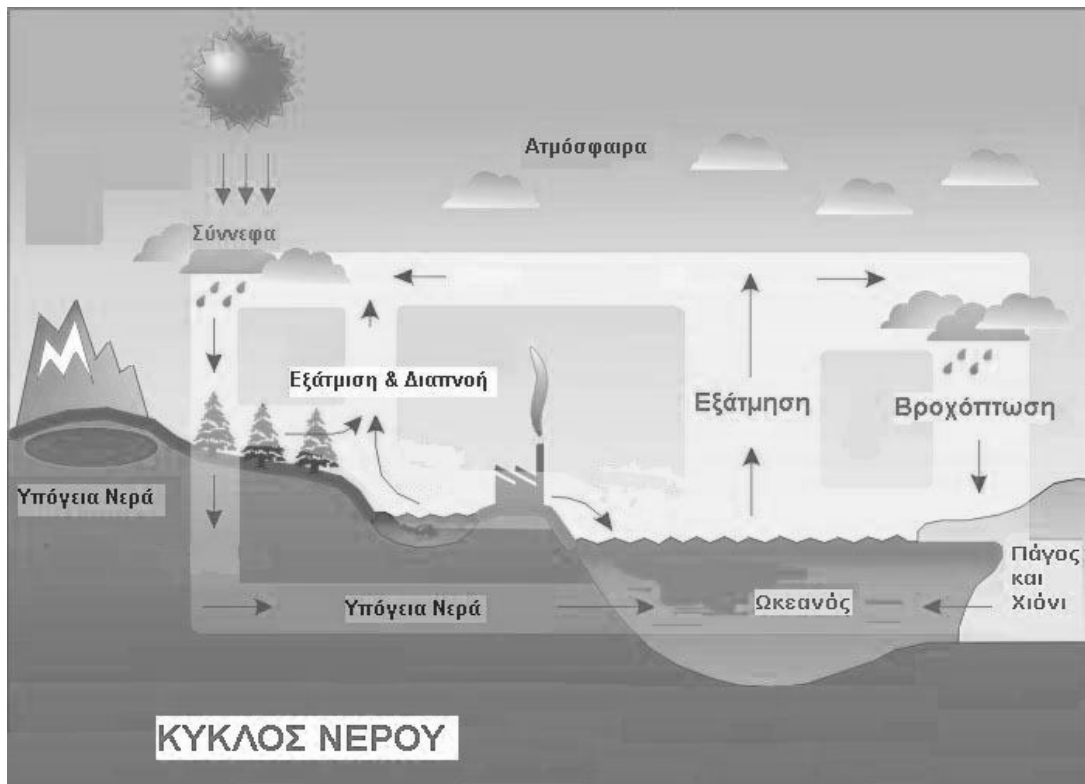


Σχ. 2 : Κατανάλωση νερού κατ'έτος (United Nations environment programme)

## 2 Υπόγειο νερό

Με τον όρο υπόγειο νερό εννοείται κάθε ποσότητα νερού που βρίσκεται κάτω από την επιφάνεια του εδάφους, ανεξάρτητα από την κατάστασή του, το βάθος ή την προέλευση του νερού. Αν και το υπόγειο νερό αποτελεί μόνο το 1,7 % της συνολικής ποσότητας νερού στον πλανήτη, τα συνολικά αποθέματα υπόγειου νερού φτάνουν τα 23 εκ. κυβικά χιλιόμετρα και αποτελούν το 30% του συνολικού πόσιμου νερού (Gleick, 1996).

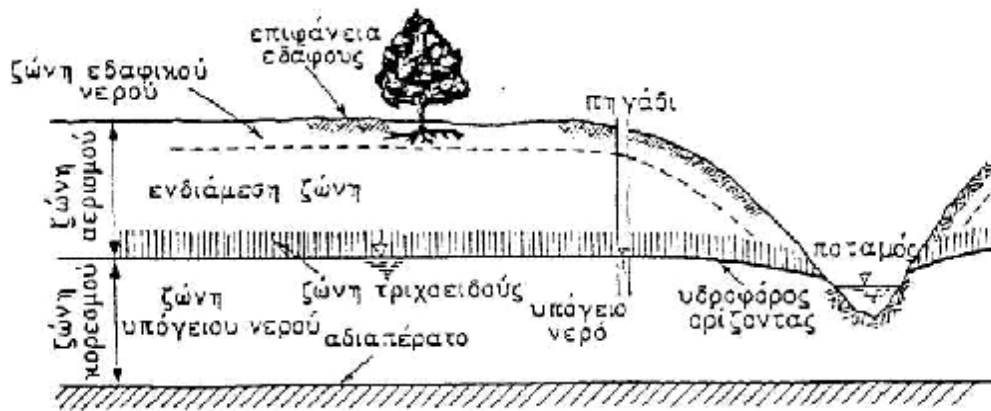
Σχεδόν όλη η ποσότητα του υπόγειου νερού προέρχεται από ατμοσφαιρικές κατακρημνίσεις. Το νερό διεισδύει στο υπέδαφος από την επιφάνεια του εδάφους, είτε απευθείας, είτε από σώματα επιφανειακού νερού. Μετά την εισροή στο υπέδαφος, το νερό κινείται αργά μέχρι να επιστρέψει στην επιφάνεια του εδάφους. Η επιστροφή μπορεί να γίνει φυσικά (μέσω πηγών), είτε μετά από παρέμβαση του ανθρώπου (γεωτρήσεις), είτε μέσω της διαπνοής των φυτών. Η ροή αυτή του νερού αποτελεί μέρος του γενικότερου υδρολογικού κύκλου (Σχ. 3)



Σχ. 3 : Ο Υδρολογικός κύκλος (agrino.org)

Η κατανομή του υπόγειου νερού στον κατακόρυφο άξονα χωρίζεται σε δύο βασικές ζώνες, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα (Σχ. 4)





Σχ. 4 : Ζώνες υπόγειου νερού (Λατινόπουλος, Θεοδοσίου, 2007)

Στην ζώνη αερισμοῦ κυριαρχοῦν διάκενα τα οποία εἶναι γεμάτα μερικῶς με νερό και μερικῶς με αέρα. Στην ζώνη αερισμοῦ ἡ ροή του νεροῦ εἶναι κυρίως κατακόρυφη. Στην ζώνη κορεσμοῦ τα κενά του εδάφους εἶναι πλήρως κορεσμένα με νερό. Ἡ κίνηση του νεροῦ στην ζώνη αὐτή εἶναι κυρίως οριζόντια. Ἡ ζώνη κορεσμοῦ αποτελεί την βασική πηγή υπόγειου νεροῦ για χρήση ἀπὸ τον ἄνθρωπο. Το ὄριο ἀνάμεσα στις δύο αὐτές ζώνες αποτελεί τον υδροφόρο ορίζοντα. Ακριβῶς πάνω ἀπὸ τον υδροφόρο ορίζοντα βρίσκεται ἡ τριχοειδῆς υποζώνη.

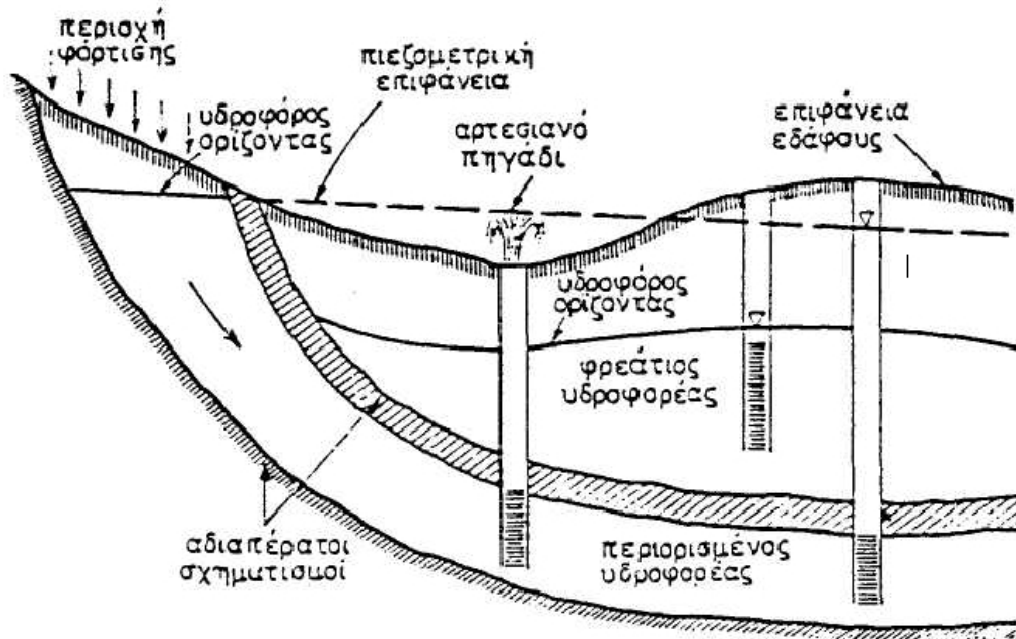
Οι γεωλογικοί σχηματισμοί οἱ οποίοι περιέχουν υλικό κορεσμένο με νερό σε ἀρκετή ποσότητα ὥστε να μποροῦν να τροφοδοτήσουν φυσικές πηγές ἢ γεωτρήσεις. Υπάρχουν ἐν γένει δύο εἶδη υδροφορέων (Σχ. 5)

- Ελεύθεροι υδροφορεῖς:

Στους υδροφορεῖς αὐτούς, ἡ πίεση στον υδροφόρο ορίζοντα εἶναι ἴση με την ατμοσφαιρική. Οἱ υδροφορεῖς αὐτοί ἔχουν ἐλεύθερη ἐπιφάνεια, το ὕψος της οποίας μεταβάλλεται σημαντικά, καθὼς ανταποκρίνεται στις μεταβολές του διηθούμενου νεροῦ, τόσο ἀπὸ την ἐπιφάνεια, ὅσο και πρὸς ἢ ἀπὸ τους γειτονικούς υδροφορεῖς (Λατινόπουλος, Θεοδοσίου, 2007)

- Ὑπὸ πίεση υδροφορεῖς:

Στους υδροφορεῖς αὐτούς, το νερό εἶναι ἐγκλωβισμένο ἀνάμεσα σε δύο ἀδιαπέραστα στρώματα και ἡ πίεση του νεροῦ εἶναι ἀνώτερη της ατμοσφαιρικής. Στην περίπτωση που το πιεζομετρικό ὕψος του υδροφορέα βρίσκεται πάνω ἀπὸ την ἐπιφάνεια του εδάφους, ο υδροφορέας ονομάζεται ἀρτεσιανός. Το πιεζομετρικό ὕψος του υδροφορέα εἶναι ἡ ἐπιφάνεια που συμπίπτει με το ἐπίπεδο της υδροστατικής πίεσης στον υδροφορέα.



Σχ. 5: Υδροφορείς (Λατινόπουλος, Θεοδοσίου, 2007)

#### - Πλεονεκτήματα υπόγειων νερών

Το υπόγειο νερό έχει σημαντικά πλεονεκτήματα σε σχέση με την χρήση του ως νερό πόλεως, συγκρινόμενο με νερό από άλλες πηγές:

- Η στάθμη και η ροή των υπογείων νερών παρουσιάζει σημαντικά μικρότερες και πιο αργές εποχικές διακυμάνσεις.
- Είναι συνήθως δυνατόν, τα έργα εκμετάλλευσης των υπογείων νερών να αναπτυχθούν βαθμιαία.
- Τα έργα εκμετάλλευσης υπόγειων νερών έχουν συνήθως μικρότερο κόστος.
- Τα υπόγεια νερά ρυπαίνονται δυσκολότερα από τα επιφανειακά και συνήθως δεν περιέχουν βλαβερούς μικροοργανισμούς.

#### - Μειονεκτήματα υπογείων νερών

Το σημαντικότερο μειονέκτημα στην εκμετάλλευση των υπογείων νερών είναι ότι οι εγκαταστάσεις αυτές είναι συνήθως σχετικά ενεργοβόρες, με μεγάλο κόστος λειτουργίας.

### 3 Τύποι γεωτρήσεων

Οι γεωτρήσεις χωρίζονται σε τρεις κατηγορίες, ανάλογα με τον τρόπο εκσκαφής και το βάθος της γεώτρησης (Σχ. 6) (Georgia Water Science Center)

#### - Σκαμμένα πηγάδια:

Η κατηγορία αυτή περιλαμβάνει όλα τα παραδοσιακά πηγάδια. Τα πηγάδια αυτά σκάβονται με απλές μεθόδους, συνήθως σε μαλακά εδάφη. Σημαντική παράμετρος είναι

το βάθος του υδροφόρου ορίζοντα, το οποίο δεν πρέπει να είναι ιδιαίτερα μεγάλο. Συνήθως το βάθος αυτών των πηγαδιών δεν ξεπερνά τα 10 μέτρα. Το μικρό βάθος έχει ως αποτέλεσμα ότι αυτά το νερό αυτών των πηγαδιών είναι πιο εύκολο να μολυνθεί. Η δυνατότητα παροχής των σκαμμένων πηγαδιών εξαρτάται άμεσα από την υδροδιαπερατότητα του εδάφους.

#### - Γεωτρήσεις κρούσης:

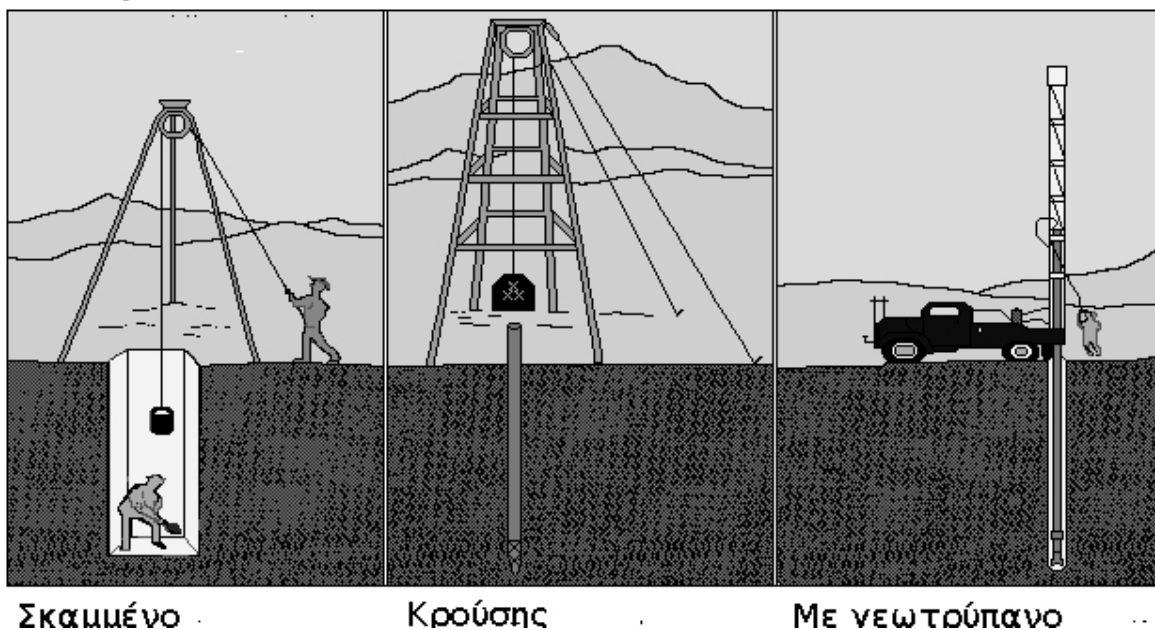
Οι γεωτρήσεις αυτές κατασκευάζονται κρούοντας έναν σωλήνα με αιχμηρό άκρο, ο οποίος έτσι εισχωρεί στο έδαφος. Οι γεωτρήσεις αυτές είναι βαθύτερες από τα σκαμμένα πηγάδια, καθώς το βάθος τους φθάνει τα 20 μέτρα. Παρόλα αυτά έχουν παρόμοια χαρακτηριστικά και περιορισμούς:

- Μπορούν να σκαφθούν μόνο σε σχετικά μαλακά εδάφη.
- Το βάθος τους δεν είναι αρκετό ώστε να μειώνει τον κίνδυνο μόλυνσης από την επιφάνεια.
- Το βάθος του υδροφόρου ορίζοντα πρέπει να είναι σχετικά μικρό.

#### - Γεωτρήσεις με χρήση γεωτρύπανου.

Οι γεωτρήσεις αυτές έχουν πλέον το μεγαλύτερο ενδιαφέρον. Κατασκευάζονται με περιστροφικό ή κρουστικό γεωτρύπανο και μπορούν να φθάσουν σε πολύ μεγάλα βάθη (μεγαλύτερα από 300 μέτρα). Τα πλεονεκτήματα των γεωτρήσεων αυτών είναι σημαντικά:

- Φθάνουν σε μεγάλο βάθος και έτσι επηρεάζονται λιγότερο από εποχικές μεταβολές στο επίπεδο του υδροφόρου ορίζοντα.
- Είναι απίθανο να επηρεαστούν από επιφανειακές πηγές μόλυνσης.



Σχ. 6: Τύποι γεωτρήσεων (<http://ga.water.usgs.gov/>)

# 1. ΑΝΤΛΙΕΣ, ΑΝΤΛΙΟΣΤΑΣΙΑ ΚΑΙ ΓΕΩΤΡΗΣΕΙΣ

## 1.1 ΓΕΝΙΚΑ

Θεωρούμε χρήσιμο, πριν ξεκινήσουν οι υπολογισμοί σχετικά με την αντλία, να παρατεθούν πρώτα μερικά στοιχεία σχετικά με τις αντλίες που χρησιμοποιούνται στην άντληση νερού από βαθιά φρεάτια, καθώς και στον σχεδιασμό και τα βασικά στοιχεία που περιλαμβάνει ένα αντλιοστάσιο για μία τέτοια αντλία.

## 1.2 ΕΙΔΗ ΑΝΤΛΙΩΝ

### - Αντλίες θετικής εκτόπισης

Οι αντλίες αυτές εργάζονται εκτοπίζοντας μία σταθερή ποσότητα ρευστού σε κάθε κύκλο λειτουργίας. Υπάρχουν πολλοί ξεχωριστοί τύποι αντλιών θετικής εκτόπισης που διαφέρουν αρκετά μεταξύ τους, όλοι όμως βασίζονται στην ίδια γενική αρχή. Δημιουργείται μία κοιλότητα συνεχώς αυξανόμενου όγκου στην πλευρά της αναρρόφησης και μία κοιλότητα συνεχώς μειούμενου όγκου στην πλευρά της κατάθλιψης. Οι βασικοί τύποι αντλιών θετικής εκτόπισης είναι οι εξής:

- Αντλίες με πτερύγια (Vane pumps)
- Αντλίες οδοντωτών τροχών
- Κοχλιωτές αντλίες
- Παλινδρομικές εμβολοφόρες αντλίες:

Ανεξάρτητα από τις κατηγορίες στις οποίες χωρίζονται οι αντλίες θετικής εκτόπισης, μοιράζονται ορισμένα κοινά χαρακτηριστικά λειτουργίας, τα οποία τις διαχωρίζουν από την άλλη μεγάλη κατηγορία αντλιών, τις φυγοκεντρικές. Τα χαρακτηριστικά αυτά είναι τα εξής (Purcell, Silvaggio) :

- Σχετικά σταθερή παροχή ανεξαρτήτως μανομετρικού
- Γενικά υπάρχει η δυνατότητα στεγνής εκκίνησης της αντλίας, καθώς αυτή δημιουργεί την απαιτούμενη υποπίεση για να ξεκινήσει η αναρρόφηση.
- Μπορούν σε γενικές γραμμές να αναπτύξουν μεγαλύτερη πίεση άλλα έχουν συνήθως μικρότερη παροχή σε σχέση με τις φυγοκεντρικές
- Ανέχονται καλύτερα την ύπαρξη παγιδευμένων αερίων στο υγρό που αντλούν.
- Έχουν γενικά μεγαλύτερο αρχικό κόστος εγκατάστασης, αλλά μικρότερο κόστος λειτουργίας από τις φυγοκεντρικές

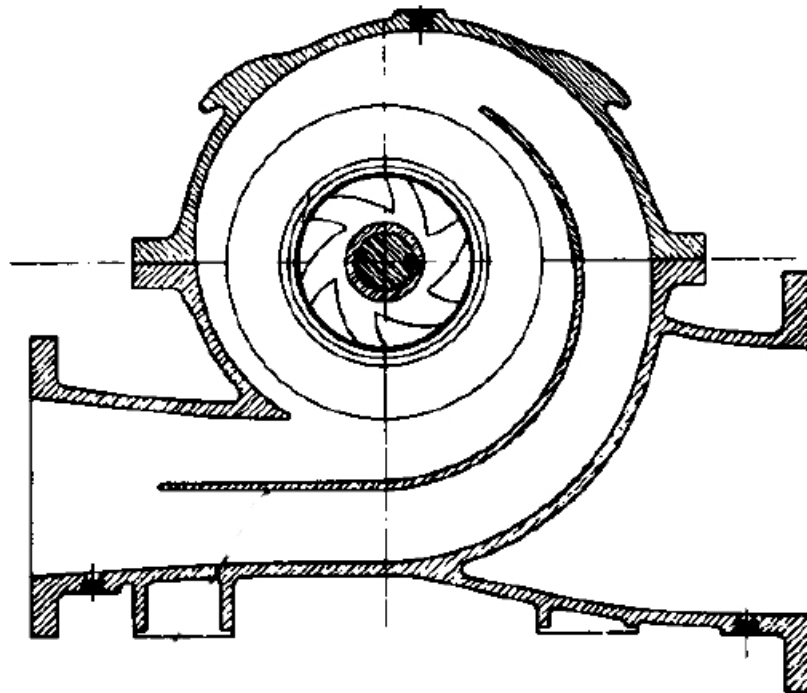
### - Δυναμικές - φυγοκεντρικές αντλίες

Με τον όρο φυγοκεντρικές ή δυναμικές αντλίες εννοείται μία μεγάλη κατηγορία αντλιών. Οι αντλίες αυτής της κατηγορίας λειτουργούν αυξάνοντας την κινητική ενέργεια του ρευστού. Η αυξημένη κινητική ενέργεια στην συνέχεια μετατρέπεται σε αύξηση της πίεσης του ρευστού, μόλις αυτό αφήσει την αντλία. Σχεδόν όλες οι αντλίες αυτής της κατηγορίας χρησιμοποιούν ένα περιστρεφόμενο στοιχείο (impeller) ώστε να αυξήσουν την κινητική ενέργεια του ρευστού. Με βάση την κατεύθυνση της ροής σε σχέση με τον άξονα περιστροφής του impeller, οι δυναμικές αντλίες χωρίζονται σε ορισμένες κατηγορίες:

- Αντλίες εγκάρσιας ροής

Οι αντλίες αυτές είναι οι κατ' εξοχήν φυγοκεντρικές αντλίες. Το ρευστό εισέρχεται σε διεύθυνση παράλληλη στον άξονα του impeller και εξέρχεται σε ακτινική διεύθυνση, κάθετα στον άξονα του impeller, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα (σχ. 1.6). Τα γενικά χαρακτηριστικά των αντλιών εγκάρσιας ροής είναι τα εξής:

- Δυνατότητα επίτευξης υψηλότερων πιέσεων
- Γενικά μικρότερες δυνατότητες παροχής
- Η αύξηση της ταχύτητας του ρευστού οφείλεται στην ανάπτυξη φυγοκέντρου δύναμης.



Σχ. 1.6 : Φυγοκεντρική αντλία (Karassik, Heald, 2001)

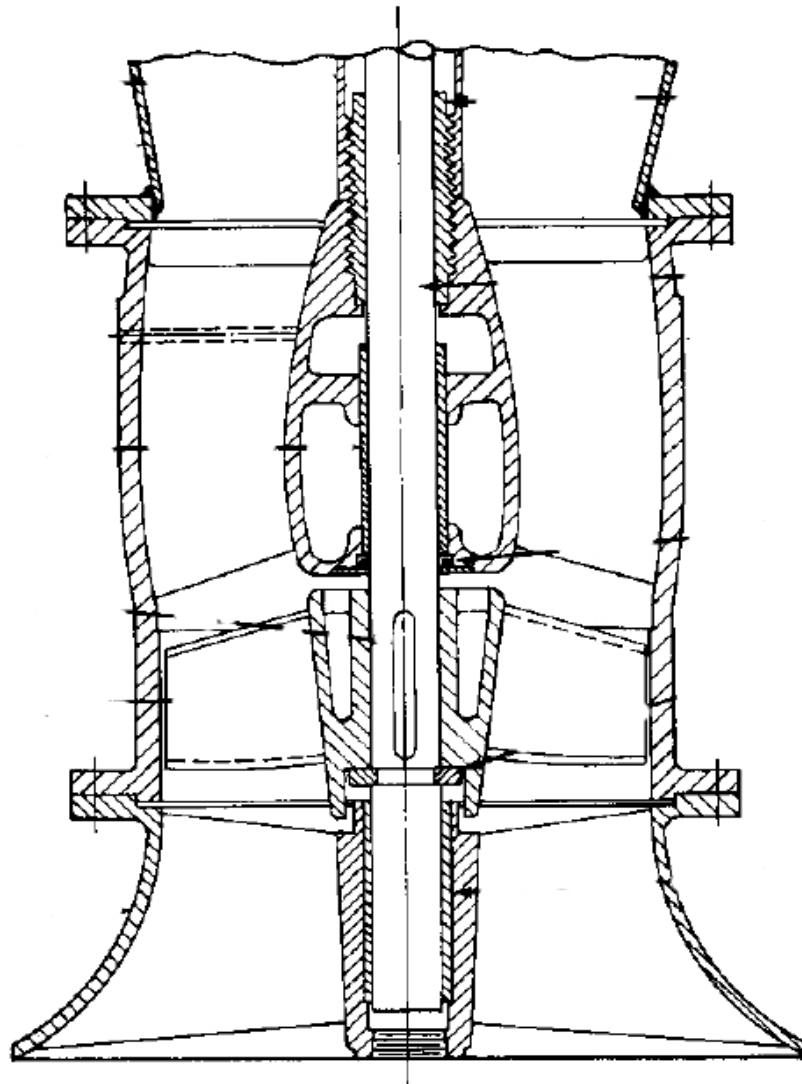
Τα impeller των αντλιών αυτών μπορούν να έχουν γενικά τρεις διαφορετικές μορφές, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 1.7)



Σχ. 1.7 : Μορφές impeler

- Αντλίες αξονικής ροής

Στις αντλίες αξονικής ροής η ροή του νερού έχει διεύθυνση παρόμοια με αυτή του άξονα κίνησης του impeller, όπως φαίνεται στο παρακάτω σχήμα:



Σχ. 1.8 : Αξονική αντλία (Karassik, Heald, 2001)

### 1.3 ΕΚΤΕΛΕΣΗ ΓΕΩΤΡΗΣΕΩΝ

Η εκτέλεση των γεωτρήσεων στην Ελλάδα γίνεται συνήθως με τους εξής δύο τρόπους (Υ.Π.Ε.ΧΩ.Δ.Ε., 2006)

- Περιστροφική διάτρηση:

Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιείται συνήθως σε εδάφη μικρής και μέτριας σκληρότητας. Πραγματοποιείται μέσω περιστροφικής κίνησης του διατρητικού στελέχους, το οποίο στην συνέχεια ανασύρεται και τίθεται σε κυκλοφορία το διατρητικό

ρευστό. Το διατρητικό ρευστό επιτελεί αρκετές λειτουργίες, κυριότερες από τις οποίες είναι:

- Η ανάσυρση και αποκομιδή των προϊόντων της διάτρησης.
- Η σταθεροποίηση των τοιχωμάτων της οπής
- Η εμπόδιση των διαρροών από τα τοιχώματα της οπής

Το διατρητικό ρευστό περνά από κατάλληλο αγωγό στο εσωτερικό του διατρητικού στελέχους.

- Διάτρηση με κρούση και περιστροφή:

Η μέθοδος αυτή χρησιμοποιεί ένα σύστημα πεπιεσμένου αέρα για να πραγματοποιήσει διάτρηση με συνδυασμό κρούσης και περιστροφής. Με τον τρόπο αυτόν είναι δυνατή η διάτρηση σκληρών πετρωμάτων, αλλά συχνά εμφανίζονται σημαντικές γεωμετρικές αποκλίσεις στην διανοιγόμενη οπή.

## **1.4 ΑΝΤΛΙΟΣΤΑΣΙΑ – ΑΝΤΛΙΕΣ**

### **1.4.1 Τύποι αντλιών**

Οι δύο πλέον συνηθισμένοι τύποι αντλιών που χρησιμοποιούνται στις γεωτρήσεις νερού χρήσης είναι η αντλία κάθετου άξονα (πομόνα) και η εμβαπτιζόμενη αντλία (Honeycutt, Clopton, 2001)

- **Αντλία κάθετου άξονα:**

Η αντλία αυτή αποτελείται από τρία βασικά στοιχεία (Honeycutt, Clopton, 2001):

- Το τμήμα οδήγησης :

Βρίσκεται πάνω από την επιφάνεια του εδάφους και περιλαμβάνει την τον κινητήρα με το σύστημα μετάδοσης, καθώς και το σημείο του σωλήνα όπου ο άξονας μετάδοσης περνά στο εσωτερικό του σωλήνα.

- Το συγκρότημα σωλήνα – άξονα:

Το συγκρότημα αυτό περιλαμβάνει τον σωλήνα άντλησης νερού, τον άξονα μετάδοσης κίνησης καθώς και τα έδρανα στήριξης του άξονα.

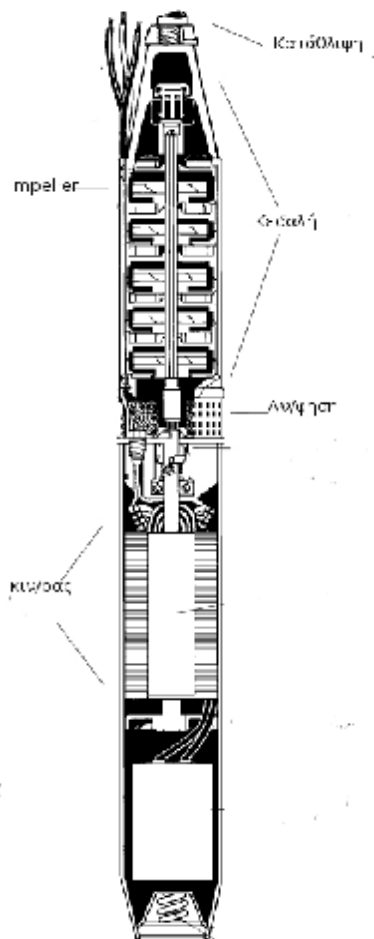
- Το συγκρότημα κεφαλής

Το τμήμα αυτό περιλαμβάνει την κεφαλή αναρρόφησης και το η τα impellers της αντλίας.

- **Βυθιζόμενη αντλία:**

Ο τύπος αυτός της αντλίας χρησιμοποιεί έναν αδιαβροχοποιημένο ηλεκτρικό κινητήρα, ο οποίος τοποθετείται μαζί με την αντλία κάτω από την στάθμη του νερού. Με τον τρόπο αυτόν επιτυγχάνεται σημαντικότερη μείωση στο μήκος του συστήματος μετάδοσης κίνησης, κάτι που έχει ευεργετικά αποτελέσματα στην απόδοση του συστήματος. (Honeycutt, Clopton, 2001). Μία πιθανή μορφή βυθιζόμενης αντλίας φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 1.9):





Σχ. 1.9 : Εμβραπτιζόμενη αντλία (<http://dnr.wi.gov>)

#### 1.4.2 Κινητήρες, μετάδοση κίνησης και λοιπά στοιχεία αντλιοστασίου

##### - Κινητήρες:

Σε γενικές γραμμές, οι αντλίες μπορούν να αξιοποιήσουν μία μεγάλη γκάμα κινητήρων όπως:

- Ηλεκτροκινητήρες
- Ατμοστρόβιλοι
- Μηχανές εσ. Καύσης
- Αεριοστροβίλοι

Στα περισσότερα σύγχρονα συστήματα υδροδότησης, ο τύπος κινητήρα που χρησιμοποιείται συχνότερα είναι αυτός του ηλεκτροκινητήρα. Οι ηλεκτροκινητήρες που χρησιμοποιούνται συνήθως είναι επαγωγικοί, τύπου σκιουροκλωβού. Αν και κινητήρες εσ. καύσης είναι συχνά παρόντες σε αντλιοστάσια, ο ρόλος τους είναι εφεδρικός, σε περίπτωση βλάβης του ηλεκτροκινητήρα, ή διακοπής της ηλεκτρικής τροφοδοσίας. (Honeycutt, Clopton, 2001)

### **- Μετάδοση κίνησης**

Η μετάδοση κίνησης από τον κινητήρα στην αντλία μπορεί να γίνει με διάφορους τρόπους:

#### **- Απευθείας σύνδεση:**

Στην περίπτωση αυτή ο άξονας του κινητήρα συνδέεται απευθείας στον άξονα της αντλίας, συνήθως μέσω ενός ελαστικού συνδέσμου για την απορρόφηση των κραδασμών.

#### **- Ιμαντοκίνηση:**

Η μετάδοση με ιμάντα παρέχει σημαντική ελαστικότητα, ενώ ταυτόχρονα επιτρέπει την μεταβολή της σχέσης μετάδοσης μέσω της χρήσης κατάλληλου συστήματος.

#### **- Γρανάζια:**

Η χρήση γραναζιών για την μετάδοση κίνησης μπορεί να επιτύχει διάφορους σκοπούς, όπως τον υποβιβασμό στροφών, ή την μετάδοση κίνησης υπό ορθή γωνία (με χρήση κωνικών γραναζιών). Τα γρανάζια που χρησιμοποιούνται συνήθως στις περιπτώσεις αυτές είναι ελικοειδή. (Kron, Van Laningham, 2001)

### **- Λοιπά στοιχεία αντλιοστασίου**

Σε ένα αντλιοστάσιο, πέραν των στοιχείων που ήδη αναφέρθηκαν, υπάρχουν ορισμένα άλλα στοιχεία. Ορισμένα από τα στοιχεία αυτά είναι τα εξής:

- Ηλεκτρική εγκατάσταση και παροχή, η οποία περιλαμβάνει και στοιχεία προστασίας του κινητήρα
- Σύστημα προστασίας υδραυλικού πλήγματος
- Σύστημα τηλεχειρισμού του αντλιοστασίου
- Στοιχεία υδραυλικού ελέγχου του συστήματος (βάνες, βαλβίδες κτλ)

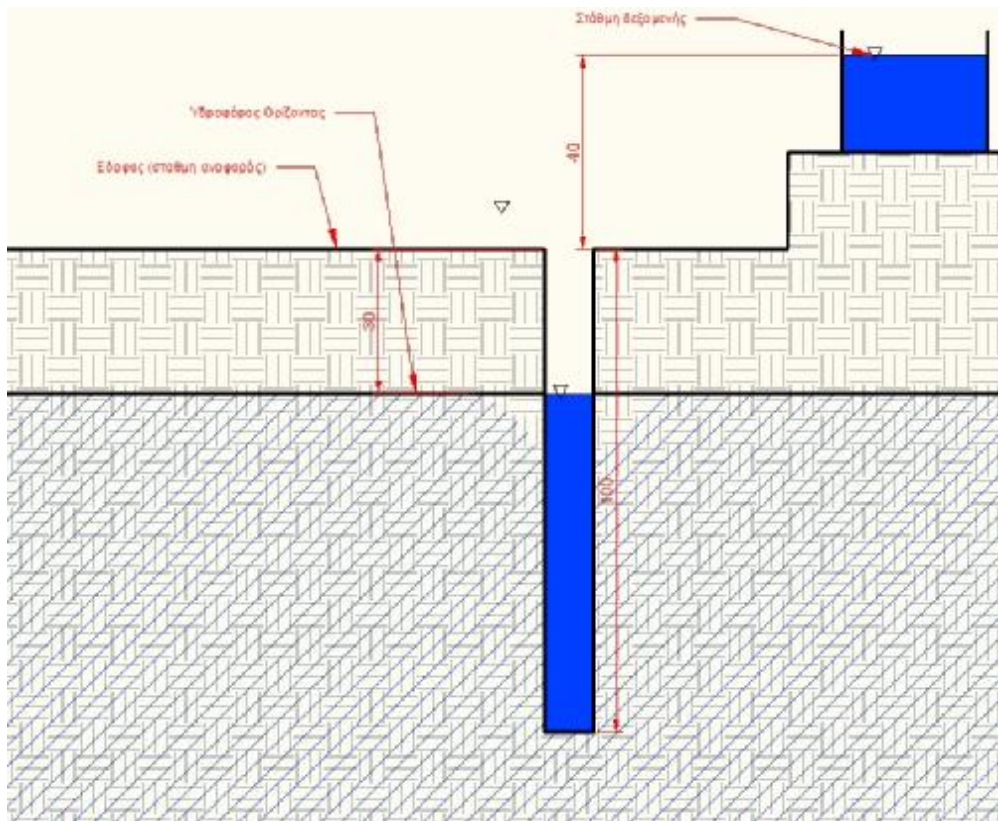
## 2. ΑΡΧΙΚΟΙ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ

### 2.1 ΔΕΔΟΜΕΝΑ

Τα δεδομένα που έχουν δοθεί για την αντλία που θα σχεδιαστεί είναι τα εξής:

- Βάθος στο οποίο βρίσκεται η στάθμη του νερού στη γεώτρηση :  $h_1 = 30\text{m}$
- Ύψος στάθμης νερού στην δεξαμενή :  $h_2 = 40\text{m}$
- Συνολικό βάθος γεώτρησης :  $h_3 = 100\text{m}$
- Βάθος υδροφόρου ορίζοντα  $h_{\text{υδρ}} = 30\text{m} = h_1$
- Απαιτούμενη παροχή αντλίας  $Q = 120 \text{ m}^3/\text{h}$

Σημείωση : Όλες οι κάθετες αποστάσεις μετρώνται με στάθμη αναφοράς, την επιφάνεια του εδάφους, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα. (σχ. 2.1)



Σχ. 2.1 : Κάθετες αποστάσεις

### 2.2 ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ ΑΝΤΛΙΑΣ:

#### - Θεωρία:

Τα βασικά χαρακτηριστικά μεγέθη μίας αντλίας (και γενικότερα μίας οποιασδήποτε μονοβάθμιας υδροδυναμικής μηχανής) με τις μονάδες τους στο σύστημα S.I., είναι τα

εξής:

- Παροχή όγκου (Q) σε m<sup>3</sup>/sec
- Παροχή μάζας (m) σε kg/sec
- Διαφορά ολικής πίεσης (Δp<sub>i</sub>) σε Pa
- Διαφορά ολικής ενθαλπίας (Δh<sub>i</sub>) σε j/kg
- Ειδικό έργο (a<sub>t</sub>) σε J/kg
- Αριθμός στροφών ανά sec (n)
- Διάμετρος (D) σε m
- Ισχύς (P) σε Watts

Από αυτά τα μεγέθη, οι βασικές προδιαγραφές που πρέπει να καθοριστούν, έτσι ώστε να γίνει αρχική επιλογή της αντλίας που θα χρησιμοποιηθεί είναι οι εξής:

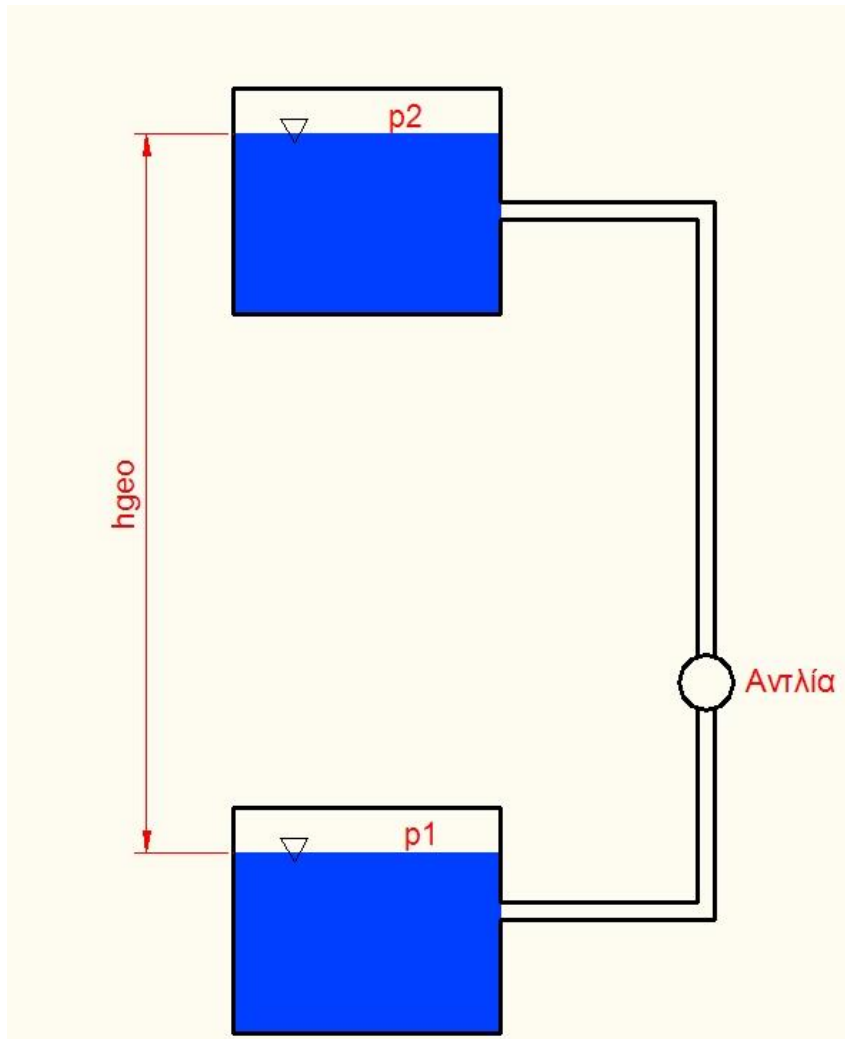
- Παροχή (Q)
- Μανομετρικό ύψος (H<sub>tot</sub>) σε m

Η παροχή δίνεται από την εκφώνηση του προβλήματος.

Το μανομετρικό ύψος H<sub>tot</sub> της αντλίας αποτελεί μία έκφραση του έργου ανά μονάδα μάζας που πρέπει να προσφέρει η αντλία στο ρευστό, και προσδιορίζεται με βάση τον παρακάτω ενεργειακό ισολογισμό (Γαπανίκας, 1996):

$$H_{tot} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + H_{geo} + H_{vtot} \quad (2.1)$$

Όπου H<sub>geo</sub> είναι η διαφορά ύψους μεταξύ των δύο σταθμών και p<sub>1</sub>, p<sub>2</sub> οι πιέσεις στην επιφάνεια των δύο σταθμών αντίστοιχα, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα (σχ. 2.2)



Σχ. 2.2 : Γεωστατικό ύψος και πιέσεις

Ο όρος  $H_{\text{vot}}$  αντιπροσωπεύει τις συνολικές απώλειες κατά την ροή του ρευστού από την μία δεξαμενή ως την άλλη και μπορεί να υπολογιστεί από την εξής σχέση (Παπανίκας, 1996):

$$H_{\text{vot}} = \frac{1}{g} \left( \sum_i \left( \frac{\lambda_i l_i C_i^2}{2d_i} \right) \right) + \left( \sum_i \zeta_i \frac{c_i^2}{2} \right) + \frac{A_{pvc}}{\rho} \quad (2.2)$$

Ο όρος  $\sum_i \left( \frac{\lambda_i l_i C_i^2}{2d_i} \right)$  εκφράζει τις απώλειες λόγω τριβής στα διάφορα τμήματα των

αγωγών. Στον όρο αυτό χρησιμοποιούνται τα εξής σύμβολα:

- $l_i$  : το μήκος του εκάστοτε τμήματος σωλήνωσης σε m
- $\lambda_i$  : ο συντελεστής τριβής για το εκάστοτε τμήμα

- $C_i$  : η μέση ταχύτητα του νερού στο εκάστοτε τμήμα σε m/sec
- $d_i$  : η διάμετρος κάθε τμήματος της σωλήνωσης σε m

Ο όρος :  $\sum_i \zeta_i \frac{c_i^2}{2}$  εκφράζει τις απώλειες λόγω τριβής και κρούσης σε καμπύλα μέρη της σωλήνωσης, βαλβίδες, πλέγματα κτλ, όπου:

- $\zeta_i$  ο συντελεστής απωλειών πίεσης στο σημείο

Ο όρος  $\frac{\Delta_{pvc}}{\rho}$  εκφράζει τις απώλειες πίεσης σε ασυνεχείς μεταβολές της διατομής των σωληνώσεων. Στον όρο αυτόν περιλαμβάνονται και οι απώλειες κατά την είσοδο και την έξοδο του νερού από τον σωλήνα.

Ο συντελεστής τριβής  $\lambda_i$  προκύπτει από κατάλληλα διαγράμματα (διαγράμματα Moody) σε συνάρτηση με τον αριθμό Reynolds (Re) της ροής, την διάμετρο  $d_i$  και το μέσο ύψος τραχύτητας  $k$  του τοιχώματος του σωλήνα, το οποίο εξαρτάται από το υλικό κατασκευής και την επεξεργασία.

Η μέση ταχύτητα  $C$  προσδιορίζεται από την σχέση:

$$C = \frac{Q}{A} \quad (2.3)$$

Όπου  $A$  είναι το εμβαδόν της διατομής του σωλήνα

Ο αριθμός Reynolds είναι μία αδιάστατη ποσότητα που εκφράζει το κατά πόσον η ροή είναι στρωτή ή τυρβώδης. Υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$Re = \frac{CL}{\nu} \quad (2.4)$$

Όπου  $L$  είναι η διάμετρος της σωλήνας και  $\nu$  είναι το κινηματικό ιξώδες του ρευστού.

#### - Υπολογισμοί

Στο σημείο αυτό θα γίνουν οι υπολογισμοί που θα οδηγήσουν στον καθορισμό των προδιαγραφών για την επιλογή της αντλίας.

#### - Προσδιορισμός $H_{geo}$

Όπως προκύπτει και από το σχήμα 2.1, η διαφορά ύψους ανάμεσα στην στάθμη του νερού στο εσωτερικό της δεξαμενής και στην στάθμη του νερού στην γεώτρηση είναι :

$$\begin{aligned} H_{geo} &= h_1 + h_2 \\ H_{geo} &= 30m + 40m \\ \mathbf{H_{geo} = 70m} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Σημείωση : θεωρούμε ότι το ύψος της στάθμης της δεξαμενής είναι 40m όταν η δεξαμενή

είναι πλήρης, και έτσι το  $H_{geo}$  που βρήκαμε είναι το μέγιστο.

- Διαφορά πιέσεων  $p_1$  και  $p_2$

Θεωρούμε ότι οι επιφάνειες του νερού τόσο στην γεώτρηση όσο και στην δεξαμενή είναι ανοιχτές στο περιβάλλον. Έτσι έχουμε :

$$p_1 = p_2 = 1 \text{ atm}$$

Επομένως ισχύει :

$$p_2 - p_1 = 0 \quad (2.6)$$

- Υπολογισμοί απωλειών

Οι υπολογισμοί αυτοί για να γίνουν με ακρίβεια απαιτούν τον προσδιορισμό ορισμένων βασικών χαρακτηριστικών της σωλήνωσης. Για να σχεδιαστεί όμως σωστά η σωλήνωση χρειάζεται να προηγηθεί η επιλογή της αντλίας και ο σχεδιασμός του άξονα μετάδοσης. Στο σημείο αυτό λοιπόν θα προβούμε σε ορισμένους “χονδρικούς” υπολογισμούς, ώστε να γίνει εφικτή η επιλογή αντλίας. Μετά τον σχεδιασμό της σωλήνωσης, οι υπολογισμοί θα ξαναγίνουν με τα ακριβή στοιχεία και αν χρειαστεί, θα διορθωθούν τα αποτελέσματα.

Οι υπολογισμοί ξεκινούν με μία υπόθεση για την ταχύτητα ροής του νερού στο εσωτερικό των σωλήνων. Θα υποθέσουμε:

$$C = 2 \text{ m/sec} \quad (2.7)$$

καθ' όλο το μήκος της σωλήνωσης

Το κινηματικό ιξώδες του νερού ( $\nu$ ) εξαρτάται ισχυρά από την θερμοκρασία του. Υποθέτοντας μέση θερμοκρασία του νερού στους  $17^\circ \text{C}$ , το κινηματικό ιξώδες του νερού θα είναι :

$$\nu = 1.1 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec} \quad (2.8)$$

Στο σημείο αυτό απαιτείται η γνώση της διαμέτρου των σωληνώσεων, η οποία δεν έχει υπολογιστεί ακόμη. Για να συνεχίσουν οι υπολογισμοί υποθέτουμε στο σημείο αυτό :

$$d = 0.2 \text{ m} \quad (2.9)$$

Αντικαθιστώντας τις σχέσεις 2.7 , 2.8 και 2.9 στην 2.4 και παίρνοντας  $L = d = 0.2 \text{ m}$  έχουμε για τον αριθμό Reynolds της ροής:

$$\begin{aligned} Re &= 2 \cdot 0.2 / 1.1 \cdot 10^{-6} \\ Re &= 3.6 \cdot 10^5 \end{aligned} \quad (2.10)$$

Θεωρούμε για υλικό κατασκευής των σωλήνων, χάλυβα με μέση τραχύτητα :

$$k = 0.015 \text{ mm}$$

Επομένως, η σχετική τραχύτητα  $k_s$  θα είναι :

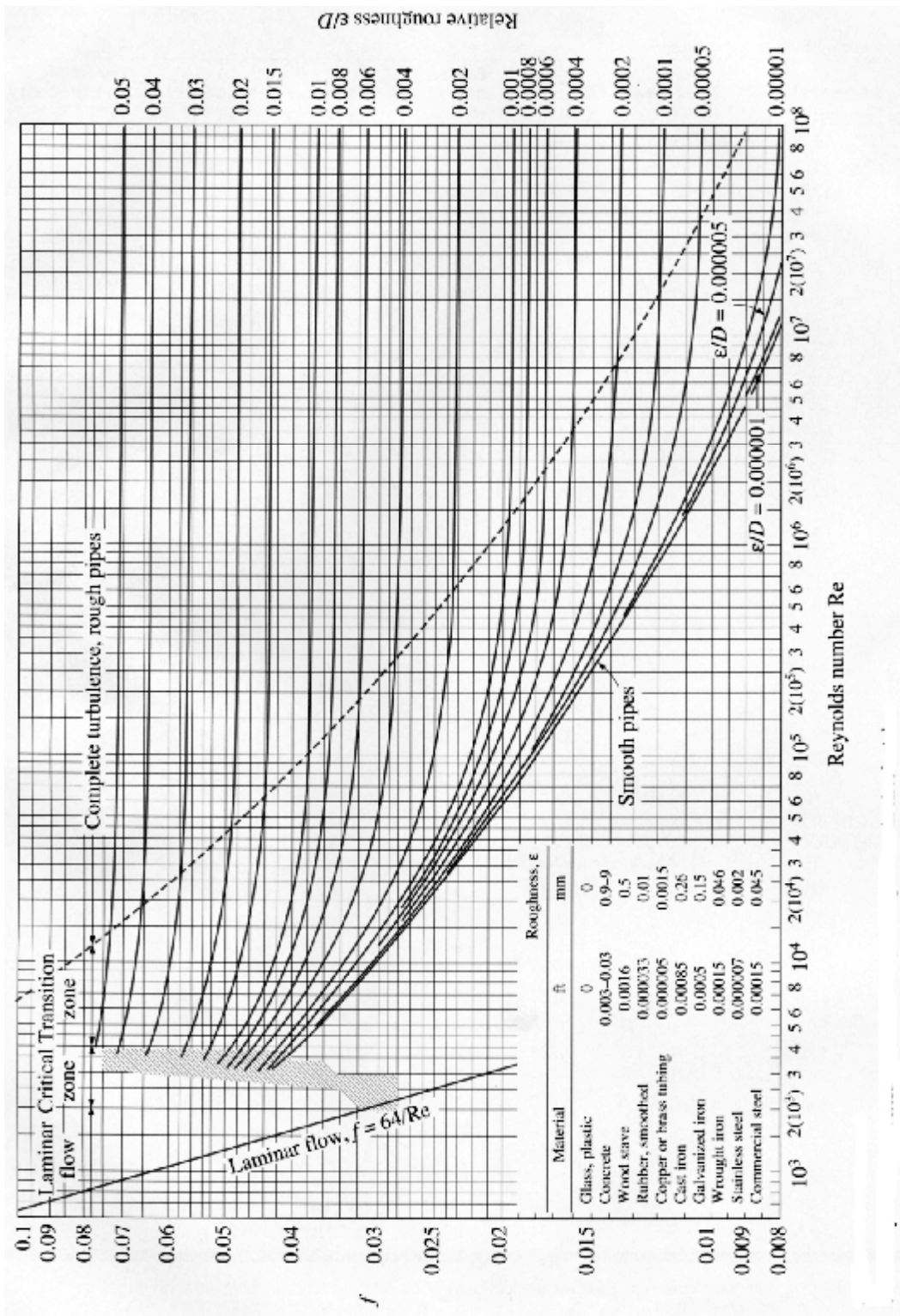
$$k_s = k/d$$

$$k_s = 0.0015/20$$

$$k_s = 7.5 \cdot 10^{-5}$$

Από τον αριθμό Re και την σχετική τραχύτητα διαβάζουμε τον συντελεστή τριβής  $\lambda$  από το διάγραμμα Moody (σχ. 2.3)





Σχ. 2.3 : Διάγραμμα moody

Παίρνουμε λοιπόν :

$$\lambda = 0.016 \quad (2.11)$$

Για να υπολογιστούν οι απώλειες τριβής κατά μήκος της σωλήνωσης, απαιτείται το συνολικό μήκος της σωλήνωσης. Από το σχήμα 2.1 προκύπτει ότι η συνολική κάθετη απόσταση που πρέπει να διανυθεί είναι τουλάχιστον 90m. Επειδή η αντλία δεν θα αναρροφά νερό από την επιφάνεια αλλά από ένα μεγαλύτερο βάθος, υποθέτουμε συνολικό μήκος κάθετης σωλήνωσης 100m. Υποθέτοντας ότι θα υπάρχει και κάποια οριζόντια απόσταση μεταξύ της γεώτρησης και της δεξαμενής υποθέτουμε συνολικό μήκος σωληνώσεων :

$$\Sigma l_i = 150m \quad (2.12)$$

Αντικαθιστώντας τις σχέσεις : 2.8, 2.11 και 2.12, παίρνουμε για τον όρο  $\sum_i \left[ \frac{\lambda_i l_i C_i^2}{2d_i} \right]$  το εξής αποτέλεσμα:

$$\begin{aligned} \sum_i \left( \frac{\lambda_i l_i C_i^2}{2d_i} \right) &= 0.016 \cdot 150 \cdot 2^2 / 0.4 \\ \sum_i \left( \frac{\lambda_i l_i C_i^2}{2d_i} \right) &= 24 \end{aligned} \quad (2.13)$$

Για να υπολογίσουμε τις απώλειες ροής λόγω τριβής σε καμπύλα τμήματα της σωλήνωσης, θα υποθέσουμε ότι στο συνολικό μήκος της σωλήνωσης περιλαμβάνονται 3 καμπύλες των 90°. Θεωρούμε ότι οι καμπύλες αυτές έχουν :

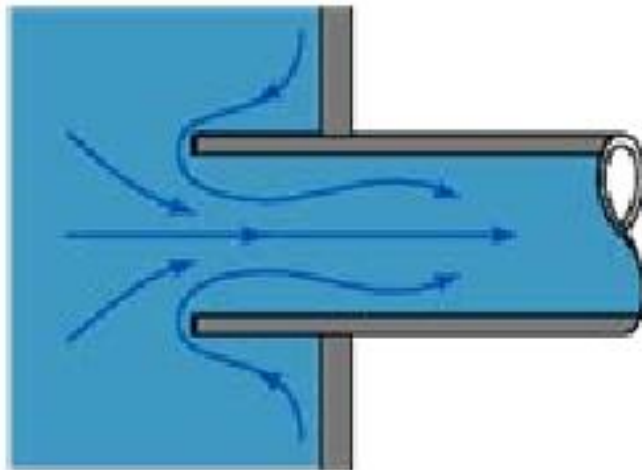
$$\zeta = 0.3$$

Επίσης, είναι λογικό να υποτεθεί ότι στην εγκατάσταση θα περιλαμβάνονται και βάνες ελέγχου ροής, οι οποίες, ακόμη και στην εντελώς ανοιχτή θέση, προβάλλουν κάποια αντίσταση στην ροή του νερού. Υποθέτουμε, λοιπόν, ότι η εγκατάσταση θα περιλαμβάνει δύο βάνες τύπου σφαίρας, η κάθε μία από τις οποίες θα έχει συντελεστή:

$$\zeta = 0.05$$

Τέλος, υπάρχει το ζήτημα της εισόδου και της εξόδου του νερού στην σωλήνωση. Η μεν είσοδος θα έχει προεξέχουσα μορφή, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.4 , και συντελεστή απωλειών :

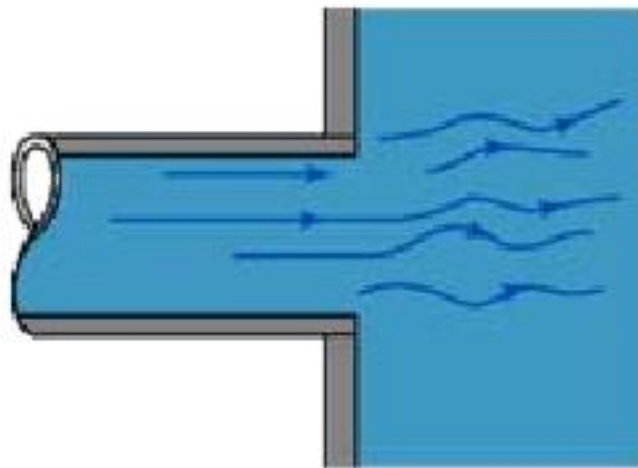
$$\zeta = 0.8$$



Σχ. 2.4 : Είσοδος νερού

Αντίστοιχα, η έξοδος του νερού από το σύστημα προς την δεξαμενή αποθήκευσης θα είναι οξείας ακμής, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.5, και θα έχει συντελεστή απωλειών:

$$\zeta = 1$$



Σχ. 2.5: Έξοδος νερού στην δεξαμενή

Αντικαθιστώντας αυτούς τους συντελεστές απωλειών στην παράσταση  $\sum_i \zeta_i \frac{c_i^2}{2}$  θα έχουμε τις συνολικές απώλειες στα σημεία αυτά:

$$\sum_i \zeta_i \frac{c_i^2}{2} = (0.3 \cdot 3 + 0.05 \cdot 3 + 0.8 + 1) \cdot 2^2 / 2$$

$$\sum_i \zeta_i \frac{c_i^2}{2} = 5.1 \quad (2.14)$$

Αντικαθιστώντας τις σχέσεις 2.13 και 2.14 στην σχέση 2.2 παίρνουμε τις συνολικές απώλειες κατά την ροή του νερού στην εγκατάσταση :

$$H_{\text{vtot}} = (24 + 5.1) / 9.81$$

$$H_{\text{vtot}} = 3 \text{ m} \quad (2.15)$$

Τελικά, αντικαθιστούμε τις σχέσεις 2.5 , 2.6 και 2.15 στην σχέση 2.1 η οποία δίνει το συνολικό απαιτούμενο μανομετρικό της αντλίας:

$$H_{\text{tot}} = 70 + 0 + 3$$

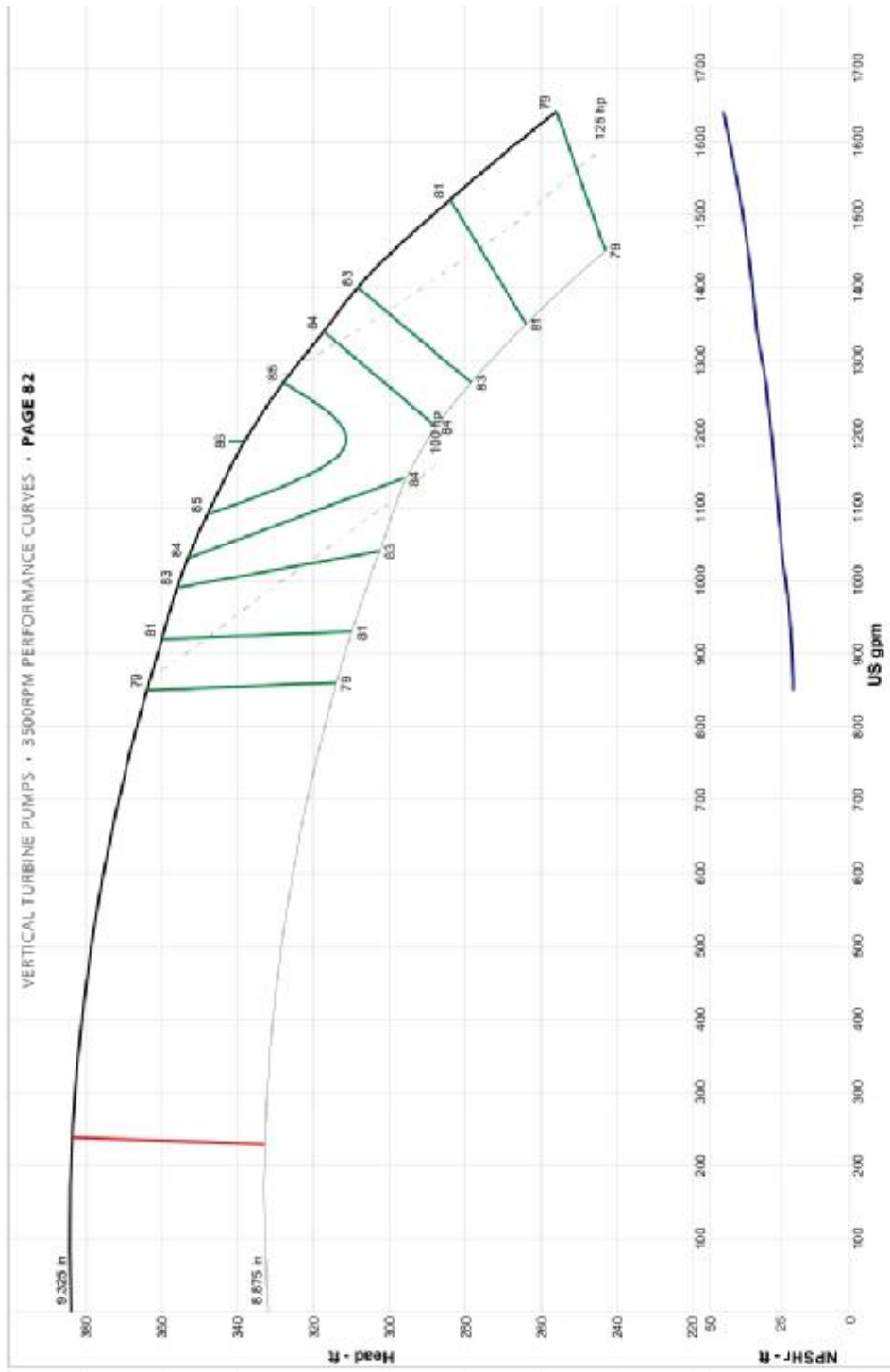
$$H_{\text{tot}} = 73 \text{ m}$$

Λόγω της σχετικής αβεβαιότητας στο προκαταρκτικό αυτό στάδιο της ανάλυσης, θα πρέπει να επιλεγεί αντλία με μανομετρικό μεγαλύτερο από αυτό που υπολογίστηκε πιο πάνω. Έτσι, ανακεφαλαιώνοντας, η αντλία που θα επιλεγεί πρέπει να έχει τα παρακάτω βασικά χαρακτηριστικά:

- Απαιτούμενη παροχή αντλίας **Q = 120 m<sup>3</sup>/h**
- Μανομετρικό για την συγκεκριμένη παροχή : **H<sub>tot</sub> = 90m**

#### - Επιλογή αντλίας :

Μετά από σχετική έρευνα στο διαδίκτυο, βρέθηκε αντλία η οποία έχει χαρακτηριστικά τέτοια που να καλύπτουν τις παραπάνω προδιαγραφές. Η αντλία αυτή είναι η **VT12DC** της εταιρείας Taco. Η καμπύλη λειτουργίας της αντλίας αυτής φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 2.6)



**TACO Inc. — Vertical Turbine Pumps**  
 Catalog: 60Hz  
 3/25/2009

**Curve: VT12DC**  
**Impeller: 12OH SS ENCL**

**Size: VT12DC**  
**Speed: 3500 rpm**  
**Dia: 9.325 in.**

**Taco**  
 systems made easy

Σχ. 2.6 : Καμπύλη λειτουργίας αντλίας (<http://www.taco-hvac.com/>)

Από το σχήμα αυτό προκύπτει ότι για παροχή:

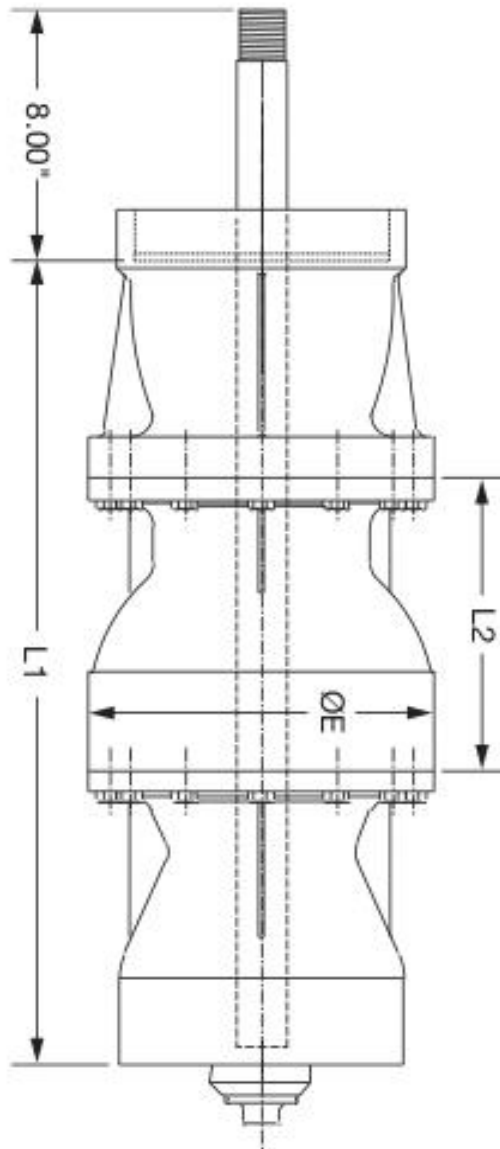
$$Q = 500\text{GPM} = 500 \cdot 3.8 \cdot 60 / 1000 = 114 \text{ m}^3/\text{h}$$

το μανομετρικό της αντλίας είναι :

$$H = 380\text{ft} = 380 \cdot 0.305 = 116\text{m}$$

Τα στοιχεία αυτά ικανοποιούν τις προδιαγραφές που τέθηκαν.

Στο παρακάτω σχήμα (σχ. 2.7) φαίνεται η κεφαλή αναρρόφησης της αντλίας :



Σχ. 2.7 : Κεφαλή αναρρόφησης (<http://www.taco-hvac.com/>)

Για το μοντέλο VT12DC, οι αντίστοιχες διαστάσεις είναι:

$$L1 = 26.5in = 673mm$$

$$L2 = 9in = 229mm$$

$$\varnothing E = 11.625in = 295mm$$

Επισημαίνεται ότι η κεφαλή της αντλίας περιλαμβάνει ένα στάδιο. Το τμήμα της κεφαλής που βρίσκεται στο πάνω σημείο της εικόνας συνδέει την κεφαλή με την σωλήνωση και δεν περιλαμβάνει επιπλέον στάδιο αναρρόφησης.

## 2.3 ΠΡΟΔΙΑΓΡΑΦΕΣ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

### - Εκτίμηση απαιτούμενης ισχύος

Ο καθορισμός των προδιαγραφών και η επιλογή του κινητήρα θα γίνουν με βάση την μηχανική ισχύ που απαιτεί η αντλία για την λειτουργία της. Αρχικά θα υπολογιστεί η ισχύς που μεταφέρει η αντλία στο ρευστό. Ο υπολογισμός θα γίνει με βάση την εξής σχέση:

$$P_h = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H_{tot} \quad (2.16)$$

Όπου :

Q : Η παροχή της αντλίας σε  $m^3/sec$

$\rho$  : Η πυκνότητα του ρευστού σε  $kg/m^3$

g : Η επιτάχυνση της βαρύτητας ( $9.81 m/sec^2$ )

H<sub>tot</sub> : Το συνολικό μανομετρικό της αντλίας σε m

Η παροχή σε  $m^3/sec$  είναι :

$$Q = 120 / 3600 = 0.03333 m^3/sec \quad (2.17)$$

Η πυκνότητα του νερού δεν μεταβάλλεται σχεδόν καθόλου με την πίεση (συμπεριφέρεται ως ασυμπίεστο υγρό), ενώ μεταβάλλεται λίγο σε σχέση με την θερμοκρασία. Εδώ θα θεωρήσουμε ότι η πυκνότητα του νερού είναι :

$$\rho = 1000 kg/m^3 \quad (2.18)$$

Αντικαθιστώντας στην (2.16) έχουμε :

$$P_h = 0.03333 \cdot 1000 \cdot 9.81 \cdot 116 \\ P_h = 38kW \quad (2.19)$$

Η ισχύς εισόδου στον άξονα της αντλίας μπορεί τώρα να υπολογιστεί με την εξής σχέση:

$$P_s = P_h / \eta \quad (2.20)$$

Όπου :

$\eta$  : η απόδοση της αντλίας.

Με βάση το σχ. 2.6 μπορεί να γίνει η εκτίμηση ότι , για τις προβλεπόμενες συνθήκες λειτουργίας, η αντλία θα έχει απόδοση :

$$\eta = 0.6$$

Αντικαθιστώντας αυτό το δεδομένο, καθώς και το αποτέλεσμα της σχέσης 2.19 στην 2.20 έχουμε :

$$P_s = 38 / 0.6$$

$$P_s = \mathbf{63 \text{ kW}}$$

Λόγω κάποιων αβεβαιοτήτων που υπάρχουν σχετικά με τις απώλειες που θα εμφανίζονται στην μετάδοση της κίνησης, η προδιαγραφή για τον ηλεκτρικό κινητήρα θα είναι για ισχύ

$$P_{\eta\lambda} = \mathbf{70 \text{ kW}}$$



### 3. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ

#### 3.1 ΓΕΝΙΚΑ

Στο κεφάλαιο αυτό θα αναλυθεί το σύστημα μετάδοσης κίνησης ανάμεσα στον ηλεκτροκινητήρα και στην κεφαλή της αντλίας, κάτω από την στάθμη του νερού. Αν και η ισχύς που πρέπει να μεταφερθεί δεν είναι ιδιαίτερα μεγάλη, υπάρχουν ορισμένοι παράγοντες που περιπλέκουν την ανάλυση και τον σχεδιασμό του συστήματος μετάδοσης. Οι παράγοντες αυτοί είναι οι εξής:

**- Η μεγάλη απόσταση μετάδοσης:**

Η αντλία θα βρίσκεται σε βάθος 50m, επομένως το σύστημα μετάδοσης κίνησης θα πρέπει να καλύπτει τουλάχιστον αυτήν την απόσταση.

**- Η μεγάλη ταχύτητα περιστροφής:**

Οι στροβιλαντλίες σαν αυτήν που θα χρησιμοποιηθεί περιστρέφονται γενικά με μεγάλη ταχύτητα. Η συγκεκριμένη αντλία που επιλέχθηκε έχει ονομαστική ταχύτητα περιστροφής 3500RPM.

**- Το περιβάλλον λειτουργίας:**

Το σύστημα μετάδοσης θα πρέπει να λειτουργεί με αποτελεσματικότητα και αξιοπιστία σε υδάτινο περιβάλλον.

Οι ιδιομορφίες που περιγράψαμε, σε συνδυασμό με τα στοιχεία του προβλήματος, οδηγούν στις παρακάτω απαιτήσεις για το σύστημα μετάδοσης:

- Το σύστημα θα πρέπει να μεταφέρει ισχύ **70kW** στις **3500RPM**
- Η κίνηση θα πρέπει να μεταφέρεται σε κάθετη απόσταση **50m**
- Το σύστημα μετάδοσης θα πρέπει να επιτρέπει εύκολη συναρμολόγηση – αποσυναρμολόγηση
- Το σύστημα θα πρέπει να ανθίσταται στο υδάτινο περιβάλλον

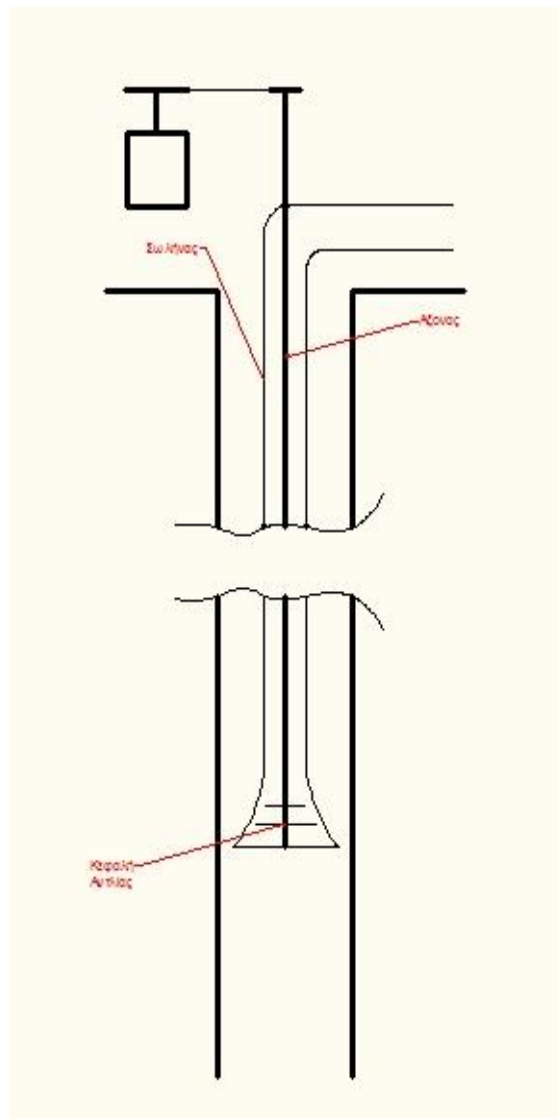
#### 3.2 ΑΞΟΝΑΣ ΜΕΤΑΔΟΣΗΣ ΚΙΝΗΣΗΣ

##### 3.2.1 Γενικά

Ο άξονας μετάδοσης αποτελεί το κεντρικό τμήμα του συστήματος μετάδοσης κίνησης. Ο άξονας θα μεταφέρει την ισχύ από τον ηλεκτροκινητήρα που θα βρίσκεται πάνω από την επιφάνεια του εδάφους μέχρι την κεφαλή της αντλίας, που θα βρίσκεται σε βάθος 50 μέτρων. Τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά του άξονα είναι τα εξής:

- Έχει αρκετά μεγάλο μήκος, καθώς πρέπει να φτάνει από την επιφάνεια του εδάφους μέχρι την κεφαλή της αντλίας
- Έχει κάθετο προσανατολισμό, κάτι που επιδρά στο είδος των φορτίσεων που δέχεται ο άξονας, με τρόπο που θα εξεταστεί αναλυτικά στην συνέχεια
- Θα πρέπει να λειτουργεί σε περιβάλλον με υγρασία.
- Θα πρέπει να περιστρέφεται με αρκετά μεγάλη ταχύτητα.

Στο παρακάτω σχήμα (σχ. 3.1) παρουσιάζεται ένα γενικό σκαρίφημα του άξονα:



Σχ. 3.1 : Άξονας και θέση του στο σύστημα

### 3.2.2 Φορτία του άξονα

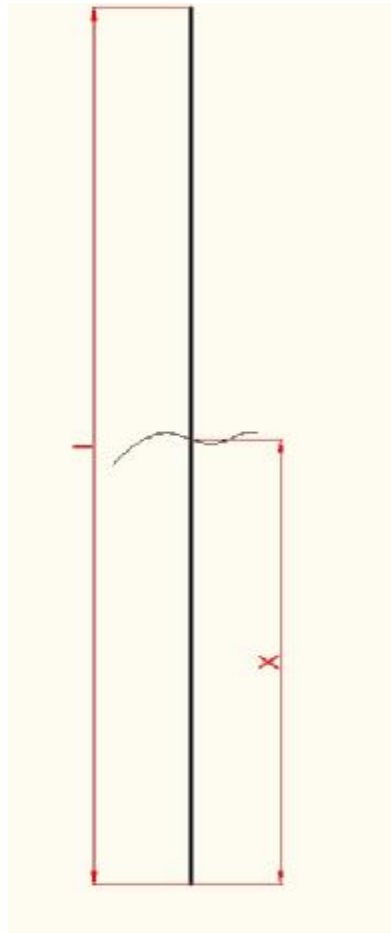
Στο σημείο αυτό θα προσδιοριστεί το είδος των φορτίων που φέρει ο άξονας. Από την ανάλυση αυτή θα γίνουν εφικτά τα εξής:

- Επιλογή του είδους της διατομής του άξονα
- Επιλογή του κατάλληλου υλικού για τον άξονα
- Προσδιορισμός των τάσεων που δημιουργούνται στο εσωτερικό του άξονα
- Προσδιορισμός των κατάλληλων διαστάσεων του άξονα.

#### - Αξονικό φορτίο:

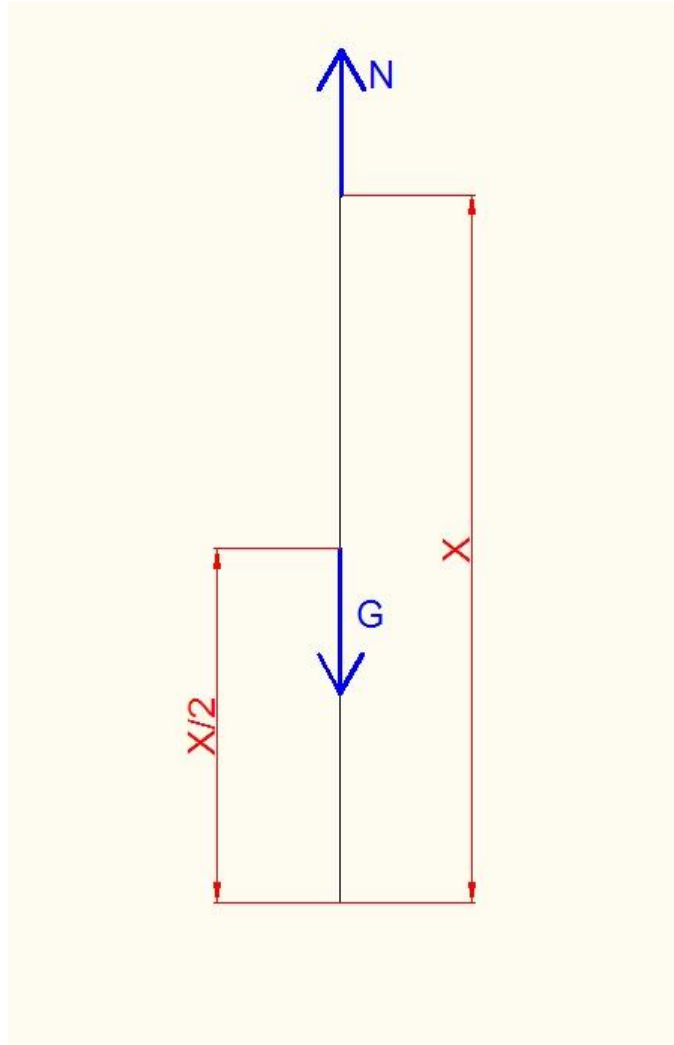
Ο άξονας δέχεται αξονικό φορτίο, το οποίο οφείλεται στο ίδιο βάρος του. Πραγματοποιείται μία νοητή τομή σε απόσταση  $x$  από το κάτω άκρο του άξονα, όπως

φαίνεται στο παρακάτω σχήμα:



Σχ. 3.2 : Νοητή τομή στον άξονα

Στο παρακάτω σχήμα (σχ. 3.3) παρουσιάζεται το διάγραμμα ελευθέρου σώματος του τμήματος εκείνου του σωλήνα που βρίσκεται κάτω από την νοητή τομή, όπως αυτή παρουσιάστηκε στο σχ. 3.2:



Σχ. 3.3 : Δ.Ε.Σ. τμήματος του άξονα

Οι δυνάμεις που δρουν στο τμήμα αυτό του άξονα είναι οι εξής:

**N:** Είναι η εσωτερική αξονική δύναμη, η οποία πρέπει να προσδιοριστεί

**G:** Είναι το βάρος του τμήματος του άξονα που βρίσκεται κάτω από την τομή

Σημείωση: Για την ανάλυση αυτή υποθέτουμε ότι το συνολικό βάρος του άξονα παραλαμβάνεται από ένα αξονικό έδρανο το οποίο θα βρίσκεται στο πάνω μέρος του άξονα, κάτω ακριβώς από τον κινητήρα.

Το βάρος  $G$  μπορεί να προσδιοριστεί από την εξής σχέση :

$$G = x \cdot \gamma \cdot g \quad (3.1)$$

Όπου:

$x$  : η απόσταση του σημείου τομής από το κάτω άκρο του άξονα.

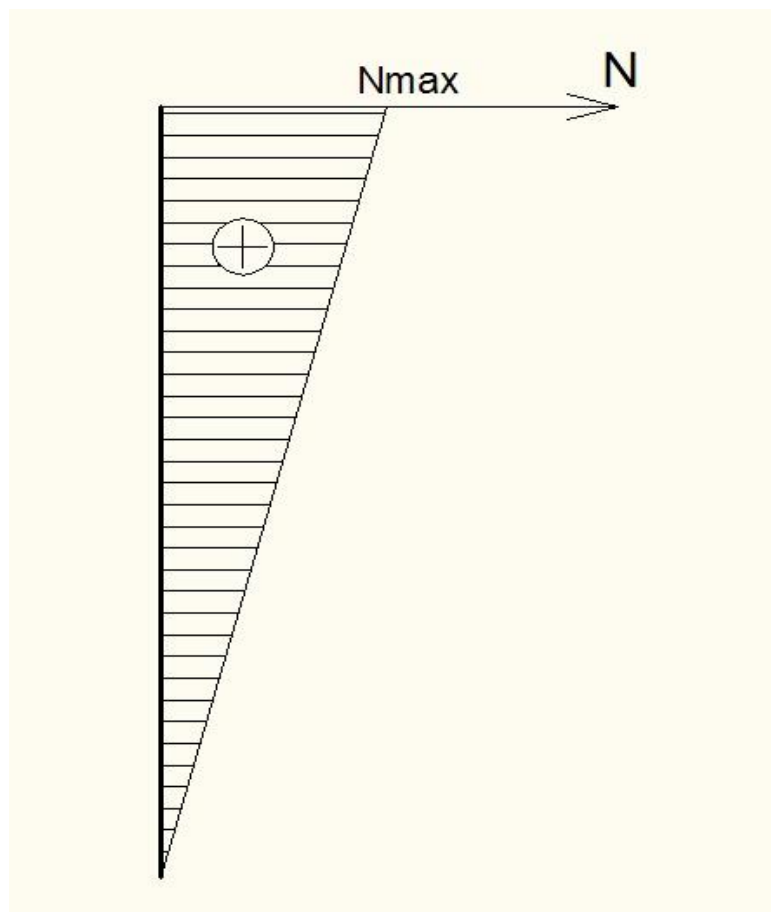
$\gamma$  : η μάζα του άξονα ανά μονάδα μήκους σε  $\text{kg/m}$

$g$  : η επιτάχυνση της βαρύτητας.

Για να ισορροπεί ο άξονας στην κατακόρυφη διεύθυνση, θα πρέπει να ικανοποιείται η παρακάτω σχέση:

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= 0 \\ N(x) - G &= 0 \\ N(x) &= G \end{aligned} \quad (3.2)$$

Οι ποσότητες  $\gamma$  και  $g$  είναι σταθερές, επομένως το διάγραμμα των αξονικών δυνάμεων  $N$  συναρτήσει του  $x$  έχει την μορφή που φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 3.4)



Σχ. 3.4 : Διάγραμμα αξονικής δύναμης  $N$

Όπως προκύπτει από το παραπάνω σχήμα, η αξονική δύναμη  $N$  παίρνει την μέγιστη τιμή της στο πάνω άκρο του άξονα, όπου ισχύει :

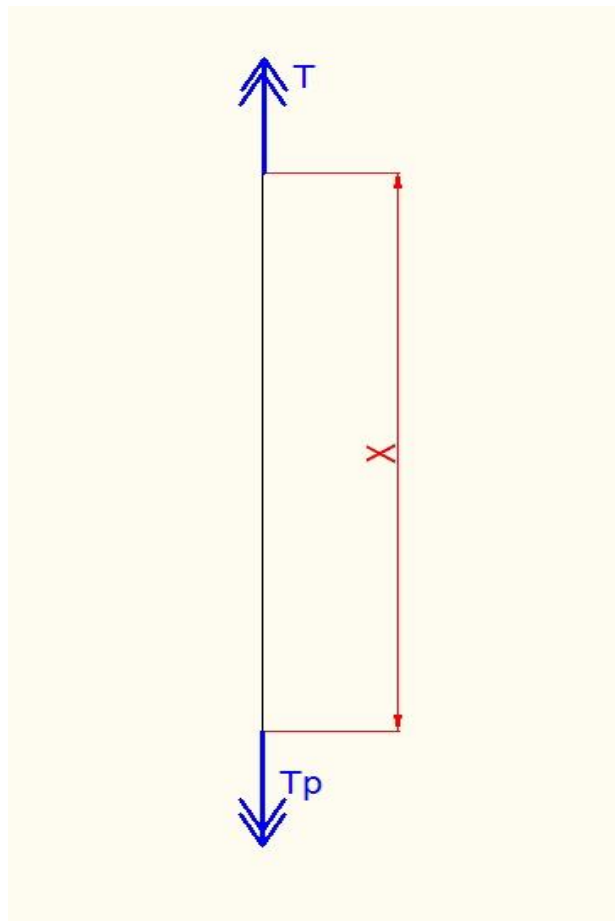
$$N_{\max} = l \cdot \gamma \cdot g \quad (3.3)$$

Όπου  $l$  είναι το συνολικό μήκος του σωλήνα.

#### - Στρεπτικό φορτίο

Ο άξονας φορτίζεται στρεπτικά λόγω της ροπής στρέψης που μεταφέρει από τον ηλεκτροκινητήρα στην κεφαλή της αντλίας. Η κατανομή της στρεπτικής ροπής κατά μήκος του άξονα προσδιορίζεται με μία νοητή τομή, όπως αυτή που παρουσιάστηκε στο σχ. 3.2.

Το διάγραμμα ελευθέρου σώματος του άξονα όσον αφορά στις στρεπτικές ροπές παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 3.5)

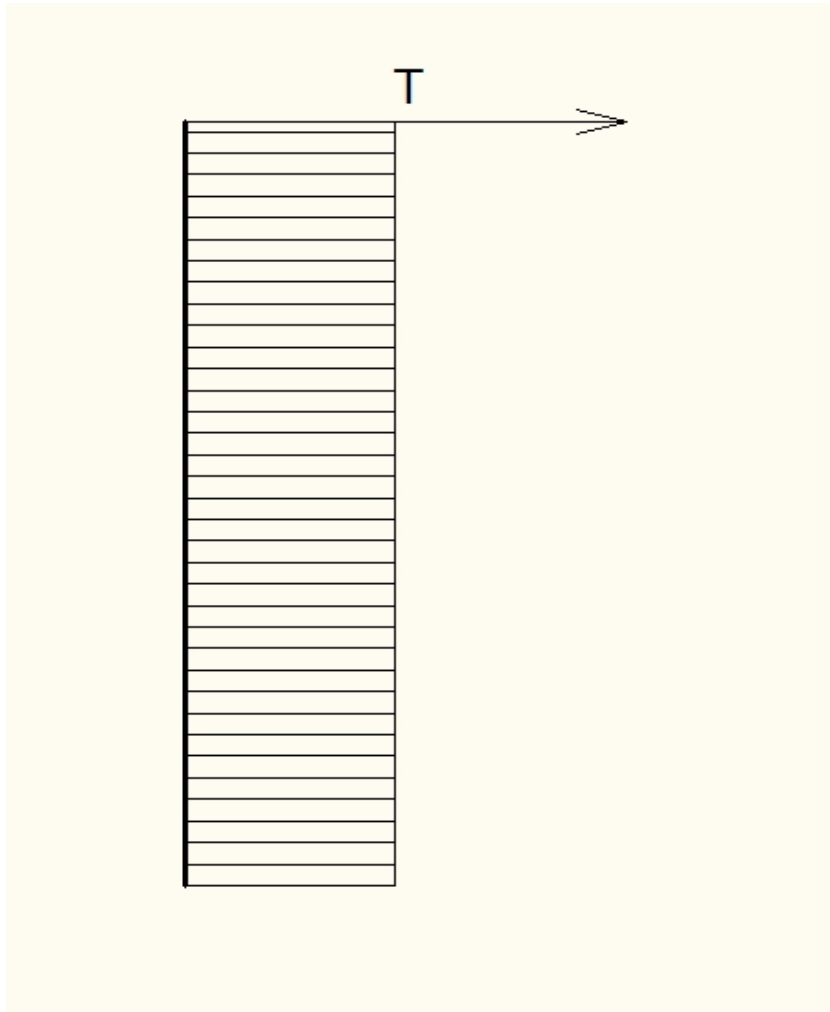


Σχ. 3.5 : Δ.Ε.Σ. των στρεπτικών ροπών

Για να ισορροπεί ο άξονας γύρω από τον διαμήκη άξονά του, θα πρέπει να ισχύει η παρακάτω σχέση:

$$\begin{aligned}
 \Sigma T &= 0 \\
 T - T_p &= 0 \\
 T &= T_p
 \end{aligned}
 \tag{3.4}$$

Όπου  $T_p$  είναι η στρεπτική ροπή που μεταφέρεται στην κεφαλή της αντλίας.  
 Το διάγραμμα που δείχνει την κατανομή των στρεπτικών ροπών κατά μήκος του άξονα φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 3.6)



Σχ. 3.6 : Κατανομή στρεπτικών ροπών

**- Διατμητικό φορτίο:**

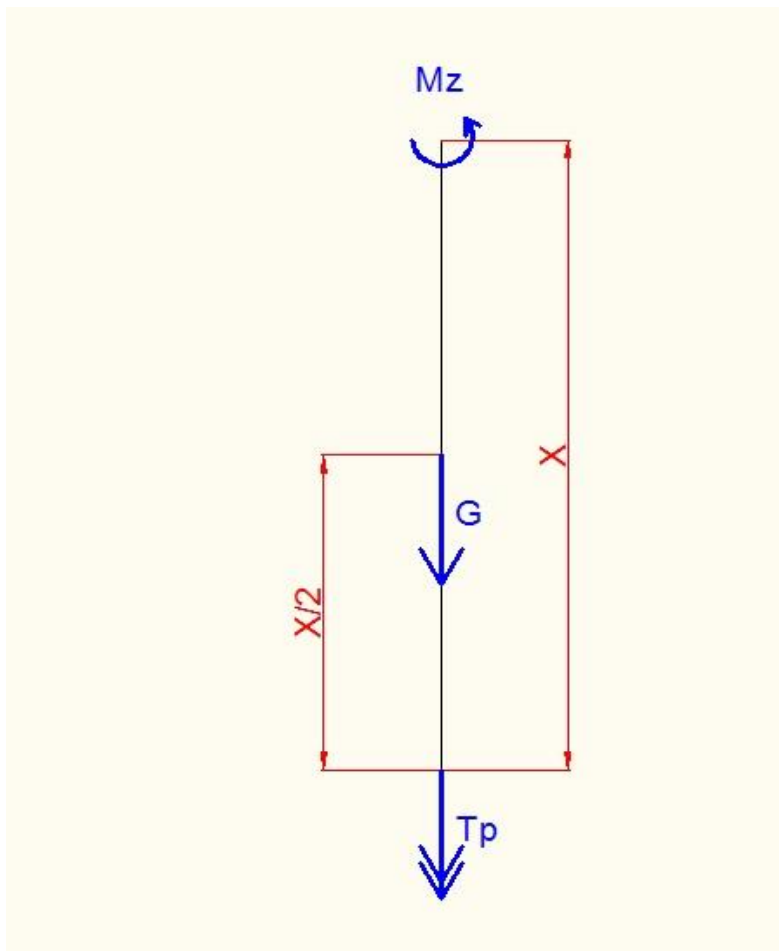
Λόγω του κάθετου προσανατολισμού του άξονα, δεν αναπτύσσονται δυνάμεις κάθετες σε αυτόν. Επομένως, από ισορροπία των εγκάρσιων δυνάμεων, θα έχουμε:

$$Q(x) = 0 \tag{3.5}$$

Όπου  $Q$  είναι οι τέμνουσες δυνάμεις κατά μήκος του άξονα.

**- Καμπτικό φορτίο**

Στο παρακάτω σχήμα (σχ. 3.7) φαίνεται το Δ.Ε.Σ. του τμήματος του άξονα που βρίσκεται κάτω από την νοητή τομή.



Σχ. 3.7 : ΔΕΣ καμπτικών ροπών

Στο σχήμα αυτό η ποσότητα  $Mz$  αντιπροσωπεύει την καμπτική ροπή γύρω από τον άξονα  $z$  (τον άξονα κάθετο στο επίπεδο του σχήματος). Η σχέση ισορροπίας ροπών γύρω από το σημείο της τομής θα είναι :

$$\begin{aligned} \sum Mz &= 0 \\ Mz(x) &= 0 \end{aligned} \tag{3.6}$$

Προκύπτει, επομένως, ότι ο άξονας δεν καταπονείται με καμπτική ροπή.

### 3.2.3 Επιλογή τύπου διατομής άξονα

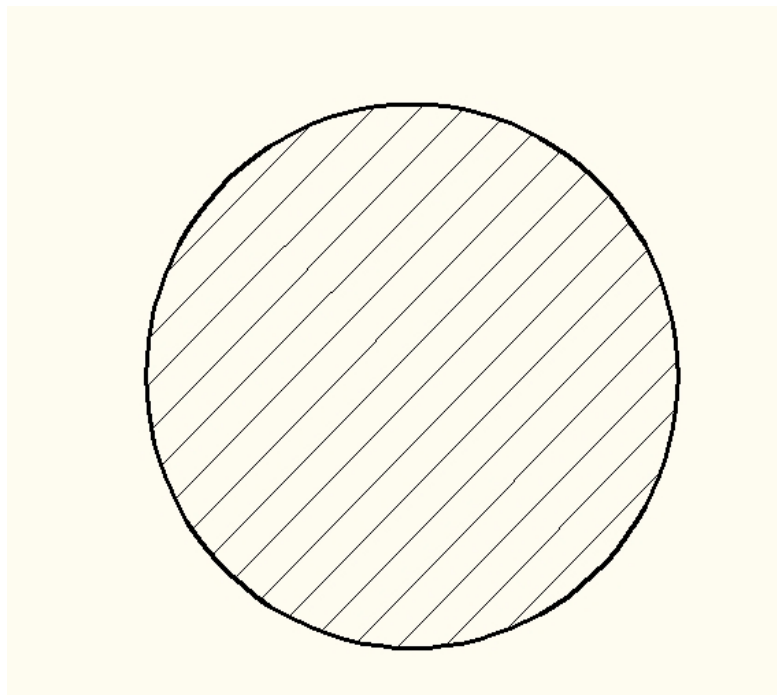


Αφού προσδιορίστηκε η μορφή και το είδος των φορτίων που καταπονούν τον άξονα, στο σημείο αυτό θα επιλεγεί το είδος της διατομής του. Λόγω της αρκετά μεγάλης ταχύτητας περιστροφής του, ο άξονας δεν μπορεί παρά να έχει κυκλική διατομή. Επομένως υπάρχουν δύο δυνατότητες για το είδος της διατομής:

- Γεμάτη κυκλική διατομή
- Σωληνοειδής διατομή

Τα βασικά πλεονεκτήματα της γεμάτης κυκλικής διατομής (σχ. 3.8) είναι τα εξής:

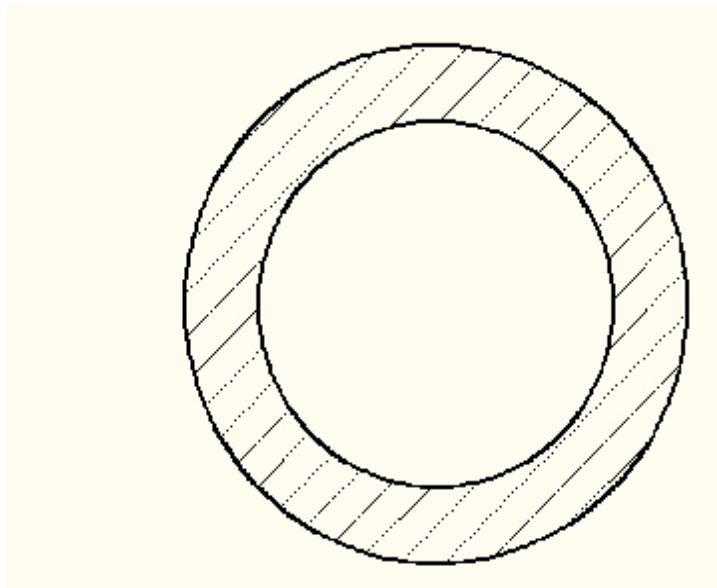
- Καλύτερη αντοχή σε διατμητικά φορτία
- Καλύτερη αντοχή σε καμπτικές ροπές,



Σχ. 3.8 : Γεμάτη κυκλική διατομή

Ενώ τα βασικά πλεονεκτήματα της σωληνοειδούς διατομής (σχ. 3.9) είναι τα εξής:

- Μικρότερο βάρος
- Καλύτερη εκμετάλλευση υλικού για μεταφορά στρεπτικής ροπής.



Σχ. 3.9 : Σωληνοειδής διατομή

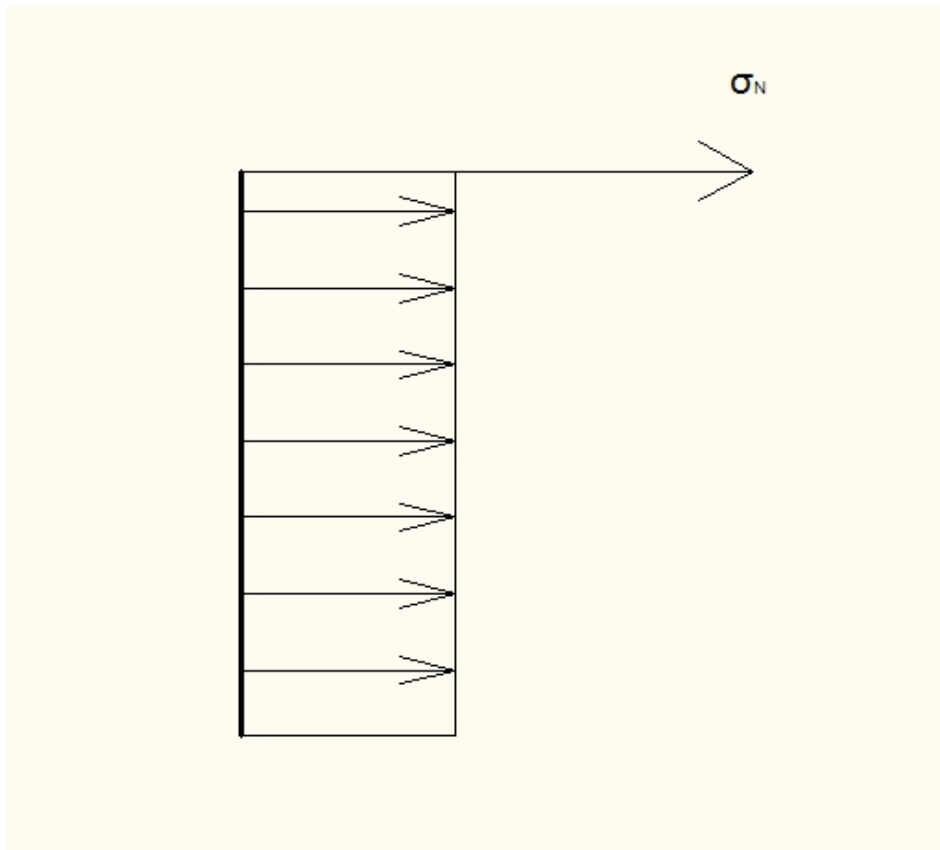
Λόγω της ανυπαρξίας διατμητικών και καμπτικών φορτίων, για το σύστημα της παρούσης εργασίας θα μπορούσε να προτιμηθεί η επιλογή της σωληνοειδούς διατομής, καθώς με τον τρόπο αυτόν θα επιτευχθεί σημαντική μείωση του βάρους του άξονα και οικονομία υλικού. Για πρακτικούς όμως λόγους θα επιλεγεί η λύση του μασίφ κυκλικού άξονα.

### 3.2.4 Προσδιορισμός τάσεων

Στο σημείο αυτό θα προσδιοριστούν οι τάσεις που καταπονούν τον άξονα, ώστε να είναι πιο εύκολη η επιλογή του υλικού, καθώς και η διαστασιολόγησή του.

#### - Τάσεις λόγω αξονικών δυνάμεων:

Οι αξονικές δυνάμεις που αναπτύσσονται στον άξονα δημιουργούν ορθές τάσεις, οι οποίες είναι κατανέμονται ομοιόμορφα στην διατομή του (Κερμανίδης, 1999) όπως δείχνει και το παρακάτω σχήμα (σχ. 3.10)



Σχ. 3.10 : Κατανομή αξονικών τάσεων

Το μέτρο της ορθής τάσης που αναπτύσσεται λόγω αξονικών δυνάμεων ( $\sigma_N$ ) δίνεται από την παρακάτω σχέση:

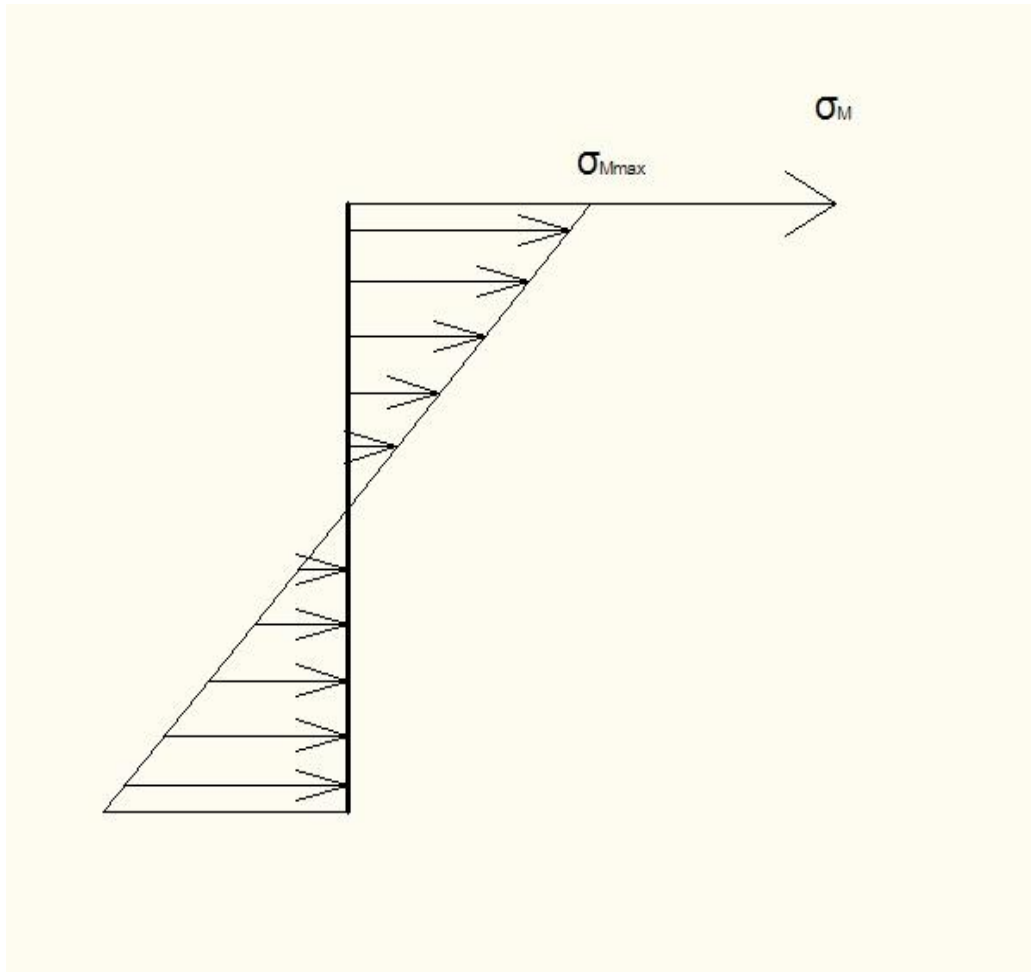
$$\sigma_N = N/A \quad (3.7)$$

Όπου  $N$  : Η αξονική δύναμη, όπως προσδιορίζεται από την σχέση 3.2 και παρουσιάζεται στο σχ. 3.4

$A$ : Το εμβαδόν της διατομής του άξονα

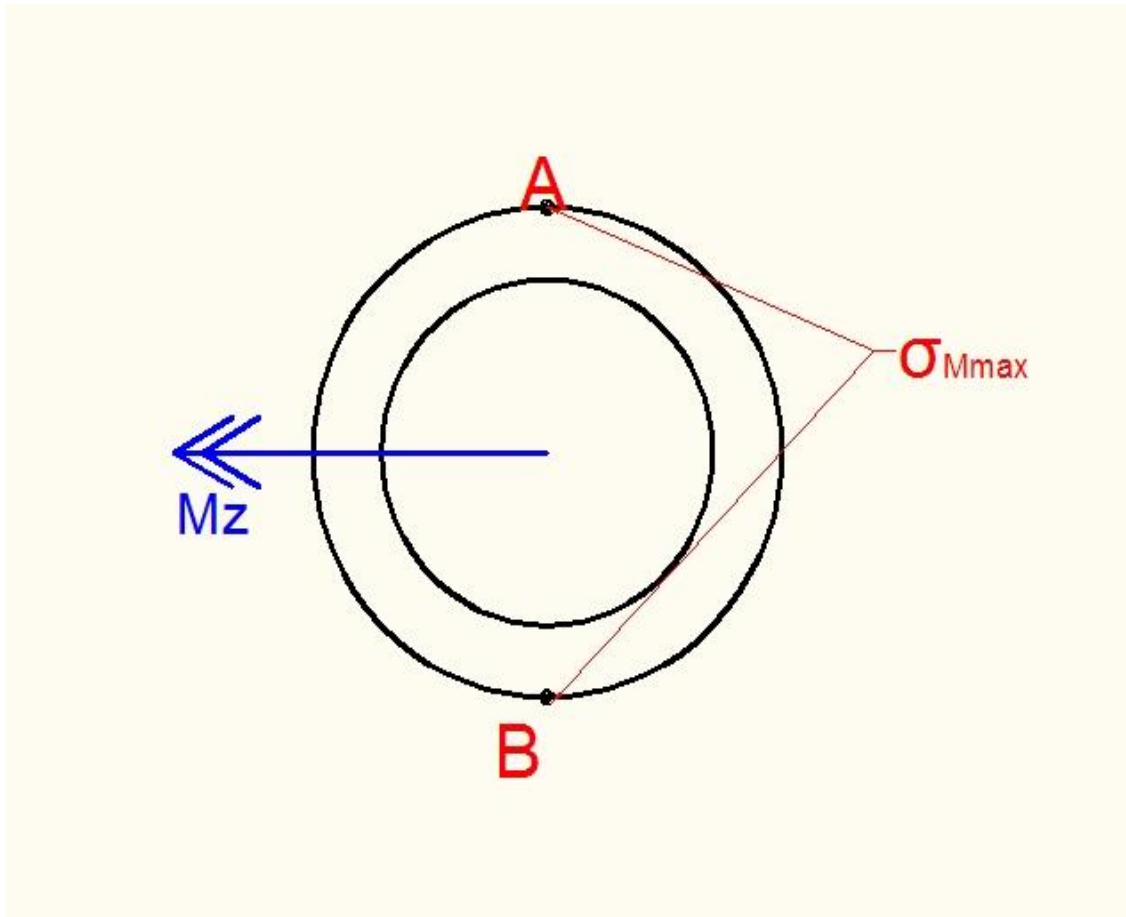
#### - Τάσεις λόγω κάμψης:

Η καμπτική ροπή σε μία διατομή προκαλεί την εμφάνιση ορθών τάσεων, των οποίων η κατανομή φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (Κερμανίδης, 1999)(σχ. 3.13):



Σχ. 3.13: Κατανομή ορθών τάσεων από κάμψη

Η μέγιστη τιμή των ορθών τάσεων παρουσιάζεται στα σημεία A και B, όπως φαίνονται στο σχήμα 3.14



Σχ. 3.14 : Μέγιστες ορθές τάσεις λόγω κάμψης

Πιο συγκεκριμένα, και για θετικό πρόσημο της καμπτικής ροπής  $M_z$ , ισχύουν τα εξής:

- Στο σημείο A εμφανίζεται η μέγιστη θλιπτική τάση λόγω κάμψης, με τιμή που υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$\sigma_A = -M_z \cdot y_{\max} / I_z \quad (3.10)$$

όπου:

$y_{\max}$  είναι η απόσταση του σημείου A από τον άξονα z  
 $I_z$  είναι η δευτεροβάθμια ροπή αδράνειας της διατομής

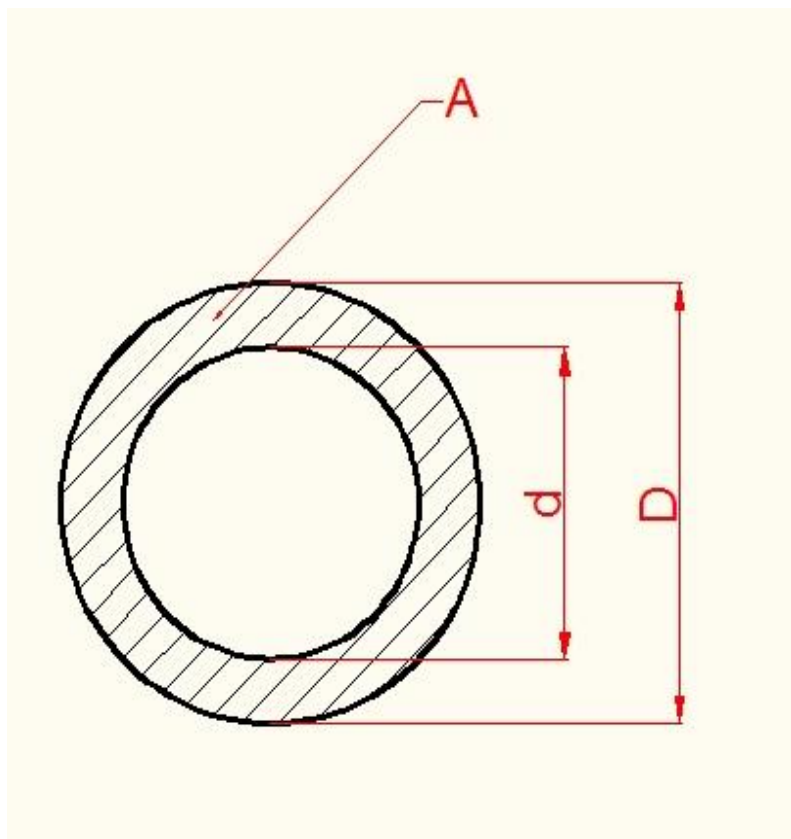
Για τις ποσότητες αυτές ισχύει:

$$y_{\max} = D/2 \quad (3.11)$$

και:

$$I_z = \pi (R^4 - r^4)/4 \quad (3.12)$$

όπου  $R = D/2$  και  $r = d/2$ . Οι ποσότητες  $D$  και  $d$  για σωληνοειδή διατομή φαίνονται στο παρακάτω σχήμα (3.15):



Σχ. 3.15 : Διαστάσεις σωληνοειδούς διατομής:

Αντικαθιστώντας τις σχέσεις 3.11 και 3.12 στην σχέση 3.10 παίρνουμε τελικά:

$$\sigma_A = -128 \cdot Mz \cdot D / \pi(D_4 - d_4) \quad (3.13)$$

- Στο σημείο B εμφανίζεται η μέγιστη θλιπτική τάση λόγω κάμψης, με τιμή που υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

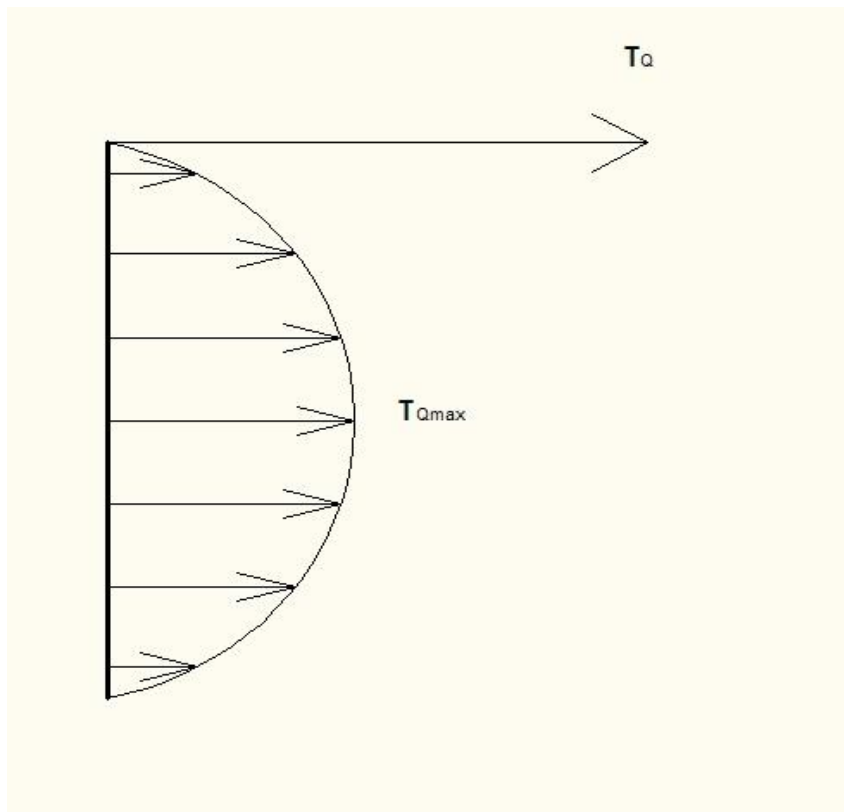
$$\sigma_B = -\sigma_A = 128 \cdot Mz \cdot D / \pi(D_4 - d_4) \quad (3.14)$$

Λόγω της μη εμφάνισης καμπτικών ροπών στον υπό μελέτη άξονα, θα έχουμε τελικά :

$$\sigma_A = \sigma_B = 0 \quad (3.15)$$

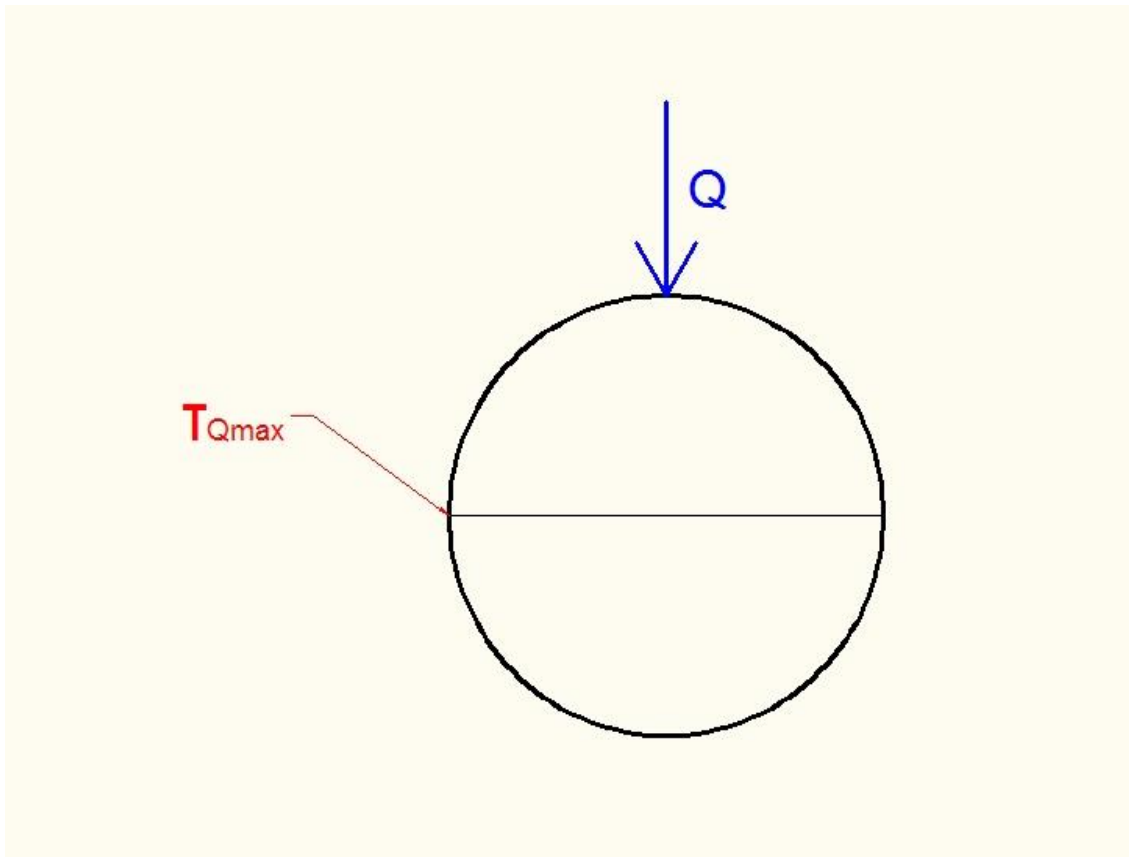
**- Τάσεις λόγω τεμνουσών δυνάμεων:**

Οι εγκάρσιες τέμνουσες δυνάμεις προκαλούν την εμφάνιση διατμητικών τάσεων, των οποίων η κατανομή στην διατομή του άξονα δεν είναι ομοιόμορφη, αλλά παίρνει την μορφή που φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (Κερμανίδης ,1999)(σχ. 3.11)



Σχ. 3.11 : Κατανομή διατμητικών τάσεων

Η μέγιστη τιμή της διατμητικής τάσης λόγω τεμνουσών δυνάμεων  $T_Q$  εμφανίζεται στο μέσο της διατομής, όπως φαίνεται και στο σχ. 3.12:



Σχ. 3.12 Μέγιστες διατμητικές τάσεις

Το μέτρο της  $\tau_{Qmax}$  δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\tau_{Qmax} = 2Q/A \quad (3.8)$$

όπου Q το μέτρο των τεμνουσών δυνάμεων.

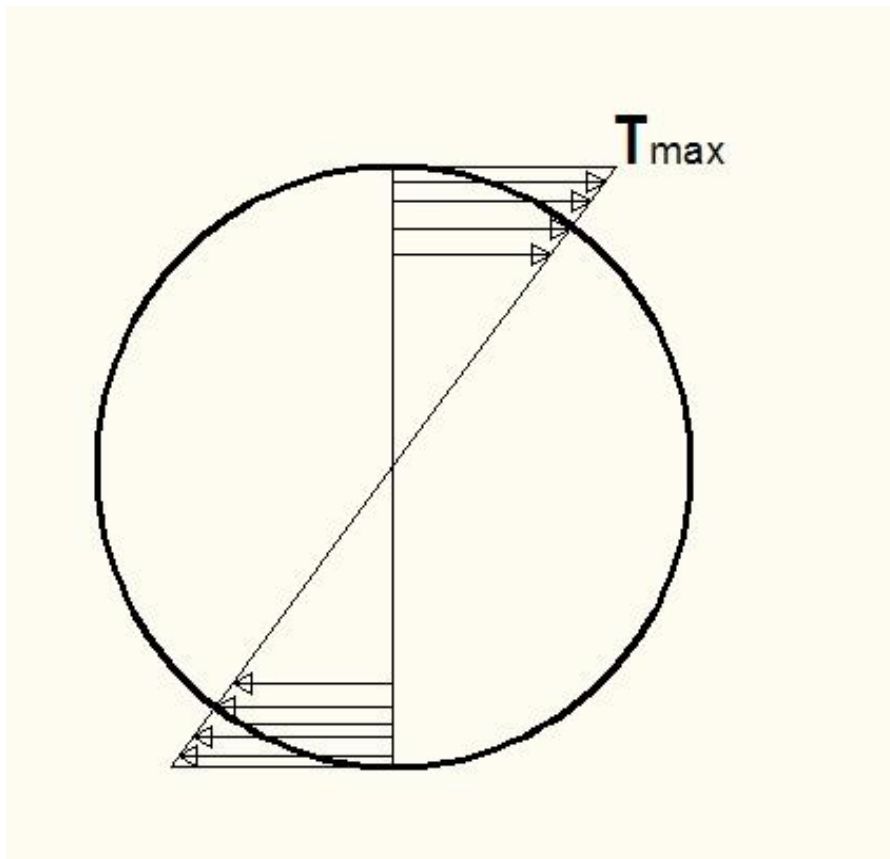
Λόγω της μη εμφάνισης τεμνουσών δυνάμεων στον υπό μελέτη άξονα, ισχύει ότι :

$$\tau_{Qmax} = 0 \quad (3.9)$$

#### - Τάσεις λόγω στρέψης:

Η στρέψη οδηγεί στην εμφάνιση διατμητικών τάσεων στην διατομή του άξονα. Η κατανομή των διατμητικών αυτών τάσεων φαίνεται στην παρακάτω εικόνα ( Κερμανίδης ,1999)(σχ. 3.16)





Σχ. 3.16 : Κατανομή διατμητικών τάσεων

Όπως φαίνεται και στο σχήμα, η μέγιστη τιμή των διατμητικών τάσεων λόγω στρέψης, εμφανίζεται στην περιφέρεια της σωληνοειδούς διατομής. Η τιμή που παίρνουν οι διατμητικές τάσεις λόγω στρέψης στην περιφέρεια δίνονται από την παρακάτω σχέση:

$$\begin{aligned} T_{\max} &= 2T \cdot R / \pi(R^4) \\ T_{\max} &= 16 T \cdot D / \pi(D^4) \end{aligned} \quad (3.16)$$

### 3.2.5 Υπολογισμοί

Όπως προκύπτει από τα σχήματα 3.4 και 3.6, το σημείο κατά μήκος του άξονα που δέχεται τις μεγαλύτερες καταπονήσεις είναι το πάνω σημείο, κοντά στο αξονικό έδρανο.

#### - Αξονική δύναμη:

Η τιμή της αξονικής δύναμης  $N_{\max}$  προκύπτει από την σχέση 3.3. Η μάζα του άξονα ανά μονάδα βάρους  $\gamma$  δίνεται από την παρακάτω σχέση :

$$\gamma = A \cdot \rho \quad (3.17)$$

Όπου :

A είναι το εμβαδόν της διατομής, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.15. Το εμβαδόν της διατομής μπορεί να προσδιοριστεί από την παρακάτω σχέση:

$$A = \pi D^2 / 4 \quad (3.18)$$

$\rho$  είναι η πυκνότητα του υλικού του σωλήνα.

Αντικαθιστώντας τις σχέσεις 3.17 και 3.18 στην σχέση 3.3, προκύπτει το εξής:

$$N_{max} = l \cdot \pi D^2 \cdot \rho \cdot g / 4 \quad (3.19)$$

Αντικαθιστώντας στην σχέση 3.7 το N με την σχέση 3.19 προκύπτει η σχέση που δίνει την ομοιόμορφα κατανεμημένη ορθή τάση λόγω αξονικής φόρτισης στην διατομή:

$$\begin{aligned} \sigma_N &= N/A \\ \sigma_N &= (l \cdot \pi D^2 \cdot \rho \cdot g / 4) / (\pi D^2 / 4) \\ \sigma_N &= l \cdot \rho \cdot g \end{aligned} \quad (3.20)$$

### - Στρεπτική ροπή

Σύμφωνα με την σχέση (3.4) η στρεπτική ροπή κατά μήκος του άξονα ισούται με την ροπή  $T_r$  που μεταφέρεται από τον ηλεκτροκινητήρα προς την κεφαλή της αντλίας. Η ροπή αυτή προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$T_r = P / \omega \quad (3.21)$$

Όπου:

P είναι η ισχύς που μεταφέρεται σε watts

$\omega$  είναι η γωνιακή ταχύτητα του άξονα σε rad/sec

Η γωνιακή ταχύτητα  $\omega$  προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$\omega = 2 \cdot n \cdot \pi / 60 \quad (3.22)$$

όπου n είναι η ταχύτητα περιστροφής σε RPM

Αντικαθιστώντας τις σχέσεις 3.21 και 3.22 στην σχέση 3.4 προκύπτει η παρακάτω σχέση, που δίνει την στρεπτική ροπή κατά μήκος του άξονα:

$$T = 60 \cdot P / 2 \cdot n \cdot \pi \quad (3.23)$$

Στην συνέχεια, αντικαθιστούμε την σχέση 3.23 στην 3.16 και προκύπτει η παρακάτω σχέση, η οποία δίνει την διατμητική τάση λόγω στρέψης στην περιφέρεια της διατομής του άξονα:

$$T_{\max} = 960 P \cdot D / \pi^2 D^4 n \quad (3.24)$$

### 3.2.6 Επιλογή υλικού άξονα

Στο σημείο αυτό θα πρέπει να γίνουν ορισμένες επιλογές, προκειμένου να μειωθούν οι άγνωστες μεταβλητές κατά τους υπολογισμούς της διαστασιολόγησης του άξονα. Σε περίπτωση που τα αποτελέσματα των υπολογισμών δεν είναι αποδεκτά, τότε οι επιλογές αυτές θα αναθεωρηθούν.

Οι επιλογές που πρέπει να γίνουν εδώ αφορούν στο υλικό κατασκευής του άξονα.

#### - Υλικό κατασκευής

Το υλικό κατασκευής που θα επιλεγεί πρέπει να πληροί τις εξής προδιαγραφές:

- Να είναι ανθεκτικό στο υδάτινο περιβάλλον της αντλίας
- Να μπορεί να δέχεται με ασφάλεια τις τάσεις που δημιουργούνται από την λειτουργία του συστήματος.
- Να έχει σχετικά χαμηλή τιμή.

Λόγω του σχετικά μεγάλου μήκους του άξονα και της συνεπαγόμενα μεγάλης ποσότητας υλικού που θα χρειαστεί, το πλέον κατάλληλο υλικό για την κατασκευή του είναι κάποιος ανοξείδωτος χάλυβας. Θα μπορούσε όμως να χρησιμοποιηθεί και κατάλληλο κράμα αλουμινίου. Θα διερευνηθούν δύο πιθανές επιλογές υλικού. Οι επιλογές αυτές, μαζί με τα βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά των υλικών, παρουσιάζονται παρακάτω:

#### - Υλικό 1 : Ανοξείδωτος χάλυβας τύπος 304

Πρόκειται για ανοξείδωτο ωστενιτικό χάλυβα με πολύ καλή συγκολλησιμότητα και κατεργασιμότητα. Ο χάλυβας αυτός έχει πολύ καλή αντοχή σε διάβρωση και ανθίσταται σε νερό με περιεκτικότητα σε ιόντα χλωρίου έως 200mg/L, επομένως είναι απολύτως κατάλληλος για να έρχεται σε επαφή με νερό που θα χρησιμοποιηθεί για ύδρευση. Οι βασικές ιδιότητες του υλικού αυτού είναι οι εξής (<http://www.azom.com>):

- Πυκνότητα  $\rho = 8000 \text{ kg/m}^3$
- Όριο διαρροής  $S_y = 205 \sim 310 \text{ MPa}$
- Όριο διαρκούς αντοχής :  $S_n' = 175 \sim 260 \text{ MPa}$
- Όριο θραύσης  $S_u = 510 \sim 620 \text{ MPa}$
- Μέτρο Ελαστικότητας  $E = 193 \text{ GPa}$
- Μέτρο διάτμησης  $G = 77 \text{ GPa}$
- Συντελεστής θερμικής διαστολής :  $17.2 \cdot 10^{-6} /\text{K}$

#### - Υλικό 2 : Κράμα αλουμινίου 5052

Πρόκειται για κράμα αλουμινίου με περιεκτικότητα 2.5% σε Μαγνήσιο και 0.25% σε Χρώμιο. Έχει καλή κατεργασιμότητα και πολύ καλή συγκολλησιμότητα. Επιπλέον, ανθίσταται στην διάβρωση ακόμη και από θαλασσινό νερό, επομένως είναι απολύτως κατάλληλο για να εκτεθεί σε πόσιμο νερό. Τα βασικά χαρακτηριστικά του υλικού αυτού

είναι τα εξής (<http://asm.matweb.com>) :

- Πυκνότητα  $\rho = 2680 \text{ kg/m}^3$
- Όριο διαρροής  $S_y = 193 \text{ MPa}$
- Όριο διαρκούς αντοχής :  $S_n' = 117 \text{ MPa}$
- Όριο θραύσης  $S_u = 228 \text{ MPa}$
- Μέτρο Ελαστικότητας  $E = 70.3 \text{ GPa}$
- Μέτρο διάτμησης  $G = 25.9 \text{ GPa}$
- Συντελεστής θερμικής διαστολής :  $23.8 \cdot 10^{-6} /\text{K}$

### 3.2.7 Προσδιορισμός απαιτούμενης διατομής άξονα

Μετά τον προσδιορισμό των τάσεων που καταπονούν τον άξονα στο κεφ. 3.2.5, θα πρέπει τώρα να γίνουν οι απαραίτητοι υπολογισμοί για την διαστασιολόγηση του άξονα. Οι υπολογισμοί θα γίνουν με βάση τις εξής υποθέσεις και περιπτώσεις:

- Ο άξονας θα έχει την ίδια διατομή και διαστάσεις καθ' όλο το μήκος του.
- Θα εξεταστούν και οι δύο επιλογές υλικού

Ο προσδιορισμός της απαραίτητης διαμέτρου των αξόνων γίνεται με βάση το κριτήριο Soderberg, το οποίο περιγράφεται με την παρακάτω σχέση (Παπαδόπουλος, 2009):

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\left(\sigma_m + \sigma_r \frac{S_y}{S_e}\right)^2 + a \left(\tau_m + \tau_r \frac{S_{sy}}{S_{se}}\right)^2} \leq \frac{S_y}{N} \quad (3.27)$$

Όπου:

- $\sigma_{\text{eq}}$  είναι η ισοδύναμη ορθή τάση που χρησιμοποιείται για τον έλεγχο του άξονα
- $\sigma_m$  είναι η μέση τιμή της ορθής τάσης
- $\sigma_r$  είναι το πλάτος εναλλαγής της ορθής τάσης
- $S_y$  είναι το όριο διαρροής του υλικού
- $S_e$  είναι το διορθωμένο όριο διαρκούς αντοχής του υλικού
- $a$  είναι ένας συντελεστής που παίρνει κατάλληλες τιμές, αναλόγως του κριτηρίου αντοχής που πρόκειται να χρησιμοποιηθεί. Στην περίπτωση χρήσης του κριτηρίου μέγιστης διατμητικής τάσης ισχύει  $\alpha = 4$ , ενώ αν πρόκειται να χρησιμοποιηθεί το κριτήριο έργου παραμόρφωσης, τίθεται  $\alpha = 3$
- $\tau_m$  είναι η μέση τιμή της διατμητικής τάσης
- $\tau_r$  είναι το πλάτος εναλλαγής της διατμητικής τάσης
- $S_{sy}$  είναι το όριο διαρροής του υλικού σε διάτμηση
- $S_{se}$  είναι το διορθωμένο όριο διαρκούς αντοχής του υλικού σε διάτμηση
- $N$  είναι ένας κατάλληλος συντελεστής ασφαλείας.

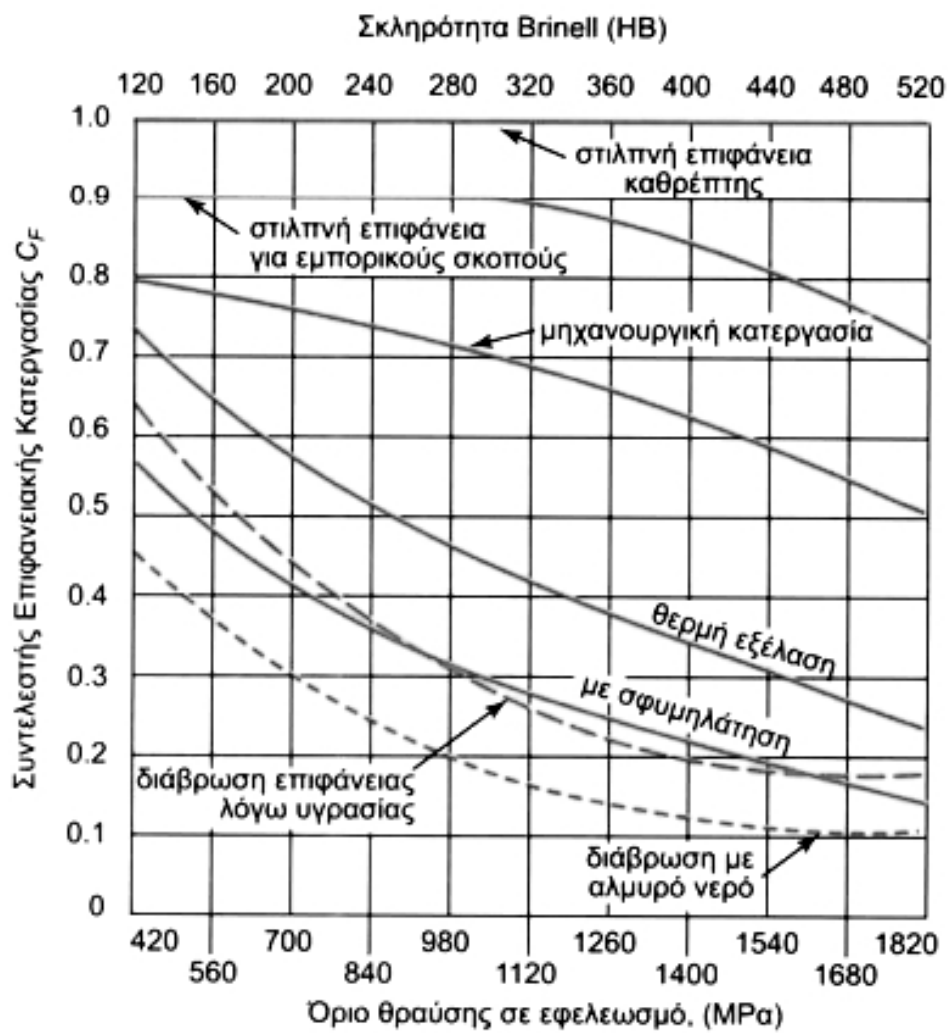
Το διορθωμένο όριο διαρκούς αντοχής  $S_e$  προκύπτει από το όριο διαρκούς αντοχής  $S_n'$  με την βοήθεια ορισμένων διορθωτικών παραγόντων. Οι παράγοντες αυτοί υπάρχουν ώστε να ληφθεί υπ' όψιν η επίδραση ορισμένων καθοριστικών παραγόντων που έχουν

να κάνουν με τα κατασκευαστικά στοιχεία του άξονα, τον τρόπο και τις συνθήκες λειτουργίας κτλ. Το διορθωμένο όριο διαρκούς αντοχής προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$S_e = S_n' \cdot C_F \cdot C_S \cdot C_C \cdot C_T \cdot (1/K_f) \quad (3.28)$$

Όπου:

-  $C_F$  είναι ο διορθωτικός συντελεστής επιφανειακής κατεργασίας, ο οποίος καθορίζεται με βάση το παρακάτω διάγραμμα: (σχ. 3.17)



Σχ. 3.17 : Συντελεστής επιφ. Κατεργασίας (Παπαδόπουλος, 2009)

-  $C_s$  είναι ο διορθωτικός συντελεστής μεγέθους, ο οποίος εξαρτάται από την διάμετρο της κυκλικής διατομής, σύμφωνα με τον παρακάτω πίνακα:

Διάμετρος Διατομής $d < 7.6\text{mm}$	$C_s = 1$
Διάμετρος Διατομής $7.6 < d < 50\text{mm}$	$C_s = 0.85$
Διάμετρος Διατομής $d > 50\text{mm}$	$C_s = 0.75$

Πιν. 3.1 : Διορθωτικός παρ.  $C_s$  (Παπαδόπουλος, 2009)

-  $C_T$  είναι ο συντελεστής θερμοκρασίας, ο οποίος προκύπτει με βάση τον παρακάτω πίνακα:

Θερμοκρασία $^{\circ}\text{C}$	$C_T = S_T / S_{RT}$	Θερμοκρασία $^{\circ}\text{C}$	$C_T = S_T / S_{RT}$
20	1.000	350	0.943
50	1.01	400	0.9
100	1.02	450	0.84
150	1.025	500	0.766
200	1.02	550	0.67
250	1.000	600	0.546
300	0.975		

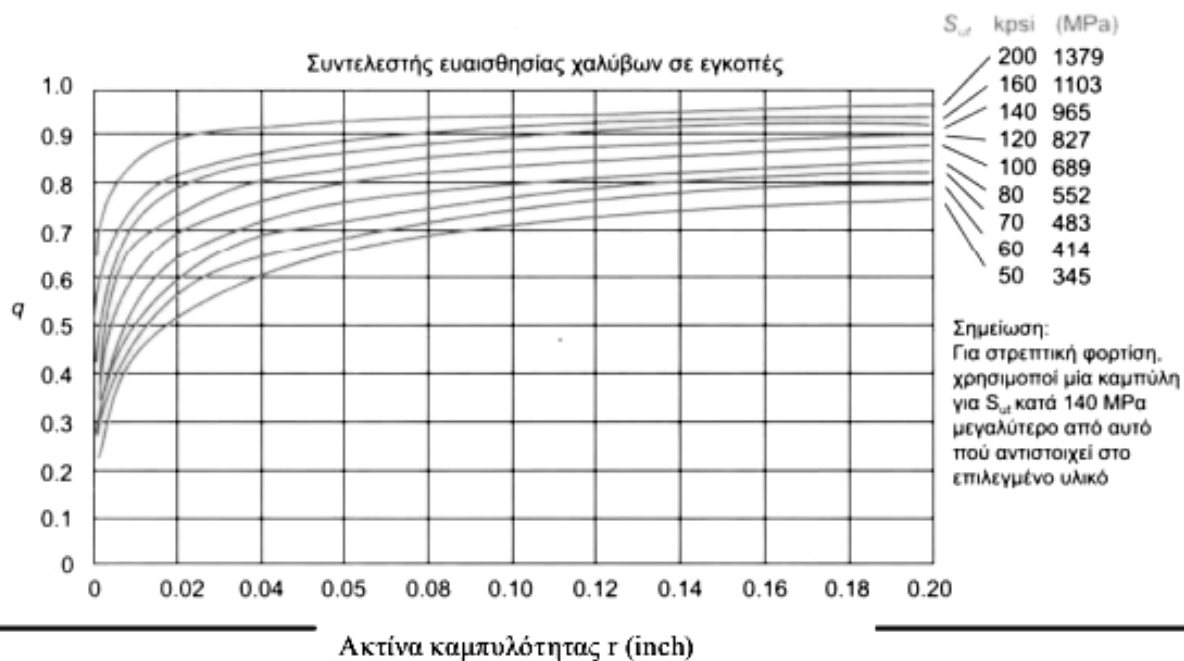
Πιν. 3.2 : Συντελεστής θερμοκρασίας (Παπαδόπουλος, 2009)

-  $K_f$  είναι ο συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων, ο οποίος μοντελοποιεί την επίδραση που έχει το φαινόμενο συγκέντρωσης τάσης σε εγκοπές και γενικότερα σε σημεία όπου η γεωμετρία του άξονα μεταβάλλεται. Ο συντελεστής  $K_f$  προκύπτει από την παρακάτω σχέση :

$$K_f = q (K_t - 1) + 1 \quad (3.29)$$

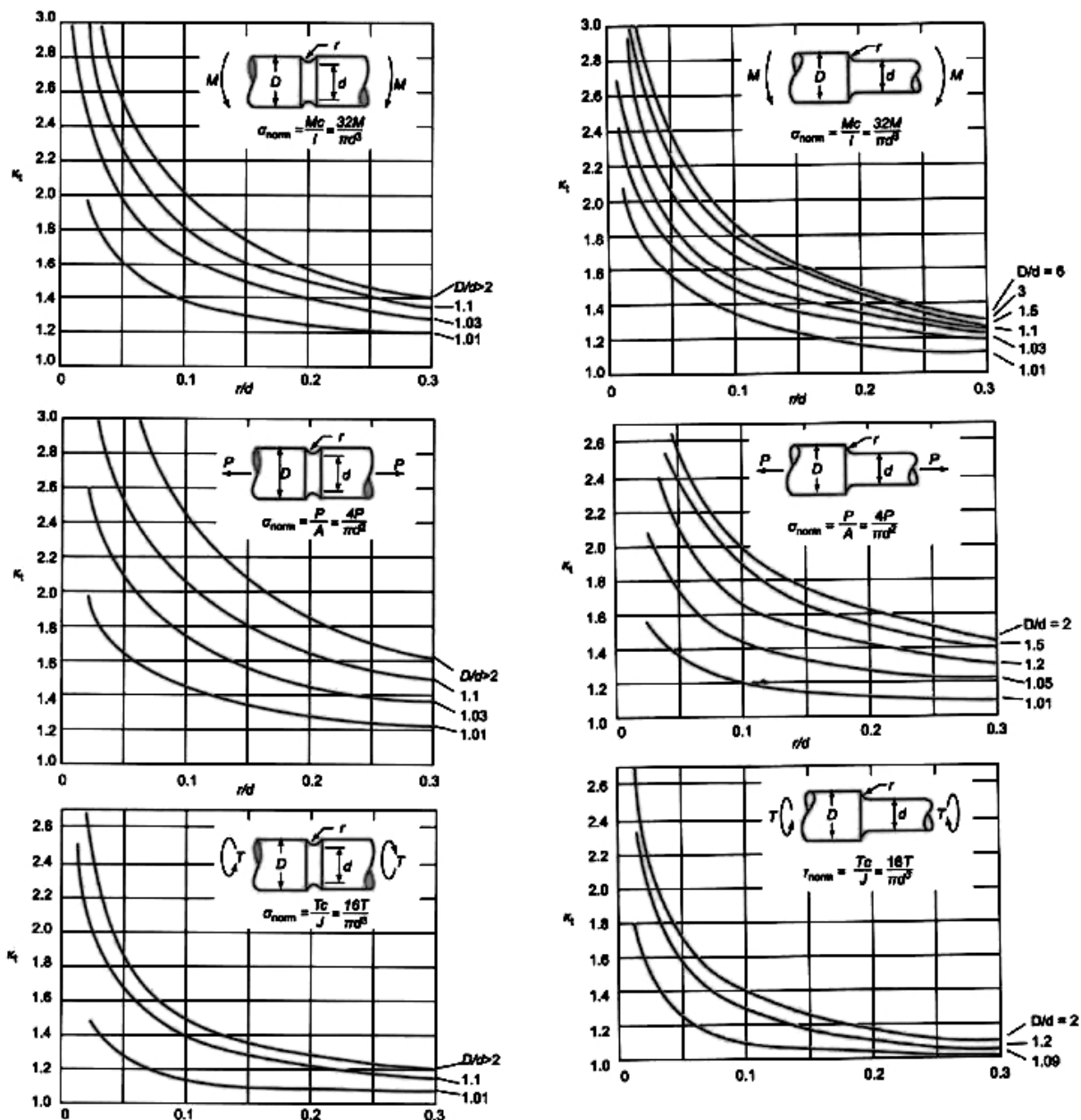
Όπου:

-  $q$  είναι ένας συντελεστής ευαισθησίας σε κόπωση, ο οποίος προκύπτει από το παρακάτω σχήμα:



Σχ. 3.18 : Συντελεστής ευαισθησίας εγκοπής (Παπαδόπουλος, 2009)

- Κτ είναι ο ελαστικός συντελεστής συγκέντρωσης τάσεων, ο οποίος εξαρτάται από την μορφή της μεταβολής γεωμετρίας η οποία προκαλεί το φαινόμενο. Στις παρακάτω εικόνες παρουσιάζονται διαγράμματα από τα οποία προκύπτει ο συντελεστής αυτός, ανάλογα με το είδος της φόρτισης και τον τύπο μεταβολής γεωμετρίας.



Σχ. 3.19 : Συντελεστές συγκ. Τάσεων (Παπαδόπουλος, 2009)

Όπως προκύπτει από τους υπολογισμούς που έγιναν στα κεφάλαια 3.2.2, 3.2.5, στο υλικό του άξονα αναπτύσσονται οι εξής τάσεις :

- Ορθές τάσεις λόγω εφελκυσμού
- Διατμητικές τάσεις λόγω στρέψης

Οι τάσεις αυτές συνεισφέρουν αποκλειστικά στις μέσες τιμές των τάσεων  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$ , όπως αυτές εμφανίζονται στην σχέση του Soderberg. (σχ. 3.27). Επομένως, τα πλάτη των τάσεων  $\sigma_s$ ,  $\tau_s$  στην ίδια σχέση θα είναι μηδενικά, ανεξαρτήτως των υπολοίπων επιλογών



(υλικού κτλ.) Η εξίσωση 3.27 παίρνει , λοιπόν, την εξής μορφή:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_m^2 + \alpha_{tm}^2} \leq \frac{S_y}{N}$$

και αντικαθιστώντας τα  $\sigma_m$ ,  $t_m$ , από τις σχέσεις 3.20 και 3.24, προκύπτει η εξής σχέση:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(l\rho\rho)^2 + \alpha\left(\frac{960PD}{\pi^2 D^4 n}\right)^2} \leq \frac{S_y}{N} \quad (3.30)$$

Στο σημείο αυτό γίνονται οι εξής επιλογές:

- Επιλέγεται ως καταλληλότερο κριτήριο το κριτήριο Μέγιστης Διατμητικής Τάσης, καθώς είναι συντηρητικότερο από αυτό του Μέγιστου Έργου Παραμόρφωσης. Συνεπώς, θα ισχύει :  $\alpha = 4$
- Επιλέγεται ως κατάλληλος συντελεστής ασφαλείας της κατασκευής  $N = 2$

Υπενθυμίζεται, επίσης ότι ισχύουν τα εξής:

- Μήκος άξονα  $l = 50\text{m}$
- Επιτάχυνση βαρύτητας  $g = 9.81\text{m/sec}^2$
- Μεταφερόμενη ισχύς  $P = 70000\text{W}$
- Ταχύτητα περιστροφής  $n = 3500\text{RPM}$

Αντικαθιστώντας τα παραπάνω στην σχέση που προηγήθηκε προκύπτει το εξής:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(50 * 9.81 * \rho)^2 + 4\left(\frac{960 * 70000D}{\pi^2 D^4 * 3500}\right)^2} \leq \frac{S_y}{2}$$

Και μετά από πράξεις, η παραπάνω σχέση απλοποιείται στην :

$$\sigma_{eq} = \sqrt{240600\rho^2 + 4\left(\frac{1947.3D}{D^4}\right)^2} \leq \frac{S_y}{2} \quad (3.31)$$

Για τον προσδιορισμό της απαιτούμενης διαμέτρου, θα τεθεί η οριακή περίπτωση:

$$\begin{aligned} \sigma_{eq} &= S_y/2 \\ 2\sqrt{240600\rho^2 + 4\left(\frac{1947.3D}{D^4}\right)^2} &\leq S_y \end{aligned} \quad (3.32)$$

#### - Υλικό A:

Επιλέγεται ως υλικό ο ανοξειδωτος χάλυβας

$$S_y = 205 \text{ MPa}$$

$$\rho = 8000 \text{kg/m}^3$$

Αντικαθιστώντας στην σχέση 3.32 μετά από πράξεις προκύπτει τελικά το εξής:

$$D = 0.0336 \text{m}$$

Τυποποιώντας έχουμε :

$$D = 0.035 \text{m} = 35 \text{mm}$$

Η μάζα του άξονα υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση :

$$M = l \cdot \pi D^2 \cdot \rho / 4 \quad (3.33)$$

Και αντικαθιστώντας την διάμετρο και την πυκνότητα προκύπτει το εξής :

$$M = 50 \cdot \pi 0.035^2 \cdot 8000 / 4$$

$$M = 385 \text{kg}$$

#### - Υλικό Β:

Θα επιλεγεί τώρα ως υλικό το κράμα αλουμινίου. Έτσι, ισχύουν τα εξής:

$$S_y = 193 \text{MPa}$$

$$\rho = 2680 \text{kg/m}^3$$

Αντικαθιστώντας στην σχέση 3.32 προκύπτει το εξής:

$$2 \sqrt{240600 * 2680^2 + 4 \left( \frac{1947.3D}{D^4} \right)^2} = 193000000$$

Και μετά από πράξεις προκύπτει τελικά το εξής:

$$D = 0.034 \text{m}$$

Τυποποιώντας έχουμε :

$$D = 0.035 \text{m} = 35 \text{mm}$$

Αντικαθιστώντας τις διαμέτρους και την πυκνότητα στην σχέση 3.33, προκύπτει το εξής :

$$M = 50 \cdot \pi 0.035^2 \cdot 2680 / 4$$
$$M = 129\text{kg}$$

### 3.2.8 : Αξιολόγηση των διαφορετικών συνδυασμών και τελική επιλογή

Στο σημείο αυτό θα γίνει αξιολόγηση των τεσσάρων διαφορετικών συνδυασμών διατομής άξονα και υλικού κατασκευής, προκειμένου να επιλεγεί η πλέον κατάλληλη λύση για την υπό μελέτη περίπτωση. Η αξιολόγηση των συνδυασμών θα γίνει με βάση τα εξής κριτήρια:

- Κόστος υλικού: Το κόστος αγοράς του υλικού κατασκευής του άξονα.
- Βάρος του άξονα : Το βάρος του άξονα θα επηρεάσει σημαντικά τις απαιτήσεις για τα έδρανα στήριξής του, καθώς και την ευκολία εγκατάστασης του συστήματος.

Τα κόστη των διαφορετικών υλικών είναι τα εξής :

- Κόστος κράματος αλουμινίου 5052 : 1.542 ευρώ/kg ([www.metalprices.com](http://www.metalprices.com))
- Κόστος χάλυβα 304 : 1.4\$/lb = 2.38 ευρώ/kg ([www.aksteel.com](http://www.aksteel.com))

Τα αποτελέσματα που προκύπτουν με βάση τα παραπάνω, εμφανίζονται στον παρακάτω πίνακα:

- Για υλικό χάλυβα, το βάρος θα είναι 385kg και το κόστος 916.3 ευρώ.
- Για υλικό αλουμίνιο, το βάρος θα είναι 129kg και το κόστος 199 ευρώ.

Με βάση τα παραπάνω προκύπτει πως το υλικό Β έχει το μικρότερο βάρος και κόστος υλικού. Έτσι, ανακεφαλαιώνοντας, επιλέγονται τα εξής:

- Ο άξονας θα έχει μασίφ διατομή με διάμετρο 35mm
- Θα είναι κατασκευασμένος από κράμα αλουμινίου 5052

## 3.3 ΙΜΑΝΤΟΚΙΝΗΣΗ

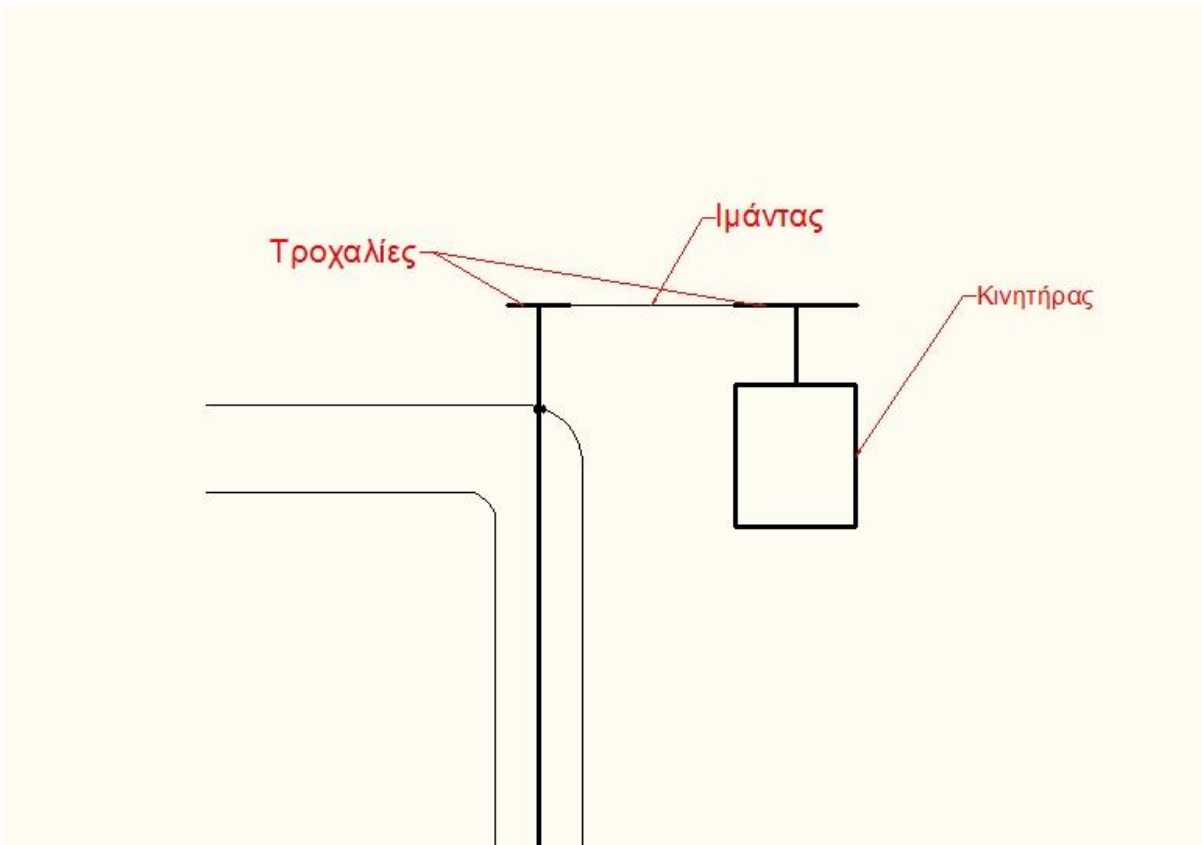
### 3.3.1 Γενικά για την ιμαντοκίνηση

Όπως θα αναλυθεί στην συνέχεια της εργασίας, η αντλία θα παίρνει ισχύ από επαγωγικό ηλεκτροκινητήρα, ο οποίος θα έχει ονομαστική ταχύτητα περιστροφής 1800RPM. Καθώς η αντλία θα περιστρέφεται στις 3500 RPM, καθίσταται αναγκαία η μετατροπή της ταχύτητας περιστροφής. Υπάρχουν και επιπλέον πλεονεκτήματα που προκύπτουν από την μετάδοση κίνησης μέσω ιμάντων σε σχέση με την απευθείας

μετάδοση:

- Υπάρχει η δυνατότητα απόλυτης απομόνωσης του κινητήρα από το σύστημα μετάδοσης, ώστε να γίνουν εργασίες συντήρησης στον κινητήρα ή στον άξονα και στα έδρανα.
- Η μετάδοση κίνησης με ιμάντα έχει ελαστικά χαρακτηριστικά και εμποδίζει την μετάδοση κρουστικών φορτίων από τον κινητήρα στην αντλία και αντιστρόφως.

Στο σχήμα που ακολουθεί (σχ.3.20) φαίνεται σε σκαρίφημα η θέση του συστήματος ιμαντοκίνησης σε σχέση με τον κινητήρα και τον άξονα.



Σχ. 3.20 : Θέση ιμαντοκίνησης

Προδιαγραφές της ιμαντοκίνησης:

Το σύστημα ιμαντοκίνησης που θα σχεδιαστεί πρέπει να καλύπτει τις παρακάτω προδιαγραφές:

- Θα μεταφέρει ισχύ  $P = 70\text{kW}$
- Η ταχύτητα περιστροφής της κινητήριας τροχαλίας θα είναι :  $n_1 = 1800\text{RPM}$
- Η ταχύτητα περιστροφής της κινούμενης τροχαλίας θα είναι  $n_2 = 3500\text{RPM}$
- Η σχέση μετάδοσης θα είναι :

$$i = n_2 / n_1$$

$$i = 3500 / 1800$$

$$i = 1.94$$

- Καθώς η αντλία θα χρησιμοποιείται για την υδροδότηση αστικής περιοχής, το σύστημα ιμαντοκίνησης πρέπει να είναι σε θέση να λειτουργεί για 24 ώρες το 24ωρο, με μικρές μόνο στάσεις για συντήρηση.
- Η ιμαντοκίνηση θα χρησιμοποιήσει τραπεζοειδείς ιμάντες, καθώς αυτοί παρέχουν μεγαλύτερη αξιοπιστία και πιο απλή τυποποίηση

### 3.3.2 Μέθοδος υπολογισμού ιμαντοκίνησης

Στο σημείο αυτό θα παρουσιαστεί η μέθοδος υπολογισμού της ιμαντοκίνησης που θα εφαρμοστεί. Τα βήματα υπολογισμού είναι τα εξής (Παπαδόπουλος, 2009):

#### - Βήμα 1ο : Υπολογισμός συντελεστή λειτουργίας $c_2$ :

Πρόκειται για έναν συντελεστή ο οποίος εισαγάγει στους υπολογισμούς την επίδραση ορισμένων παραγόντων που μπορούν να επιβαρύνουν την λειτουργία τους συστήματος ιμαντοκίνησης. Ο συντελεστής  $c_2$  προκύπτει με βάση τον παρακάτω πίνακα, από τα εξής στοιχεία:

- Τύπος κινητήριας μηχανής (η “παλμικότητα” της μεταδιδόμενης ροπής και ισχύος επιβαρύνει την λειτουργία του συστήματος)
- Τύπος κινούμενης μηχανής

Service factor  $c_2$

	Types of driven machines	Types of driving units:					
		Single-phase and three phase AC motors with normal torque (up to 2 x rated torque), e.g. synchronous and single-phase motors with split-phase starting, three-phase AC motors with full-voltage, star-delta or slip-ring starter; DC shunt-wound motors; internal combustion engines and turbines with $n > 600 \text{ min}^{-1}$			Single-phase and three-phase AC motors with high torque (above 2 x rated torque), DC series-wound and compound-wound motors; internal combustion engines and turbines with $n < 600 \text{ min}^{-1}$ .		
		Daily operating period			Daily operating period		
		10 hours or less	over 10 to 16 hours inclusive	over 16 hours	10 hours or less	over 10 to 16 hours inclusive	over 16 hours
Light-duty	Centrifugal pumps and compressors, light-duty conveyor belts, fans and pumps up to 7.5 kW.	1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Medium-duty	Plate shears, presses, heavy-duty chain conveyors and conveyor belts, oscillating screens, generators and existers, automatic kneaders, machine tools (turning and grinding machines), laundry machines, printing machines, fans and pumps over 7.5 kW.	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Heavy-duty	Grinding gear, reciprocating piston compressors, heavy-duty overshot loaders and reciprocating conveyors, worm conveyors, apron conveyors, bucket elevators, shovel loaders, elevators, briquetting presses, textile machines, paper-making machines, piston pumps, dredging pumps, reciprocating saws, hammer mills.	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Extra heavy-duty	heavy-duty grinding gear, rock crushers, calendars, mixers, winches, cranes, excavators.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

- Χρόνος λειτουργίας για κάθε 24 ώρες.

Σχ. 3.21 : Συντελεστής λειτουργίας  $c_2$  (<https://www.contitech.de/>)

**- Βήμα 2ο : Υπολογισμός ισχύος σχεδιασμού Nd:**

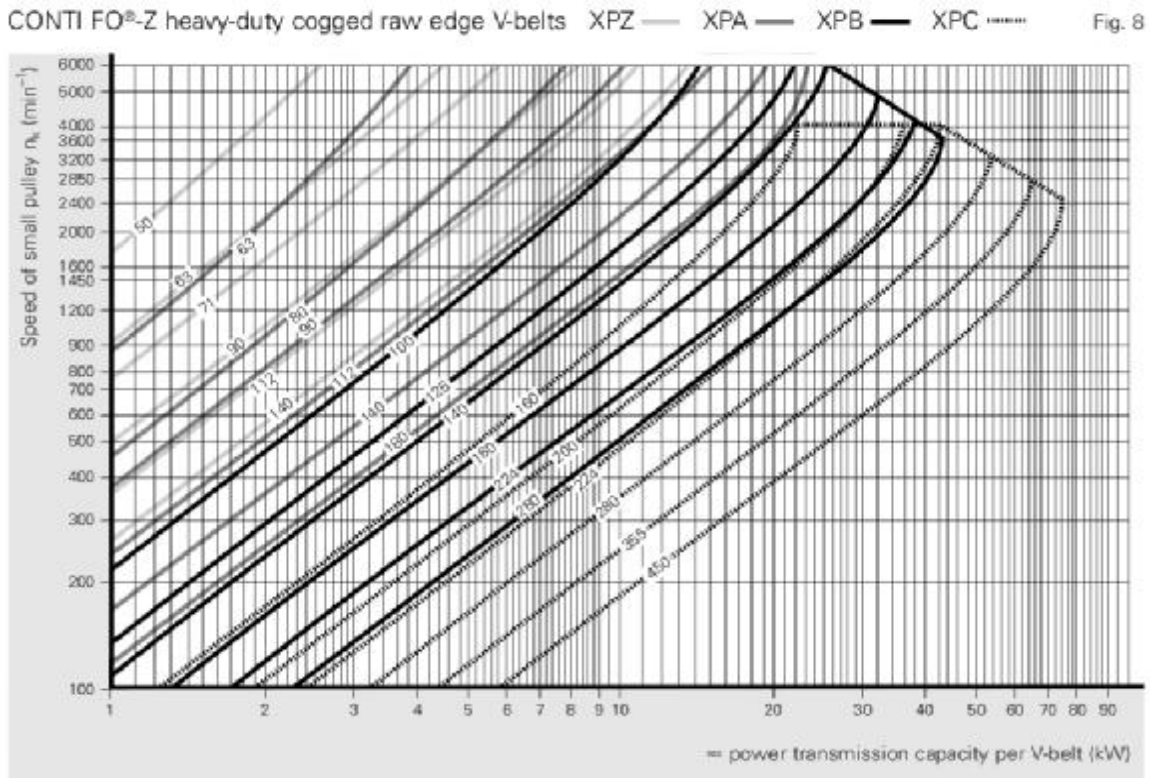
Η ισχύς σχεδιασμού είναι η ισχύς με βάση την οποία θα γίνουν οι υπολογισμοί για την ιμαντοκίνηση. Προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$N_d = c_2 \cdot P \tag{3.34}$$

Όπου:  $c_2$  είναι ο συντελεστής λειτουργίας που έχει υπολογιστεί προηγουμένως  
 $P$  είναι η πραγματική ισχύς που πρέπει να μεταφερθεί.

**- Βήμα 3ο : Επιλογή κατάλληλου τύπου ιμάντα**

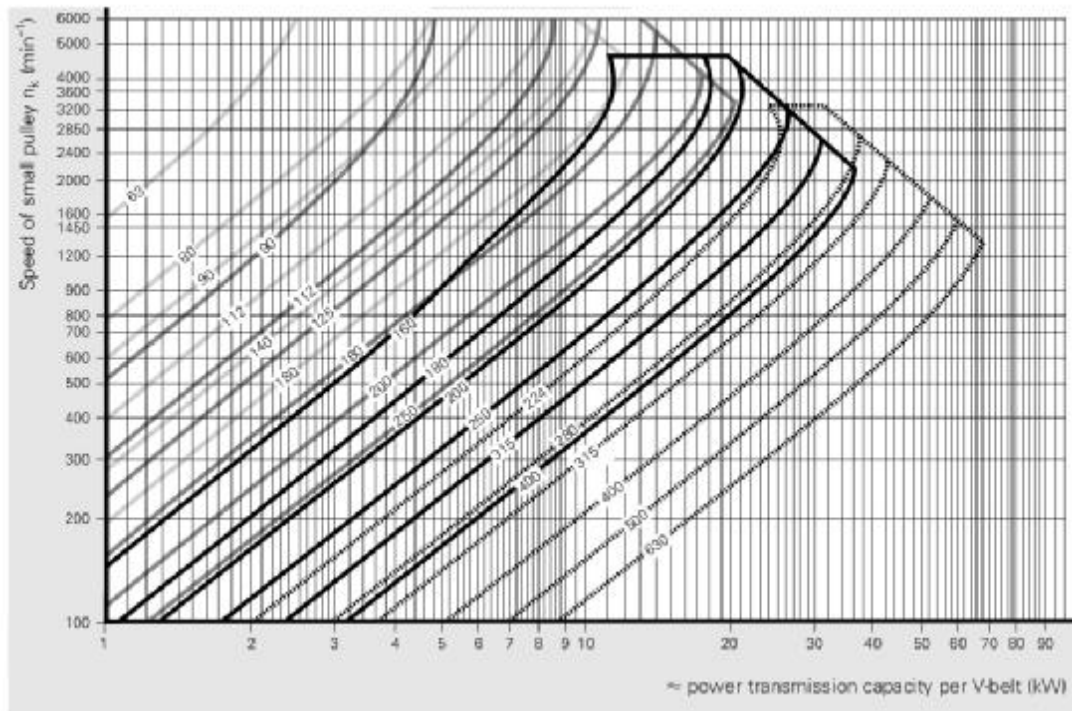
Οι τραπεζοειδείς ιμάντες κατασκευάζονται σε συγκεκριμένες τυποποιημένες μορφές και τύπους. Η αρχική επιλογή τύπου γίνεται με την βοήθεια των παρακάτω διαγραμμάτων:



Σχ. 3.22: Ιμάντες βαρέος τύπου (<https://www.contitech.de/>)

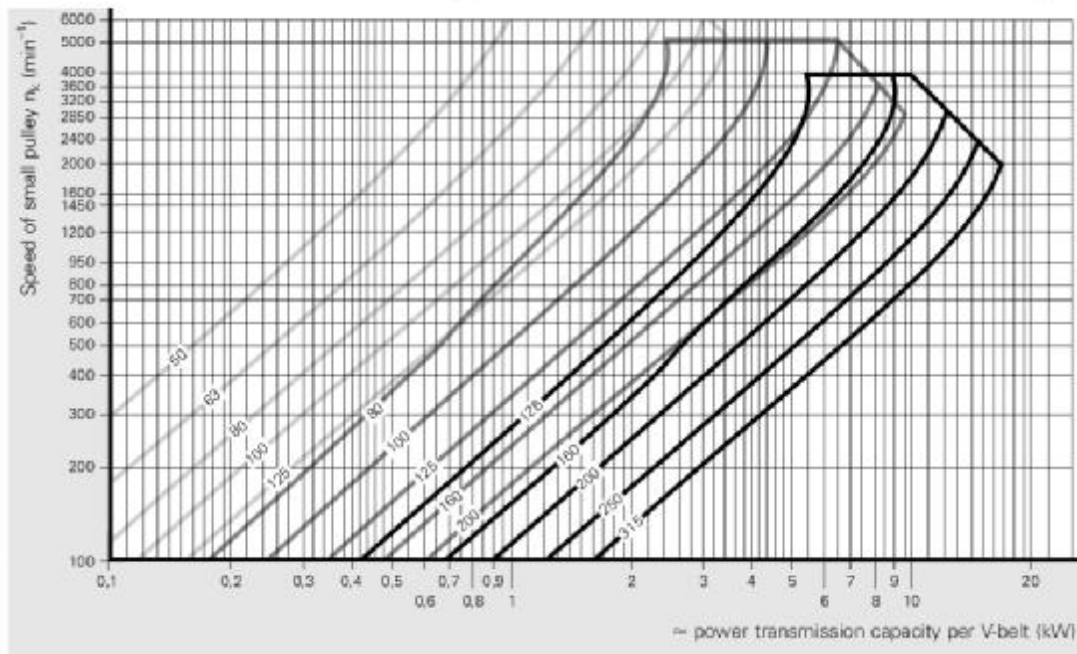
Σχ.

CONTI ULTRAFLEX® narrow-section wrapped V-belts SPZ — SPA — SPB — SPC Fig. 9



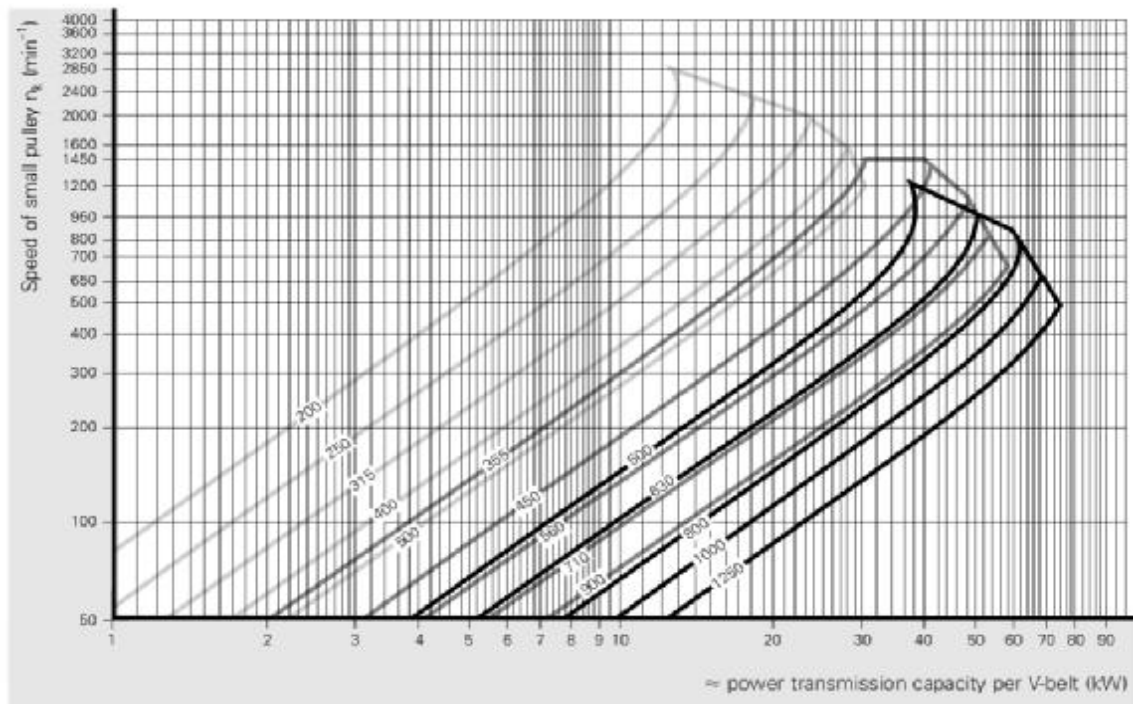
2.23 : Ιμάντες στενής διατομής (<https://www.contitech.de/>)

CONTI MULTIFLEX® classical-section wrapped V-belts 10/Z — 13/A — 17/B Fig. 10



Σχ. 3.24 : Ιμάντες κανονικής διατομής (<https://www.contitech.de/>)





Σχ. 3.25 : Ιμάντες κανονικής διατομής (<https://www.contitech.de/>)

#### - Βήμα 4ο : Προσδιορισμός διαμέτρου μικρής τροχαλίας ( $d_w$ )

Η διάμετρος της μικρής τροχαλίας επιλέγεται αρχικά μέσα στα πλαίσια που θέτουν τα σχ 3.22 - 3.25, έτσι ώστε η γραμμική ταχύτητα του ιμάντα να είναι μεταξύ 5 και 30 m/sec. Η επιλογή της διαμέτρου της μικρής τροχαλίας γίνεται ανάμεσα στις τυποποιημένες διαμέτρους για τον κάθε τύπο ιμάντα, που παρουσιάζονται στο παρακάτω σχ. 3.26



<b>ΠΙΝΑΚΑΣ 11 : Τυποποιημένες διάμετροι τροχαλιών τραπεζοειδών μάντων (DIN2 211/17)</b>											
5	6	8	10	13	17		20	22	25	32	40
-	Y	-	Z	A	B	-	-	C	-	D	E
-	-	-	SPZ	SPA	SPB	19	-	SPC	-	-	-
20											
22											
25											
28	28										
31.5	31.5										
35.5	35.5										
40	40	40									
45	45	45									
50	50	50									
56	56	56									
63	63	63	63								
			67								
71	71	71	71								
			75								
80	80	80	80								
			85								
	90	90	90	90							
				95							
	100	100	100	100							
				106							
	112	112	112	112							
				118							
	125	125	125	125							
				132							
		140	140	140	140						
					150						
		160	160	160	160		160				
					170						
		180	180	180	180	180	180				
					190	190					
		200	200	200	200	200	200				
						212					
			224	224	224	224	224	224			
								236			
		250	250	250	250	250	250	250	250		
								265			
			280	280	280	280	280	280	280		
			315	315	315	315	315	315	315		
			355	355	355	355	355	355	355	355	
			400	400	400	400	400	400	400	400	
			450	450	450	450	450	450	450	450	
			500	500	500	500	500	500	500	500	500
			560	560	560	560	560	560	560	560	560
			630	630	630	630	630	630	630	630	630
			710	710	710	710	710	710	710	710	710
				800	800	800	800	800	800	800	800
				900	900	900	900	900	900	900	900
				1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
					1120	1120	1120	1120	1120	1120	1120
					1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250
					1400	1400	1400	1400	1400	1400	1400
					1600	1600	1600	1600	1600	1600	1600
						1800	1800	1800	1800	1800	1800
						2000	2000	2000	2000	2000	2000

Σχ. 3.26 : Τυποποιημένες διάμετροι τροχαλιών (Παπαδόπουλος, 2009)

**- Βήμα 5ο : Προσδιορισμός διαμέτρου μεγάλης τροχαλίας d2**

Η διάμετρος της μεγάλης τροχαλίας προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

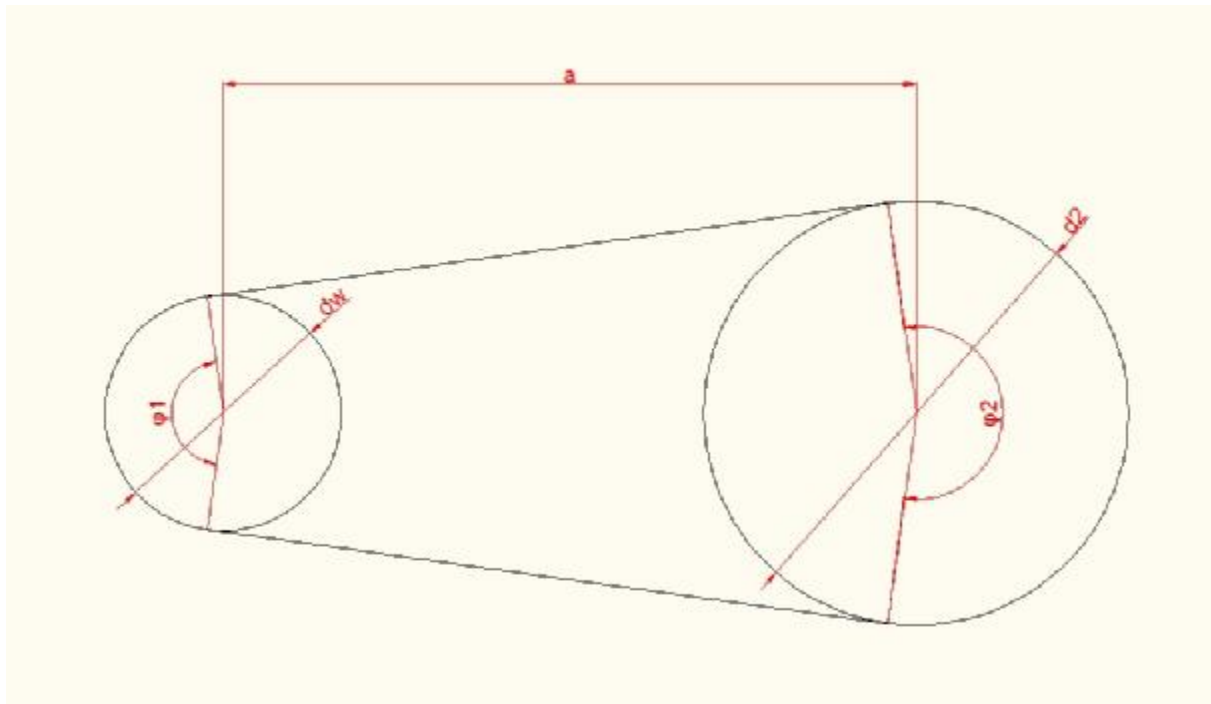
$$d2 = (1 - \varepsilon) \cdot dw \cdot l \quad (3.35)$$

Όπου:

- $i$  είναι η σχέση μετάδοσης
- $\varepsilon$  είναι η διολίσθηση του ιμάντα. Συνήθως ισχύει ότι:  $\varepsilon = 0.01 \sim 0.03$

**- Βήμα 6ο : Προσδιορισμός της απόστασης μεταξύ των τροχαλιών  $\alpha$**

Η απόσταση  $\alpha$  μεταξύ των κέντρων των τροχαλιών φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 3.27)



Σχ. 3.27 : Βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά

και προσδιορίζεται από την σχέση:

$$\alpha = 0.7(dw + d2) \quad (3.36)$$

**- Βήμα 7ο : Προσδιορισμός του μήκους του ιμάντα L**

Το μήκος του ιμάντα L, όπως αυτό μετράται κατά μήκος των ινών ενίσχυσης βρίσκεται από την εξής σχέση (Παπαδόπουλος, 2009) :

$$Lw = 2\alpha + \pi \frac{dw + d2}{2} + \frac{1}{a} \left( \frac{d2 - dw}{2} \right)^2 \quad (3.37)$$

Το μήκος του ιμάντα τυποποιείται στο πλησιέστερο διαθέσιμο μέγεθος

**- Βήμα 8ο : Διόρθωση απόστασης α**

Λόγω της τυποποίησης του μήκους του ιμάντα, θα πρέπει να διορθωθεί η απόσταση μεταξύ των αξόνων των τροχαλιών. Η διόρθωση γίνεται ως εξής (Παπαδόπουλος, 2009):

- Υπολογίζεται ο διορθωτικός παράγοντας  $p$  από την παρακάτω σχέση:

$$p = \frac{L}{4} - \frac{\pi(dw + d2)}{8} \quad (3.38)$$

- Υπολογίζεται ο διορθωτικός παράγοντας  $q$  από την παρακάτω σχέση:

$$q = \frac{(d2 - dw)^2}{8} \quad (3.39)$$

- Υπολογίζεται η νέα, διορθωμένη απόσταση  $\alpha$  από την παρακάτω σχέση:

$$\alpha = p + \sqrt{p^2 - q} \quad (3.40)$$

Όπου οι παράγοντες  $p$  και  $q$  έχουν υπολογιστεί από τις παρακάτω σχέσεις.

**- Βήμα 9ο : Έλεγχος συχνότητας καμπτικών εναλλαγών B**

Η συχνότητα καμπτικών εναλλαγών  $B$  δεν πρέπει να ξεπερνά τις 10/sec. Σε αντίθετη περίπτωση, η φθορά του ιμάντα γίνεται πολύ γρήγορη. Η συχνότητα καμπτικών εναλλαγών υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$B = u / L \quad (3.41)$$

Όπου :

$u$  είναι η γραμμική ταχύτητα του ιμάντα

$L$  είναι το μήκος του ιμάντα

Η γραμμική ταχύτητα  $u$  μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση:

$$u = \pi \cdot n1 \cdot dw / 60 \quad (3.42)$$

Σε περίπτωση που βρεθεί  $B > 10/\text{sec}$ , θα πρέπει να αυξηθεί η απόσταση  $\alpha$

**- Βήμα 10ο : Προσδιορισμός συντελεστή τόξου τύλιξης  $c1$**

Ο συντελεστής αυτός, σε συνδυασμό με το τόξο τύλιξης στην μικρή τροχαλία  $\beta$ , μπορεί να προκύψει από την παρακάτω ποσότητα :

$$\frac{d2 - dw}{\alpha} \quad (3.43)$$

και την βοήθεια του παρακάτω πίνακα (σχ. 3.27)

$\frac{d_{bg} - d_{bk}}{a}$	Arc of contact $\beta$ ° (degrees)	Arc of contact factor $c_1$
0	180	1.00
0.05	177	0.99
0.10	174	0.99
0.15	171	0.98
0.20	169	0.97
0.25	166	0.97
0.30	163	0.96
0.35	160	0.95
0.40	157	0.94
0.45	154	0.94
0.50	151	0.93
0.55	148	0.92
0.60	145	0.91
0.65	142	0.90
0.70	139	0.89
0.75	136	0.88
0.80	133	0.87
0.85	130	0.86
0.90	127	0.85
0.95	123	0.83
1.00	120	0.82
1.05	117	0.81
1.10	113	0.80
1.15	110	0.78
1.20	106	0.77
1.25	103	0.75
1.30	99	0.73
1.35	95	0.72
1.40	91	0.70
1.45	87	0.68

Σχ. 3.27 : Συντελεστής  $c_1$  (<https://www.contitech.de/>)



Όπως φαίνεται και στο σχήμα, η ειδική ισχύς προκύπτει με βάση την διάμετρο και την ταχύτητα περιστροφής της μικρής τροχαλίας, καθώς και την σχέση μετάδοσης.

**- Βήμα 12ο : Υπολογισμός πολλαπλότητας ιμάντα j:**

Η πολλαπλότητα του ιμάντα εκφράζει τον αριθμό των κλάδων που θα χρησιμοποιηθούν , και προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$j = \frac{Nd}{Noc1c3} \quad (3.44)$$

Η τιμή που προκύπτει από την παραπάνω σχέση τυποποιείται στον αμέσως μεγαλύτερο ακέραιο.

### 3.3.3 Υπολογισμοί βασικών μεγεθών ιμαντοκίνησης

Στο σημείο αυτό θα γίνουν οι απαραίτητοι υπολογισμοί – με βάση τα βήματα που παρουσιάστηκαν πιο πάνω- και θα παρουσιαστούν τα βασικά μεγέθη και στοιχεία του συστήματος ιμαντοκίνησης.

- Βήμα 1ο : Ο συντελεστής λειτουργίας  $c_2$  βρίσκεται με βάση τα εξής:

- Το σύστημα θα εργάζεται για πάνω από 16 ώρες ημερησίως
- Η κινούμενη μηχανή είναι αντλία με ισχύ άνω των 7.5kW
- Ο κινητήρας θα είναι ηλεκτρικός, τριφασικός.

Με βάση τα παραπάνω, και από τον πίνακα του σχήματος 3.21, ο συντελεστής λειτουργίας θα είναι :

$$c_2 = 1.3$$

- Βήμα 2ο : Η ισχύς σχεδιασμού προκύπτει από την σχέση 3.34 και είναι :

$$Nd = 1.3 \cdot 70$$

$$Nd = 91 \text{ kW}$$

- Βήμα 3ο : Με δεδομένο το ότι η ταχύτητα περιστροφής της μικρής τροχαλίας είναι 3500 RPM, και με βάση τα διαγράμματα στα σχ.3.22 – 3.25, επιλέγεται ιμάντας τύπου SPB, στενής διατομής.

- Βήμα 4ο: Η διάμετρος της μικρής τροχαλίας επιλέγεται ίση με 180mm.

- Βήμα 5ο : Θεωρώντας  $\epsilon = 0.015$ , η διάμετρος της μεγάλης τροχαλίας θα είναι :

$$d_2 = (1 - 0.015) \cdot 180 \cdot 1.94$$

$$d_2 = 344 \text{ mm}$$

Τυποποιώντας από τον πίνακα του σχήματος 3.26, έχουμε τελικά :

$$d_2 = 355 \text{ mm}$$

- Βήμα 6ο : Από την σχέση 3.36 προσδιορίζεται η απόσταση μεταξύ των αξόνων, α:

$$\alpha = 0.7(180 + 355)$$
$$\alpha = 375\text{mm}$$

- Βήμα 7ο: Από την σχέση 3.37, θα προσδιορισθεί το μήκος του ιμάντα:

$$L_w = 2 \cdot 375 + 3.14 \cdot \frac{180 + 355}{2} + \frac{1}{375} \left[ \frac{355 - 180}{2} \right]^2$$
$$L_w = 1610 \text{ mm}$$

Το μήκος τυποποιείται με βάση τα στοιχεία στον παρακάτω πίνακα (σχ. 3.28)





Στην συνέχεια υπολογίζεται ο διορθωτικός παράγοντας q, από την σχέση 3.39:

$$q = (355 - 180)^2 / 8$$
$$q = 3828$$

Τέλος, υπολογίζεται η διορθωμένη απόσταση α, από την σχέση 3.40:

$$\alpha = 190 + \sqrt{190^2 - 3828}$$
$$\alpha = 370\text{mm}$$

- Βήμα 9: Η γραμμική ταχύτητα του ιμάντα προκύπτει από την σχέση 3.42 :

$$u = 3.14 \cdot 3500 \cdot 0.180 / 60$$
$$u = 33 \text{ m/sec}$$

Αντικαθιστώντας στην σχέση 3.41, προκύπτει η συχνότητα των καμπτικών εναλλαγών:

$$B = 33 / 1.6$$
$$B = 20.6 \text{ /sec} > 10/\text{sec}$$

Επομένως, θα πρέπει να αυξηθεί η απόσταση μεταξύ των αξόνων α και να επαναληφθούν οι υπολογισμοί των βημάτων 7,8,9.

Επιλέγοντας απόσταση α = 1100mm, προκύπτουν τα εξής:

- Βήμα 7ο, β: Από την σχέση 3.37, θα προσδιοριστεί το μήκος του ιμάντα:

$$L_w = 2 \cdot 1100 + 3.14 \cdot \frac{180 + 355}{2} + \frac{1}{375} \left( \frac{355 - 180}{2} \right)^2$$
$$L_w = 3060\text{mm}$$

Το μήκος τυποποιείται με βάση τα στοιχεία στον πίνακα (σχ. 3.26) σε:

$$L_w = 3150\text{mm}$$

- Βήμα 8. β : Υπολογίζεται αρχικά ο διορθωτικός παράγοντας ρ, από την σχέση 3.38:

$$\rho = 3150 / 4 - 3.14(180+355)/8$$
$$\rho = 577.5$$

Στην συνέχεια υπολογίζεται ο διορθωτικός παράγοντας q, από την σχέση 3.39:

$$q = (355 - 180)^2 / 8$$
$$q = 3828$$

Τέλος, υπολογίζεται η διορθωμένη απόσταση  $\alpha$ , από την σχέση 3.40:

$$\alpha = 577.5 + \sqrt{577.5^2 - 3828}$$
$$\alpha = 1151\text{mm}$$

- Βήμα 9,β: Η γραμμική ταχύτητα του ιμάντα δεν έχει μεταβληθεί, και είναι:

$$u = 33 \text{ m/sec}$$

Αντικαθιστώντας στην σχέση 3.41, προκύπτει η συχνότητα των καμπτικών εναλλαγών:

$$B = 33 / 3.15$$
$$B = 10.48/\text{sec}$$

Η συχνότητα αυτή μπορεί να γίνει αποδεκτή, με μία μικρή μείωση της προσδοκώμενης διάρκειας ζωής του ιμάντα.

- Βήμα 10 : Υπολογίζεται η ποσότητα :

$$\frac{d2 - dw}{\alpha} = \frac{355 - 180}{1151.6} = 0.152$$

Από την ποσότητα αυτή, και με την βοήθεια του πίνακα της εικ. 3.27, προκύπτει τόξο τύλιξης:

$$\beta = 171^\circ$$

και ο συντελεστής  $c1$ :

$$c1 = 0.98$$

- Βήμα 11: από τον πίνακα του σχ. 3.28 προκύπτει ο συντελεστής  $c3$  :

$$c3 = 0.98$$

ενώ η ειδική ισχύς για ταχύτητα περιστροφής 3500RPM και σχέση μετάδοσης  $i=2$  είναι :

$$N_o = 19 \text{ kW} / \text{κλάδο}$$

- Βήμα 12 : Η απαιτούμενη πολλαπλότητα του ιμάντα προκύπτει από την σχέση 3.44 , ως εξής:

$$j = \frac{91}{19 * 0.98 * 0.98}$$
$$j = 4.99$$

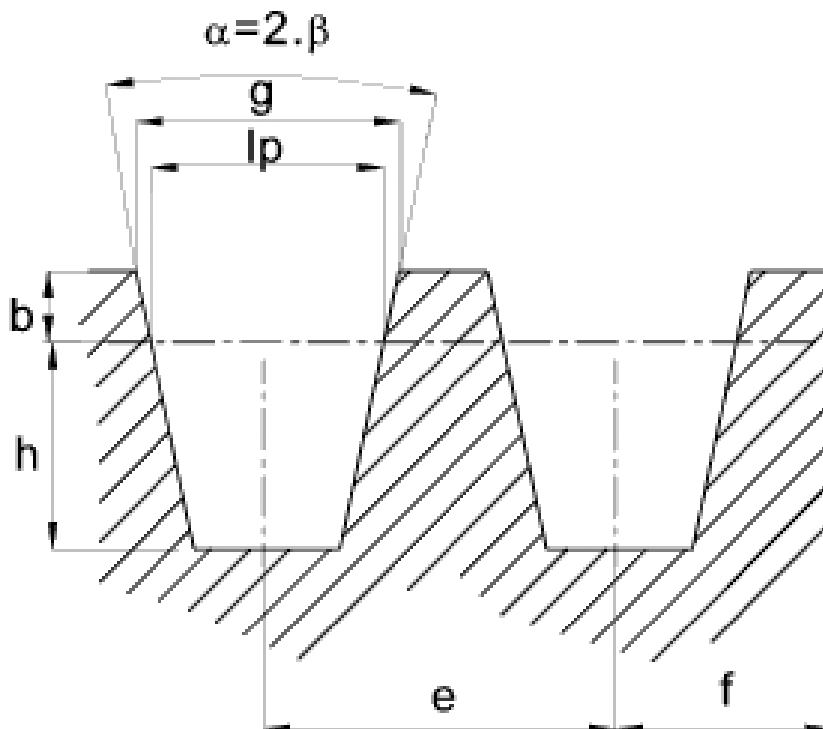
Και τυποποιώντας στον αμέσως μεγαλύτερο ακέραιο προκύπτει ότι :

$$j = 5$$

Ανακεφαλαιώνοντας, λοιπόν, τα βασικά χαρακτηριστικά της ιμαντοκίνησης θα είναι τα εξής:

- Διάμετρος μικρής τροχαλίας  $d_w = 180\text{mm}$
- Διάμετρος μεγάλης τροχαλίας  $d_2 = 355\text{mm}$
- Σχέση μετάδοσης  $i = 2$
- Απόσταση μεταξύ αξόνων τροχαλιών  $a = 1151\text{mm}$
- Τόξο τύλιξης στην μικρή τροχαλία  $\varphi_1 = 171^\circ$
- Τόξο τύλιξης στην μεγάλη τροχαλία  $\varphi_2 = 189^\circ$
- Τύπος ιμάντα SPB
- Αριθμός κλάδων ιμάντα  $j = 5$

Οι βασικές διαστάσεις των αυλάκων των τροχαλιών φαίνονται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 3.29)



Σχ. 3.29 : Προφίλ τροχαλίας (<https://www.contitech.de/>)

Για τον ιμάντα SPB που έχει επιλεγεί, οι διαστάσεις είναι οι εξής:

- Πλάτος αύλακας στο επίπεδο των ινών ενίσχυσης του ιμάντα :  $l_p = 14\text{mm}$

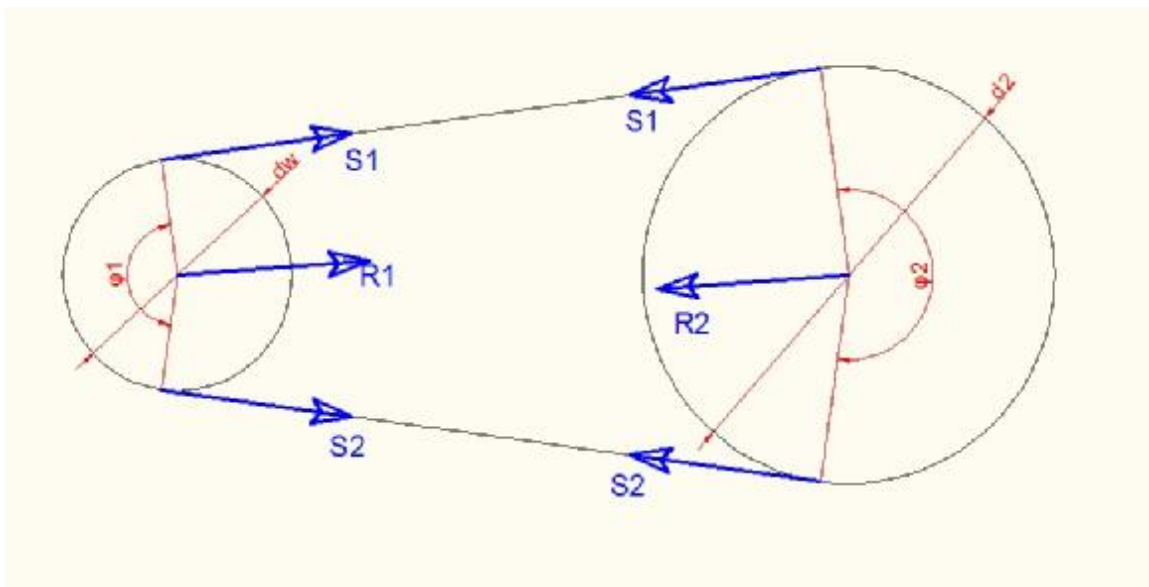
- Ύψος αύλακας μέχρι το επίπεδο των ινών ενίσχυσης του ιμάντα  $h = 14\text{mm}$
- Υπόλοιπο ύψος αύλακας :  $b = 4.2\text{mm}$
- Μέγιστο πλάτος αύλακας :  $g = 16.6\text{mm}$
- Απόσταση μεταξύ των μέσων δύο γειτονικών αυλάκων :  $e = 19\text{mm}$
- Απόσταση από το μέσο ακριανής αύλακας μέχρι το άκρο της τροχαλίας :  $f = 12.5\text{mm}$
- Γωνία που σχηματίζουν οι πλευρές των αυλάκων :  $a = 2\beta = 34^\circ$

### 3.3.4 Δυνάμεις που αναπτύσσονται κατά την λειτουργία της ιμαντοκίνησης

Στο σημείο αυτό θα παρουσιαστούν οι βασικές δυνάμεις που επηρεάζουν την λειτουργία του συστήματος ιμαντοκίνησης, καθώς και ο τρόπος υπολογισμού τους. Οι δυνάμεις αυτές είναι οι εξής:

- $S_1$  : είναι η δύναμη στον έλκοντα κλάδο του ιμάντα, κατά την λειτουργία του συστήματος.
- $S_2$  : είναι η δύναμη στον ελκόμενο κλάδο του ιμάντα, κατά την λειτουργία του συστήματος.
- $R_1$ ,  $R_2$  είναι οι συνισταμένες δυνάμεις των  $S_1$  και  $S_2$  πάνω στην μικρή και την μεγάλη τροχαλία αντίστοιχα.
- $S_0$  είναι η απαραίτητη αρχική πρόταση του ιμάντα, ώστε αυτός να μπορεί να μεταφέρει την απαραίτητη ισχύ.

Οι δυνάμεις  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $R_1$ ,  $R_2$  φαίνονται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 3.30):



Σχ. 3.30: Δυνάμεις που αναπτύσσονται στον ιμάντα και στις τροχαλίες

Οι δυνάμεις S1 και S2 συνδέονται μέσω της παρακάτω σχέσης (σχέση του Euler):

$$\frac{S1}{S2} = e^{\frac{f\phi}{\sin\beta}} \quad (3.45)$$

Όπου:

f : είναι ο συντελεστής τριβής ανάμεσα στην τροχαλία και τον ιμάντα

φ : είναι το τόξο τύλιξης του ιμάντα στην μικρή τροχαλία.

β: το ήμισυ της γωνίας α που σχηματίζουν οι πλευρές της αύλακας της τροχαλίας, όπως φαίνεται και στο σχήμα 3.30

Αξίζει να σημειωθεί ότι η συγκεκριμένη μορφή της σχέσης του Euler δεν λαμβάνει υπ' όψιν την φυγόκεντρο δύναμη.

Οι δυνάμεις S1, S2 και S0 συνδέονται μέσω της παρακάτω σχέσης, η οποία προκύπτει από γραμμική προσέγγιση τάσεων και παραμορφώσεων:

$$2S0 = S1 + S2 \quad (3.46)$$

Τέλος, οι δυνάμεις S1 και S2 συνδέονται μέσω της παρακάτω σχέσης:

$$P = (S1 - S2)u \quad (3.47)$$

Όπου :

P είναι η ονομαστική ισχύς που πρέπει να μεταφέρει το σύστημα

u είναι η γραμμική ταχύτητα του ιμάντα.

Οι σχέσεις 3.45 , 3.46 , 3.47 αποτελούν ένα σύστημα τριών εξισώσεων με τρεις αγνώστους, η επίλυση του οποίου δίνει τα απαιτούμενα αποτελέσματα.

Η παρακάτω σχέση δίνει την μέγιστη ισχύ που μπορεί να μεταφέρει η ιμαντοκίνηση:

$$N_{max} = 2 \cdot S0 \cdot \omega \cdot d/2 \quad (3.48)$$

όπου:

ω : η γωνιακή ταχύτητα της μικρής τροχαλίας σε rad/sec

d : η διάμετρος της μικρής τροχαλίας

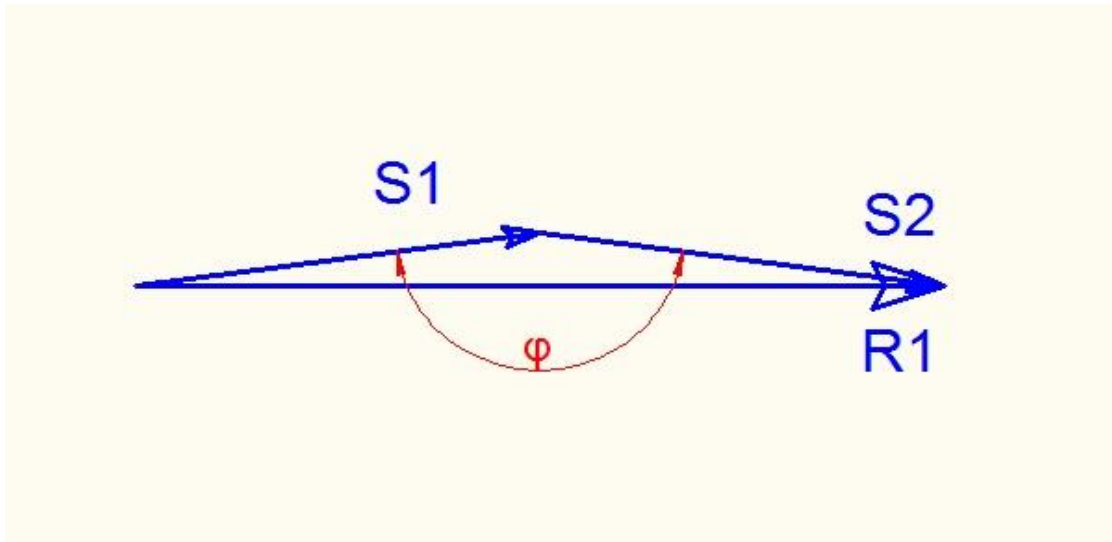
Η γωνιακή ταχύτητα της μικρής τροχαλίας μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση:

$$\omega = 2 \cdot n \cdot \pi / 60 \quad (3.49)$$

Όπου n είναι η ταχύτητα περιστροφής σε RPM

Οι δυνάμεις R1 και R2 είναι ίσες και αντίθετες μεταξύ τους. Η δύναμη R1 αποτελεί

την συνισταμένη των S1 και S2, καθώς αυτές δρουν στην μικρή τροχαλία. Επομένως μπορεί να υπολογιστεί με βάση το δυναμοτρίγωνο που παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 3.31):



Σχ. 3.31 : Δυναμοτρίγωνο δυνάμεων στην τροχαλία

Η δύναμη R1 προκύπτει με βάση την παρακάτω τριγωνομετρική σχέση:

$$R1 = \sqrt{S1^2 + S2^2 - 2S1S2\cos\varphi} \quad (3.50)$$

Όπου φ είναι η γωνία επαφής στην μικρή τροχαλία

### 3.3.5 : Υπολογισμοί:

Ο συντελεστής τριβής f μεταξύ τροχαλίας και ιμάντα θα υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση (Παπαδόπουλος, 2009):

$$f = 0.3 + u/100 \quad (3.51)$$

όπου u είναι η γραμμική ταχύτητα του ιμάντα. Η σχέση αυτή χρησιμοποιείται και για την εύρεση του συντελεστή τριβής για επίπεδους συνθετικούς ιμάντες τύπου extremultus. Θέτοντας  $u = 33\text{m/sec}$  προκύπτει ότι:

$$f = 0.3 + 33/100$$

$$f = 0.63$$

Στην σχέση 3.45 τίθεται ακόμη:

$$\varphi = 171^\circ = 2.983 \text{ rad}$$

$$\beta = \alpha/2 = 34/2 = 17^\circ$$

και προκύπτει έτσι το εξής:

$$\frac{S1}{S2} = e^{\frac{0.63 * 2.983}{\sin 17}}$$

$$\frac{S1}{S2} = e^{6.43}$$

$$\frac{S1}{S2} = 620 \tag{3.52}$$

Αντικαθιστώντας στην σχέση 3.47 τα εξής :

$$P = 70\text{kW}$$

$$u = 33\text{m/sec}$$

προκύπτουν τα εξής:

$$70000 = (S1 - S2) 33 \tag{3.53}$$

Λύνοντας το 3X3 σύστημα των εξισώσεων 3.46, 3.52, 3.53 προκύπτουν τελικά τα εξής αποτελέσματα:

$$S1 = 2124\text{N}$$

$$S2 = 3.4\text{N}$$

$$S0 = 1063\text{N}$$

Επισημαίνονται τα εξής:

- Οι δυνάμεις αυτές κατανέμονται και στους 5 κλάδους του ιμάντα και δεν επιβαρύνουν μόνο τον έναν από αυτούς
- Η δύναμη S2 είναι πολύ μικρή σε σχέση με την S1, σε βαθμό μάλιστα που ο ελκόμενος κλάδος του ιμάντα να είναι σχεδόν αφόρτιστος σε συνθήκες λειτουργίας. Αυτό οφείλεται στην πολύ καλύτερη πρόσφυση που πετυχαίνεται με τον τραπεζοειδή ιμάντα, χάρη στο σφηνοειδές σχήμα της διατομής του που αυξάνει κατά πολύ τις δυνάμεις επαφής μεταξύ ιμάντα και τροχαλίας.

Η γωνιακή ταχύτητα της μικρής τροχαλίας θα είναι (σχέση 3.49):

$$\omega = 2 \cdot 3500 \cdot 3.14/60$$

$$\omega = 366 \text{ rad/sec}$$

Αντικαθιστώντας στην σχέση 3.48, προκύπτει η μέγιστη ισχύ που μπορεί να μεταφέρει η ιμαντοκίνηση:

$$N_{\max} = 2 \cdot 1063 \cdot 366 \cdot 0.18/2$$

$$N_{\max} = 70\text{kW}$$

Από την σχέση 3.50 προκύπτουν τα μέτρα των δυνάμεων R1, R2, που καταπονούν την τροχαλία:

$$R1 = R2 = \sqrt{2124^2 + 3.4^2 - 2 \cdot 2124 \cdot 3.4 \cdot \cos 171}$$

$$R1 = R2 = 2127\text{N}$$

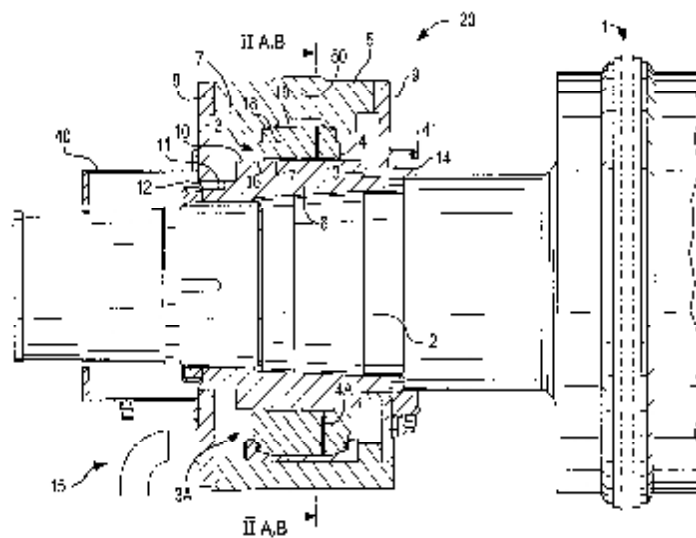
## 4 : ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΩΝ:

### 4.1 : ΓΕΝΙΚΑ

Η στήριξη του άξονα έναντι των φορτίων που τον καταπονούν θα επιτευχθεί με την χρήση εδράνων στήριξης. Υπάρχουν δύο βασικές κατηγορίες εδράνων, ανάλογα με τον τρόπο που παραλαμβάνονται τα φορτία:

#### - Έδρανα ολίσθησης:

Στα έδρανα ολίσθησης οι δυνάμεις τριβής που αναπτύσσονται είναι δυνάμεις ολίσθησης. Η μορφή που έχει ένα τυπικό έδρανο κύλισης παρουσιάζεται στην παρακάτω εικόνα (σχ. 4.1)

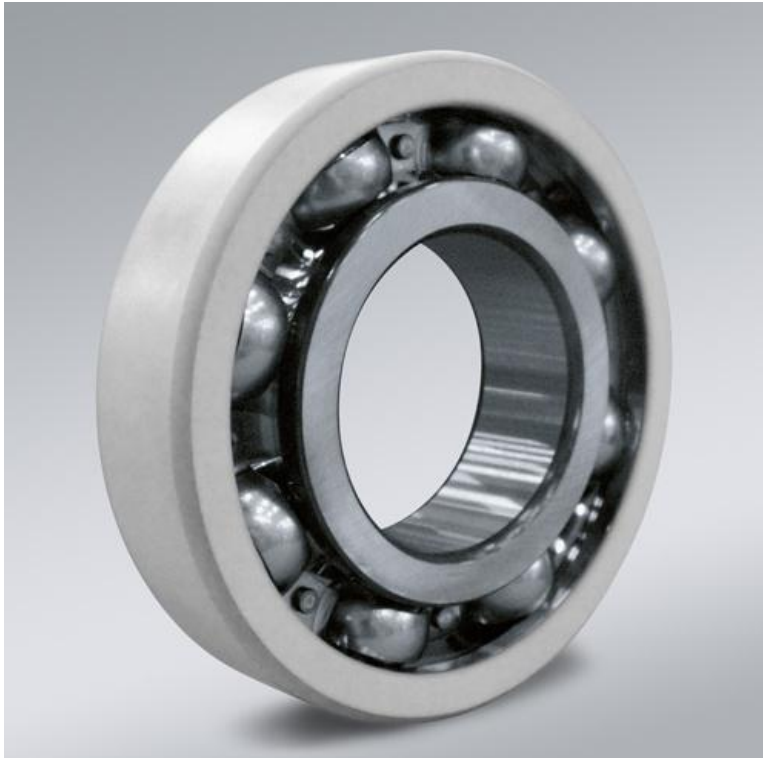


Σχ. 4.1: Έδρανο ολίσθησης ([www.freepatentsonline.com](http://www.freepatentsonline.com))

#### - Έδρανα κύλισης:

Τα έδρανα κύλισης λειτουργούν με βάση κάποια στοιχεία κύλισης, τα οποία κυλίνουν ανάμεσα σε δύο δακτυλίους. Δεν αναπτύσσεται τριβή ολίσθησης και για τον λόγο αυτό λειτουργούν με μικρότερη απώλεια ισχύος. Η τυπική μορφή των εδράνων κύλισης φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 4.2):





Σχ. 4.2 : Έδρανο ολίσθησης (nskeurope.com)

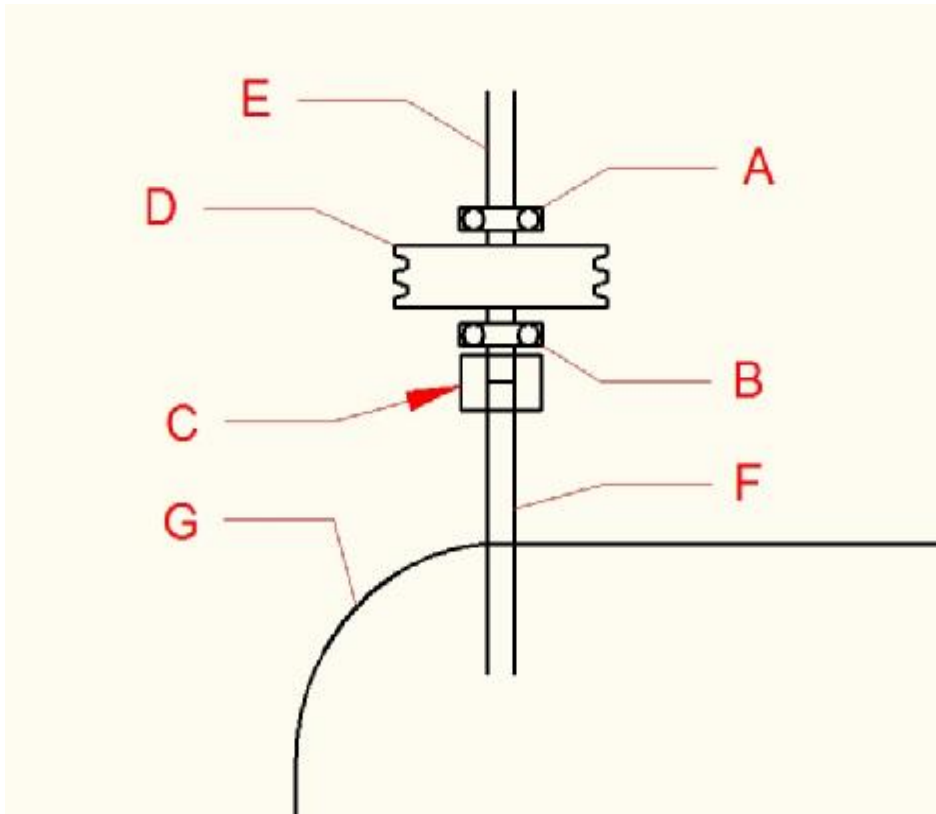
**- Επιλογή τύπου εδράνων:**

Για την υπό μελέτη εφαρμογή θα χρησιμοποιηθούν έδρανα κύλισης. Οι λόγοι για την επιλογή αυτή είναι οι εξής:

- Η λειτουργία των εδράνων κύλισης είναι περισσότερο αξιόπιστη και προκαλεί μικρότερες απώλειες ισχύος.
- Στα έδρανα κύλισης δεν εμφανίζεται το ζήτημα της απαγωγής της παραγόμενης θερμότητας, όπως εμφανίζεται στα έδρανα ολίσθησης.
- Το ζήτημα της κατάλληλης λίπανσης των εδράνων κύλισης μπορεί να λυθεί πολύ πιο εύκολα από ότι το αντίστοιχο ζήτημα των εδράνων ολίσθησης. Τα έδρανα κύλισης μπορούν στην πλειοψηφία των περιπτώσεων να λιπαίνονται απλώς περιοδικά με γράσο, χωρίς να απαιτούνται ιδιαίτερα εξαρτήματα.

**- Αριθμός, τοποθέτηση και κατηγορία εδράνων:**

Ο τύπος και η θέση τοποθέτησης των εδράνων φαίνονται στο παρακάτω σχήμα: (σχ. 4.3)



Σχ. 4.3 : Θέσεις εδράνων

Τα έδρανα στο παραπάνω σχήμα είναι τα εξής:

- A: Έδρανο αξονικό και ακτινικό:

Το έδρανο αυτό παραλαμβάνει ολόκληρο το αξονικό φορτίο που προέρχεται από το βάρος του άξονα, καθώς και το 50% του ακτινικού φορτίου.

- B : Έδρανο αποκλειστικά ακτινικό:

Το έδρανο αυτό παραλαμβάνει μόνο το υπόλοιπο 50% του ακτινικού φορτίου. Το ακτινικό φορτίο προέρχεται από την δύναμη R1 που καταπονεί την τροχαλία της ιμαντοκίνησης.

Στο σχήμα αυτό φαίνονται επίσης τα εξής στοιχεία:

- F: Ο άξονας, ο οποίος μεταδίδει την κίνηση στην κεφαλή της αντλίας

- E : “Μασίφ” τμήμα άξονα:

Το τμήμα αυτό του άξονα έχει γεμάτη κυκλική διατομή, ώστε να ανθίσταται στην καμπτική ροπή που αναπτύσσεται.

- C: Σύνδεσμος που συνδέει τα δύο τμήματα του άξονα.

- G : Σωλήνας

**Παρατηρήσεις:**

- Η απόσταση ανάμεσα στα έδρανα A και B θα είναι όσο το δυνατόν μικρότερη. Το ενδιάμεσο κενό θα περιλαμβάνει μόνο την μικρή τροχαλία της μμαντοκίνησης.
- Ο σκοπός αυτού είναι η ελαχιστοποίηση των καμπτικών ροπών στο τμήμα E του άξονα.
- Το τμήμα F του άξονα είναι εντελώς ελεύθερο καμπτικών ροπών, όπως άλλωστε έχει ήδη ληφθεί υπ' όψιν στον υπολογισμό του.

**4.2 : ΜΕΘΟΔΟΣ ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΥ ΕΔΡΑΝΩΝ ΚΥΛΙΣΗΣ**

Στο σημείο αυτό θα παρουσιαστεί η μέθοδος υπολογισμού των εδράνων κύλισης. Η μέθοδος αυτή τυποποιείται κατά ISO 281:1990 και παρουσιάζεται με μικρές παραλλαγές στα τεχνικά εγχειρίδια των εταιρειών παραγωγής εδράνων. Στην παρούσα εργασία θα χρησιμοποιηθεί η μέθοδος όπως παρουσιάζεται στο αντίστοιχο εγχειρίδιο της εταιρείας SKF. ([www.skf.com](http://www.skf.com))

**- Βήμα 1ο Επιλογή τύπου εδράνου:**

Ο τύπος του εδράνου επιλέγεται ανάλογα κυρίως με το μέγεθος και την κατεύθυνση του φορτίου, καθώς και την ταχύτητα περιστροφής του άξονα. Ο παρακάτω πίνακας (σχ. 4.4) βοηθά στην επιλογή αυτή:

The matrices only provide a rough guide so that in each individual case it is necessary to make a more detailed selection referring to the information provided on the preceding pages or the detailed information in the list preceding each table section. Several designs of the bearing type are shown adjacent to each other; the relevant information is indicated by the same number used to identify the individual design.

**Symbols**  
 +++ excellent  
 ++ good  
 + fair  
 - poor  
 - - unsuitable  
 - - - special attention should be given  
 - - - -

Bearing type	Bearing types – design and characteristics					Characteristics													
	tapered bore	shields or seals	self-aligning	non-separable	separable	purely radial load	purely axial load	combined load	moment load	high speed	high running accuracy	high stiffness	quiet running	low friction	compensation for misalignment in operation	compensation for errors of alignment (initial)	locating bearing arrangements	non-locating bearing arrangements	axial displacement within bearing
Deep groove ball bearings						+	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
Angular contact ball bearings, single row						++	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
matched single row, double row						++	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
bar-point contact						-	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
Self-aligning ball bearings						+	-	-	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
Cylindrical roller bearings, with cage						++	-	-	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
tapered roller bearings, with cage						++	-	-	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
tapered roller bearings, with steel rings						++	-	-	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
assembled/stepped caps						++	-	-	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
combined bearings						+	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
tapered roller bearings						++	+	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
matched single row						+++	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
Spherical roller bearings						+++	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
CAGE bar/roller bearings, with cage						+++	-	-	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
tapered roller bearings						+++	-	-	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
Thrust ball bearings						++	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
tapered roller bearings						++	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
with spherical bearing washer						++	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
Needle roller thrust bearings						++	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
Cylindrical roller thrust bearings						++	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2
Spherical roller thrust bearings						++	++	++	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2	B1, B2

Σχ. 4.4 : Επιλογή τύπου εδράνου ([www.skf.com](http://www.skf.com))

**- Βήμα 2ο : Υπολογισμός ισοδύναμου δυναμικού φορτίου:**

Το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο  $P$ , προσδιορίζεται με βάση την παρακάτω σχέση:

$$P = XFr + Y Fa \quad (4.1)$$

Όπου:

$Fr$  : το ακτινικό φορτίο του εδράνου

$Fa$ : το αξονικό φορτίο του εδράνου

$X$  : συντελεστής επιρροής ακτινικού φορτίου

$Y$ : συντελεστής επιρροής αξονικού φορτίου

Σημείωση : επειδή σε πολλές περιπτώσεις οι συντελεστές  $X$  και  $Y$  εξαρτώνται από το έδρανο, γίνεται στο σημείο αυτό μία αρχική επιλογή, ώστε να προχωρήσει ο υπολογισμός.

**- Βήμα 3ο : Προσδιορισμός επιθυμητής διάρκειας ζωής του εδράνου**

Η επιθυμητή διάρκεια ζωής του εδράνου προσδιορίζεται με βάση το είδος της εφαρμογής, καθώς και το επιθυμητό διάστημα συντήρησης. Η διάρκεια ζωής θα προσδιοριστεί σε εκατομμύρια περιστροφές ( $L_{10}$ )

**Βήμα 4ο: Υπολογισμός του επιθυμητού ονομαστικού δυναμικού φορτίου  $C$**

Ο υπολογισμός αυτός γίνεται επιλύοντας ως προς  $C$  την παρακάτω σχέση:

$$L_{10} = (C/P)^p \quad (4.2)$$

όπου:  $p = 3$  για σφαιρικά έδρανα

$p = 10/3$  για κυλινδρικά έδρανα

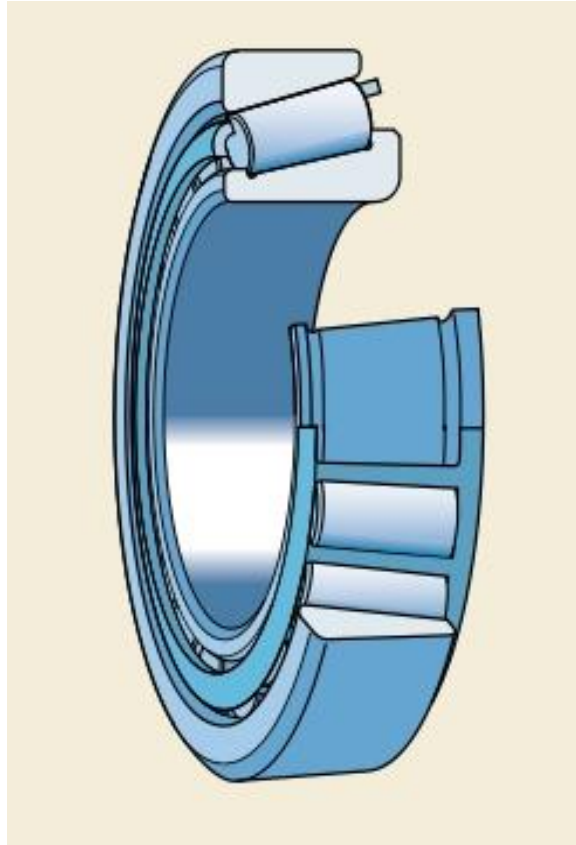
**- Βήμα 5ο : Επιλογή διάστασης εδράνου:**

Η επιλογή του εδράνου γίνεται από τον κατάλληλο πίνακα, λαμβάνοντας υπ' όψιν την διάμετρο του άξονα (εσ. διάμετρος εδράνου), καθώς και το ονομαστικό δυναμικό φορτίο που έχει ήδη υπολογιστεί.

### 4.3 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΟΥ Α

**- Βήμα 1ο :**

Το έδρανο Α θα δέχεται τόσο αξονικό όσο και ακτινικό φορτίο. Επομένως, με την βοήθεια του σχ. 4.4, επιλέγεται μονό κυλινδρικό υπό γωνία έδρανο, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα:



Σχ. 4.5 : Κυλινδρικό έδρανο ([www.skf.com](http://www.skf.com))

**- Βήμα 2ο:**

Το έδρανο αυτό παραλαμβάνει το 50% του συνολικού ακτινικού φορτίου. Το ακτινικό φορτίο στα έδρανα προέρχεται από την αντίδραση R1 που προκαλεί η τάση στον ιμάντα της ιμαντοκίνησης. Επομένως ισχύει:

$$F_r = 0.5R_1 = 0.5 \cdot 2127\text{N}$$
$$F_r = 1064\text{N}$$

Το αξονικό φορτίο του εδράνου Α προέρχεται από το βάρος του άξονα, το οποίο έχει προσδιοριστεί στο κεφ. 3.2.8. Έτσι είναι :

$$F_a = 1260\text{N}$$

Για τα έδρανα αυτού του τύπου δίνεται ο συντελεστής  $X = 0.4$  ενώ ο συντελεστής  $Y$  εξαρτάται από τον τύπο του εδράνου. Έτσι επιλέγεται αρχικά έδρανο τύπου 32007X/Q από τον παρακάτω πίνακα που περιλαμβάνει τα έδρανα με εσωτερική διάμετρο ίση με αυτήν του άξονα (35mm)

Principal dimensions				Basic load ratings		Fatigue load limit		Speed ratings		Mass		Designation	Dimension Series to ISO 355 (VBM)	Dimensions							Abutment and fillet dimensions							Calculation factors								
D	O	T	C	C <sub>10</sub>	C <sub>90</sub>	P <sub>0</sub>	n <sub>1</sub>	n <sub>2</sub>	Limiting speed	kg				d	d <sub>1</sub>	B	C	r <sub>1,2</sub>	r <sub>3,4</sub>	a	d <sub>e</sub>	d <sub>f</sub>	D <sub>e</sub>	D <sub>f</sub>	D <sub>e</sub>	D <sub>f</sub>	C <sub>e</sub>	C <sub>f</sub>	r <sub>e</sub>	r <sub>f</sub>	ε	Y	Y <sub>0</sub>			
mm	mm	mm	kN	kN	kN	mm/min	mm/min	mm/min	mm/min	kg	-	-	-	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	-	-	-
35	62	18	42.9	54	5.85	8.900	11.000	0.22	32007 J2/Q	40C	35	49.2	18	14	1	1	1	1	1	15	41	41	54	56	59	4	4	1	1	0.66	1.3	0.7				
	62	18	37.4	49	5.2	8.000	11.000	0.22	32007 J2/Q	-	35	49.5	18	15	1	1	1	1	1	15	41	41	53	56	59	2	3	1	1	0.64	1.35	0.8				
	72	18.25	51.2	56	6.1	7.000	9.500	0.32	32007 J2/Q	30B	35	51.8	17	15	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	15	44	42	62	65	67	3	3	1.5	1.5	0.37	1.6	0.9				
	72	24.25	66	78	8.5	7.000	9.500	0.43	32207 J2/Q	30C	35	52.4	23	19	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	18	43	42	61	65	67	3	5	1.5	1.5	0.37	1.6	0.9			
37	72	28	84.2	10.6	11.8	6.300	9.500	0.26	33207/Q	20E	37	53.4	28	22	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	18	42	42	61	65	68	5	6	1.5	1.5	0.35	1.7	0.9				
	80	22.75	72.1	73.5	8.3	6.700	9.000	0.52	30907 J2/Q	2FB	37	54.5	21	18	2	1.5	1.5	1.5	1.5	15	45	44	70	71	74	3	4.5	2	1.5	0.31	1.9	1.1				
	80	22.75	61.6	67	7.8	6.000	8.500	0.62	31307 J2/Q	2HB	37	59.6	21	15	2	1.5	2.5	1.5	1.5	25	45	44	62	71	76	3	7.5	2	1.5	0.83	0.72	0.4				
	80	32.75	95.2	10.6	12.2	6.300	9.000	0.73	32307 J2/Q	2HE	37	54.8	31	23	2	1.5	2.0	1.5	1.5	20	44	44	66	71	74	4	7.5	2	1.5	0.51	1.9	1.1				
38	80	32.75	93.5	11.4	13.2	6.000	8.500	0.80	32307 B2/Q	2FE	37	59.3	31	25	2	1.5	2.4	1.5	1.5	24	42	44	61	71	76	4	7.5	2	1.5	0.54	1.1	0.6				
	80	32.75	93.5	11.4	13.2	6.000	8.500	0.85	32307 J2/Q	-	37	54.8	31	25	2	1.5	2.0	1.5	1.5	20	44	44	66	71	74	4	7.5	2	1.5	0.54	1.1	0.6				
	63	17	36.9	52	5.4	7.500	11.000	0.20	JL 69349 A310/Q	(L 69300)	38	52.2	17	13.5	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3	14	44	44	55	56.5	60	3	3.5	1	1	0.43	1.4	0.8				
	63	17	36.9	52	5.4	7.500	11.000	0.20	JL 69349 B310/Q	(L 69300)	38	52.2	17	13.5	2.3	1.3	1.3	1.3	1.3	14	44	44	55	56.5	60	3	3.5	2	1	0.43	1.4	0.8				
40	68	19	52.8	71	7.55	7.000	9.500	0.27	32008 X/Q	30D	40	54.2	19	14.5	1	1	1	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4.5	1	1	0.37	1.6	0.9				
	68	19	52.8	71	7.55	7.000	9.500	0.27	32008 XTV9/Q	30C	40	54.2	19	14.5	1	1	1	1	1	15	46	46	60	62	65	4	4.5	1	1	0.37	1.6	0.9				
	75	26	79.2	10.4	11.4	6.700	9.000	0.61	33208/Q	20E	40	57.5	26	20.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	19	47	47	65	68	71	4	5.5	1.5	1.5	0.35	1.7	0.9				
	80	19.75	61.6	68	7.65	6.300	8.500	0.42	32008 J2/Q	30B	40	57.5	18	16	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	16	49	47	69	73	74	3	3.5	1.5	1.5	0.37	1.6	0.9				
55	80	24.75	74.8	86.5	9.8	6.300	8.500	0.53	32208 J2/Q	30C	40	59.4	23	18	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	19	49	49	67	73	75	3	5.5	1.5	1.5	0.37	1.6	0.9				
	80	32	105	132	15	5.600	8.500	0.77	33208/DCL7C	20E	40	59.7	32	25	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	21	47	47	67	73	76	5	7	1.5	1.5	0.35	1.7	0.9				
	90	23.25	89.8	99	10.8	6.000	8.000	0.72	T3EE04Q/0W134	2EE	40	61.2	32.5	28	2.5	2	2	2	2	22	48	50	70	75	80	5	5	2	2	0.35	1.7	0.9				
	90	25.25	85	81.5	9.5	5.600	7.500	0.72	*31308 J2/DCL7C	2HB	40	67.1	23	17	2	1.5	2.8	1.5	1.5	28	53	49	71	81	86	3	9	2	2	0.48	0.7	0.9				
90	35.25	117	140	16	5.300	8.000	1.00	32308 J2/Q	2FD	40	62.9	33	27	2	1.5	2.3	1.5	1.5	23	51	49	73	81	82	3	8	2	2	0.35	1.7	0.9					

Σχ. 4.6 : Πίνακας εδράνων ([www.skf.com](http://www.skf.com))

Από τον πίνακα φαίνεται πως για το έδρανο που επιλεχθηκε ισχύει  $e = 0.46$  και επειδή:

$$F_a / F_r = 1260 / 1046 = 1.2 > e$$

Θα ισχύει  $Y = 1.3$  και αντικαθιστώντας στην 4.1 προκύπτει:

$$P = 0.4 \cdot 1046 + 1.3 \cdot 1260$$
$$P = 2056\text{N}$$

#### - Βήμα 3ο:

Ο προσδιορισμός της διάρκειας ζωής θα γίνει με βάση τις παρακάτω παραδοχές:

- Η διάρκεια ζωής του εδράνου θα είναι τουλάχιστον 2 έτη
- Το έδρανο θα εργάζεται στις 3500 RPM
- Το έδρανο θα εργάζεται 20 ώρες την ημέρα

Με βάση τα παραπάνω, η διάρκεια ζωής του εδράνου σε εκατομμύρια στροφές θα είναι :

$$L_{10} = 2 \cdot 365 \cdot 20 \cdot 60 \cdot 3500 / 1000000$$
$$L_{10} = 3066$$

#### - Βήμα 4ο:

Αντικαθιστώντας στην σχέση 4.2 προκύπτει:

$$3066 = (C/2056)^{10/3}$$
$$C = 22.9 \text{ kN}$$

#### - Βήμα 5ο:

Από το σχ. 4.6 προκύπτει πως το επιλεχθέν έδρανο έχει  $C = 42.9 \text{ kN}$ , επομένως υπερκαλύπτει τις απαιτήσεις που τέθηκαν.

## 4.4 ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΔΡΑΝΟΥ Β

#### - Βήμα 1ο :

Το έδρανο Α θα δέχεται μόνο ακτινικό φορτίο. Επομένως, με την βοήθεια του σχ. 4.4, επιλέγεται μονό σφαιρικό έδρανο, βαθιάς αύλακας.

#### - Βήμα 2ο:

Το έδρανο αυτό παραλαμβάνει το 50% του συνολικού ακτινικού φορτίου. Το ακτινικό φορτίο στα έδρανα προέρχεται από την αντίδραση  $R_1$  που προκαλεί η τάση στον ιμάντα της ιμαντοκίνησης. Επομένως ισχύει:

$$F_r = 0.5R_1 = 0.5 \cdot 2092\text{N}$$
$$F_r = 1046\text{N}$$

Το έδρανο αυτό δεν παραλαμβάνει αξονικό φορτίο. Επομένως ισχύει:



$$F_a = 0$$

Αφού υπάρχει μόνο ακτινικό φορτίο θα δεχθούμε πως:

$$P = Fr = 1046N$$

**- Βήμα 3ο:**

Η διάρκεια ζωής του εδράνου αυτού πρέπει να είναι ίδια με αυτή του εδράνου Α.  
Επομένως ισχύει:

$$L_{10} = 3066$$

**- Βήμα 4ο:**

Αντικαθιστώντας στην σχέση 4.2 προκύπτει:

$$3066 = (C/1046)^3$$

$$C = 15.2kN$$

**- Βήμα 5ο:**

Από τον παρακάτω πίνακα πρέπει να επιλεγεί έδρανο με εσωτερική διάμετρο  $d = 35mm$  και  $C > 15.2kN$ :

Principal dimensions	Basic load ratings			Fatigue load limit $P_u$	Speed ratings		Mass	Designation	Dimensions					Abutment and fillet dimensions					Calculation factors	
	D	B	C		dynamic	static			Reference speed	Limiting speed	kg	d	$d_1$	$D_1$	$D_2$	$r_{1,2}$ min	$d_a$ min	$D_a$ max	$r_a$ max	$k_f$
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805	28,5	33,3	-	-	0,3	27	35	0,3	0,015	14	
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045		61905	30,2	36,8	37,8	-	0,3	27	40	0,3	0,02	15
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060		*16005	33,3	40,7	-	-	0,3	27	45	0,3	0,02	15
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080		*6005	32	40	42,2	-	0,6	28,2	43,8	0,6	0,025	14
	52	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078		98205	34,5	44	-	-	0,6	28,2	48,8	0,6	0,025	15
28	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	*6205	34,4	44	46,3	-	1	30,6	46,4	1	0,025	14	
	52	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9	33,1	44,5	-	-	1	30,6	46,4	1	0,025	13	
	62	17	23,4	14,6	0,49	24 000	16 000	0,23	*6305	36,6	50,4	52,7	-	1,1	32	55	1	0,03	12	
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,21	6305 ETN9	36,4	51,7	-	-	1,1	32	55	1	0,03	12	
	80	21	35,8	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405	45,4	62,9	-	-	1,5	34	71	1,5	0,035	12	
30	58	16	16,8	9,5	0,405	26 000	16 000	0,18	62128	37	49,2	-	-	1	33,6	52,4	1	0,025	14	
	68	18	25,1	13,7	0,585	22 000	14 000	0,29	63128	41,7	56	-	-	1,1	35	61	1	0,03	13	
	42	7	4,49	2,9	0,146	37 000	20 000	0,027	61806	33,7	38,5	-	-	0,3	32	40	0,3	0,015	14	
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906	35,2	41,8	42,8	-	0,3	32	45	0,3	0,02	14	
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,085	*16006	37,7	47,3	-	-	0,3	32	53	0,3	0,02	15	
35	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	98206	42,9	54,4	-	-	0,6	33,2	58,8	0,6	0,025	14	
	62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	*6206	40,4	51,6	54,1	-	1	35,6	56,4	1	0,025	14	
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	6206 ETN9	39,5	52,9	-	-	1	35,6	56,4	1	0,025	13	
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	*6306	44,6	59,1	61,9	-	1,1	37	65	1,1	0,03	13	
	72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9	42,5	59,7	-	-	1,1	37	65	1,1	0,03	12	
	90	23	43,6	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	6406	50,3	69,7	-	-	1,5	41	79	1,5	0,035	12	
	47	7	4,75	3,2	0,17	28 000	18 000	0,030	61807	38,7	43,5	-	-	0,3	37	45	0,3	0,015	14	
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	16 000	0,080	61907	41,6	48,4	-	-	0,6	38,2	51,8	0,6	0,02	14	
	62	9	13	8,15	0,38	24 000	15 000	0,11	*16007	44,1	53	-	-	0,3	37	60	0,3	0,02	14	
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,16	*6007	43,8	53,3	55,6	-	1	39,6	57,4	1	0,025	15	
72	17	27	15,3	0,66	20 000	13 000	0,29	*6207	46,9	60	62,7	-	1,1	42	65	1	0,025	14		
72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,27	6207 ETN9	46,1	61,7	-	-	1,1	42	65	1	0,025	13		
80	21	35,1	19	0,82	19 000	12 000	0,46	*6307	49,6	65,4	69,2	-	1,5	44	71	1,5	0,03	13		
100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,95	6407	57,4	79,5	-	-	1,5	46	89	1,5	0,035	12		

Σχ. 4.7 : Πίνακας σφαιρικών εδράνων ([www.skf.com](http://www.skf.com))

Με βάση τον παραπάνω πίνακα επιλέγεται έδρανο 6007 με  $C = 16.8\text{kN}$

## 5. ΗΛΕΚΤΡΟΚΙΝΗΤΗΡΑΣ ΚΑΙ ΗΛΕΚΤΡΙΚΗ ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑ

### 5.1 ΓΕΝΙΚΑ:

Στο σημείο αυτό θα προσδιοριστούν τα βασικά στοιχεία του ηλεκτροκινητήρα και του ηλεκτρικού κυκλώματος που θα τον τροφοδοτεί. Πιο συγκεκριμένα, θα πρέπει να γίνουν τα εξής:

- Να προσδιοριστεί ο τύπος, το μοντέλο και τα λειτουργικά χαρακτηριστικά του ηλεκτροκινητήρα που θα χρησιμοποιηθεί για να δώσει κίνηση στην αντλία της πομόνας.
- Να προσδιοριστεί ο τύπος των καλωδίων που θα χρησιμοποιηθούν για την τροφοδοσία του κινητήρα, καθώς και τα στοιχεία ηλεκτρικής προστασίας του κυκλώματος (ασφάλειες κτλ)
- Να προσδιοριστεί ο τρόπος με τον οποίο θα ελέγχεται η λειτουργία του κινητήρα.

### 5.2 ΕΠΙΛΟΓΗ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

#### 5.2.1 Προδιαγραφές – τύπος κινητήρα

Ο ηλεκτρικός κινητήρας θα πρέπει να ανταποκρίνεται στις παρακάτω προδιαγραφές:

- Πρέπει να παράγει ισχύ  $P = 70\text{kW}$
- Η ταχύτητα περιστροφής του πρέπει να είναι 1800RPM
- Θα λειτουργεί συνεχώς για μεγάλο μέρος του 24ώρου
- Θα πρέπει να είναι κατάλληλος για μεταφορά κίνησης με ιμάντα.
- Η τροφοδοσία του θα γίνεται με εναλλασσόμενη τάση 220V

Επίσης θα υποθεθεί εδώ ότι είναι διαθέσιμη στον χώρο εγκατάστασης της γεώτρησης τριφασική τροφοδοσία. Έτσι, είναι δυνατή η εγκατάσταση επαγωγικού τριφασικού κινητήρα.

#### 5.2.2 Επιλογή κινητήρα.

Με βάση τα παραπάνω επιλέχθηκε κινητήρας από τους διαθέσιμους κινητήρες της εταιρείας Baldor. Τα βασικά χαρακτηριστικά του κινητήρα είναι τα εξής ([www.baldor.com](http://www.baldor.com)) :

- **Μοντέλο κινητήρα: EM4400T**

- **Ονομαστική ισχύς  $P = 100\text{PS}$ .**

Θεωρώντας πως  $1\text{PS} = 0.745\text{kW}$  προκύπτει πως η ονομαστική ισχύς του κινητήρα αυτού είναι:

$$P = 100 \cdot 0.745 = 74.5\text{kW}$$

Επομένως υπερκαλύπτει τις προδιαγραφές.

- **Τάση τροφοδοσίας : 224/112V**

- Συχνότητα τάσης τροφοδοσίας : 60Hz

- Κωδικός σχεδιασμού : B

Ο κινητήρας αυτός έχει σχετικά χαμηλό ρεύμα εκκίνησης και μπορεί να χρησιμοποιηθεί για συνήθη βιομηχανικά φορτία. Η ροπή εκκίνησης του κινητήρα αυτού φθάνει στο 250% της ονομαστικής ροπής λειτουργίας.

- Λειτουργία : συνεχής

Ο κινητήρας μπορεί να λειτουργεί για το μεγαλύτερο τμήμα του 24ώρου χωρίς πρόβλημα

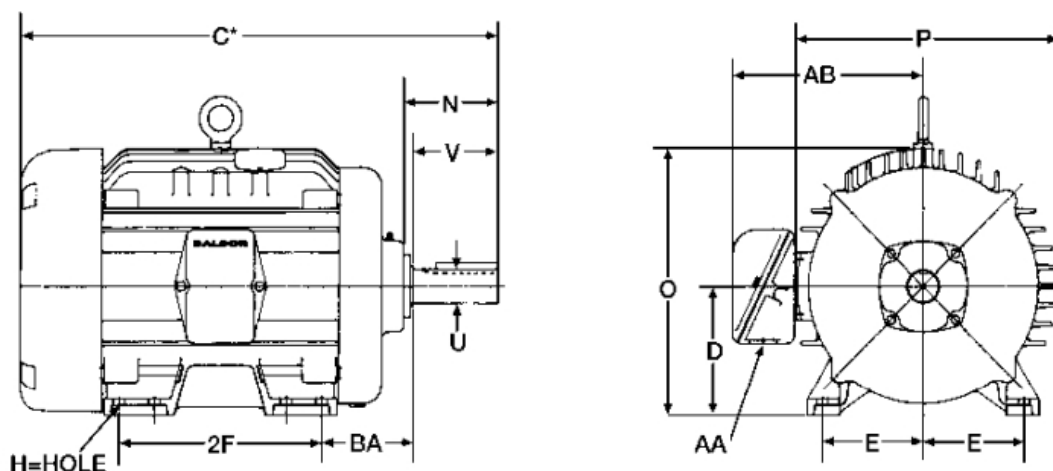
- Βαθμός απόδοσης σε πλήρες φορτίο : 95.4%

- Ονομαστική ταχύτητα περιστροφής : 1785RPM

Η σύγχρονη ταχύτητα του συγκεκριμένου κινητήρα (δηλ. η ταχύτητα περιστροφής χωρίς φορτίο) είναι 1800RPM. Η ονομαστική ταχύτητα περιστροφής (δηλ. η ταχύτητα υπό πλήρες φορτίο) είναι πολύ κοντά σε αυτή που προσδιορίζεται στις προδιαγραφές.

- Ονομαστικό ρεύμα λειτουργίας:  $I_{on} = 112A$

Το κέλυφος του κινητήρα φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 5.1)



Σχ. 5.1 : Κέλυφος κινητήρα ([www.baldor.com](http://www.baldor.com))

Οι βασικές διαστάσεις, όπως εμφανίζονται στο παραπάνω σχήμα, είναι οι εξής:

- Συνολικό Μήκος  $C = 37.22'' = 945\text{mm}$
- Μήκος άξονα  $V = 7.25'' = 184\text{mm}$
- Διάμετρος κελύφους :  $P = 20.125'' = 511\text{mm}$
- Ύψος κελύφους  $O = 20.3125'' = 516\text{mm}$

## 5.3 ΚΑΛΩΔΙΑ ΤΡΟΦΟΔΟΣΙΑΣ – ΠΡΟΣΤΑΣΙΑ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ

### 5.3.1 Προδιαγραφές

Η καλωδίωση θα πρέπει να συμμορφώνεται προς τις παρακάτω προδιαγραφές:

- Θα πρέπει να μεταφέρεται ονομαστικό ρεύμα 112A ανά φάση.
- Θα πρέπει να μπορεί να μεταφέρει ρεύμα διπλάσιο του ονομαστικού (224A) για μικρό χρονικό διάστημα, κατά την εκκίνηση του κινητήρα. Πρέπει να σημειωθεί πως το ρεύμα εκκίνησης του κινητήρα είναι το 600% του ρεύματος λειτουργίας. Παρόλα αυτά, μέσω της εκκίνησης με inverter που θα αναλυθεί πιο κάτω, είναι δυνατός ο περιορισμός κατά βούληση του ρεύματος εκκίνησης. Ο κινητήρας που θα χρησιμοποιηθεί χαρακτηρίζεται ως κινητήρας “εύκολης εκκίνησης”, καθώς δίνει ισχύ σε φυγοκεντρική αντλία. Η διαδικασία εκκίνησής του επομένως, δεν θα διαρκεί πολύ χρόνο και δεν απαιτεί μεγάλο ρεύμα. (Φακαρος, 1998)
- Θα πρέπει να είναι ανθεκτική σε περιβάλλον με υγρασία.
- Θα πρέπει να προστατεύει τον κινητήρα από υπερφόρτιση και από βραχυκύκλωμα.

### 5.3.2: Καλώδια

Τα καλώδια των φάσεων θα είναι μονωμένα, χωρίς σωλήνες και θα βρίσκονται σε απόσταση μεταξύ τους τουλάχιστον ίση της διαμέτρου τους. Η απαιτούμενη διατομή τους προκύπτει από τον παρακάτω πίνακα (σχ. 5.2)

ΠΙΝΑΚΑΣ 3.6.1							
ΕΠΙΤΡΕΠΟΜΕΝΕΣ ΦΟΡΤΙΣΕΙΣ ΑΓΩΓΩΝ (ΣΕ Α)							
Διατομή αγωγού (mm <sup>2</sup> )	Ομάδα			Διατομή αγωγού (mm <sup>2</sup> )	Ομάδα		
	I	II	III		I	II	III
0,75	–		7	50	127	197	100
1	–		9	60	137	218	–
1,5	14	22	10	75	156	248	–
2,5	20	31	15	95	181	287	–
4	25	41	20	120	208	336	–
6	33	54	26	150	238	383	–
10	43	70	35	185	266	435	–
16	60	96	48	240	310	515	–
25	83	128	65	300	355	596	–
35	100	153	78				

**ΟΜΑΔΕΣ:**

**I:** Τρεις το πολύ ενεργοί αγωγοί μέσα στον ίδιο σωλήνα ή στο ίδιο καλώδιο, σε ορατή ή χωνευτή εγκατάσταση.

**II:** Μονωμένοι αγωγοί που είναι τοποθετημένοι, σε ορατή εγκατάσταση χωρίς σωλήνες, με απόσταση μεταξύ τους ίση ή μεγαλύτερη από τη διάμετρό τους.

**III:** Εύκαμπτα καλώδια τροφοδοτήσεως κινητών ή φορητών συσκευών καταναλώσεως.

Σημείωση: Ο πίνακας ισχύει για θερμοκρασία περιβάλλοντος 30° C.

Σχ. 5.2 : Διατομές αγωγών (Φάκαρος, 1998)

Για την ομάδα II και ρεύμα τουλάχιστο ίσο με 224A προκύπτει πως πρέπει να χρησιμοποιηθούν αγωγοί διατομής 75mm<sup>2</sup>.

### 5.3.3 Προστασία κυκλώματος

#### - Προστασία από βραχυκύκλωμα:

Για την προστασία από βραχυκύκλωμα θα τοποθετηθεί μία ασφάλεια των 250A ανά φάση.

#### - Προστασία από υπερθέρμανση:

Η προστασία του κινητήρα από υπερθέρμανση πραγματοποιείται από έναν αυτόματο θερμικό διακόπτη. Ο διακόπτης αυτός ενεργοποιείται έχει χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας τέτοια ώστε να χρειάζεται κάποιο χρονικό διάστημα ώστε να ενεργοποιηθεί και πρέπει να έχει ονομαστικό ρεύμα ενεργοποίησης λίγο πάνω από το ρεύμα λειτουργίας του κινητήρα. (Φάκαρος, 1998). Έτσι, θα πρέπει να τοποθετηθεί σε κάθε φάση θερμικό στοιχείο προστασίας 120A.

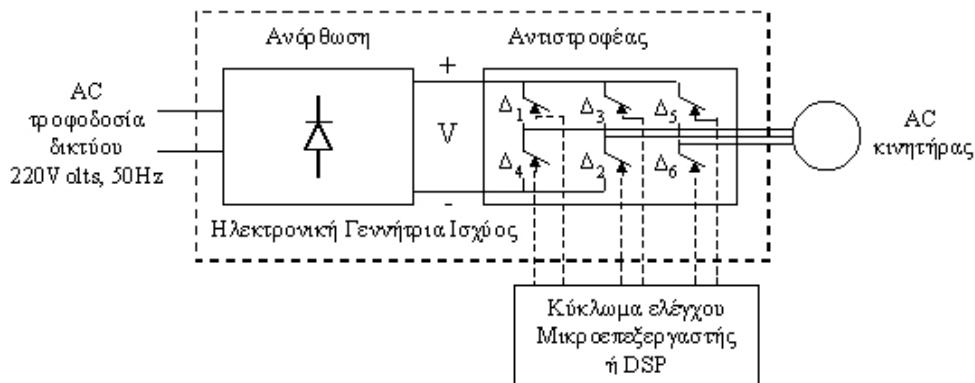
### 5.4 ΈΛΕΓΧΟΣ ΕΚΚΙΝΗΣΗΣ ΚΑΙ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Το σύστημα ελέγχου του κινητήρα πρέπει να είναι σε θέση να επιτελέσει τις εξής

Λειτουργίες:

- Περιορισμός του ρεύματος εκκίνησης του κινητήρα στα επίπεδα που προσδιορίστηκαν πιο πάνω
- Έλεγχος των στροφών λειτουργίας του κινητήρα

Το σύστημα ελέγχου του κινητήρα θα αποτελείται από ένα σύστημα ανορθωτή (inverter) σε σειρά με έναν ηλεκτρονικά ελεγχόμενο αντιστροφέα, όπως φαίνεται και στο παρακάτω διάγραμμα (σχ. 5.3)



Σχ. 5.3 : Έλεγχος λειτουργίας του κινητήρα (Μανιάς)

Το σύστημα αυτό έχει τις εξής δυνατότητες, που το καθιστούν κατάλληλο για την παρούσα εφαρμογή:

- Δυνατότητα ελέγχου της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα με ταυτόχρονη ρύθμιση της τάσης εξόδου αλλά και της συχνότητας.
- Δυνατότητα περιορισμού του ρεύματος εκκίνησης σε επίπεδο που καθορίζεται από τον χρήστη. Επισημαίνεται ότι η εκκίνηση με περιορισμό του ρεύματος είναι κατάλληλη μέθοδος εκκίνησης, ιδιαίτερα σε περιπτώσεις που οι εκκινήσεις δεν θα είναι ιδιαίτερα συχνές. (Λειβαδαράς, Αδαμίδης, 2010)

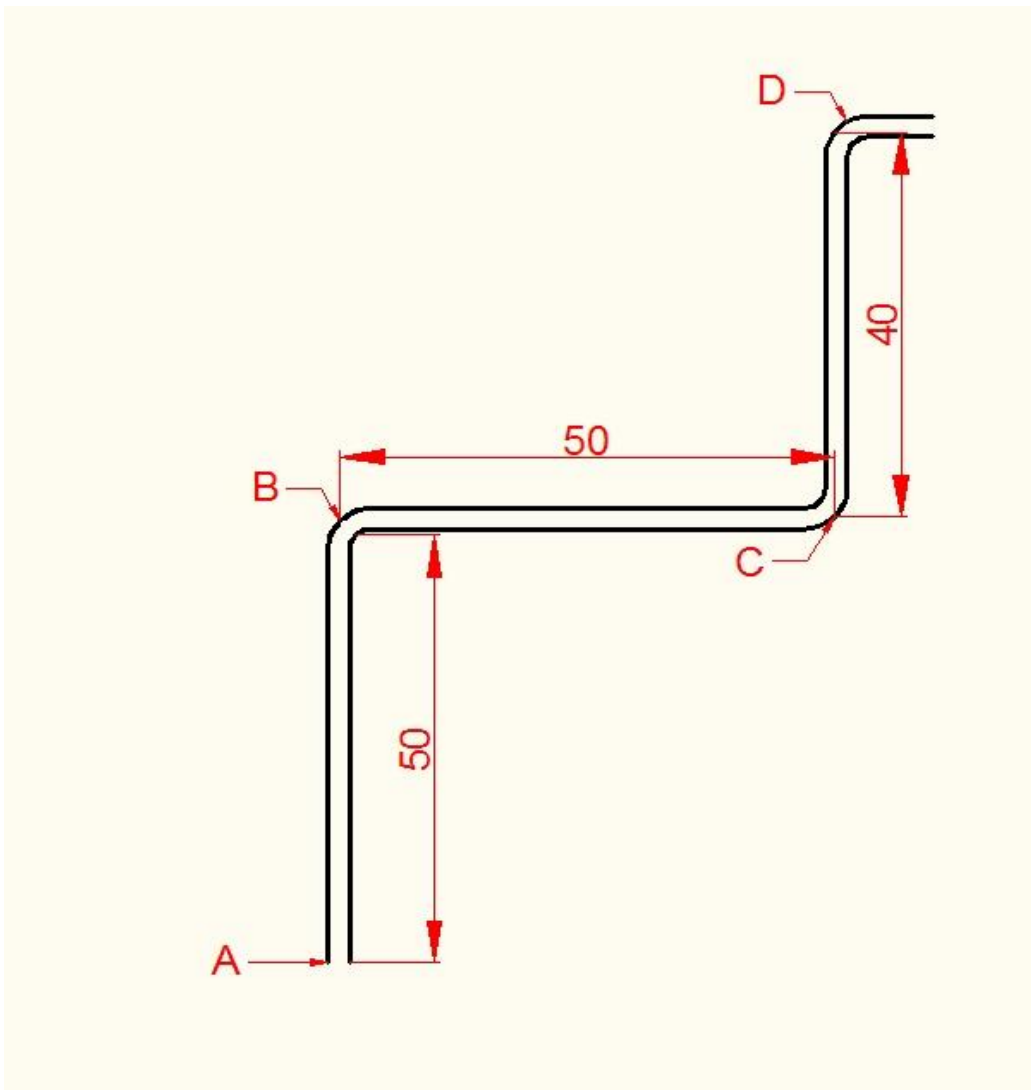


## 6. ΣΩΛΗΝΩΣΕΙΣ – ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗΣ ΥΔΡ. ΠΛΗΓΜΑΤΟΣ

### 6.1 ΣΩΛΗΝΕΣ:

Οι σωληνώσεις που θα χρησιμοποιηθούν θα πρέπει να πληρούν τις εξής προδιαγραφές, όπως αυτές έχουν διατυπωθεί στο κεφ. 2:

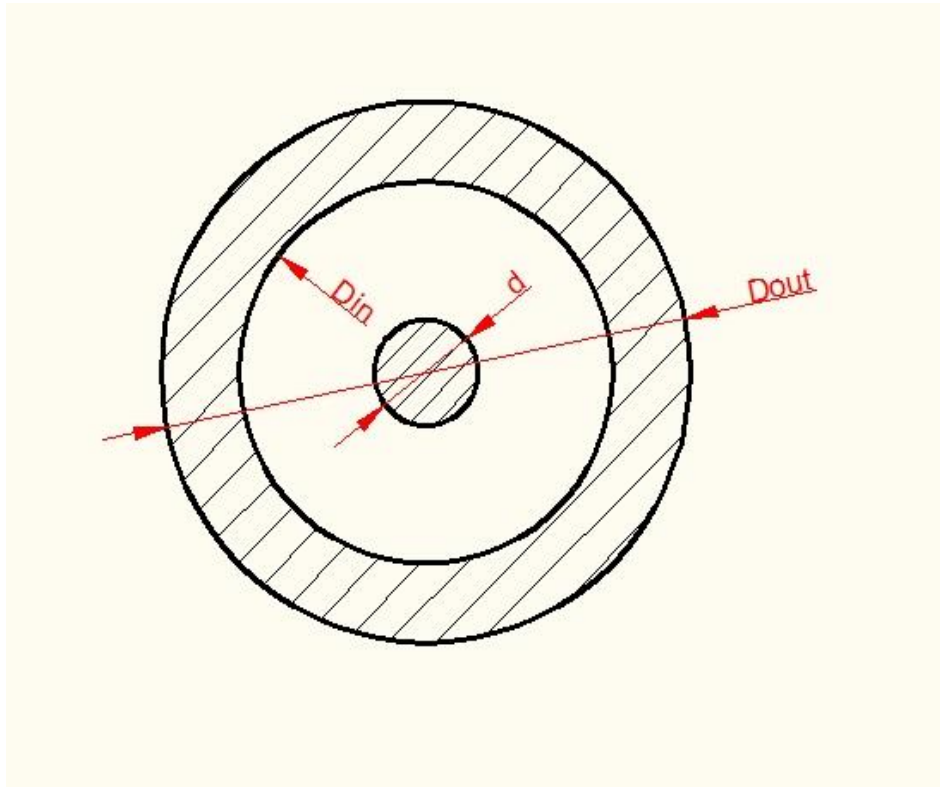
- Η διατομή του πρέπει να είναι τέτοια ώστε η μέση ταχύτητα της ροής του νερού να είναι μικρότερη από 2m/sec.
- Το υλικό κατασκευής του θα είναι χάλυβας
- Η διάταξη της σωλήνωσης φαίνεται στο παρακάτω σχήμα (σχ. 6.1)



Σχ. 6.1 : Σωλήνωση

**- Επιλογή εσωτερικής διαμέτρου:**

Το τμήμα AB του σωλήνα (σχ. 6.1) φιλοξενεί στο εσωτερικό του τον άξονα μετάδοσης κίνησης. Επομένως, η διατομή του είναι αυτή που φαίνεται στο σχ. 6.2 που ακολουθεί:



Σχ. 6.2 : Εσωτερικό σωλήνα

Όπου:

- $D_{in}$  είναι η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα
- $D_{out}$  είναι η εξωτερική διάμετρος του σωλήνα
- $d$  είναι η διάμετρος του άξονα

Το εμβαδόν της διατομής  $A$  που είναι διαθέσιμο για την ροή του νερού προκύπτει από την παρακάτω σχέση:

$$A = \frac{\pi(D_{in}^2 - d^2)}{4} \quad (6.1)$$

Ενώ η σχέση που μας δίνει την μέση ταχύτητα  $C$  της ροής είναι η εξής:

$$C = Q/A \quad (6.2)$$

Όπου  $Q$  είναι η παροχή του νερού

Η διάμετρος του άξονα  $d$  έχει ήδη προσδιοριστεί και είναι 35mm. Επιλέγοντας εσωτερική διάμετρο σωλήνα  $D_{in} = 200\text{mm}$  και αντικαθιστώντας στην 6.1 προκύπτει το εξής:

$$A = \frac{\pi(0.2^2 - 0.035^2)}{4} = 0.0304 \text{ m}^2 \quad (6.3)$$

Η παροχή Q είναι :

$$Q = 120 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0333 \text{ m}^3/\text{sec} \quad (6.4)$$

Αντικαθιστώντας τις σχέσεις 6.3 και 6.4 στην 6.2 έχουμε τελικά:

$$C = 0.0333 / 0.0304$$

$$C = 1.095 \text{ m/sec}$$

Αποτέλεσμα που είναι εντός των προδιαγραφών που τέθηκαν.

#### - Προσδιορισμός εξωτερικής διαμέτρου σωλήνα

Ο υπολογισμός της εξωτερικής διαμέτρου θα βασιστεί στις εξής παραδοχές:

- Ο σωλήνας θα είναι κατασκευασμένος από ανοξείδωτο χάλυβα 304 με ιδιότητες όπως αναγράφονται στο κεφ. 3.2.6.
- Ο σωλήνας πρέπει να αντέχει με ασφάλεια σε υπερπίεση 100% της μέγιστης πίεσης που αναπτύσσεται φυσιολογικά στο νερό.
- Ο συντελεστής ασφαλείας θα είναι  $N = 2$

Στον σωλήνα αναπτύσσονται οι εξής τάσεις:

- Διαμήκεις ορθές τάσεις λόγω ίδιου βάρους, που δίνονται από την παρακάτω σχέση:

$$\sigma_l = l\rho g \quad (6.5)$$

Όπου :

l : το μήκος του σωλήνα

ρ: η πυκνότητα του υλικού

g: η επιτάχυνση της βαρύτητας.

- Ορθές τάσεις λόγω της εσωτερικής υπερπίεσης Δρ:

Οι τάσεις αυτές παίρνουν την μέγιστη τιμή τους στο εσωτερικό τοίχωμα του σωλήνα και αποτελούνται από δύο συνιστώσες (Κερμανίδης, 1999) :

- Ακτινική ορθή τάση σ<sub>r</sub>:

Η τάση αυτή έχει ακτινική διεύθυνση και η μέγιστη τιμή της εμφανίζεται στο εσωτερικό τοίχωμα, όπου ισχύει :

$$\sigma_r = -\Delta p \quad (6.6)$$

- Εγκάρσιες αξονικές τάσεις σ<sub>t</sub>:

Η μέγιστη τιμή των τάσεων αυτών εμφανίζεται στο εσωτερικό τοίχωμα και υπολογίζεται από την παρακάτω σχέση:

$$\sigma_t = \Delta p \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \quad (6.7)$$

Όπου:

R η εξωτερική ακτίνα του σωλήνα

r η εσωτερική ακτίνα του σωλήνα

Οι τρεις ορθές τάσεις ( $\sigma_l$ ,  $\sigma_r$ ,  $\sigma_t$ ) εμφανίζονται σε επίπεδα κάθετα μεταξύ τους, επομένως, στην εσωτερική επιφάνεια του σωλήνα επικρατεί γενική εντατική κατάσταση, με τις εξής συνιστώσες τάσεων :

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \sigma_l \\ \sigma_y &= \sigma_r \\ \sigma_z &= \sigma_t \\ \tau_{xy} &= \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0 \end{aligned} \quad (6.8)$$

Οι κύριες τάσεις  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$  είναι οι λύσεις της παρακάτω τριτοβάθμιας αλγεβρικής εξίσωσης (Κερμανίδης, 1999):

$$x^3 - J_1 x^2 + J_2 x - J_3 = 0 \quad (6.9)$$

Όπου:

$$J_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \quad (6.10)$$

$$J_2 = \sigma_y \sigma_z + \sigma_x \sigma_z + \sigma_y \sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{xz}^2 - \tau_{yz}^2 \quad (6.11)$$

$$J_3 = \det \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y & \tau_{zy} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix} \quad (6.12)$$

Αντικαθιστώντας τις σχέσεις 6.7 στις 6.8, 6.9, 6.10 προκύπτουν τα εξής:

$$J_1 = \sigma_l + \sigma_r + \sigma_t \quad (6.13)$$

$$J_2 = \sigma_l \sigma_r + \sigma_l \sigma_t + \sigma_r \sigma_t \quad (6.14)$$

$$J_3 = \det \begin{pmatrix} \sigma_l & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_r & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_t \end{pmatrix} = \sigma_l \sigma_r \sigma_t \quad (6.15)$$

Θέτοντας στην 6.5 τα εξής:

$$\begin{aligned}
 l &= 50\text{m} \\
 \rho &= 8000\text{kg/m}^3 \\
 g &= 9.81\text{m/sec}^2
 \end{aligned}$$

Προκύπτει :

$$\sigma_l = 3.9 \text{ MPa} \quad (6.16)$$

Η μέγιστη πίεση λειτουργίας εμφανίζεται στην κατάθλιψη της αντλίας και προκύπτει από το μανομετρικό ύψος :

$$p_{\max} = h \rho g = 116 \cdot 1000 \cdot 9.81 = 1.1 \text{ MPa}$$

Επομένως η υπερπίεση στην οποία θα πρέπει να αντέχει η σωλήνα θα είναι :

$$\Delta p = 2 p_{\max} = 2.2 \text{ MPa}$$

Και αντικαθιστώντας στην 6.6 έχουμε:

$$\sigma_r = - 2.2\text{MPa} \quad (6.17)$$

Αντικαθιστώντας στην 6.7 το  $\Delta p$  και το  $r = 0.1\text{m}$  προκύπτει το εξής:

$$\sigma_t = 2.2\text{MPa} \frac{R^2 + 0.1^2}{R^2 - 0.1^2} \quad (6.18)$$

Η εύρεση των ριζών της 6.9 συναρτήσεως του R θα ήταν αρκετά δύσκολη. Για τον λόγο αυτό τίθεται αρχικό πάχος τοιχώματος 1cm και με βάση αυτό θα υπολογιστούν οι τάσεις που αναπτύσσονται, καθώς και η ασφάλεια του σωλήνα. Αν το πάχος αυτό δεν επαρκεί, τότε θα αυξάνεται το πάχος ανά 0.5cm και θα επαναλαμβάνεται η διαδικασία.

Για πάχος τοιχώματος 1cm θα έχουμε :

$$R = 0.11\text{m}$$

Και αντικαθιστώντας στην 6.18 το  $\sigma_t$  προκύπτει:

$$\sigma_t = 23.2\text{MPa}$$

Και αντικαθιστώντας τις τάσεις στις 6.13, 6.14, 6.15 προκύπτουν οι συντελεστές της τριτοβάθμιας :

$$\begin{aligned}
 J_1 &= 24.9 \\
 J_2 &= 30.78 \\
 J_3 &= -198.6
 \end{aligned}$$

Οι λύσεις της εξίσωσης , που δίνουν τις κύριες τάσεις στο υλικό του σωλήνα είναι οι εξής (η επίλυση της εξίσωσης έγινε με το πρόγραμμα ανοικτού κώδικα, Octave.)

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= 24.9\text{MPa} \\ \sigma_2 &= 3.5\text{MPa} \\ \sigma_3 &= -2.3\text{MPa}\end{aligned}$$

- Παρατήρηση:

Οι κύριες τάσεις που προέκυψαν είναι πολύ κοντά στις τάσεις  $\sigma_t$ ,  $\sigma_r$  και  $\sigma_l$ . Αυτό οφείλεται κυρίως στην κυριαρχία της  $\sigma_t$  πάνω στις άλλες δύο ορθές τάσεις και σημαίνει πως τα κύρια επίπεδα σχηματίζουν πολύ μικρές γωνίες και σχεδόν ταυτίζονται με τις διευθύνσεις l,t,r.

Σύμφωνα με το κριτήριο της Μέγιστης Διατμητικής Τάσης, θα πρέπει να ισχύει :

$$\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \leq \frac{S_y}{N} \quad (6.19)$$

Όπου :

$\sigma_{max}$  : η μέγιστη αλγεβρικά ορθή τάση  
 $\sigma_{min}$  : η ελάχιστη αλγεβρικά ορθή τάση  
 $S_y$  : το όριο διαρροής του υλικού  
 $N$  : ο συντελεστής ασφαλείας που έχει επιλεγεί

Αντικαθίστανται στην 6.19 τα εξής:

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \sigma_1 \\ \sigma_{min} &= \sigma_3 \\ S_y &= 205\text{MPa} \\ N &= 2\end{aligned}$$

Προκύπτουν τα εξής:

$$\begin{aligned}\frac{24.9 - (-2.3)}{2} &\leq \frac{205}{2} \\ 13.6 &< 102.5\end{aligned}$$

Που ισχύει, και μάλιστα με μεγάλο περιθώριο. Το πάχος του σωλήνα μπορεί επομένως να είναι και μικρότερο από 10mm. Θα δοκιμαστεί, επομένως, και το πάχος σωλήνα ίσο με 5mm

Για πάχος τοιχώματος 5mm θα έχουμε :

$$R = 0.105\text{m}$$

Και αντικαθιστώντας στην 6.18 το  $\sigma_t$  προκύπτει:

$$\sigma_t = 45.1\text{MPa}$$

Και αντικαθιστώντας τις τάσεις στις 6.13, 6.14, 6.15 προκύπτουν οι συντελεστές της τριτοβάθμιας :

$$\begin{aligned} J1 &= 46.8 \\ J2 &= 68.1 \\ J3 &= -387.2 \end{aligned}$$

Οι λύσεις της εξίσωσης , που δίνουν τις κύριες τάσεις στο υλικό του σωλήνα είναι οι εξής

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= 46.8 \text{MPa} \\ \sigma_2 &\approx 0 \\ \sigma_3 &\approx 0 \end{aligned}$$

Αντικαθίστανται στην 6.19 τα εξής:

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_1 \\ \sigma_{\min} &= \sigma_3 \\ S_y &= 205 \text{MPa} \\ N &= 2 \end{aligned}$$

Προκύπτουν τα εξής:

$$\begin{aligned} \frac{46.8 - 0}{2} &\leq \frac{205}{2} \\ 23.4 &< 102.5 \end{aligned}$$

Που ισχύει, και πάλι με μεγάλο περιθώριο. Πάχος σωλήνα μικρότερο των 5mm δεν θα δοκιμαστεί.

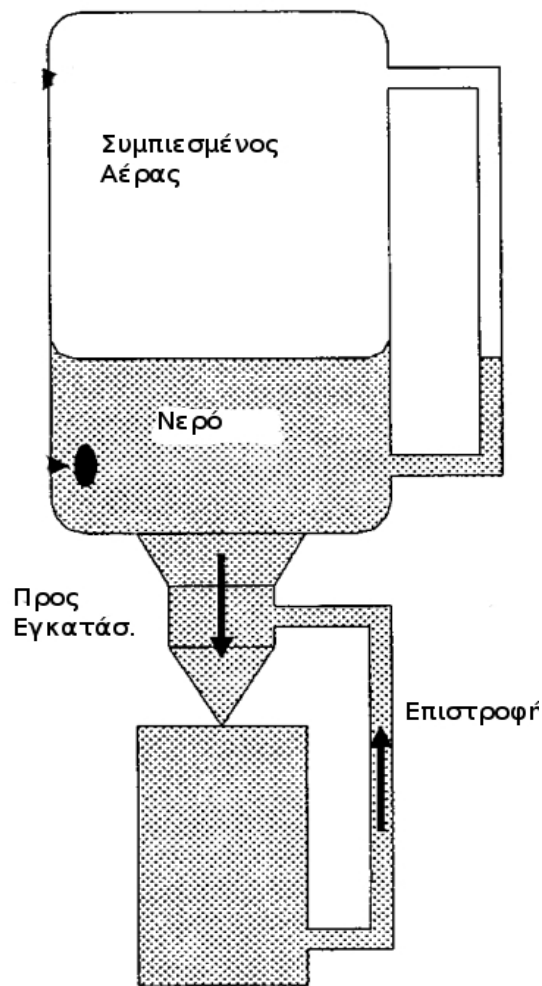
Η εξωτερική διάμετρος του σωλήνα θα είναι επομένως:

$$D_{\text{out}} = 210 \text{mm}$$

## 6.2 ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΠΡΟΣΤΑΣΙΑΣ – ΑΠΟΤΡΟΠΗΣ ΥΔΡ. ΠΛΗΓΜΑΤΟΣ

### 6.2.1 : Γενικά

Το φαινόμενο του υδραυλικού πλήγματος εμφανίζεται σε περίπτωση απότομης μεταβολής της ροϊκής κατάστασης σε μία υδραυλική εγκατάσταση. Η μεταβολή αυτή μπορεί να οφείλεται σε απότομη θέση της αντλίας εκτός λειτουργίας (λ.χ. εξαιτίας διακοπής της ηλεκτρικής τροφοδοσίας). Σε τέτοιες περιπτώσεις δημιουργούνται ασυνέχειες πίεσης που διαδίδονται στο εσωτερικό του υγρού και μπορούν να προκαλέσουν καταστροφή της εγκατάστασης. Το πρόβλημα αυτό είναι πιο έντονο σε υδραυλικές εγκαταστάσεις με σωλήνες μικρής τραχύτητας και τριβής. Η πλέον πρόσφορη μέθοδος για την αντιμετώπιση του φαινομένου (ιδιαίτερα όταν υπάρχει κίνδυνος εμφάνισης αρνητικών πιέσεων και αποχωρισμού της στήλης του υγρού) είναι η χρήση αεροφυλακίου, συνδεδεμένου με το δίκτυο με κατάλληλους αγωγούς εισόδου και εξόδου, όπως φαίνεται και στο παρακάτω σχήμα: (σχ. 6.3) (Stephenson, 2002).



Σχ. 6.3 : Αεροφυλάκιο (Stephenson,2002)

### 6.2.2 Υπολογισμός μεγέθους αεροφυλακίου:

Στο σημείο αυτό θα προσδιορισθεί το απαραίτητο μέγεθος του αεροφυλακίου, ώστε η εγκατάσταση να προστατεύεται επαρκώς από το φαινόμενο του υδραυλικού πλήγματος. Ο υπολογισμός θα γίνει με την εμπειρική μέθοδο που παρουσιάζεται από τον Stephenson.

#### - Βήμα 1ο : Προσδιορισμός παραμέτρου S'

Η αδιάστατη παράμετρος S' προσδιορίζεται με βάση την παρακάτω σχέση :

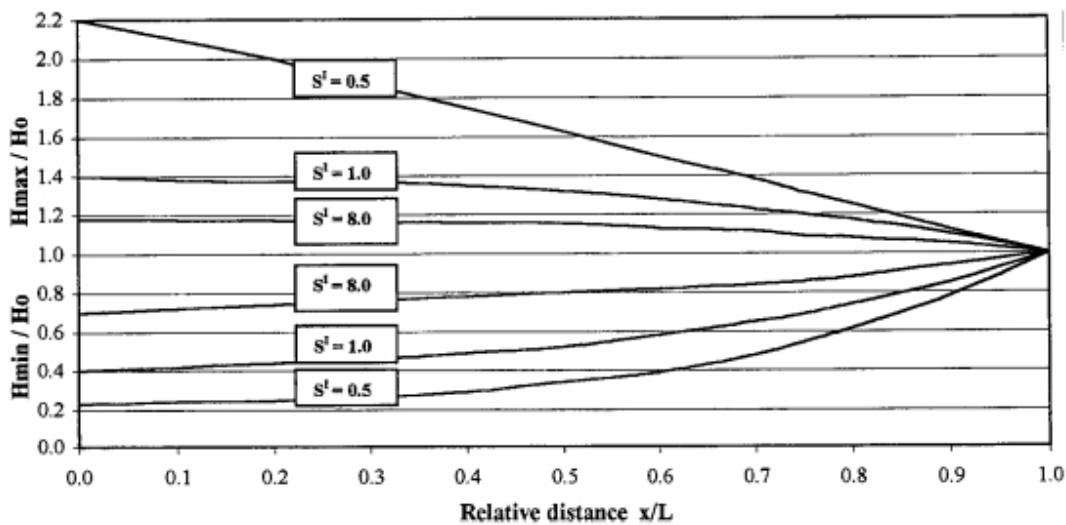
$$S' = S_0 \cdot g \cdot H_0 / ALC^2 \quad (6.20)$$

Όπου:



$S_0$  είναι ο αρχικός όγκος του αέρα στο δοχείο  
 $g$  η επιτάχυνση της βαρύτητας  
 $H_0$  : το μανομετρικό ύψος της απόλυτης πίεσης στην κατάθλιψη της αντλίας  
 $A$  : το εμβαδό της διατομής του σωλήνα  
 $L$  : το μήκος του σωλήνα  
 $C$  : η ταχύτητα ροής του ρευστού

Στο παρακάτω σχήμα φαίνεται η σχετική υπερπίεση ( $H_{max}/H_0$ ) και υποπίεση ( $H_{min}/H_0$ ) που μπορεί να αναπτυχθεί σε σχέση με την απόσταση από την αντλία ( $x$ ) και την επιλογή της παραμέτρου  $S'$  (σχ. 6.4)



Σχ. 6.4 : Επίδραση της επιλογής του  $S'$  (Stephenson,2002)

Επιλέγοντας  $S' = 8$  προκύπτει από το παραπάνω σχήμα ότι ακόμη και ακριβώς μετά την κεφαλή της αντλίας ( $x=0$ ) οι υπερπίεσεις δεν θα ξεπερνούν το 25% και οι υποπίεσεις του 25% αντίστοιχα.

Αντικαθιστώντας στην σχέση 6.20 τα εξής:

$$S' = 8$$

$$g = 9.81 \text{ m/sec}^2$$

$$H_0 = 110\text{m}$$

$$A = 0.03\text{m}^2$$

$$L = 300\text{m} \quad (\text{τιμή μεγαλύτερη της πραγματικής για επιπλέον})$$

$$C = 1.095 \text{ m/sec}$$

και λύνοντας ως προς τον αρχικό όγκο αέρα  $S_0$  προκύπτει το εξής:

$$S_0 = S'ALC^2 / gH_0$$

$$S_0 = \frac{8 * 0.03 * 300 * 1.095^2}{9.81 * 110}$$

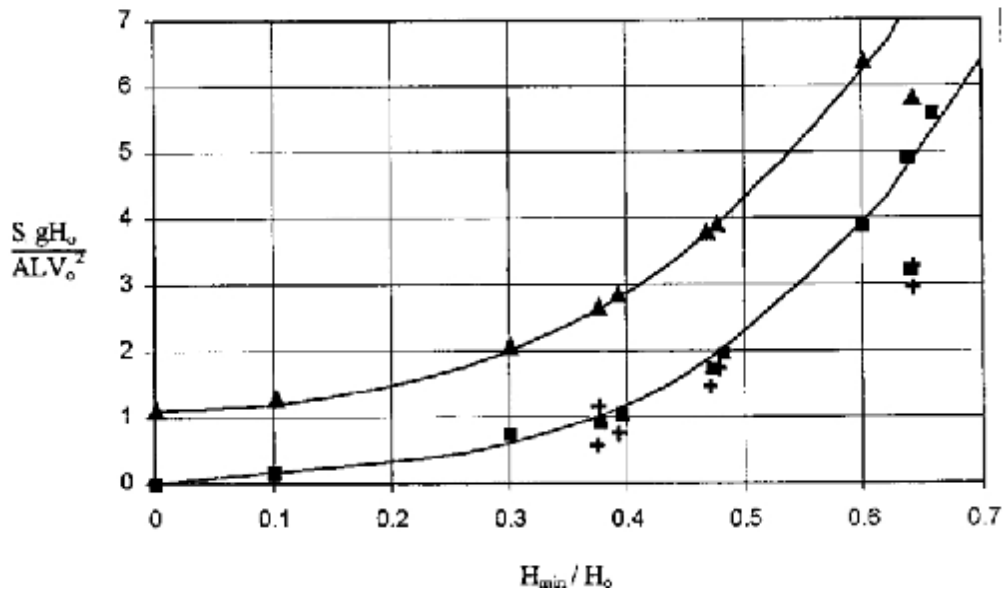
$$S_0 = 0.08\text{m}^3$$

Από το σχήμα 6.4 έχει προκύψει πως για  $S' = 8$ , ισχύει:

$$H_{min}/H_o = 0.7$$

Θέτοντας αυτήν την ποσότητα στο παρακάτω σχήμα (σχ. 6.5) και θεωρώντας ασυμπιεστή ροή προκύπτει (προσεγγιστικά) πως η ποσότητα :

$$SgH_o/ALV_o^2 = 10 \quad (6.21)$$



Σχ. 6.5: Προσδιορισμός συνολικού όγκου S (Stephenson,2002)

Αντικαθιστώντας και τα υπόλοιπα μεγέθη στην 6.21 και λύνοντας ως προς S (συνολικός όγκος δοχείου) προκύπτει πως :

$$S = 0.1 \text{ m}^3$$

Επομένως, ο συνολικός όγκος S του αεροφυλακίου θα είναι 100lt εκ των οποίων τα 80lt θα καταλαμβάνονται από αέρα.

### 6.2.3 : Προσδιορισμός διαμέτρων αγωγών προς και από εγκατάσταση

Στο σημείο αυτό θα προσδιοριστούν τα εξής:

- Η διάμετρος του αγωγού από το αεροφυλάκιο προς την εγκατάσταση ( $D_e$ )
- Η διάμετρος του αγωγού από την εγκατάσταση προς το αεροφυλάκιο, δηλ. την επιστροφή ( $D_t$ )

#### - Διάμετρος $D_e$ :

Η ποσότητα αυτή μπορεί να υπολογιστεί από την παρακάτω σχέση (Stephenson, 2002):

$$\frac{De}{Din} = \left( \frac{2C^2}{gHo} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (6.22)$$

Όπου  $Din$  η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα

Αντικαθιστώντας τα κατάλληλα μεγέθη στην 6.22, και λύνοντας ως προς  $De$  προκύπτει:

$$De = 43\text{mm}$$

#### - Διάμετρος $Dt$

Υπολογίζεται αρχικά η ποσότητα :

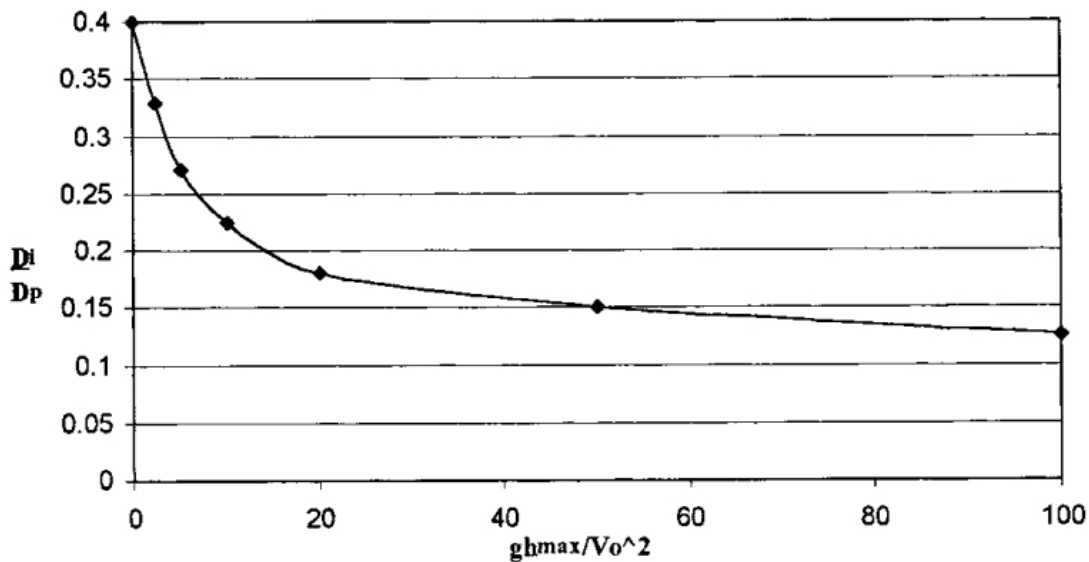
$$B = g h_{\max} / C^2 \quad (6.23)$$

όπου  $h_{\max}$  η σχετική υπερπίεση

Θέτοντας  $h_{\max} = 0.2Ho = 0.2 \cdot 110 = 22\text{m}$  προκύπτει :

$$B = 169$$

και με την βοήθεια της καμπύλης στο παρακάτω σχήμα, όπου η ποσότητα  $B$  απεικονίζεται στον οριζόντιο άξονα:



Σχ. 6.6 : Προσδιορισμός  $Dt$  (Stephenson, 2002)

Προκύπτει προσεγγιστικά πως  $Dt / Din = 0.1$ . Επομένως:

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

## **ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ:**

Κατά την διάρκεια της εκπόνησης της παρούσης εργασίας, δόθηκε η ευκαιρία να εξαχθούν ενδιαφέροντα συμπεράσματα για μία σειρά ζητημάτων.

- Η σημασία του νερού για την ανάπτυξη του πολιτισμού και την ευημερία του ανθρώπου είναι ιδιαίτερα μεγάλη.
- Μεγάλο μέρος των αναγκών του ανθρώπου σε πόσιμο νερό, μπορεί να καλυφθεί από υπόγειες πηγές νερού.
- Ο σχεδιασμός ενός συστήματος άντλησης νερού γίνεται με “κέντρο” την αντλία και την υδραυλική εγκατάσταση.
- Ιδιαίτερη σημασία για την σωστή λειτουργία μίας αντλίας βαθέως φρέατος έχει το σύστημα μετάδοσης κίνησης, το οποίο, λόγω της διαρρύθμισης του συστήματος, θα έχει αρκετά μεγάλο μήκος.
- Η μετάδοση κίνησης με ιμάντα είναι σχετικά απλή στον υπολογισμό και προσφέρει στο σύστημα ελαστικότητα και ευελιξία.
- Το ζήτημα της προστασίας της εγκατάστασης από το φαινόμενο του υδραυλικού πλήγματος είναι κρίσιμο, και έτσι επιβάλλεται η κατάλληλη εφαρμογή συστήματος προστασίας.

## **ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ**

### **Στην Ελληνική Γλώσσα:**

Κερμανίδης, Θ., *Αντοχή Υλικών*, Πάτρα, 1999.

Λατινόπουλος, Π., Θεοδοσίου, Ν., *Εκμετάλλευση και προστασία των υπόγειων υδατικών πόρων*, Θεσσαλονίκη, 2007.

Λειβαδαράς, Μ., Αδαμίδης, Γ., *Ανάλυση και σύγκριση μεθόδων εκκίνησης ασύγχρονων κινητήρων εφαρμόζοντας άμεσο έλεγχο ροπής*, Τεχνικά χρονικά, τ. 3, σσ. 195 – 209, 2010.

Παπαδόπουλος Χ., *Στοιχεία μηχανών*, Εκδόσεις Τζιόλα, Πάτρα, 2009.

Παπανίκας, Δ., *Ρευστοδυναμικές Μηχανές και εγκαταστάσεις*, Πάτρα, 1996.

Υ.ΠΕ.ΧΩ.Δ.Ε. *Προσωρινές εθνικές τεχνικές προδιαγραφές*, ΠΕΤΕΠ 08-09-01-00 Στο: <http://www.ggde.gr/dmdocuments/08-09-01-00.pdf>

Φάκαρος, Α. *Εσωτερικές ηλεκτρικές εγκαταστάσεις*, Εκδόσεις Ευγενίδου, Αθήνα 1998.

### **Ξενόγλωσση:**

Gleick, P. H., *Water Resources*. Στο: Encyclopedia of Climate and Weather, 1996

Honeycutt, F., Clopton, D., *Water Supply Pump Handbook*, McGraw – Hill, 2001

Karassik, I., Heald, C., *Centrifugal pumps: Major Components*, Pump Handbook,, McGraw – Hill, 2001

Kron, H., Van Laningham, F., *Gears*, Pump Handbook,, McGraw – Hill, 2001

Purcell, J., Silvaggio, J., *A comparison of positive displacement and centrifugal pump applications* Στο : <http://turbolab.tamu.edu/proc/pumpproc/P14/P1499-104.pdf>

Stephenson, D., *Simple guide for design of air vessels for water hammer protection of pumping lines*, Journal of Hydraulic Engineering., σσ. 792 – 797, Αυγουστος 2002

### **Δικτυακές Πηγές:**

<http://www.freepatentsonline.com/7065876.html>

[http://nskeurope.com/cps/rde/xchg/eu\\_en/hs.xsl/innovative-ceramic-coated-ball-bearings.html](http://nskeurope.com/cps/rde/xchg/eu_en/hs.xsl/innovative-ceramic-coated-ball-bearings.html)

<http://www.baldor.com/pdf/SpecGuide.pdf>

[http://www.baldor.com/pdf/501\\_catalog/CA501.pdf](http://www.baldor.com/pdf/501_catalog/CA501.pdf)

[http://users.ntua.gr/manias/HLKTRIKOS%20ELE\\_TRIFASIKOU%20ENAL\\_KIN.html](http://users.ntua.gr/manias/HLKTRIKOS%20ELE_TRIFASIKOU%20ENAL_KIN.html)

<http://www.mrstpierre.com/the-fertile-crescent-mesopotamia.html>

<http://www.unep.org/dewa/vitalwater/article43.html>

<http://ga.water.usgs.gov/edu/earthgwwells.html>

<http://dnr.wi.gov/topic/Wells/documents/pcb.pdf>

<http://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=965>

<http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA5052H32>

[https://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/TD\\_Keilriemen\\_Gesamt\\_en.pdf](https://www.contitech.de/pages/produkte/antriebsriemen/antrieb-industrie/download/TD_Keilriemen_Gesamt_en.pdf)

[http://www.boie.de/ftp/pub/skf/6000\\_I\\_EN.pdf](http://www.boie.de/ftp/pub/skf/6000_I_EN.pdf)