



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

ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΜΕΛΕΤΗ ΠΥΡΟΣΒΕΣΤΙΚΟΥ ΑΝΤΛΗΤΙΚΟΥ ΣΥΓΚΡΟΤΗΜΑΤΟΣ ΠΙΕΣΕΩΣ 5 bar ΚΑΙ ΠΑΡΟΧΗΣ 50 m³/h



ΣΠΟΥΔΑΣΤΗΣ: Αποστολόπουλος Δημοσθένης

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ : Γιαννόπουλος Ανδρέας

Αναπλ. Καθηγητής

ΠΑΤΡΑ- 2017

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Το παρόν τεύχος αποτελεί την Πτυχιακή Εργασία που εκπονήθηκε στο Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε. του Τεχνολογικού Εκπαιδευτικού Ιδρύματος Δυτικής Ελλάδας και αναφέρεται στη μελέτη ενός αντλητικού πυροσβεστικού συγκροτήματος. Τέτοια συστήματα, αν απαιτείται, αποτελούν τμήμα ενός μόνιμου πυροσβεστικού δικτύου και είναι απαραίτητα στην ενεργητική πυροπροστασία διαφόρων εγκαταστάσεων.

Στην αρχή γίνεται κατάλληλη επιλογή συγκροτήματος, μελετάται η αντλία, ο άξονάς της με τα υδραυλικά παρελκόμενά του και γίνεται έλεγχος σε δυναμική καταπόνηση της ατράκτου. Στη συνέχεια μελετάται ο ηλεκτροκινητήρας, ο πετρελαιοκινητήρας και το πιεστικό δοχείο μεμβράνης. Τέλος γίνεται αναφορά στα όργανα ασφαλείας και έλεγχος για υπερπίεση.

Ευχαριστώ θερμά τον Επιβλέποντα Καθηγητή μου κ. Ανδρέα Γιαννόπουλο, Αναπληρωτή Καθηγητή του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε., για την πολύτιμη βοήθεια και καθοδήγηση που μου προσέφερε για την πραγματοποίηση της Εργασίας.

Αποστολόπουλος Δημοσθένης

Ιούλιος 2017

Υπεύθυνη Δήλωση Σπουδαστή: Ο κάτωθι υπογεγραμμένος σπουδαστής έχω επίγνωση των συνεπειών του Νόμου περί λογοκλοπής και δηλώνω υπεύθυνα ότι είμαι συγγραφέας αυτής της Πτυχιακής Εργασίας, έχω δε αναφέρει στην Βιβλιογραφία μου όλες τις πηγές τις οποίες χρησιμοποίησα και έλαβα ιδέες ή δεδομένα. Δηλώνω επίσης ότι, οποιοδήποτε στοιχείο ή κείμενο το οποίο έχω ενσωματώσει στην εργασία μου προερχόμενο από Βιβλία ή άλλες εργασίες ή το διαδίκτυο, γραμμένο ακριβώς ή παραφρασμένο, το έχω πλήρως αναγνωρίσει ως πνευματικό έργο άλλου συγγραφέα και έχω αναφέρει ανελλιπώς το όνομά του και την πηγή προέλευσης.

Ο σπουδαστής
(Όνοματεπώνυμο)

.....
(Υπογραφή)

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρακάτω Πτυχιακή Εργασία αναφέρεται στη μελέτη των αντλητικών συστημάτων πυρόσβεσης. Τα συστήματα αυτά βρίσκουν εφαρμογή σε όλες τις εγκαταστάσεις και σκοπός τους είναι η πυροπροστασία των χώρων αυτών. Ανήκουν στα ενεργητικά ή κατασταλτικά μέτρα πυροπροστασίας.

Η ανάπτυξη του θέματος γίνεται σε πέντε Κεφάλαια. Στο πρώτο Κεφάλαιο υπολογίζεται το μανομετρικό με βάση τα δεδομένα, επιλέγεται από το εμπόριο ένα αντλητικό πυροσβεστικό σύστημα για μελέτη και υπολογίζονται οι συντελεστές πίεσεως, παροχής, ο ειδικός αριθμός στροφών και αναρρόφησης, το καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης και γίνεται αναφορά στη σπηλαίωση.

Στο δεύτερο Κεφάλαιο σχεδιάζονται οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας της αντλίας και γίνεται μελέτη των στοιχείων μηχανών της ατράκτου. Αναλύεται η άτρακτος της αντλίας, υπολογίζεται η διάμετρός της στα διάφορα σημεία που υπάρχουν αυλακώσεις και γίνεται έλεγχος σε δυναμική καταπόνηση της ατράκτου. Στη συνέχεια υπολογίζονται τα έδρανα κυλίσεως, ο μηχανικός στυπιοθλίπτης, και οι ανοχές- συναρμογές της ατράκτου με αυτά. Τέλος γίνεται αναφορά στην βοηθητική αντλία (jockey pump) του συστήματος και τα υλικά κατασκευής με βάση τα στοιχεία που μας δίνει ο κατασκευαστής.

Στο τρίτο Κεφάλαιο γίνεται λόγος για τον τριφασικό ασύγχρονο κινητήρα της κύριας ηλεκτροκίνητης αντλίας και τον πετρελαιοκινητήρα της δεύτερης κύριας αντλίας του συστήματος καθώς και τον ελαστικό σύνδεσμο (κόμπλερ) που ενώνει την αντλία με τη μηχανή.

Στο τέταρτο Κεφάλαιο γίνεται μελέτη του πιεστικού δοχείου μεμβράνης. Υπολογίζεται το πάχος του ελάσματος στο τοίχωμα και στον πυθμένα του καθώς και το πάχος των ραφών συγκολλήσεως.

Στο πέμπτο και τελευταίο Κεφάλαιο μελετάμε τις σωληνώσεις που συνδέονται με την είσοδο και την έξοδο των αντλιών και ελέγχουμε το πάχος τους. Επιπλέον αναφέρεται η λειτουργία των οργάνων ασφαλείας του συστήματος, αναλύεται το διάγραμμα λειτουργίας της εγκατάστασης και επισημαίνεται ο έλεγχος για υπερπίεση.

Τα συμπεράσματα που προκύπτουν από αυτή τη μελέτη αφορούν τις κρίσιμες διατομές της ατράκτου και το συντελεστή ασφαλείας. Επιπλέον χαρακτηρίζεται η κλάση του ηλεκτροκινητήρα της κύριας αντλίας μέσα από μια προσεγγιστική μελέτη της. Τέλος επισημαίνεται η αναγκαιότητα της σωστής συντήρησης και τακτικού ελέγχου του συγκροτήματος με βάση τα ευρωπαϊκά πρότυπα.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

ΠΡΟΛΟΓΟΣ.....	iii
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	v
ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	2
1. ΒΑΣΙΚΟΙ ΟΡΙΣΜΟΙ.....	2
1.1. ΠΥΡΟΠΡΟΣΤΑΣΙΑ ΚΤΙΡΙΩΝ.....	2
1.1.1. Παθητική πυροπροστασία.....	2
1.1.2. Ενεργητική πυροπροστασία.....	3
1.2. ΜΟΝΙΜΟ ΥΔΡΟΔΟΤΙΚΟ ΠΥΡΟΣΒΕΣΤΙΚΟ ΔΙΚΤΥΟ.....	4
1.2.1. Κατηγορίες υδροδοτικών πυροσβεστικών δικτύων.....	4
1.2.2. Τα μόνιμα υδροδοτικά πυροσβεστικά δίκτυα αποτελούνται:.....	5
2. ΠΥΡΟΣΒΕΣΤΙΚΟ ΑΝΤΛΗΤΙΚΟ ΣΥΓΚΡΟΤΗΜΑ.....	5
2.1. ΜΕΡΗ ΤΟΥ ΠΥΡΟΣΒΕΣΤΙΚΟ ΑΝΤΛΗΤΙΚΟ ΣΥΓΚΡΟΤΗΜΑΤΟΣ.....	5
- Ηλεκτροκίνητο σκέλος:.....	5
- Πετρελαιοκίνητο σκέλος:.....	6
- Βοηθητικό ηλεκτροκίνητο σκέλος:.....	7
- Πιεστικό δοχείο μεμβράνης:.....	7
- Όργανα ελέγχου και προστασίας:.....	7
- Πίνακας ελέγχου και αυτοματισμού:.....	7
- Βάση συγκροτήματος.....	7
2.2. ΠΡΟΤΥΠΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ.....	8
2.2.1. Αντλίες.....	8
2.2.2. Οικίσκοι.....	8
2.2.3. Στοιχεία ελέγχου ροής και υδραυλικά παρελκόμενα.....	9
2.2.4. Φίλτρα.....	11
2.2.5. Πιεζοστάτες.....	11
2.2.6. Πίνακας ηλεκτροκίνητης αντλίας.....	12
2.2.7. Πετρελαιοκινητήρας.....	12
2.2.8. Βοηθητική αντλία.....	13

2.2.9. Συντήρηση	13
1. ΠΥΡΟΣΒΕΣΤΙΚΟ ΑΝΤΛΗΤΙΚΟ ΣΥΓΚΡΟΤΗΜΑ ΠΙΕΣΕΩΣ 5 bar ΚΑΙ ΠΑΡΟΧΗΣ 50 m³/h	14
1.1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ.....	14
1.2. ΜΑΝΟΜΕΤΡΙΚΟ ΥΨΟΣ	16
1.2.1. Χαρακτηριστικές καμπύλες μανομετρικού – παροχής της κύριας και βοηθητικής αντλίας:	16
1.3. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ (ψ)	17
1.4. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ (φ).....	18
1.5. ΕΙΔΙΚΟΣ ΑΡΙΘΜΟΣ ΣΤΡΟΦΩΝ (N_s)	18
1.6. ΚΑΘΑΡΟ ΘΕΤΙΚΟ ΥΨΟΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗΣ (NPSH)	19
1.7. ΣΠΗΛΑΙΩΣΗ	20
1.8. ΕΙΔΙΚΟΣ ΑΡΙΘΜΟΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗΣ (N_s, s).....	20
2. ΑΝΤΛΙΑ	22
2.1. ΓΕΝΙΚΑ	22
2.1.1. Κατηγορίες αντλιών	23
2.2. ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΑΝΤΛΙΑΣ	24
2.2.1. Παροχή αντλίας Q :	24
- Ορισμός:	24
- Μονάδες:.....	24
- Ονομαστική παροχή αντλίας Q_N :	24
- Ελάχιστη παροχή αντλίας Q_{min} :	24
- Παροχή μάζας αντλίας m :	24
2.2.2. Μετάδοση ισχύος	24
- Εισερχόμενη ισχύς αντλίας N :	25
- Αποδιδόμενη ισχύς ND :	25
2.2.3. Απόδοσης αντλίας	26
- Ορισμός:	26
2.2.4. Στροφές του άξονα n :	27
2.3. ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ ΑΤΡΑΚΤΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ	27
2.3.1. Άτρακτος αντλίας – Παρελκόμενα εξαρτήματα	27
2.3.2. Ροπή στρέψης ατράκτου	28
2.3.3. Το μήκος της ατράκτου	28
2.3.4. Διαγράμματα ροπών κάμψης και στρέψης ατράκτου	30
2.3.5. Σχεδίαση διαγράμματος Smith.....	30

2.3.6. Επιτρεπόμενες τάσεις.....	31
2.3.7. Υπολογισμός διαμέτρων	32
- Διάμετρος $d1$	32
Θέση Α.....	32
- Διάμετρος $d2$	32
Θέση Β.....	32
Θέση Δ.....	33
- Διάμετρος $d3$	33
Θέση Γ	33
- Διάμετρος $d5$	33
- Διάμετρος $d4$	34
ΕΛΕΓΧΟΣ ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ	34
2.3.8. Υπολογισμός τάσης	34
2.3.9. Μέση τάση και απόκλιση τάσης.....	35
2.3.10. Συντελεστής μείωσης δυναμικής αντοχής	36
(α) Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης $\alpha 0b$ και $\alpha 0t$	36
(β) Συντελεστής μεγέθους αgt	36
(γ) Συντελεστής εγκοπής (διαβαθμίσεων άξονα) βkt	36
2.3.11. Έλεγχος σε δυναμική αντοχή	37
2.3.12. Έδρανα κυλίσεως ατράκτου	37
· Δυνάμεις εδράνων.....	38
· Στοιχεία υπολογισμού εδράνων κυλίσεως.....	39
· Συντελεστής ταχύτητας	39
· Συντελεστής διάρκειας ζωής	39
· Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο.....	39
2.4. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΓΙΑ ΤΗ ΣΥΝΔΕΣΗ ΑΤΡΑΚΤΟΥ - ΠΛΗΜΝΗΣ	40
2.4.1. Υπολογισμός οδηγού σφήνα ατράκτου - κόμπλερ.....	41
2.4.2. Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας.....	41
2.4.3. Υπολογισμός οδηγού σφήνα ατράκτου - στροφείου	42
2.4.4. Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας.....	42
2.5. Μηχανικοί στυπιοθλίπτες – Στεγανά.....	43
2.6. Βοηθητική αντλία – Jockey rump	44
Ανοξείδωτος χάλυβας	45
2.7. Ανοχές- Συναρμογές.....	46
2.7.1. Επιλογή κλάσεων συναρμογών	46

2.7.2. Μέθοδος υπολογισμού στοιχείων ανοχών	47
2.7.3. Σχεδίαση συστήματος κινήσεως.....	53
3. ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ	55
3.1. ΓΕΝΙΚΑ	55
3.2. ΗΛΕΚΤΡΟΚΙΝΗΤΗΡΑΣ.....	56
3.2.1. Κατασκευαστικά στοιχεία	56
3.2.2. Η ισχύς του ηλεκτροκινητήρα.....	57
3.2.3. Ολίσθηση.....	58
3.2.4. Ροπή ασύγχρονου τριφασικού κινητήρα	59
3.2.5. Κατασκευαστικές κλάσεις κινητήρων με βραχυκυκλωμένο δρομέα.....	61
3.2.6. Έδρανα κύλισης ηλεκτροκινητήρα	63
· Συντελεστής ταχύτητας	64
· Συντελεστής διάρκειας ζωής	64
· Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο.....	65
3.3. ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΚΙΝΗΤΗΡΑΣ	65
3.3.1. Ισχύς πετρελαιοκινητήρα.....	66
3.3.2. Ειδική κατανάλωση	67
3.3.3. Ελαστικός σύνδεσμος (κόμπλερ).....	67
4. ΠΙΕΣΤΙΚΟ ΔΟΧΕΙΟ ΜΕΜΒΡΑΝΗΣ	70
4.1. ΕΠΙΛΟΓΗ ΠΙΕΣΤΙΚΟΥ ΔΟΧΕΙΟΥ	70
4.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΧΟΥΣ ΕΛΑΣΜΑΤΟΣ ΠΙΕΣΤΙΚΟΥ ΔΟΧΕΙΟΥ	70
· Πάχος κυλινδρικού τοιχώματος.....	70
· Πάχος τοιχώματος πυθμένων	71
4.3. ΠΑΧΟΣ ΡΑΦΩΝ ΣΥΓΚΟΛΛΗΣΕΩΣ	71
5. ΥΔΡΑΥΛΙΚΑ ΠΑΡΕΛΚΟΜΕΝΑ.....	76
5.1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ	76
5.2. ΕΛΕΓΧΟΣ ΠΑΧΟΥΣ ΣΩΛΗΝΩΝ	76
5.3. ΟΡΓΑΝΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ ΚΑΙ ΕΛΕΓΧΟΣ ΓΙΑ ΥΠΕΡΠΙΕΣΗ	78
5.3.1. Όργανα ασφαλείας του συστήματος	78
.....	81
5.3.2. Έλεγχος για υπερπίεση.....	81
ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ.....	84
ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ.....	86
ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α	88
Πίνακες.....	88

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β	100
Διαγράμματα.....	101

ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1. ΒΑΣΙΚΟΙ ΟΡΙΣΜΟΙ

1.1. ΠΥΡΟΠΡΟΣΤΑΣΙΑ ΚΤΙΡΙΩΝ

Πυροπροστασία ή πυρασφάλεια κτιρίων είναι η εφαρμογή του Κανονισμού Πυροπροστασίας στα κτίρια, ο οποίος αποτελείται από τις απαιτήσεις και τα μέτρα που πρέπει να λαμβάνονται ώστε να πληρούνται τρεις βασικοί στόχοι:

- α) η ασφάλεια της ανθρώπινης ζωής
- β) τον έλεγχο της εξάπλωσης της πυρκαγιάς
- γ) η προστασία του κτιρίου και του περιεχομένου του.

Τα μέτρα που λαμβάνονται διακρίνονται σε δύο κατηγορίες:

- Παθητικά ή προληπτικά μέτρα πυροπροστασίας
- Ενεργητικά ή κατασταλτικά μέτρα πυροπροστασίας

1.1.1. Παθητική πυροπροστασία

Η παθητική πυροπροστασία έχει ως στόχο τον έλεγχο της εξάπλωσης της πυρκαγιάς και στην έγκαιρη εκκένωση του κτιρίου από τα άτομα που βρίσκονται μέσα την ώρα της εκδήλωσης της πυρκαγιάς. Τα μέτρα λαμβάνονται κατά τον αρχιτεκτονικό και στατικό σχεδιασμό του κτιρίου καθώς και κατά την κατασκευή του, δημιουργώντας έτσι μία δομική πυροπροστασία στο κτίριο. Επιπλέον, θέτουν τους όρους και τις προϋποθέσεις που πρέπει να έχει το κτίριο ανάλογα με την χρήση του, όπως δομικά στοιχεία, οδεύσεις διαφυγής, φωτεινή σήμανση και φωτισμός των οδεύσεων διαφυγής, καθώς και τα παρακάτω:

- Οι επικίνδυνοι χώροι πρέπει να αποτελούν ξεχωριστό πυροδιαμέρισμα και δεν πρέπει να βρίσκονται κοντά, από κάτω ή σε άμεση γειτονία με τις εξόδους των κτιρίων.

- Πυροδιαμερισματοποίηση των κτιρίων. (Το μέγιστο εμβαδό πυροδιαμερίσματος εξαρτάται από τη χρήση του κτιρίου).
- Κλιμακοστάσιο πυροσβεστών σε κτίρια με ύψος μεγαλύτερο από 25 [m].
- Ανελκυστήρας πυροσβεστών σε κτίρια με ύψος μεγαλύτερο από 28 [m].

1.1.2. Ενεργητική πυροπροστασία

Η Ενεργητική Πυροπροστασία στοχεύει στην εγκατάσταση συστημάτων πυρανίχνευσης, έγκαιρης εξακρίβωσης και συναγερμού, καθώς και στην αντιμετώπιση της φωτιάς πριν καταστεί ανεξέλεγκτη. Ο εξοπλισμός αυτός τοποθετείται κατάλληλα ως προς το είδος και το πλήθος του σύμφωνα με τις ειδικές διατάξεις της νομοθεσίας για κάθε κτίριο. Τα μέτρα ή μέσα αποτελούν αντικείμενο της Μελέτης Ενεργητικής Πυροπροστασίας και μπορούν να καταταγούν ανάλογα με τον τρόπο εγκατάστασης σε:

- Μόνιμα κατασταλτικά συστήματα πυροπροστασίας
 - Μόνιμο Υδροδοτικό Πυροσβεστικό Δίκτυο (Μ.Υ.Π.Δ.)
 - Συστήματα καταιονισμού ύδατος (SPRINKLER)
 - Μόνιμα συστήματα κατάσβεσης με σκόνες (SPRINKLER)
 - Μόνιμα συστήματα κατάσβεσης με CO_2 (SPRINKLER)
- Μόνιμα προληπτικά συστήματα πυροπροστασίας
 - Χειροκίνητο σύστημα συναγερμού
 - Αυτόματο σύστημα πυρανίχνευσης
- Φορητά μέσα – πυροσβεστήρες
 - Ξηράς σκόνης - φορητός
 - Ξηράς σκόνης - τροχήλατος
 - Ξηράς σκόνης - οροφής
 - Διοξειδίου του άνθρακα - φορητός
 - Μηχανικού αφρού - φορητός
- Φορητά μέσα - Βοηθητικά εργαλεία και μέσα
 - Αναπνευστικές συσκευές Οξυγόνου
 - Αναπνευστικές συσκευές πεπιεσμένου αέρα
 - Ατομικές προσωπίδες με φίλτρο
 - Στολές αμιάντου προσέγγισης
 - Στολές αμμωνίας
 - Φτυάρια

- Σκαπάνες
- Τσεκούρια
- Λοστοί διάρρηξης
- Προστατευτικά κράνη
- Κουβέρτες διάσωσης δύσφλεκτες
- Ηλεκτρικοί φανοί χειρός

1.2. ΜΟΝΙΜΟ ΥΔΡΟΔΟΤΙΚΟ ΠΥΡΟΣΒΕΣΤΙΚΟ ΔΙΚΤΥΟ

Το μόνιμο υδροδοτικό πυροσβεστικό δίκτυο είναι μια υδραυλική διάταξη σωλήνων, πυροσβεστικών λήψεων και λοιπού σχετικού εξοπλισμού, που αποτελούν μια μόνιμη εγκατάσταση ενός κτιρίου ή μιας κατασκευής. Σκοπός τους είναι η συνεχή τροφοδοσία νερού για την κατάσβεση μιας πυρκαγιάς. Διακρίνουμε τους εξής τύπους υδροδοτικού πυροσβεστικού δικτύου:

α) Δίκτυο που τροφοδοτεί νερό με σταθερή πίεση στην πυροσβεστική φωλιά. Οι πυροσβεστικές φωλιές είναι ειδικά ερμάρια ερυθρού χρώματος στα οποία περιέχονται η βάνα και ο διπλωτήρας με τον εύκαμπτο πυροσβεστικό σωλήνα με τον αυλό.

β) Δίκτυο το οποίο δέχεται αυτόματα νερό στις σωληνώσεις του όταν ανοιχτεί η βάνα της πυροσβεστικής φωλιάς.

γ) Δίκτυο το οποίο δέχεται νερό στο σύστημα με μοχλό ή κομβίο το οποίο ενεργοποιεί μια αντλία, η οποία τοποθετείται σε κάθε πυροσβεστική φωλιά.

δ) Δίκτυο ξερού τύπου, που δεν διαθέτει μόνιμη πηγή παροχής νερού και τροφοδοτείται μόνο από τα πυροσβεστικά οχήματα.

ε) Δίκτυο συνδυασμού πυροσβεστικής φωλιάς και αυτόματου συστήματος καταιονισμού (Sprinkler) τα οποία τροφοδοτούνται από ενιαίο δίκτυο.

1.2.1. Κατηγορίες υδροδοτικών πυροσβεστικών δικτύων

α) Κατηγορία I: Για χρήση από την πυροσβεστική υπηρεσία και από ειδικά εκπαιδευμένα άτομα. Στην κατηγορία αυτή χρησιμοποιούνται εύκαμπτοι σωλήνες διαμέτρου 65 [mm] (ή 2 1/2").

β) Κατηγορία II: Για χρήση του ενοίκου ή της ομάδας πυροπροστασίας μέχρι την άφιξη της πυροσβεστικής υπηρεσίας. Στην κατηγορία αυτή χρησιμοποιούνται εύκαμπτοι πυροσβεστικοί σωλήνες διαμέτρου 20 [mm] έως 45 [mm] (1" έως 1 3/4").

γ) Κατηγορία III: Για χρήση από την πυροσβεστική υπηρεσία και ειδικώς εκπαιδευμένων ατόμων με εύκαμπτους σωλήνες διαμέτρου 65 [mm] και συγχρόνως για χρήση από τους ένοικους, με εύκαμπτους σωλήνες διαμέτρου 45 [mm], δηλαδή σε κάθε πυροσβεστική φωλιά θα υπάρχουν δύο στόμια (βάνες).

1.2.2. Τα μόνιμα υδροδοτικά πυροσβεστικά δίκτυα αποτελούνται:

Τα μέρη που περιλαμβάνει το μόνιμο υδροδοτικό πυροσβεστικό δίκτυο είναι τα εξής:

- α) Αποθήκη ή πηγή νερού
- β) Πυροσβεστικές αντλίες, εάν απαιτούνται
- γ) Πίνακα αυτοματισμών για τις αντλίες
- δ) Ρυθμιστή πίεσεως (μειωτή) όπου απαιτείται
- ε) Σωληνώσεις καταλλήλου διαμέτρου, για την παροχή της απαιτούμενης ποσότητας νερού και πίεσεως στις συνδέσεις των πυροσβεστικών φωλέων.
- στ) Πυροσβεστικές φωλέες

Στην πράξη για τις εγκαταστάσεις συνήθους κινδύνου έχουμε σαν πηγές υδροδότησης είτε το δίκτυο πόλεως (δημόσιος αγωγός υδροδότησης), είτε δεξαμενή (υπόγεια ή υπέργεια) με εγκατάσταση αυτόματου αντλητικού συγκροτήματος.

2. ΠΥΡΟΣΒΕΣΤΙΚΟ ΑΝΤΛΗΤΙΚΟ ΣΥΓΚΡΟΤΗΜΑ

2.1. ΜΕΡΗ ΤΟΥ ΠΥΡΟΣΒΕΣΤΙΚΟ ΑΝΤΛΗΤΙΚΟ ΣΥΓΚΡΟΤΗΜΑΤΟΣ

- Ηλεκτροκίνητο σκέλος:

Τροφοδοτεί το δίκτυο με νερό στην απαραίτητη πίεση. Εκκινεί αυτόματα όταν η πτώση πίεσης είναι μεγάλη και σταματά αυτόματα με την αποκατάσταση της πίεσης στο δίκτυο μετά το κλείσιμο της βάνας. Αποτελείται από μια φυγόκεντρη αντλία (Εικόνα 1) μονοβάθμια ή πολυβάθμια οριζόντιας ή κατακόρυφης διάταξης, προσαρμοσμένη μέσω ελαστικού συνδέσμου σε ηλεκτροκινητήρα ασύγχρονο, βραχυκυκλωμένου δρομέα, 400/690V, 50Hz, 2.900 ή 1.500 [RPM].



Εικόνα 1: Ηλεκτροκίνητο σκέλος

Πηγή: Πηγή: www.lowara.gr

- Πετρελαιοκίνητο σκέλος:

Τροφοδοτεί το δίκτυο με νερό στην απαραίτητη πίεση. Εκκινεί αυτόματα όταν διακοπεί η παροχή ηλεκτρικού ρεύματος ή όταν η πτώση πίεσης είναι μεγάλη και σταματά αυτόματα με την αποκατάσταση της πίεσης στο δίκτυο μετά το κλείσιμο της βάνας. Αποτελείται από μια φυγόκεντρη αντλία (Εικόνα 2) μονοβάθμια ή πολυβάθμια, προσαρμοσμένη μέσω ελαστικού συνδέσμου σε πετρελαιοκινητήρα τετράχρονο, μονοκύλινδρο ή πολυκύλινδρο, αερόψυκτο ή υδρόψυκτο 2.900 [RPM] με απ' ευθείας ψεκασμό, ηλεκτρικό εκκινητή, μπαταρία 12 ή 24V και δοχείο καυσίμου για τετράωρη συνεχόμενη λειτουργία.



Εικόνα 2: Πετρελαιοκίνητο σκέλος

Πηγή: www.lowara.gr

- Βοηθητικό ηλεκτροκίνητο σκέλος:

Τροφοδοτεί το δοχείο διαστολής και συμπληρώνει το δίκτυο με πίεση. Εκκινεί αυτόματα, πρώτο στη σειρά, όταν υπάρχουν διαρροές και η πτώση πίεσης είναι μικρή (πιεζοστατικός έλεγχος). Αποτελείται από μια αντλία φυγόκεντρη μονοβάθμια ή πολυβάθμια οριζόντιας ή κατακόρυφης διάταξης, προσαρμοσμένη μέσω ελαστικού συνδέσμου σε ηλεκτροκινητήρα ασύγχρονο, βραχυκυκλωμένου δρομέα, 400V, 50Hz, 2.900 ή 1.500 [RPM].

- Πιεστικό δοχείο μεμβράνης:

Διατηρεί την πίεση του δικτύου σταθερή και το προστατεύει από υδραυλικά πλήγματα. Αποτελείται από μια δεξαμενή κατακόρυφης διάταξης με πλήρη αντιδιαβρωτική προστασία, που φέρει εσωτερικά μεμβράνη ατοξική από καθαρό καουτσούκ. Η πίεση λειτουργίας είναι 10 ή 16 [bar].

- Όργανα ελέγχου και προστασίας:

Τα όργανα ελέγχου και προστασίας του συγκροτήματος είναι οι πιεζοστάτες οθόνης για τον έλεγχο και την εκκίνηση κάθε σκέλους.(φέρουν μανόμετρο γλυκερίνης για τη σαφή ένδειξη της πίεσης στο δίκτυο), οι ορειχάλκινες βαλβίδες μη επιστροφής (αντεπίστροφα) στην κατάθλιψη μία για κάθε σκέλος και οι βάνες απομόνωσης των αντλιών.

- Πίνακας ελέγχου και αυτοματισμού:

Ο πίνακας ελέγχου και αυτοματισμού (control panel) εξασφαλίζει την αυτόματη λειτουργία και διατηρεί το συγκρότημα σε διαρκή ετοιμότητα. Φέρει διακόπτες για αυτόματη / χειροκίνητη λειτουργία, ειδικό σύστημα αυτόματης εκκίνησης του πετρελαιοκινητήρα με επαναληπτικές προσπάθειες εκκίνησης, διάταξη φόρτισης / συντήρησης της μπαταρίας, ωρομετρητή, διάταξη αυτόματης προγραμματιζόμενης περιοδικής λειτουργίας (προαιρετικά) καθώς και όλες τις διατάξεις για την προστασία των σκελών του συγκροτήματος.

- Βάση συγκροτήματος

Η βάση του συγκροτήματος είναι μια ενιαία χαλύβδινη (ST 37-2), ενισχυμένη με σιδηροδοκούς, επάνω σε 4 ή 6 ελαστικές αντικραδασμικές βάσεις για ομοιόμορφη ταλάντωση χωρίς κίνδυνο θραύσης των σωλήνων.

2.2. ΠΡΟΤΥΠΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ

Αυτή τη στιγμή στην Ελλάδα κατασκευάζονται δύο είδη πυροσβεστικών αντλητικών συγκροτημάτων.

- 1) Πυροσβεστικό συγκρότημα βάση της Ελληνικής οδηγίας (Π.Υ. & ΤΕΕ)
- 2) Πυροσβεστικό συγκρότημα βάση της οδηγίας της Ε.Ε. (EN 12845)

Στην παρούσα Πτυχιακή Εργασία γίνεται μελέτη πυροσβεστικών συγκροτημάτων βάση του προτύπου EN 12845. Παρακάτω γίνεται μια αναφορά στα κατασκευαστικά χαρακτηριστικά, την εγκατάσταση και τη συντήρηση των πυροσβεστικών συγκροτημάτων όπως ορίζουν τα πρότυπα EN 12845.

2.2.1. Αντλίες

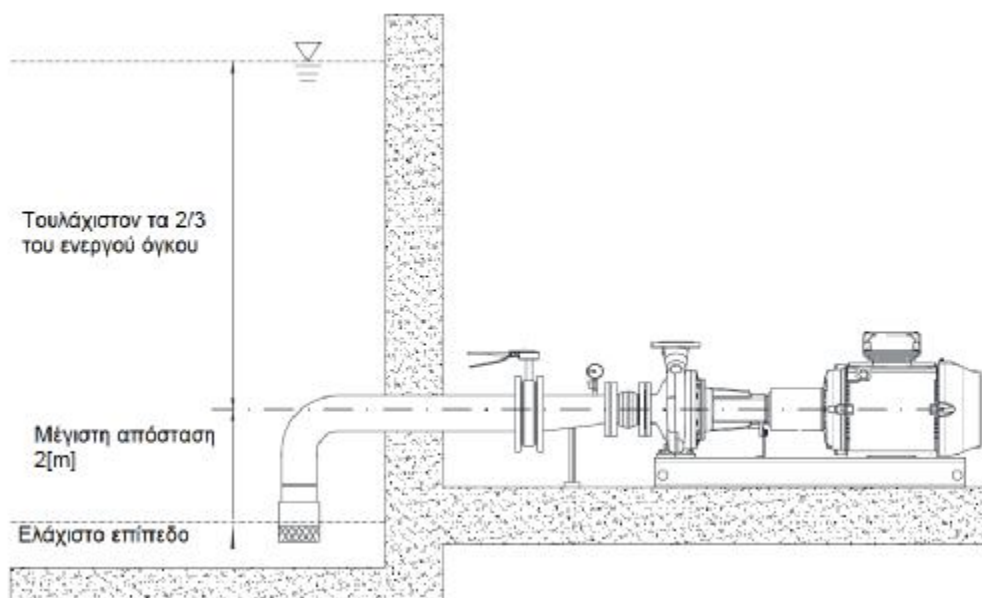
Οι επιτρεπόμενοι τύποι αντλιών είναι αντλίες με αφαιρούμενο το περιστρεφόμενο τμήμα, οι αντλίες ημιτονοειδούς δίσκου, οι υποβρύχιες αντλίες, οι κατακόρυφου στροβίλου και οι οριζόντιες πολυβάθμιες αντλίες. Στις αντλίες με αξονική αναρρόφηση (end suction) πρέπει το περιστρεφόμενο τμήμα να αφαιρείται προς την πλευρά του κινητήρα (black out). Στην περίπτωση των υποβρύχιων αντλιών, θα γίνεται επιλογή τους σε περιπτώσεις που δεν μπορεί να υπάρξει άλλη λύση. Οι σωληνώσεις της αναρρόφησης πρέπει να έχουν στήριξη ανεξάρτητη με την αντλία.

2.2.2. Οικίσκοι

Ο οικίσκος που θα τοποθετηθεί το πυροσβεστικό συγκρότημα θα πρέπει να είναι για αποκλειστική χρήση από αυτό και να είναι πυράντοχος τουλάχιστον για 60 λεπτά. Η τοποθέτησή του πρέπει να γίνεται κατά σειρά προτίμησης: σε ξεχωριστό οικίσκο, σε οικίσκο που γειτνιάζει με το κτίριο που έχει προστασία με αυτόματα συστήματα κατάσβεσης είτε σε χώρο μέσα στο κτίριο, που έχει αυτόματο σύστημα κατάσβεσης, με πρόσβαση από έξω. Οι επιτρεπόμενες θερμοκρασίες εντός του οικίσκου είναι: μεγαλύτερη των 4°C για τις ηλεκτροκίνητες αντλίες και μεγαλύτερη των 10°C για τις πετρελαιοκίνητες αντλίες. Στην μελέτη της κατασκευής του οικίσκου θα πρέπει να υπάρχει πρόβλεψη για τον κατάλληλο αερισμό του χώρου.

2.2.3. Στοιχεία ελέγχου ροής και υδραυλικά παρελκόμενα

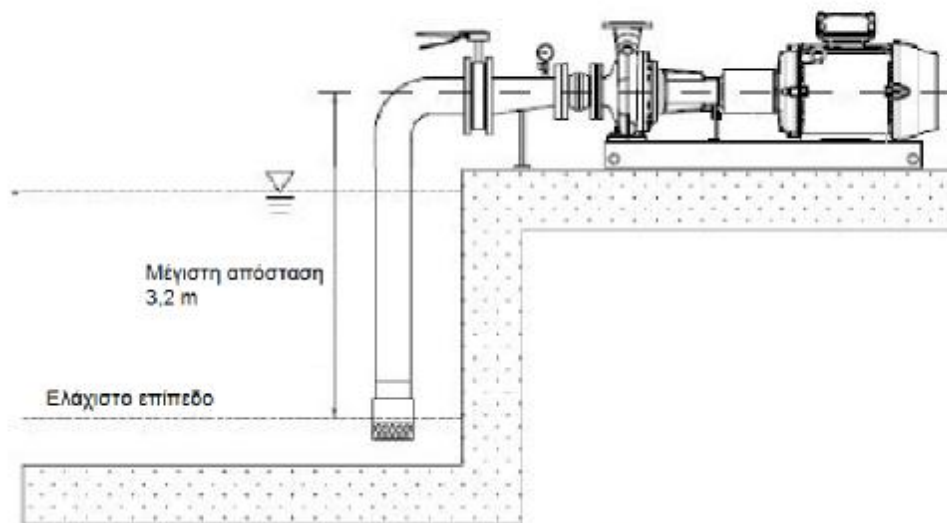
Σύμφωνα με τα πρότυπα EN 1285, στην κατάθλιψη κάθε αντλίας πρέπει να υπάρχει βαλβίδα αντεπιστροφής και βάνα τύπου πεταλούδας. Και οι δύο πρέπει να είναι βαμμένες με ειδική εποξική βαφή με φλατζωτή σύνδεση. Οι συνθήκες αναρρόφησης της αντλίας μπορεί να είναι είτε θετικής είτε αρνητικής αναρρόφησης. Προτιμάται η θετική αναρρόφηση (Εικόνα 3) όταν τουλάχιστον τα 2/3 του ενεργού όγκου του υγρού θα βρίσκονται πάνω από την γραμμή του άξονα της αντλίας και ο άξονας της αντλίας βρίσκεται λιγότερο από 2 μέτρα πάνω από τη χαμηλή στάθμη νερού. Σε περίπτωση που δεν είναι εφικτό αυτό, οι αντλίες θα τοποθετούνται σε συνθήκες αρνητικής αναρρόφησης. Η ελάχιστη διάμετρος σωλήνωσης της θετικής αναρρόφησης είναι τα 65 [mm] και η μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα του νερού είναι τα 1,8 [m/s^2].



Εικόνα 3: Αντλία σε συνθήκες θετικής αναρρόφησης

Πηγή: Lowara - Gem τεχνικό φυλλάδιο

Στην αρνητική αναρρόφηση έχουμε ελάχιστη διάμετρο σωλήνωσης τα 80[mm] και μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα τα 1,5 [m/s^2] στην μέγιστη παροχή. Το ύψος από τον άξονα της αντλίας μέχρι το επίπεδο χαμηλής στάθμης δεν μπορεί να ξεπερνά τα 3,2 [m]. Επιπλέον για την κάθε αντλία πρέπει να υπολογίζεται τοποθέτηση ποδοβαλβίδας και ανεξάρτητη διάταξη πλήρωσης. (Εικόνα 4)



Εικόνα 4: Αντλία σε συνθήκες αρνητικής αναρρόφησης

Πηγή: Lowara - Gem τεχνικό φυλλάδιο

Σε περίπτωση που η αντλία λειτουργεί με κλειστή τη βάνα της κατάθλιψης, θα πρέπει να υπάρχει μια ελάχιστη μόνιμη ροή που θα προστατεύει την αντλία από υπερθέρμανση. Στην εικόνα 5 βλέπουμε την υποδοχή της αντλίας για τη σύνδεση της σωληνώσεως της ελάχιστης μόνιμης ροής.



Εικόνα 5: Σημείο σύνδεσης με την σωλήνωση ελάχιστης μόνιμης ροής

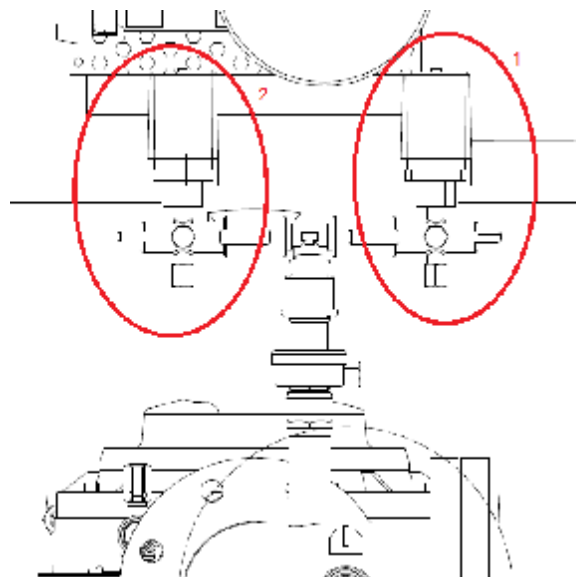
Πηγή: www.lowara.com

2.2.4. Φίλτρα

Τα φίλτρα δεν θα πρέπει να επιτρέπουν τη διέλευση στερεών μεγέθους μεγαλύτερο των 5 [mm]. Το εμβαδόν της διατομής τους θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 1,5 επί το εμβαδόν της διατομής του σωλήνα αναρρόφησης. Σε περίπτωση συνθηκών θετικής αναρρόφησης το φίλτρο τοποθετείται στον σωλήνα της αναρρόφησης, μετά την δεξαμενή και ανάμεσά τους μια αποφρακτική βάνα. Σε συνθήκες αρνητικής αναρρόφησης, το φίλτρο τοποθετείται στην άκρη του σωλήνα αναρρόφησης πριν την ποδοβαλβίδα μέσα στη δεξαμενή του νερού.

2.2.5. Πιεζοστάτες

Το πυροσβεστικό σύστημα θα πρέπει να διαθέτει δύο πιεζοστάτες, συνδεδεμένους σε σειρά για κάθε κύρια αντλία. Η διάταξη των πιεζοστατών (Εικόνα 6) στην κάθε αντλία είναι τέτοια ώστε να γίνεται δοκιμή στον κάθε ένα ξεχωριστά και η διατομή των σωληνώσεων της διάταξης θα πρέπει να είναι διαμέτρου τουλάχιστον 15 [mm].



Εικόνα 6: Η διάταξη των πιεζοστατών (κάτοψη πετρελαιοκινητήρα)

Πηγή: Lowara - Gem τεχνικό φυλλάδιο

Η εκκίνηση των αντλιών θα γίνεται σε πίεση όχι λιγότερη από 0,8 της πίεσης ισορροπίας του συστήματος. Μετά την εκκίνηση μιας αντλίας, αυτή θα συνεχίζει να λειτουργεί μέχρι η πίεση να φτάσει πάλι στην πίεση ισορροπίας ή να διακοπεί χειροκίνητα.

2.2.6. Πίνακας ηλεκτροκίνητης αντλίας

Μέσω του πίνακα γίνεται αυτόματη εκκίνηση της αντλίας (μέσω των πιεζοστατών) και η διακοπή της λειτουργίας της αντλίας χειροκίνητα. Τα καλώδια ισχύος της ηλεκτροκίνητης αντλίας πρέπει να προστατεύονται έναντι βραχυκλωμάτων (μέσω ασφαλειών υψηλής αντοχής) και απευθείας επαφών. Δεν πρέπει να προστατεύονται σε περίπτωση υπερφόρτωσης. Επιπλέον θα πρέπει να περιέχει ένα αμπερόμετρο.

2.2.7. Πετρελαιοκινητήρας

Στο πυροσβεστικό συγκρότημά μας, η δεύτερη κύρια αντλία (εφεδρική) εκκινεί αυτόματα αφού διακοπεί το ρεύμα και σταματήσει δηλαδή η κύρια ηλεκτροκίνητη. Σύμφωνα με τα ευρωπαϊκά πρότυπα EN 1285, η αντλία του πετρελαιοκινητήρα θα πρέπει να είναι σε πλήρη λειτουργία το αργότερο σε 15 δευτερόλεπτα μετά την εκκίνηση. Η λειτουργία του εξαρτάται μόνο από τον κινητήρα και τις μπαταρίες του. Θα πρέπει να έχει δύο ξεχωριστές μπαταρίες, ανοικτού τύπου (νικελίου- καδμίου) επαναφορτιζόμενες ή μολύβδου, με ελάχιστη ονομαστική τάση ίση με 12 [V].

Η δεξαμενή καυσίμου της μηχανής θα έχει χωρητικότητα για καύση σε πλήρες φορτίο από 3 έως 6 ώρες ανάλογα με το βαθμό επικινδυνότητας (κατηγορία κινδύνου) της εγκατάστασης. Ο αερισμός της δεξαμενής θα πρέπει να τερματίζει εκτός του οικίσκου.

Στο χώρο του πετρελαιοκινητήρα θα πρέπει να υπάρχει ένα στάνταρ κιτ ανταλλακτικών (όπως συνίσταται από τον κατασκευαστή του κινητήρα) με τα εξής:

- Δύο σετ από φίλτρα καυσίμου και παρεμβύσματα
- Δύο σετ από φίλτρα ελαίου και παρεμβύσματα
- Δύο σετ από ιμάντες (όπου υπάρχουν)
- Ένα σετ από αρθρώσεις, τσιμούχες και σωληνάκια
- Δύο μπεκ

2.2.8. Βοηθητική αντλία

Η βοηθητική αντλία πρέπει να είναι εγκατεστημένη στο σύστημα ώστε να διατηρεί την απαιτούμενη πίεση του συστήματος και να εκκινεί όταν υπάρχουν μικρο-διαρροές ώστε να μην εκκινήσουν οι κύριες αντλίες άσκοπα. Θα πρέπει να είναι σε θέση να μην μπορεί να τροφοδοτήσει ούτε ένα sprinkler ώστε να μην εμποδίζει να εκκινήσουν οι κύριες αντλίες.

2.2.9. Συντήρηση

Ο υπεύθυνος του χώρου του πυροσβεστικού συγκροτήματος πρέπει να φροντίσει ώστε να εκτελείται σωστά το πρόγραμμα συντήρησης και ελέγχων επιθεώρησης. Οι ενέργειες ελέγχου θα πρέπει να καταγράφονται σε αρχείο και είναι οι εξής:

- Εβδομαδιαίοι γενικοί έλεγχοι, δοκιμές συναγερμών και εκκίνηση των κύριων αντλιών.
- Μηνιαίος έλεγχος των μπαταριών
- Τριμηνιαίος έλεγχος των sprinkler, των σωληνώσεων και των στηριγμάτων τους και της τροφοδοσίας του νερού(βάνες, φλοτέρ, κλπ.)
- Εξαμηνιαίος έλεγχος στις βαλβίδες συναγερμού ξηρής λειτουργίας
- Ετήσιος έλεγχος μη εκκίνησης πετρελαιοκινητήρα, πλωτήρων δεξαμενών και αναρρόφησης αντλιών
- Τριετής έλεγχος διάβρωσης δεξαμενών και δοχείων, βανών τροφοδοσίας, συναγερμού και στεγανότητας
- Δεκαετής εκκένωση, καθαρισμός και έλεγχος όλων των δεξαμενών αποθήκευσης.

1. ΠΥΡΟΣΒΕΣΤΙΚΟ ΑΝΤΛΗΤΙΚΟ ΣΥΓΚΡΟΤΗΜΑ ΠΙΕΣΕΩΣ 5 bar ΚΑΙ ΠΑΡΟΧΗΣ 50 m³/h

1.1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΙ

Η απαιτούμενη παροχή της αντλίας είναι $Q= 50$ [m³/h]. Η συνολική πίεση της αντλίας είναι 5 [bar] ή 51 [m.Υ.Σ.]. Η απαιτούμενη ισχύς της αντλίας δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$N = \frac{Q \times H \times \rho \times g}{\eta} \quad (1.1)$$

όπου:

Q: η παροχή σε [m³/h]

H: το απαιτούμενο μανομετρικό σε [m]

η: ο ολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας (Η τιμή του είναι από 0,7 έως 0,9)

g: η επιτάχυνση βαρύτητας (9,81 [m/s²])

ρ: η πυκνότητα νερού (1000 [kg/m³])

Άρα από τον παραπάνω τύπο έχουμε:

$$N = \frac{Q \times H \times \rho \times g}{\eta} = \frac{50 \times 51 \times 9,81 \times 1000}{0,65 \times 3600} \left[\frac{kg \times m^2}{sec^3} \right] = 10,69 [kW] = 10,69 \times 1,34 [HP] \Rightarrow$$

$$N = 14,33 [HP]$$

Για να υπερνικηθούν οι απώλειες λειτουργίας της ίδιας της αντλίας κάνουμε προσαύξηση 20% στην τιμή της ισχύος και έχουμε:

$$N = 14,33 [HP] \times 1,2 = 17,2 [HP]$$

Κάνοντας χρήση της ηλεκτρονικής σελίδας « <http://www.xylect.com> » επιλέγουμε από το εμπόριο το αντλητικό πυροσβεστικό σύστημα της LOWARA (Εικόνα 1.1) και συγκεκριμένα την σειρά GEN που ακολουθεί τα ευρωπαϊκά πρότυπα EN 12845. Το σύστημα αυτό, σύμφωνα με τις τεχνικές οδηγίες αποτελείται από μια ηλεκτροκίνητη αντλία (FHF 50- 250/150), μια πετρελαιοκίνητη (FHF 50-250/D224), τη βοηθητική αντλία (jockey pump) και το πιεστικό δοχείο μεμβράνης.



Εικόνα 1.1 – Πυροσβεστικό συγκρότημα της Lowara, σειράς GEN

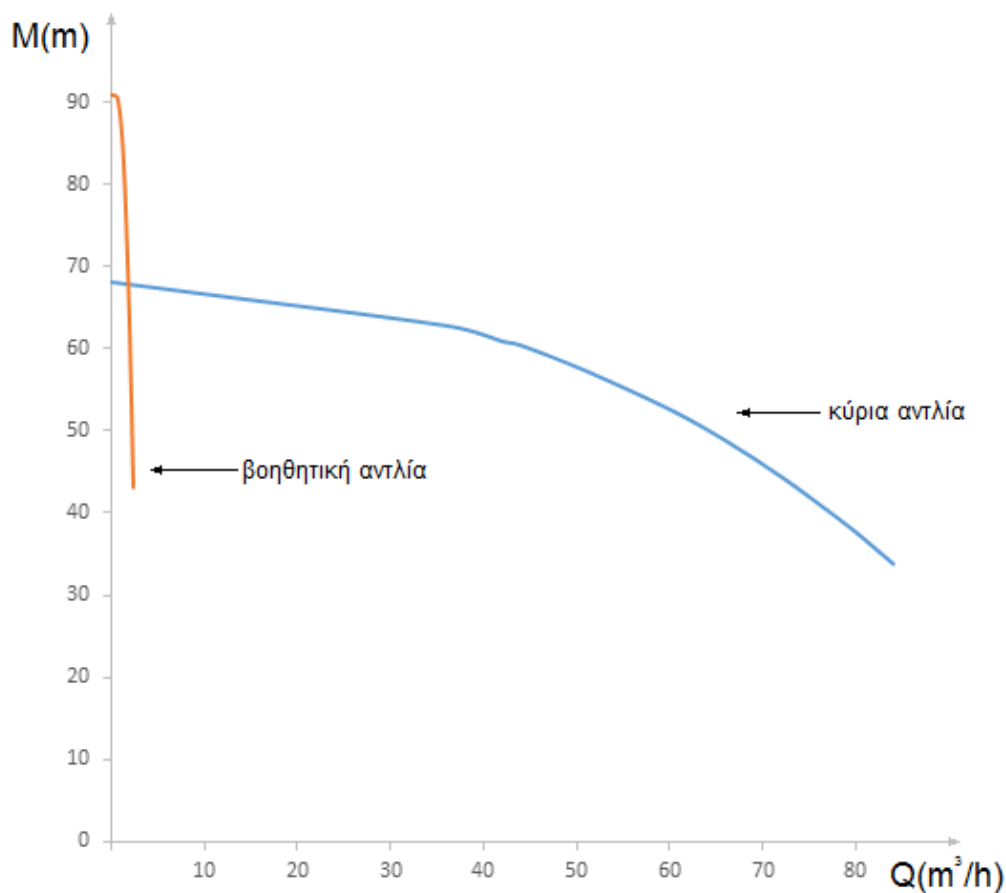
Πηγή: www.lowara.com

Η λειτουργία του αντλητικού συστήματος είναι η εξής: Το πιεστικό δοχείο συντηρεί σε όλο το δίκτυο μόνιμα μια καθορισμένη πίεση που ελέγχεται από έναν πιεζοστάτη της υψηλής στάθμης. Σε περίπτωση μιας μικρής πτώσης της πίεσεως λόγω διαρροών ή άλλης αιτίας, από τον πιεζοστάτη υψηλής πίεσεως ενεργοποιείται η μικρή (βοηθητική) ηλεκτροκίνητη αντλία. Όταν η πίεση πέσει κάτω από το καθορισμένο όριο(0,8xP βλ. σελ. 9), από το δεύτερο πιεζοστάτη χαμηλής στάθμης ενεργοποιείται η κύρια αντλία και σε περίπτωση διακοπής του ρεύματος ή μη ενεργοποίησης τίθεται τότε αυτόματα σε λειτουργία η πετρελαιοκίνητη αντλία. Όταν οι καταναλώσεις είναι ανοιχτές, η κύρια αντλία και η βοηθητική λειτουργούν παράλληλα.

1.2. ΜΑΝΟΜΕΤΡΙΚΟ ΥΨΟΣ

1.2.1. Χαρακτηριστικές καμπύλες μανομετρικού – παροχής της κύριας και βοηθητικής αντλίας:

Στο παράρτημα Α πίνακας 2, ο κατασκευαστής δίνει τιμές για το μανομετρικό, την παροχή και το καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης της κύριας και της βοηθητικής αντλίας σε συνθήκες θετικής αναρρόφησης. Στο Σχήμα 1.1 κατασκευάζουμε το διάγραμμα με τις χαρακτηριστικές καμπύλες μανομετρικού – παροχής της κύριας και βοηθητικής αντλίας.



Σχήμα 1.1: Χαρακτηριστικές καμπύλες μανομετρικού – παροχής της κύριας και βοηθητικής αντλίας

Παρατηρούμε ότι η βοηθητική αντλία δίνει υψηλό μανομετρικό για πολύ μικρές τιμές παροχής ώστε να καλύπτει τις μικρές απώλειες που υπάρχουν στο δίκτυο και να μην χρειαστεί να εκκινήσει η κύρια. Η παράλληλη λειτουργία των αντλιών δίνει μια χαρακτηριστική καμπύλη που δεν θα διαφέρει πολύ από την καμπύλη της κύριας. Επομένως δεν υπάρχει λόγος να μελετήσουμε αυτή την παράλληλη λειτουργία και θα επικεντρωθούμε κυρίως στη λειτουργία της κύριας αντλίας. Στις ενότητες του

κεφαλαίου που ακολουθούν γίνεται αναφορά στην σπηλαίωση και σε κάποιους σημαντικούς συντελεστές που χαρακτηρίζουν μία αντλία.

1.3. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΠΙΕΣΗΣ (ψ)

Στις φυγοκεντρικές αντλίες ο συντελεστής πίεσεως ψ είναι ένας χαρακτηριστικός αριθμός και καθορίζεται από τη σχέση (1.2):

$$\psi = \frac{2 \times g \times H}{u_2^2} \quad (1.2)$$

όπου:

u_2 : η περιφερειακή ταχύτητα της πτερωτής [m/s]

Η τιμή του συντελεστή κυμαίνεται από $0,9 \div 1,1$ για κοινές φυγοκεντρικές αντλίες. Η περιφερειακή ταχύτητα υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο (1.3):

$$u_2 = \frac{\pi \times D \times n}{60} \quad (1.3)$$

όπου:

D: η εξωτερική διάμετρος της πτερωτής [m]

n: ο αριθμός στροφών της πτερωτής [RPM]

Με βάση τα δεδομένα μας και τους δύο παραπάνω τύπους υπολογίζουμε το συντελεστή. Στο παράρτημα Α πίνακα 1 ο κατασκευαστής μας δίνει τιμή για τη διάμετρο της πτερωτής ίση με: $D = 224 [mm]$.

$$u_2 = \frac{\pi \times D \times n}{60} = \frac{3,14 \times 0,224 \times 2900}{60} [m/s] \cong 34 [m/s]$$

και

$$\psi = \frac{2 \times g \times H}{u_2^2} = \frac{2 \times 9,81 \times 58,8}{34^2} \left[\frac{m}{s^2} \times \frac{s^2}{m^2} \times m \right] = 0,99$$

Ο συντελεστής είναι μέσα στα όρια $0,9 \div 1,1$ άρα η αντλία που μελετάμε έχει την ικανότητα να μετατρέπει τη δυναμική πίεση που δημιουργείται στη βαθμίδα της σε μανομετρικό.

1.4. ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΗΣ ΠΑΡΟΧΗΣ ΑΝΤΛΙΑΣ (φ)

Ο συντελεστής παροχής φ εκφράζει την ικανότητα της αντλίας να παροχετεύσει ρευστό (ικανότητα αναρρόφησης), συγκρίνοντας έτσι την παροχή όγκου της αντλίας στην έξοδό της με αυτή που παράγεται μέσα στο στροφείο της. Καθορίζεται από τη σχέση:

$$\varphi = \frac{Q}{n \times D^3} \quad (1.4)$$

όπου:

Q: η παροχή της αντλίας [m^3/h]

n: ο αριθμός στροφών της αντλίας [RPM]

D: η διάμετρος του στροφείου [m]

Με βάση τα δεδομένα μας και τους δύο παραπάνω τύπους υπολογίζουμε τον συντελεστή. Στο παράρτημα Α πίνακα 1 ο κατασκευαστής μας δίνει τιμή για τη διάμετρο της πτερωτής ίση με: $D= 224 [mm]$.

$$\varphi = \frac{Q}{n \times D^3} = \frac{53,7/60}{2900 \times 0,224^3} \left[\frac{m^3/min}{RPM \times m^3} \right] = 0,027$$

1.5. ΕΙΔΙΚΟΣ ΑΡΙΘΜΟΣ ΣΤΡΟΦΩΝ (N_s)

Ο ειδικός αριθμός στροφών είναι ένας σημαντικός αριθμός που μας δίνει τη δυνατότητα να χαρακτηρίσουμε τη λειτουργία μιας αντλίας στο σύνολό της, χωρίς να υποτιμάται η σημασία των προηγούμενων δύο αριθμών. Για αντλίες ισχύει:

$$N_s = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = n \times \frac{Q^{1/2}}{(g \times H)^{3/4}} \quad (1.5)$$

Με βάση τα δεδομένα μας και τους δύο παραπάνω τύπους υπολογίζουμε τον ειδικό αριθμό στροφών:

$$N_s = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = n \times \frac{Q^{1/2}}{(g \times H)^{3/4}} = \frac{2900}{60} \times \frac{(53,7/3600)^{1/2}}{(1000 \times 58,8)^{3/4}} \left[\frac{(\frac{m^3}{sec})^{1/2}}{sec \times (\frac{m}{sec})^{3/2}} \right] = 0,0015$$

1.6. ΚΑΘΑΡΟ ΘΕΤΙΚΟ ΎΦΟΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗΣ (NPSH)

Το καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης διακρίνεται στο διαθέσιμο θετικό ύψος αναρρόφησης και το απαιτούμενο θετικό ύψος αναρρόφησης. Το διαθέσιμο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης ($NPSH_A$) είναι η διαφορά μεταξύ της πραγματικής πίεσης ή του διαθέσιμου μανομετρικού (μετρημένο στη φλάτζα αναρρόφησης της αντλίας) και της πίεσης ατμών του συγκεκριμένου υγρού. Ενώ το απαιτούμενο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης ($NPSH_R$) είναι το ελάχιστο μανομετρικό που απαιτείται ώστε να αποφευχθεί το φαινόμενο της σπηλαίωσης σε ένα δεδομένο υγρό και σε μια δεδομένη παροχή. Το ύψος αυτό είναι συναρτησει της κατασκευής της αντλίας και διαφέρει από αντλία σε αντλία. Για το διαθέσιμο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης ($NPSH_A$) ισχύει η παρακάτω σχέση:

$$NPSH_A = \left(\frac{p_A - p_s}{\rho \times g} \right) + H - \frac{\Sigma \Delta p_{απωλ}}{\rho \times g} \quad (1.6)$$

όπου:

H: η υψομετρική διαφορά μεταξύ δεξαμενής και αντλίας

p_s : η τάση ατμών του ρευστού

p_A : η πίεση στη φλάτζα αναρρόφησης της αντλίας

Για το απαιτούμενο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης ($NPSH_R$) ισχύει η παρακάτω σχέση:

$$NPSH_R = \left(\frac{p_0 - p_s}{\rho \times g} \right) \quad (1.7)$$

όπου:

H: η υψομετρική διαφορά μεταξύ δεξαμενής και αντλίας

p_s : η τάση ατμών του ρευστού

p_0 : η απόλυτη ολική πίεση στη φλάτζα αναρρόφησης της αντλίας

1.7. ΣΠΗΛΑΙΩΣΗ

Από την μελέτη της εξίσωσης του Bernoulli, σε ένα σημείο της ροής που αυξάνεται η ταχύτητα του υγρού, τότε ελαττώνεται η πίεση στο σημείο αυτό. Η μεγάλη αύξηση της ταχύτητας έχει ως αποτέλεσμα η πίεση να ελαττωθεί μέχρι την τάση ατμών. Στο σημείο αυτό θα εξαερωθεί το υγρό και θα σχηματιστούν φυσαλίδες ατμού. Οι φυσαλίδες ατμού μεταφέρονται από το υγρό σε περιοχή μικρότερης ταχύτητας όπου και συμπυκνώνονται απότομα. Έπειτα από αυτή τη συμπύκνωση συνεπάγεται μια ισχυρή έκρηξη μικρής χρονικής διάρκειας, δηλαδή από ισχυρή δυναμική πίεση που έχει ως αποτέλεσμα μηχανικές καταστροφές. Το φαινόμενο αυτό είναι η σπηλαιώση. Η σπηλαιώση έχει μεγαλύτερο ποσοστό εμφάνισης σε μεγάλες ταχύτητες σε αντλίες με διάταξη αναρροφήσεως (π.χ. φυγοκεντρικές αντλίες, κτλ). Οι διατάξεις αναρροφήσεως προκαλούν στην περιοχή του ρότορα πιέσεις μικρότερες από την ατμοσφαιρική με αποτέλεσμα να ενισχύεται η μείωση της πίεσεως που οφείλεται στις μεγάλες ταχύτητες ροής.

Τα ευρωπαϊκά πρότυπα EN 1285 αναφέρουν ότι για να αποφευχθεί η σπηλαιώση πρέπει να ισχύει:

$$NPSH_A \geq NPSH_R + 1 [m] \quad (1.8)$$

όπου:

$NPSH_A$: διαθέσιμο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης [m]

$NPSH_R$: απαιτούμενο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης [m]

1.8. ΕΙΔΙΚΟΣ ΑΡΙΘΜΟΣ ΑΝΑΡΡΟΦΗΣΗΣ ($N_{s,s}$)

Σύμφωνα με τις σημειώσεις των ρευστοδυναμικών μηχανών, ο ειδικός αριθμός αναρρόφησης ($N_{s,s}$) αντιστοιχεί στο βέλτιστο σημείο λειτουργίας της

στροβιλομηχανής και καθορίζει το όριο λειτουργίας της ώστε να μην εμφανιστεί το φαινόμενο της σπηλαίωσης. Αυτός ο αριθμός δίδεται από την παρακάτω σχέση:

$$N_{s,s} = n \times \frac{Q^{1/2}}{(g \times NPSH_R)^{3/4}} \quad (1.9)$$

όπου:

$NPSH_R$: απαιτούμενο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης [m]

Στο Παράρτημα Α Πίνακα 1, ο κατασκευαστής μας δίνει τιμή για το απαιτούμενο καθαρό θετικό ύψος αναρρόφησης ίση με: $NPSH_R = 2,1$. Με εφαρμογή της σχέσης (1.9) έχουμε:

$$N_{s,s} = n \times \frac{Q^{1/2}}{(g \times NPSH_R)^{3/4}} = \frac{2900}{60} \times \frac{(53,7/3600)^{1/2}}{(1000 \times 2,1)^{3/4}} = 0,019$$

2. ΑΝΤΛΙΑ

2.1. ΓΕΝΙΚΑ

Στροβιλομηχανές ονομάζονται οι μηχανές που πραγματοποιείται μεταφορά ενέργειας μεταξύ ενός περιστρεφόμενου άξονα και ενός ρευστού (υγρό ή αέριο). Επιφέρονται έτσι αλλαγές στην ορμή και στην πίεση του ρευστού. Οι μηχανές αυτές κατηγοριοποιούνται ως εξής:

1) Ανάλογα με τον τρόπο μεταφοράς της ενέργειας

- Κινητήριες Μηχανές (υδροστρόβιλοι, αεριοστρόβιλοι) όπου έχουμε τη μεταφορά ενέργειας από το ρευστό στον άξονα που περιστρέφεται
- Εργομηχανές (αντλίες, φυσητήρες, συμπιεστές) όπου η μεταφορά της ενέργειας παρέχεται στο ρευστό από τον άξονα λόγω περιστροφής του.

2) Ανάλογα με την ύπαρξη ή μη περιβάλλοντος κελύφους

- Ανοιχτές στροβιλομηχανές
- Κλειστές στροβιλομηχανές

3) Ανάλογα με την πορεία που ακολουθεί το ρευστό μετά την είσοδό του στις μηχανές αυτές

- Αξονικές στροβιλομηχανές
- Φυγοκεντρικές (ακτινικές) στροβιλομηχανές

4) Με βάση το είδος του εργαζόμενου ρευστού, αν έχουμε συμπιεστή ή ασυμπίεστη ροή

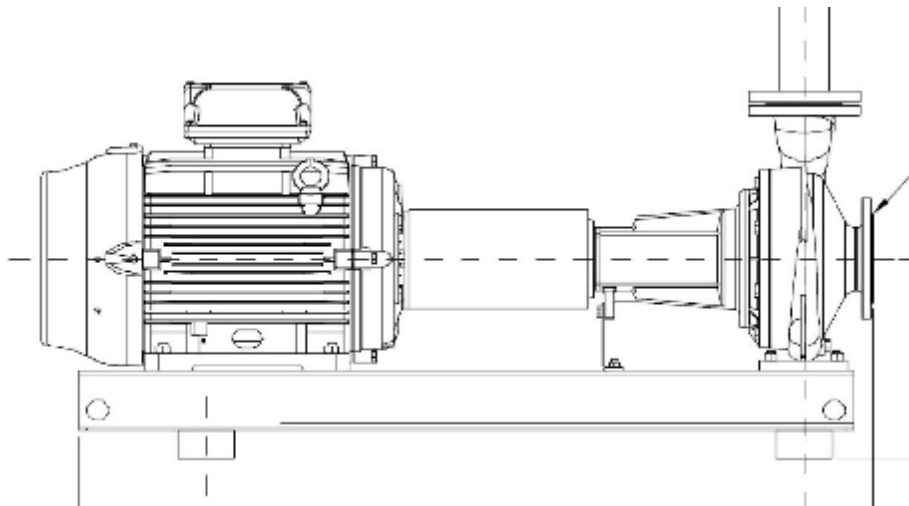
- Ανεμογεννήτριες
- Υδροστρόβιλοι
- Αεριοστρόβιλοι
- Ατμοστρόβιλοι

2.1.1. Κατηγορίες αντλιών

Ο μεγάλος ανταγωνισμός μεταξύ των κατασκευαστών αντλιών και η ταυτόχρονη προσπάθεια μείωσης του κόστους κατασκευής έχουν σαν αποτέλεσμα τη δημιουργία μιας ατέλειωτης σειράς από νέους τύπους αντλιών. Μεγάλη σημασία έχει και η εξέλιξη της τεχνολογίας των υλικών που τροφοδοτεί συνεχώς με νέα βελτιωμένα υλικά και υποεξαρτήματα. Για την ευκολότερη μελέτη των αντλιών τις κατατάσσουμε με βάση:

- 1) Την αρχή λειτουργίας τους
- 2) Τη μορφή τους (κατασκευαστικές λεπτομέρειες)
- 3) Τον αριθμό των βαθμίδων τους
- 4) Τη δυνατότητα αυτόματης αναρρόφησης
- 5) Τον τρόπο εγκατάστασης
- 6) Τον τρόπο κίνησης
- 7) Το είδος του αντλούμενου νερού
- 8) Τη συγκεκριμένη χρήση τους

Όταν συνδυαστούν οι παραπάνω κατηγορίες μπορούν να μας δώσουν διάφορες υποκατηγορίες οι οποίες χαρακτηρίζουν μια αντλία με μεγαλύτερη λεπτομέρεια. Για παράδειγμα αντλία φυγοκεντρική, μονής εισόδου/κλειστής περρωτής, μονοβάθμια, όχι αυτόματης αναρρόφησης, ηλεκτροκίνητη, νερού, για πυρόσβεση. Στο σχήμα που ακολουθεί βλέπουμε μια τέτοια αντλία. (Σχήμα 2.1)



Σχήμα 2.1. Φυγοκεντρική ηλεκτροκίνητη μονοβαθμιαία αντλία

2.2. ΧΑΡΑΚΤΗΡΙΣΤΙΚΑ ΜΕΓΕΘΗ ΑΝΤΛΙΑΣ

2.2.1. Παροχή αντλίας Q :

- Ορισμός:

Παροχή αντλίας ονομάζεται ο όγκος υγρού που αποδίδεται στο στόμιο κατάθλιψης της αντλίας στη μονάδα του χρόνου.

- Μονάδες:

Στο διεθνές σύστημα (S.I.) οι μονάδες της παροχής είναι $[m^3/sec]$ ενώ άλλες συνήθεις μονάδες είναι τα $[lt/sec]$ και $[m^3/h]$.

- Ονομαστική παροχή αντλίας Q_N :

Είναι η παροχή για την οποία σχεδιάζεται και κατασκευάζεται η αντλία. Ονομαστική παροχή έχουμε όταν η ταχύτητα περιστροφής είναι ονομαστική στο ονομαστικό ολικό ύψος συγκεκριμένου αντλούμενου υγρού. Η τιμή της ονομαστικής παροχής δίνεται από τον κατασκευαστή (Παράρτημα Α, Πίνακας 1) και είναι ίση με $Q_N = 53,7 [m^3/h]$.

- Ελάχιστη παροχή αντλίας Q_{min} :

Είναι η ελάχιστη παροχή της αντλίας με την οποία η αντλία μπορεί να λειτουργεί χωρίς να υποστεί βλάβη.

- Παροχή μάζας αντλίας \dot{m} :

Ισούται με το γινόμενο της πυκνότητας του αντλούμενου υγρού επί την παροχή.

$$\dot{m} = \rho \times Q \quad [kg/sec]$$

2.2.2. Μετάδοση ισχύος

Κατά μήκος της ατράκτου της αντλίας υπάρχουν απώλειες ισχύος. Η ισχύς στον άξονα μειώνεται λόγω των μηχανικών απωλειών (ρουλεμάν, στυπιοθλίπτης κλπ.). Αυτή είναι η εισερχόμενη ισχύς στην αντλία την οποία και θα χρησιμοποιήσουμε στη συνέχεια στους υπολογισμούς μας. Η αποδιδόμενη (στο ρευστό) ισχύς είναι πολύ μικρότερη λόγω απωλειών στην πτερωτή, στην πλήμνη και το κέλυφος της μηχανής.

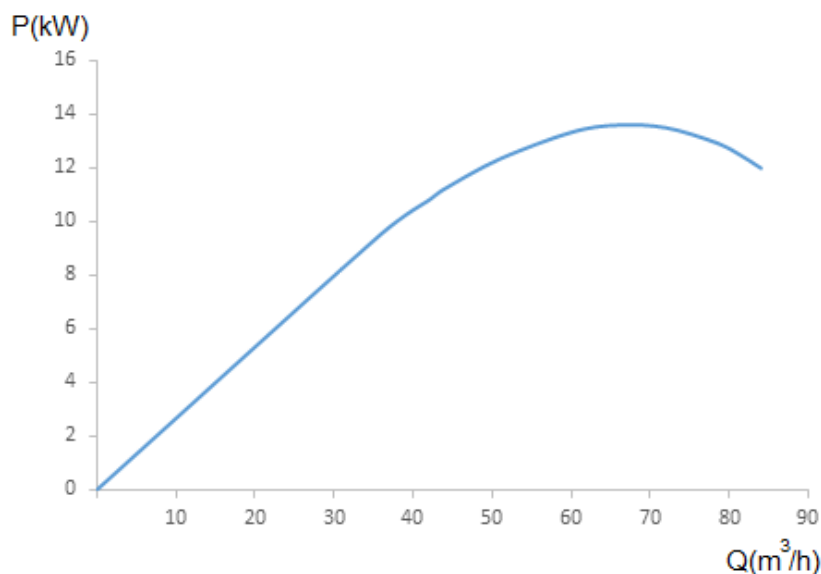
- Εισερχόμενη ισχύς αντλίας N :

Η ισχύς αυτή υπολογίζεται από την εξίσωση (1.1) για ονομαστική παροχή και ονομαστικό μανομετρικό τις τιμές που δίνει ο κατασκευαστής για την αντλία στον πίνακα 1 Παράρτημα Α. Κάνοντας χρήση του τύπου βρίσκουμε την ισχύ της αντλίας:

$$N = \frac{\rho \times g \times Q \times H}{\eta} \left[\frac{kg \times m^2}{sec^3} \right] = \frac{9,81 \times 1000 \times 53,7 \times 58,8}{0,645 \times 3600} [W] = 13340 [W]$$

$$N = 13,3 [kW] = 17,8 [HP]$$

Στο σχήμα που ακολουθεί (Σχήμα 2.2) απεικονίζεται η χαρακτηριστική καμπύλη Ισχύος – Παροχής σύμφωνα με τον τύπο (1.1) και τις τιμές του Πίνακα 2 Παράρτημα Α.



Σχήμα 2.2: Χαρακτηριστική καμπύλη Ισχύος – παροχής

- Αποδιδόμενη ισχύς N_D :

Η αποδιδόμενη (στο ρευστό) ισχύς, είναι η ισχύς της αντλίας. Η ισχύς αυτή είναι μικρότερη από την ισχύ του άξονα καθώς έχουμε μέσα στην αντλία, απώλειες κατά τη μετάδοση της ισχύος. Συγκεκριμένα, έχουμε τις μηχανικές απώλειες, τις απώλειες στην πτερωτή της αντλίας και τις απώλειες στην πλήμνη και στο κέλυφος της αντλίας. Η ισχύς της αντλίας δίνεται από τον τύπο:

$$N_D = \rho \times g \times Q \times H \quad (2.1)$$

Αντικαθιστώντας στην εξίσωση (2.1) έχουμε:

$$N_D = \rho \times g \times Q \times H = \frac{(1000 \times 9,81 \times 53,7 \times 58,8)}{3600} \left[\frac{kg \times m^2}{s^3} \right] = 8604,35 [W]$$

$$N_D = 11,53 [HP]$$

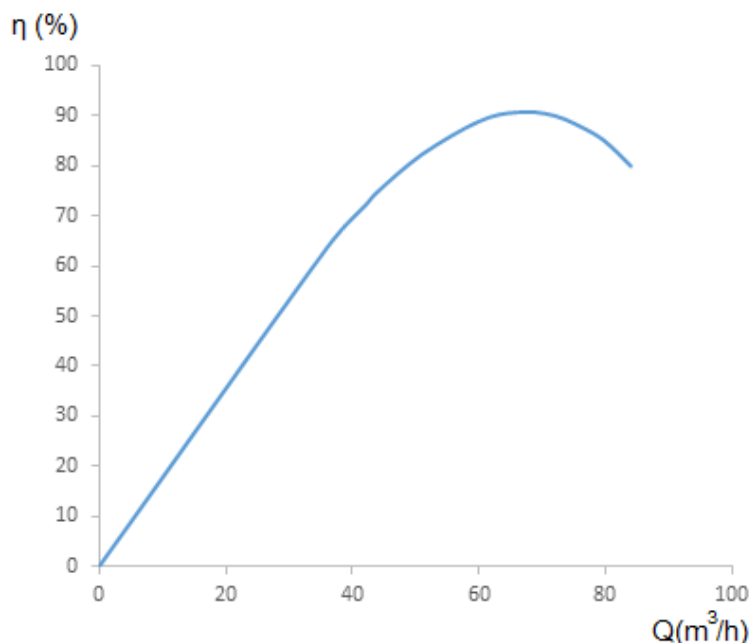
2.2.3. Απόδοσης αντλίας

- Ορισμός:

Είναι ο αδιάστατος αριθμός, που προκύπτει από τη διαίρεση της ισχύος της αντλίας με την ισχύ του άξονα. Ο αριθμός αυτός εκφράζει τις απώλειες ενέργειας (διαρροές, τύρβη, τριβές ροής, μηχανικές τριβές κλπ.) στην αντλία συναρτήσει του έργου που εναλλάσσει η αντλία με το ρευστό. Η απόδοση σύμφωνα με τις διαλέξεις για τις ρευστοδυναμικές μηχανές υπολογίζεται από τον παρακάτω τύπο:

$$\eta = \frac{N_D}{N} = \frac{N_D}{N} \quad (2.2)$$

Με τη βοήθεια της εξίσωσης (2.2) και του Πίνακα 2 Παράρτημα Α, θα κατασκευάσουμε και τη χαρακτηριστική καμπύλη του βαθμού απόδοσης συναρτήσει του μανομετρικού ύψους (Σχήμα 2.3).



Σχήμα 2.3: Χαρακτηριστική καμπύλη Ολικού βαθμού απόδοσης - παροχής

2.2.4. Στροφές του άξονα n :

Ο αριθμός στροφών της πτερωτής της αντλίας επηρεάζει τόσο την παροχή όσο και το ολικό ύψος της αντλίας γιατί πρέπει να είναι ορισμένος για δεδομένη παροχή και ύψος. Οι ονομαστικές στροφές του άξονα της αντλίας σύμφωνα με τον Πίνακα 1 Παράρτημα Α είναι $n = 2900$ [RMP], επιλεγμένες από τον κατασκευαστή.

2.3. ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ ΑΤΡΑΚΤΟΥ ΑΝΤΛΙΑΣ

2.3.1. Άτρακτος αντλίας – Παρελκόμενα εξαρτήματα

Η άτρακτος μεταφέρει τη ροπή στρέψης από τον κινητήρα προς την πτερωτή. Σε μια μόνιμη λειτουργία μιας φυγοκεντρικής αντλίας με σταθερή ταχύτητα περιστροφής η ροπή αυτή ισούται με τη ροπή αντιστάθμισης που προκύπτει από τις μηχανικές απώλειες κατά τη λειτουργία. Καθώς η άτρακτος είναι προσδεμένη στην πτερωτή παραλαμβάνει επίσης εκτός από τη μηχανική ροπή αντίστασης και αντιστάσεις «υδραυλικής προέλευσης» που προέρχονται από τις αξονικές και ακτινικές δυνάμεις που αναπτύσσονται στην πτερωτή καθώς και αυτές που μετακινούν ρευστό. Το σύνολο των προβλεπόμενων δυνάμεων και ροπών επιβάλλει καταρχήν να εφαρμοστούν στην άτρακτο ένα στατικό υπολογισμό στη φάση του σχεδιασμού της. Δεδομένου του μεγάλου κατά κανόνα μήκους της άτρακτου πρέπει να λαμβάνεται υπόψη και η ελαστικότητά της. Στόχος μας είναι να έχουμε κατά τη λειτουργία μικρή κλίση και βέλος κάμψης της άτρακτου για να μην επηρεάζεται η λειτουργία του πλήθους των συνδεδεμένων με αυτήν εξαρτημάτων. Παράλληλα θα πρέπει να μελετηθεί η ιδιοσυχνότητα του μηχανικού υποσυστήματος άτρακτος-πτερωτής ώστε να μην συγχρονιστεί με την ιδιοσυχνότητα του συνολικού στρεφόμενου συστήματος και προκληθούν έτσι αυξημένες καταπονήσεις και συνεπώς ανεπιθύμητα μεγάλες παραμορφώσεις στην άτρακτο κατά τη λειτουργία.

Από κατασκευαστική σκοπιά η άτρακτος πρέπει να διαθέτει τις κατάλληλες ανοχές για να λειτουργεί σωστά ένα πλήθος καθοριστικών για τη λειτουργία της αντλίας παρελκομένων εξαρτημάτων τα κυριότερα των οποίων είναι οι σαλαμάστρες και τα έδρανα στήριξης. Γύρω από τον άξονα των αντλιών τοποθετούμε σαλαμάστρες για να επιτύχουμε στεγανότητα. Το πρόβλημα της στεγανότητας είναι από τα σημαντικότερα για το σχεδιασμό και τη λειτουργία μιας αντλίας. Αντιμετωπίζεται με τη χρήση στυπιοθλιπτών των οποίων σκοπός είναι η εξασφάλιση της στεγανότητας της αντλίας με το εξωτερικό περιβάλλον στο σημείο όπου η άτρακτος διαπερνά το σταθερό κέλυφος της αντλίας. Στην περίπτωση όπου το ύψος της αντλίας είναι σημαντικό οπότε κατά την εκκίνησή της, η στατική πίεση στο σημείο εξόδου της άτρακτου πέσει κάτω από την ατμοσφαιρική, σκοπός του στυπιοθλίπτη είναι να εμποδίσει την είσοδο του αέρα από το περιβάλλον. Σε αντίθετη περίπτωση η κίνηση της αντλίας γίνεται προβληματική. Διακρίνουμε δύο ειδών:

- 1) Τους συμβατικούς με στυπία (σαλαμάστρα) στους οποίους η στεγανότητα εξασφαλίζεται από τη συμπίεση των στυπίων μέσω του στυπιοθλίπτου.
- 2) Τους μηχανικούς στους οποίους η στεγανότητα εξασφαλίζεται με την επαφή δύο λείων δίσκων, ενός στρεφόμενου με την άτρακτο και ενός μη στρεφόμενου.

2.3.2. Ροπή στρέψης ατράκτου

Η ροπή στρέψης της ατράκτου υπολογίζεται από την ισχύ του άξονα και τις στροφές της. Κατόπιν αυτού έχουμε:

$$M_t = 71.620 \times \frac{N}{n} \quad (2.3)$$

όπου:

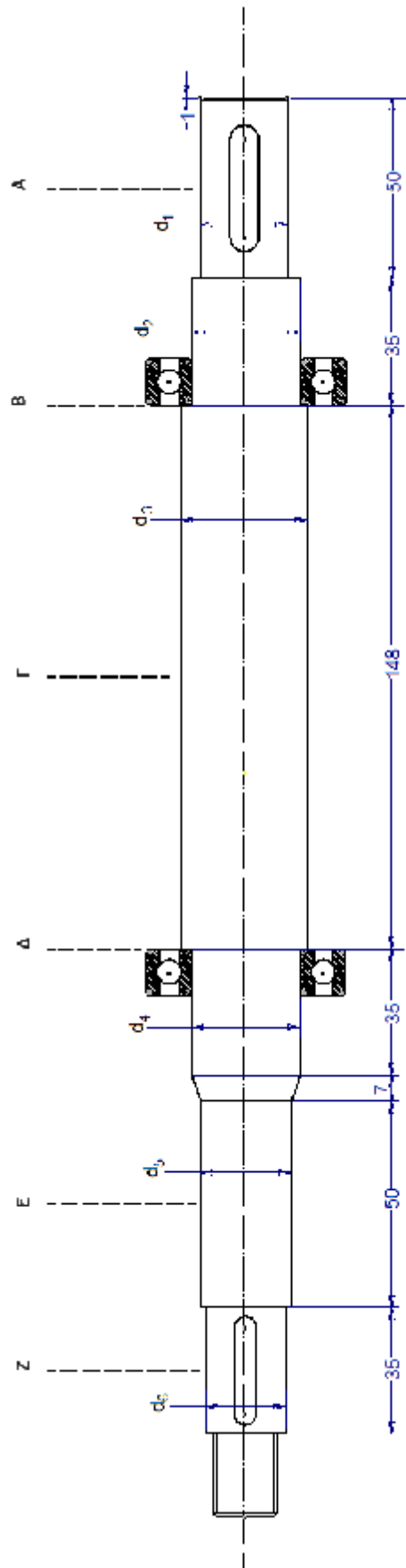
N: η εισερχόμενη ισχύς της αντλίας [HP]

Άρα από τον παραπάνω τύπο έχουμε:

$$M_t = 71.620 \times \frac{17.8}{2900} \left[\frac{HP}{RPM} \right] = 439,6[kp \times cm] = 439,6 \times 9,81[N] \times 10^{-2}[m] = 43,1[Nm]$$

2.3.3. Το μήκος της ατράκτου

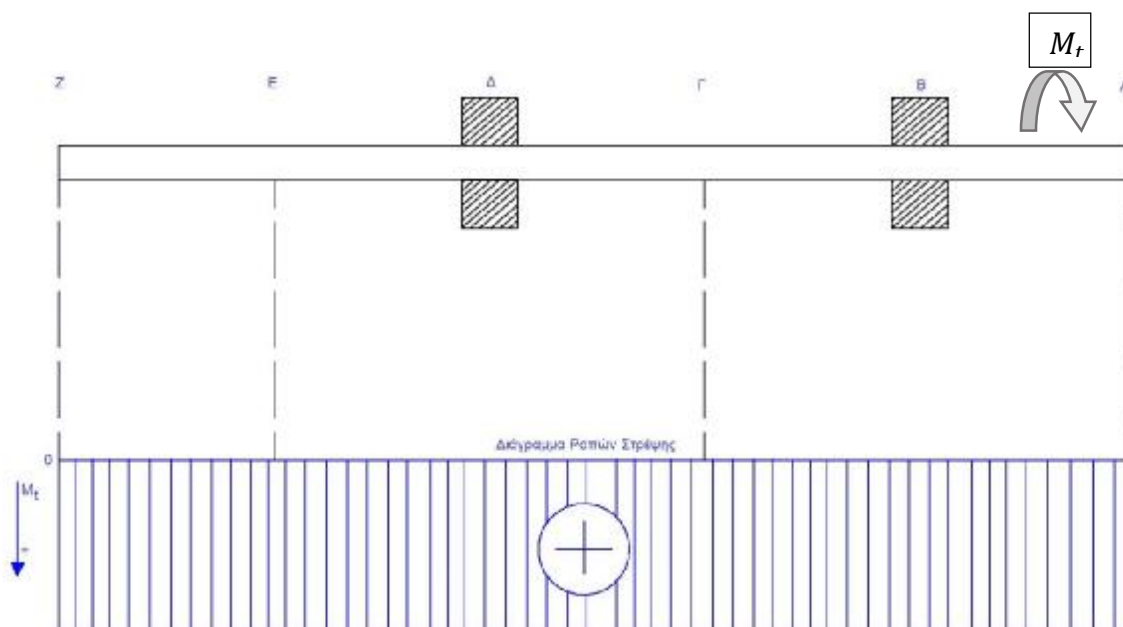
Για το μήκος της ατράκτου, σύμφωνα με τα στοιχεία του κατασκευαστή στον πίνακα 4 Παράρτημα Α, γνωρίζουμε ότι έχει την τιμή $l = 360 [mm]$. Αποδίδουμε προσεγγιστικά τις τιμές για το μήκος της κάθε διαμόρφωσης της ατράκτου, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.4.



Σχήμα 2.4: Άτρακτος αντλίας

2.3.4. Διαγράμματα ροπών κάμψης και στρέψης ατράκτου

Στο Σχήμα 2.5 έχουμε σχεδιάσει τον άξονα ΑΔ με τις στηρίξεις αυτού. Ο στυπιοθλίπτης δεν ασκεί εγκάρσια δύναμη στον άξονα.



Σχήμα 2.5: Δυνάμεις στον άξονα

Επειδή δεν ασκούνται εγκάρσιες δυνάμεις στον άξονα δεν υπάρχουν καμπτικές ροπές, παρά μόνο στρεπτική ροπή. Η ροπή στρέψης είναι σταθερή σε όλο το μήκος της ατράκτου και έχει τιμή:

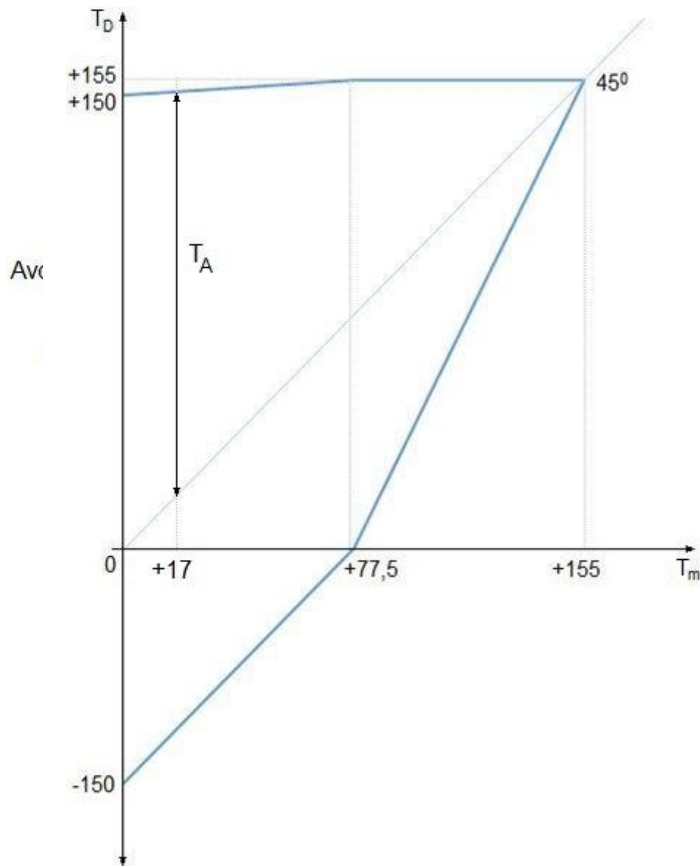
$$M_t = 439,6[\text{Kp}][\text{cm}]$$

2.3.5. Σχεδίαση διαγράμματος Smith

Ο άξονας της αντλίας είναι κατασκευασμένος από χάλυβα *AISI 316L*. Ο χάλυβας αυτός έχει κωδικό υλικού 1.4404 και ο τύπος κατά DIN είναι X2CrNiMo17-12-2. Είναι επίσης ισοδύναμος με το χάλυβα X2CrNiMo18-10. Από το Γερμανικό Βιβλίο (Wittel, 2011), συγκεντρώθηκαν τα δυναμικά χαρακτηριστικά και οι οριακές τιμές δυναμικής αντοχής για τον ανοξειδωτο χάλυβα *AISI 316L* για στρέψη, τα οποία παρουσιάζονται στον Πίνακα 8 Παράρτημα Α, ήτοι:

$$\text{Για στρέψη: } \tau_s = 155 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right], \quad \tau_{sch} = 155 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right], \quad \tau_w = 150 \left[\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$$

Στην συνέχεια (Σχήμα 2.6) σχεδιάζουμε το διάγραμμα 'Smith' για στρέψη, χρησιμοποιώντας κατάλληλη κλίμακα, με βάση τις παραπάνω τιμές. Η τήρηση ακριβούς κλίμακας βοηθά στο γραφικό υπολογισμό των τάσεων αντοχής σε δυναμική καταπόνηση.



Σχήμα 2.6: Στρέψη ανοξειδωτου χάλυβα AISI 316L

2.3.6. Επιτρεπόμενες τάσεις

Στην σελίδα 63 του Βιβλίου (Wittel, 2011) προτείνεται ο υπολογισμός των επιτρεπόμενων τιμών τάσεων. Επιπλέον ο συντελεστής ασφαλείας δίνεται στη σελ. 357 του ίδιου βιβλίου και είναι ίσος με: $S_{D,min} = 4$.

Για στρέψη ισχύει: $\tau_{b,επ} = \frac{\tau_{tw}}{S_{D,min}} = \frac{150}{4} = 37,5 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ ή $\tau_{b,επ} = 382,5 \left[\frac{Kp}{cm^2} \right]$

2.3.7. Υπολογισμός διαμέτρων

Παρακάτω θα υπολογίσουμε τις προσωρινές διαμέτρους σε διάφορες θέσεις του άξονα και θα τις συμβολίσουμε με d_1, d_2, d_3, d_4 και d_5 όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.4.

- Διάμετρος d_1

Θέση Α

Η αναγκαία διάμετρος ατράκτου στην θέση αυτή υπολογίζεται με βάση την επιτρεπόμενη τάση σε στρέψη (2.2.2. Ροπή στρέψης ατράκτου, $M_t = 439,6[\text{Kp}\times\text{cm}]$), ως εξής:

$$d_1 = 1,72 \times \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{b,\varepsilon\pi}}} = 1,72 \times \sqrt[3]{\frac{439,6 \left[\frac{\text{kp} * \text{cm}}{\text{kp}/\text{cm}^2} \right]}{382,5}} = 1,80 [\text{cm}] = 18 [\text{mm}]$$

Ο άξονας με διάμετρο d_1 είναι συνδεδεμένος με κόμπλερ με τον κινητήρα οπότε η άτρακτος σε εκείνο το σημείο φέρει σφηνόδρομο. Θα μεγαλώσουμε λοιπόν τη διάμετρο του άξονα για λόγους ασφαλείας. Σύμφωνα με τον πίνακα 4 στο παράρτημα Α με βάση την διαστασιολόγηση του κατασκευαστή επιλέγουμε τη διάμετρο 24 [mm]. Από τον πίνακα 9-1 σελ. 217 (Στεργίου & Στεργίου, 2003) για διαμέτρους 22 έως 30 επιλέγουμε οδηγό σφήνα με $b \times h = 8 \times 7$ [mm] και βάθος σφηνοδρόμου 4 [mm]. Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα είναι:

$$24 [\text{mm}] - 4 [\text{mm}] = 20 [\text{mm}] > 18 [\text{mm}]$$

- Διάμετρος d_2

Θέση Β

Στη θέση Β έχουμε μόνο στρέψη οπότε ισχύει:

$$d_2 = 1,72 \times \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{b,\varepsilon\pi}}} = 1,72 \times \sqrt[3]{\frac{439,6 \left[\frac{\text{kp} * \text{cm}}{\text{kp}/\text{cm}^2} \right]}{382,5}} = 1,80 [\text{cm}] = 18 [\text{mm}]$$

Επειδή στις θέσεις Β και Δ υπάρχουν τα έδρανα στηρίξεως της ατράκτου, πρέπει να δημιουργήσουμε διαβαθμίσεις και συγκεκριμένα να αυξήσουμε τη διάμετρο στις θέσεις αυτές. Προσωρινά θα βάλουμε τη διάμετρο $d_2 = 30 [mm]$ η οποία είναι αποδεκτή καθώς αποτελεί εσωτερική διάμετρο ρουλεμάν.

- Διάμετρος d_4

Θέση Δ

Στη θέση Δ βρίσκεται το άλλο έδρανο στηρίξεως το οποίο είναι όμοιο με το έδρανο στην θέση Β, οπότε οι διαμέτροι στις δύο θέσεις θα είναι οι ίδιες, ήτοι: $d_4 = 30 [mm]$.

- Διάμετρος d_3

Θέση Γ

Στη θέση Γ, δηλαδή στο τμήμα μεταξύ Β και Δ θα αυξήσουμε τη διάμετρο για να δημιουργήσουμε τις διαβαθμίσεις. Η διάμετρος αυτή θα είναι μεγαλύτερη από $30 [mm]$ όμως δεν θα πρέπει να είναι πολύ μεγάλη γιατί πάνω στη διαβάθμιση αυτή θα γίνεται η επαφή του εσωτερικού δαχτυλιδιού του ρουλεμάν με τον άξονα. Αν η τιμή της διαβάθμισής μας ξεπεράσει μία οριακή τιμή θα καταστρέψει το ρουλεμάν. Σύμφωνα λοιπόν με τον πίνακα 12 σελ. 265 (Γιαννόπουλος, 2011) για άξονα μεγαλύτερο των $30 [mm]$ λαμβάνουμε τα στοιχεία από το ρουλεμάν Νο. 6006, όπου η μέγιστη και η ελάχιστη τιμή για τον άξονα είναι ίσες με: $36,2 \leq d \leq 35$. Θα θέσουμε $d_3 = 35 [mm]$.

- Διάμετρος d_6

Θα υπολογίσουμε τη διάμετρο στη θέση Ζ, εκεί που βρίσκεται το στροφέιο. Έτσι μετά θα υπολογίσουμε και τη διάμετρο του άξονα στην περιοχή του στυπιοθλίπτη. Ο άξονας έχει την ίδια ροπή στρέψης στο σημείο αυτό. Επομένως ο τύπος της απαιτούμενης διαμέτρου είναι:

$$d_5 = 1,72 \times \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{b,επ}}} = 1,72 \times \sqrt[3]{\frac{439,6 \left[\frac{kp*cm}{cm^2} \right]}{382,5 \left[\frac{kp}{cm^2} \right]}} = 1,80 [cm] = 18 [mm]$$

Στη θέση αυτή υπάρχει σφηνόδρομος. Θα αυξήσουμε λοιπόν την προσωρινή διάμετρο για λόγους ασφαλείας και θα την κάνουμε $d_6 = 22 [mm]$. Από τον πίνακα

9-1 σελ. 217 (Στεργίου & Στεργίου, 2003) για διαμέτρους 17 έως 22 επιλέγουμε οδηγό σφήνα με $b \times h = 6 \times 6 [mm]$ και βάθος σφηνοδρόμου 3,5 [mm]. Η ωφέλιμη διάμετρος του άξονα είναι:

$$22 [mm] - 3,5 [mm] = 18,5 [mm] > 18 [mm]$$

- Διάμετρος d_5

Η διάμετρος αυτή ομοίως έχει την ίδια ροπή στρέψης και ισχύει ότι στο προηγούμενο βήμα. Στο σχήμα του κατασκευαστή προσεγγιστικά παρατηρούμε ότι:

$$d_6 < d_5 < d_2 \Rightarrow 22 < d_5 < 30$$

Άρα προσωρινά του δίνουμε προσεγγιστικά μια ενδιάμεση τιμή $d_5 = 25 [mm]$. Έτσι καταλήγουμε στις εξής τιμές για τις προσωρινές διαμέτρους:

$$d_1 = 24 [mm], d_2 = 30 [mm], d_3 = 35 [mm], d_4 = 25 [mm], d_5 = 22 [mm]$$

ΕΛΕΓΧΟΣ ΣΕ ΔΥΝΑΜΙΚΗ ΚΑΤΑΠΟΝΗΣΗ

2.3.8. Υπολογισμός τάσης

Η άτρακτος με τις προσωρινές διαβαθμίσεις και τις προσωρινές διαμέτρους φαίνεται στο Σχ. 2.4.

- Τάση στρέψης. Η τάση στρέψης υπολογίζεται με βάση την ροπή στρέψης M_t και την ροπή αντιστάσεως σε στρέψη W_t εφαρμόζοντας τον γνωστό τύπο, ήτοι:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} \quad (2.4)$$

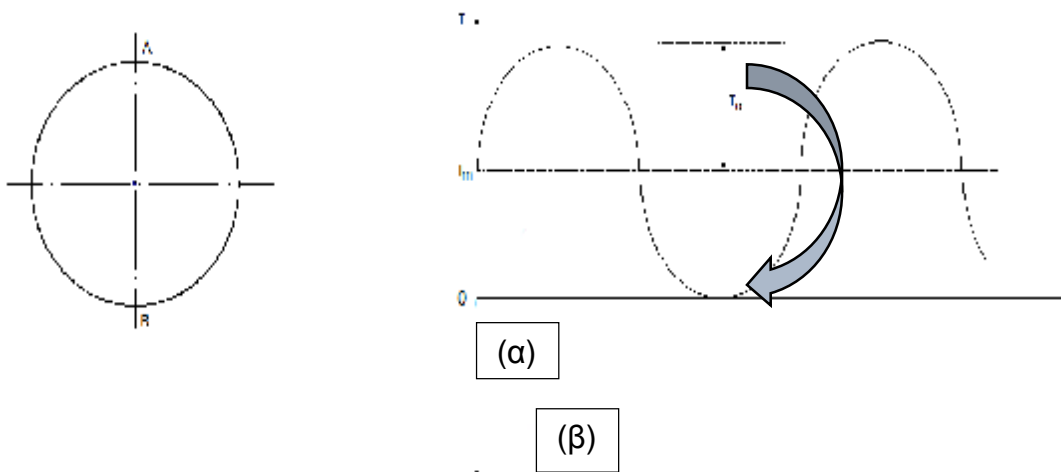
Ο έλεγχος της αντοχής του άξονα θα γίνει στην δυσμενέστερη θέση αυτού. Επειδή έχει την ίδια ροπή στρέψης σε όλο το μήκος, η δυσμενέστερη θέση είναι το ακραίο τμήμα ΕΖ στο οποίο έχει την μικρότερη διάμετρο d_5 και σφηνόδρομο με βάθος

3,5[mm]. Η καθαρή διάμετρος είναι $d_5 = 22[mm] - 3,5 [mm] = 18,5 [mm]$. Για συμπαγή άτρακτο κυκλικής διατομής ισχύει: $W_t \approx 0,2 \times d_5^3$. Άρα έχουμε:

$$\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t}{0,2 \times d_5^3} = \frac{43,1 [Nm]}{0,2 \times 18,5^3 [mm^3]} = \frac{43,1 \times 10^3 [Nmm]}{0,2 \times 18,5^3 [mm^3]} = 34 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

2.3.9. Μέση τάση και απόκλιση τάσης

Έστω ένα σημείο A πάνω στον άξονα και ένα σημείο B συμμετρικό του A, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.7 στο (α). Σε μια πλήρη περιστροφή του άξονα τα σημεία αυτά θα βρεθούν πάλι στην ίδια θέση και αυτό θα εξακολουθεί να συμβαίνει συνέχεια για κάθε περιστροφή του άξονα. Συμπεραίνουμε λοιπόν πως η στρέψη είναι επαναλαμβανόμενη όσο η αντλία δουλεύει, συνεπώς σχεδιάζουμε την μεταβολή της τάσης, όπως δείχνει το παρακάτω σχήμα στο (β) (Σχήμα 2.7).



Σχήμα 2.7: Μεταβολές της τάσης με το χρόνο

Με προσεκτική παρατήρηση της διακύμανσης της τάσης στο διάγραμμα του σχήματος αυτού συμπεραίνουμε τα εξής:

Για επαναλαμβανόμενη στρέψη.

· Μέση τάση: $\tau_m = \frac{\tau}{2} = 17 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$

- Απόκλιση τάσης: $\tau_a = \frac{\tau}{2} = 17 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$

2.3.10. Συντελεστής μείωσης δυναμικής αντοχής

(α) Συντελεστής επιφανειακής κατάστασης α_{ob} και α_{ot}

Το τμήμα EZ έχει υποστεί μία απλή λείανση λόγω της τοποθέτησης του στροφείου. Άρα για τραχύτητα $R = 5 [\mu m]$ και μέγιστη αντοχή υλικού $\sigma_B = 520 [N/mm^2]$ από το Διάγραμμα 1 του παραρτήματος Β σελ. 279 (Γιαννόπουλος, 2011) προκύπτει ο συντελεστής α_{ob} για κάμψη, ενώ ο συντελεστής α_{ot} για στρέψη υπολογίζεται με κατάλληλη σχέση με βάση τον προηγούμενο συντελεστή της κάμψης. Το σ_B είναι όριο θραύσης του χάλυβα AISI 316L και δίνεται από τον Πίνακα 8 του παραρτήματος Α.

- Κάμψη: $\alpha_{ob} = 0,92$
- Στρέψη: $\alpha_{ot} = 0,575 \times \alpha_{ob} + 0,425 = 0,575 \times 0,92 + 0,425 = 0,95$

(β) Συντελεστής μεγέθους α_{gt}

Από το διάγραμμα 2 του παραρτήματος Β σελ. 280 (Γιαννόπουλος, 2011) για διάμετρο άξονα $d_5 = 22[mm]$ προκύπτει:

$$\alpha_{gt} = 0,93$$

(γ) Συντελεστής εγκοπής (διαβαθμίσεων άξονα) β_{kt}

Η ακτίνα καμπυλότητας r , στη διαβάθμιση μεταξύ των διαμέτρων d_4 και d_5 , εκτιμούμε ότι είναι περίπου: $r = 0,55 [mm]$ καθώς και η διαφορά των δύο διαμέτρων είναι πολύ μικρή. Από το Διάγραμμα 4 του Παραρτήματος Β σελ. 282 (Γιαννόπουλος, 2011) για $r/d = r/d_5 = 0,55/22 = 0,025$ και $D/d = d_4/d_5 = 25/22 = 1,14$ προκύπτει ο συντελεστής β_{kt} για στρέψη, ως εξής:

$$\beta_{kt} = 1,40$$

Ο συνολικός συντελεστής μείωσης της δυναμικής αντοχής για στρέψη είναι ο εξής:

$$f_t = \frac{\alpha_{ot} \times \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} = 0,63$$

2.3.11. Έλεγχος σε δυναμική αντοχή

Από το διάγραμμα Smith (Σχήμα 2.6) για στρέψη και για μέση τάση $\tau_m = 17 [N/mm^2]$ βρίσκουμε τιμή δυναμικής αντοχής $\tau_A \simeq 132 [N/mm^2]$. Στη συνέχεια, η τιμή τ_A μειώνεται με τους συντελεστές μείωσης της δυναμικής αντοχής που έχουμε υπολογίσει για στρέψη και προκύπτει η ονομαστική τιμή τ_{NA} της δυναμικής αντοχής της ατράκτου, η οποία είναι:

$$\tau_{NA} = \frac{\alpha_t \times \alpha_{gt}}{\beta_{kt}} \times \tau_A = f_t \times \tau_A = 0,63 \times 132 \left[\frac{N}{mm^2} \right] = 83,16 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Κατόπιν αυτού ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας της ατράκτου υπολογίζεται με την σχέση:

$$N = \frac{\tau_{NA}}{\tau_A} = \frac{83,16}{17} = 4,89$$

Ο συντελεστής ασφαλείας σελ. 357 (Wittel, 2011) είναι ίσος με 4, άρα η ευρεθείσα τιμή $N=4,89$ είναι οριακή αλλά ικανοποιητική. Επομένως, οι τιμές των διαμέτρων της ατράκτου που υπολογίσαμε μπορούν να θεωρηθούν οριστικές, εφόσον εξασφαλίζουν την αντοχή σε δυναμική καταπόνηση.

2.3.12. Έδρανα κυλίσεως ατράκτου

Μια άλλη σημαντική παράμετρος στο σχεδιασμό των αντλιών είναι η στήριξη της ατράκτου, η οποία επιτυγχάνεται με τη βοήθεια εδράνων. Σκοπός των εδράνων είναι η στήριξη της ατράκτου τόσο κατά την αξονική όσο και κατά την ακτινική διεύθυνση ώστε να εξασφαλίζεται η λειτουργία της πτερωτής. Για να επιτευχθεί αυτό θα πρέπει τα έδρανα να μπορούν να παραλάβουν και να μεταφέρουν στο στερεό σώμα της αντλίας τις αξονικές

και ακτινικές δυνάμεις που αναπτύσσονται στην πτερωτή, στο σημείο μετάδοσης της κίνησης, καθώς και το ίδιο βάρος της ατράκτου. Στη γενική περίπτωση η άτρακτος των αντλιών έχει δύο έδρανα, οπότε οι δυνάμεις που αναπτύσσονται σε αυτά προκύπτουν από την ισορροπία των εξωτερικών δυνάμεων, σύμφωνα με τη μηχανική του στερεού σώματος. Στις τυποποιημένες αντλίες ή αντλίες γενικής χρήσης χρησιμοποιούνται έδρανα κύλισης (ρουλεμάν), διότι έχουν μια σειρά άλλων πλεονεκτημάτων. Έχουν 25-50% μικρότερες απώλειες, απαιτούν μικρότερες διαστάσεις και εξασφαλίζουν λειτουργία με μικρότερες ανοχές.

- Δυνάμεις εδράνων

Κατά τον υπολογισμό της καμπτικής ροπής δεχτήκαμε ότι οι εγκάρσιες δυνάμεις στον άξονα είναι αμελητέες. Για τον υπολογισμό των εδράνων θα προσδιορίσουμε προσεγγιστικά τις τιμές τους ως εξής:

- Βάρος άξονα: Ο άξονας έχει διαφορετικές διαμέτρους κατά μήκος. Εάν δεχτούμε μια μέση διάμετρο $\Phi 30 [mm]$. Τότε το βάρος αυτού είναι:

$$B_1 = \frac{\pi \times d_m^2}{4} \times l \times \varepsilon \quad (2.5)$$

όπου:

$$d_m = 30 [mm]$$

$$l = 360 [mm] \text{ το μήκος της ατράκτου (Ενότητα 2.2.3)}$$

$$\varepsilon = 7,85 \left[\frac{kg}{dm^3} \right] \text{ το ειδικό βάρος}$$

Άρα:

$$B_1 = \frac{\pi \times d_m^2}{4} \times l \times \varepsilon = \frac{\pi \times 0,25^2}{4} \times 3,60 \times 7,85 = 1,38 [kp] \approx 1,4 [kp]$$

- Βάρος πτερωτής: Λαμβάνεται περίπου $B_2 = 2[kg]$
- Βάρος συνδέσμου (κόμπλερ): Λαμβάνεται περίπου $B_3 = 2[kg]$

- Βάρος λοιπών εξαρτημάτων (στυπιοθλιππών, εδράνων κ.λ.π.): Λαμβάνεται περίπου $B_4 = 0,6[kg]$

Συνολικό βάρος $\approx 6[kp]$

Επειδή το ίδιο βάρος είναι περίπου ισομοιρασμένο πάνω στον άξονα, θα δεχτούμε ότι μοιράζεται εξίσου στα δύο έδρανα. Άρα $F_1 = F_2 = 3[kp]$

- Στοιχεία υπολογισμού εδράνων κυλίσεως
- Ακτινικό φορτίο: $F_r = 3 [kp] = 0,03[kN]$
- Αξονικό φορτίο: $F_\alpha = 0$
- Ισοδύναμο δυναμικό φορτίο: $P = XF_r + YF_\alpha = XF_r = 0,03[kN]$

· Συντελεστής ταχύτητας

Στη συνέχεια υπολογίζουμε τον συντελεστή ταχύτητας f_n για στροφές άξονα $n = 2900[RPM]$ με εφαρμογή του παρακάτω τύπου:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33+1/3}{n}} = \sqrt[3]{\frac{33+1/3}{2900}} = 0.22$$

· Συντελεστής διάρκειας ζωής

Ακολούθως υπολογίζουμε τον συντελεστή διάρκειας ζωής f_L . Στον Πίνακα 11-2 σελ. 296 (Στεργίου & Στεργίου, 2003) έχουμε την θεωρητική διάρκεια λειτουργία σε ώρες. Θα λάβουμε μια τιμή από 2000 ÷ 4000 που αντιστοιχεί σε μικρό ανεμιστήρα καθώς η αντλία μας είναι τοποθετημένη σε πυροσβεστικό σύστημα και θα λειτουργεί σε περίπτωση έκτακτης ανάγκης, συντήρησης κτλ. Επιλέγουμε λοιπόν επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων είναι $L_h=3000h$, εφαρμόζοντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{3000}{500}} = 1,817$$

· Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο C του εδράνου, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου το έδρανο να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Ο υπολογισμός αυτού γίνεται με την σχέση:

$$C = P \times \frac{f_L}{f_n \times f_t} = 0,03 \times \frac{1,817}{0,22 \times 1} = 0,247 [kN] \approx 0,25 [kN]$$

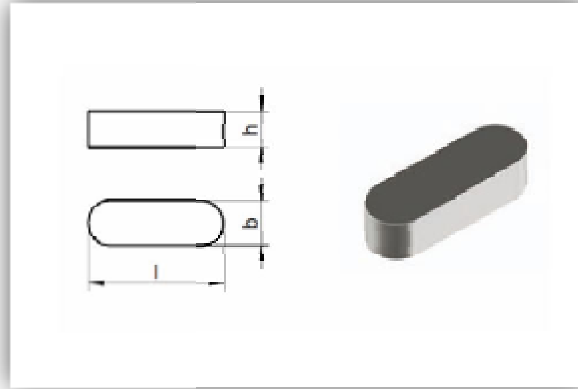
Ο συντελεστής θερμοκρασίας $f_t = 1$ εάν η θερμοκρασία λειτουργίας είναι $t < 150[^\circ C]$. Για μεγαλύτερες θερμοκρασίες παίρνει τιμές μικρότερες της μονάδας. Σύμφωνα με τον πίνακα 11-5 σελ.301 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), επιλέγουμε μονόσφαιρο έδρανο κύλισης (ρουλεμάν) Νο. 6006, το οποίο είναι της σειράς 60 και έχει δυναμικό φορτίο ως εξής:

$$C = 12,7[kN] > 0,25 [kN]$$

Στο βιβλίο (Γιαννόπουλος, 2011) παράρτημα Α πίνακας 12 σελ. 265, λαμβάνουμε πληροφορίες για την ελάχιστη και μέγιστη διάμετρο του άξονα μετά την διαβάθμιση για την στερέωση του ρουλεμάν Νο. 6006. Η μέγιστη και η ελάχιστη τιμή για τον άξονα είναι ίσες με: $36,2 \leq d \leq 35$, καθώς επίσης και η ακτίνα διαβάθμισης $r_{max} = 1,0 [mm]$. Θα τοποθετήσουμε $d_3 = 35[mm]$ όπως υπολογίσαμε στον έλεγχο για την προσωρινή διάμετρο στη θέση αυτή.

2.4. ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΓΙΑ ΤΗ ΣΥΝΔΕΣΗ ΑΤΡΑΚΤΟΥ - ΠΛΗΜΝΗΣ

Οι οδηγοί σφήνες είναι μια από τις συνηθέστερες μορφές σύνδεσης τροχαλιών, οδοντωτών τροχών, συμπλεκτών κλπ. και ατράκτων για τη μεταφορά ροπών στρέψης κυρίως προς μια κατεύθυνση. Οι συνδέσεις αυτές αποτελούν μια οικονομική και πρακτική λύση καθώς εύκολα συναρμολογούνται και το αντίθετο. Κατά τη σύνδεση, ο οδηγός σφήνας τοποθετείται μέσα στο σφηνόδρομο της ατράκτου και της πλήμνης. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα να μεταφέρονται δυνάμεις μόνο με τις πλευρικές επιφάνειες. Στην εικόνα 2.1 βλέπουμε την πιο γνωστή μορφή οδηγού σφήνας κατά DIN 6885.



Εικόνα 2.1: Οδηγός σφήνας κατά DIN 6885

Πηγή: www.inox-schrauben.de

2.4.1. Υπολογισμός οδηγού σφήνα ατράκτου - κόμπλερ

Σύμφωνα με τον πίνακα 9-1 σελ. 217 του βιβλίου (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για διάμετρο ατράκτου $d_1 = 24 [mm]$ έχουμε οδηγό σφήνα σκληρυμένο χάλυβα (επιλέγουμε υλικό χάλυβα C 45) της μορφής A με πλάτος και ύψος $b \times h = 8 \times 7 [mm]$ κατά DIN 6885. Η διάμετρος και το μήκος πλήμνης δίνονται από τον πίνακα 9-2 για σύνδεση με οδηγό σφήνα. Έχουμε διάμετρο πλήμνης D από 1,6 έως 1,8d και μήκος πλήμνης l από 1,6 έως 1,8d.

2.4.2. Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας

Για έλεγχο σε πίεση επιφάνειας στην πλευρική επιφάνεια του σφηνόδρομου της πλήμνης κάνουμε χρήση του παρακάτω τύπου:

$$p \approx \frac{2 \times F_u}{h \times l_1} \approx \frac{4 \times T}{d \times h \times l_1} \leq p_{\varepsilon\pi} \quad (2.6)$$

T : η μεταφερόμενη ροπή στρέψης, η οποία είναι (σχέση 2.3), $T = M_t = 43,1 [Nm] = 43100 [Nmm]$.

Το μήκος πλήμνης είναι $l = (1,6 \div 1,8)d = 1,6 \times 24 \div 1,8 \times 24 = 38,4 \div 43,2 [mm]$

Για τον σφήνα δεχόμαστε μικρότερο μήκος από την πλήμνη, έστω $l = 40 [mm]$, οπότε το ενεργό μήκος l_1 είναι: $l_1 = l - b = 40 - 8 = 32 [mm]$

$$p \approx \frac{4 \times T}{d \times h \times l_1} = \frac{4 \times 43100}{24 \times 7 \times 32} \left[\frac{N}{mm^2} \right] = 32 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Ο σφήνας είναι από σκληρυμένο χάλυβα C 45 και έρχεται σε επαφή με τον άξονα που είναι από ανοξείδωτο χάλυβα AISI 316L και με το κόμπλερ που εκτιμούμε ότι είναι από χυτοσίδηρο (μαντέμι). Η επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας του ασθενέστερου υλικού, δηλαδή του χυτοσίδηρου είναι από πίνακα 9-3 σελ.220 (Στεργίου & Στεργίου, 2003) ίση με: $p_{\varepsilon\pi} = 70 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ οπότε $p = 32 \left[\frac{N}{mm^2} \right] < 70 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ και συνεπώς ο έλεγχος έδειξε ότι ο σφηνόδρομος αντέχει .

Ο χαρακτηρισμός του είναι: οδηγός σφήνας – A 8 × 7 × 27.

2.4.3. Υπολογισμός οδηγού σφήνα ατράκτου - στροφείου

Σύμφωνα με τον πίνακα 9-1 σελ.217 του βιβλίου (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για διάμετρο $d_5 = 22 [mm]$ έχουμε οδηγό σφήνα σκληρυμένο χάλυβα (επιλέγουμε υλικό χάλυβα C 45) της μορφής A με πλάτος και ύψος $b \times h = 6 \times 6 [mm]$ κατά DIN 6885. Η διάμετρος και το μήκος πλήμνης δίνονται από τον πίνακα 9-2 για σύνδεση με οδηγό σφήνα. Έχουμε διάμετρο πλήμνης D από 1,6 έως 1,8d και μήκος πλήμνης l από 1,6 έως 1,8d.

2.4.4. Έλεγχος σε πίεση επιφάνειας

Για έλεγχο σε πίεση επιφάνειας στην πλευρική επιφάνεια του σφηνόδρομου της πλήμνης κάνουμε χρήση του παρακάτω τύπου:

$$p \approx \frac{2 \times F_u}{h \times l_1} \approx \frac{4 \times T}{d \times h \times l_1} \leq p_{\varepsilon\pi} \quad (2.7)$$

T: η μεταφερόμενη ροπή στρέψης, η οποία είναι (σχέση 2.3), $T = M_t = 43,1 [Nm] = 43100 [Nmm]$.

Το μήκος πλήμνης είναι $l = (1,6 \div 1,8)d = 1,6 \times 22 \div 1,8 \times 22 = 35,2 \div 39,6 [mm]$

Για τον σφήνα δεχόμαστε μικρότερο μήκος από την πλήμνη, έστω $l = 37 [mm]$, οπότε το ενεργό μήκος l_1 είναι: $l_1 = l - b = 37 - 6 = 31 [mm]$

$$p \approx \frac{4 \times T}{d \times h \times l_1} = \frac{4 \times 43100}{22 \times 6 \times 31} \left[\frac{N}{mm^2} \right] = 42.13 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \approx 42 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Ο σφήνας είναι από σκληρυμένο χάλυβα C 45 και έρχεται σε επαφή με τον άξονα που είναι από ανοξείδωτο χάλυβα AISI 316L και με το στροφέιο του ίδιου υλικού σύμφωνα με τον κατασκευαστή. (Πίνακας 1 Παράρτημα Α). Η επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας του ανοξείδωτο χάλυβα AISI 316L από Πίνακα 8 Παράρτημα Α είναι από $74 \div 82$. Άρα για $p_{επ} = 78 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ οπότε $p = 42 \left[\frac{N}{mm^2} \right] < 78 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$ και συνεπώς ο έλεγχος έδειξε ότι ο σφηνόδρομος αντέχει .

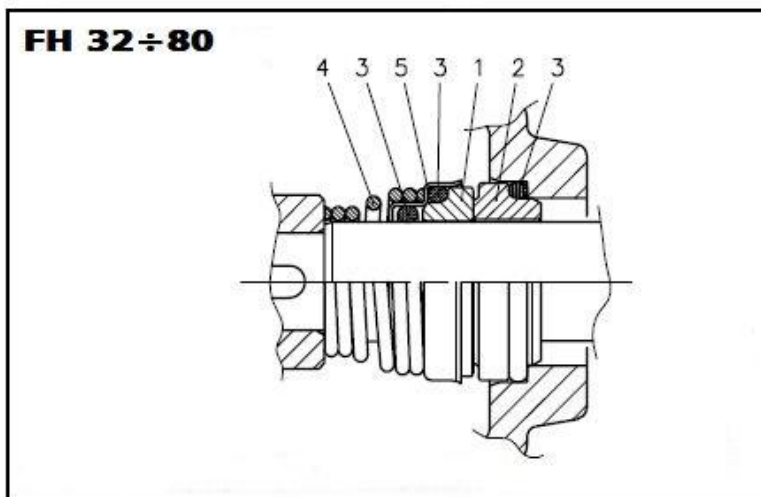
Ο χαρακτηρισμός του είναι: οδηγός σφήνας – A 6 × 6 × 24 .

2.5. Μηχανικοί στυπιοθλίπτες – Στεγανά

Κατασκευαστικά, η άτρακτος πρέπει να διαθέτει τις κατάλληλες ανοχές για να λειτουργεί σωστά. Απαιτείται ένα πλήθος καθοριστικών για τη λειτουργία της αντλίας παρελκόμενων εξαρτημάτων, τα κυριότερα των οποίων είναι οι σαλαμάστρες και τα έδρανα στήριξης. Γύρω από τον άξονα των αντλιών τοποθετούμε σαλαμάστρες για να επιτύχουμε στεγανότητα. Το πρόβλημα της στεγανότητας είναι από τα σημαντικότερα για τον σχεδιασμό και τη λειτουργία μιας αντλίας. Αντιμετωπίζεται με τη χρήση στυπιοθλιπτών των οποίων ο σκοπός είναι η εξασφάλιση της στεγανότητας της αντλίας με το εξωτερικό περιβάλλον στο σημείο όπου η άτρακτος διαπερνά το σταθερό κέλυφος της αντλίας. Στην περίπτωση όπου το ύψος τοποθέτησης της αντλίας είναι σημαντικό οπότε κατά την εκκίνησή της, η στατική πίεση στο σημείο αναρρόφησης πέσει κάτω από την ατμοσφαιρική, σκοπός του στυπιοθλίπτη είναι να εμποδίσει την είσοδο του αέρα από το περιβάλλον στο χώρο της αντλίας διαμέσου του διάκενου μεταξύ άξονα και κελύφους της πτερωτής. Σε αντίθετη περίπτωση η κίνηση της αντλίας γίνεται προβληματική. Διακρίνουμε δύο ειδών στυπιοθλίπτες: 1) Τους συμβατικούς με στυπία (σαλαμάστρα) στους οποίους η στεγανότητα εξασφαλίζεται από τη συμπίεση των στυπιών μέσω του στυπιοθλίπτου. 2) Τους μηχανικούς στους οποίους η στεγανότητα εξασφαλίζεται με την επαφή δύο λείων δίσκων, ενός στρεφόμενου με την άτρακτο και ενός μη στρεφόμενου. Επιπροσθέτως, οι μηχανικοί στυπιοθλίπτες ή αλλιώς στεγανά, μηχανικές σαλαμάστρες, μηχανικές φραγές, καρβουνάκια, ανήκουν στο σύστημα στεγάνωσης/ σφράγισης κατά κύριο λόγο αντλιών, αναδευτήρων κ.τ.λ. Στην αντλία μας εφαρμόζεται , σύμφωνα με το κριτήριο EN 12756, μηχανικός στυπιοθλίπτης τύπου PR/RN INOX. Αποτελείται από ένα περιστρεφόμενο τμήμα τύπου INOX και ένα σταθερό κομμάτι ρητίνης

εμποτισμένη με άνθρακα. Στο Σχήμα 2.8 φαίνεται ένα σχεδιάγραμμα του μηχανικού στυπιοθλίπτη και μια λίστα με τα υλικά του.

Τα υλικά NBR και FPM είναι είδη καουτσούκ που παίρνουν μέρος στη σφράγιση. Οι στυπιοθλίπτες αυτοί χρησιμοποιούνται σε αντλίες καθαρού νερού ή υποβρύχιες αντλίες που έχουν εφαρμογή στα ελαφρά διαβρωτικά υγρά. Λειτουργούν σε πιέσεις <10 [bar] και αντέχουν σε θερμοκρασίες από 20-150 [°C] και ταχύτητες < 13[m/sec]. Για να έχουμε την καλύτερη απόδοση και την πιο μακροχρόνια λειτουργία έχει μεγάλη σημασία η σωστή και προσεκτική τοποθέτηση.



ΛΙΣΤΑ ΥΛΙΚΩΝ

ΘΕΣΗ 1-2	ΘΕΣΗ 3	ΘΕΣΗ 4-5
B : Ρητίνη εμποτισμένη με άνθρακα	E : EPDM	G : AISI 316
Q ₁ : Καρβίδιο του πυριτίου	P : NBR	
V : Κεραμικό	V : FPM	

FHE-FHS-FHF 32÷80 Τύπος σφράγισης (65-315, 80-315 και 80-400 αποκλείονται)

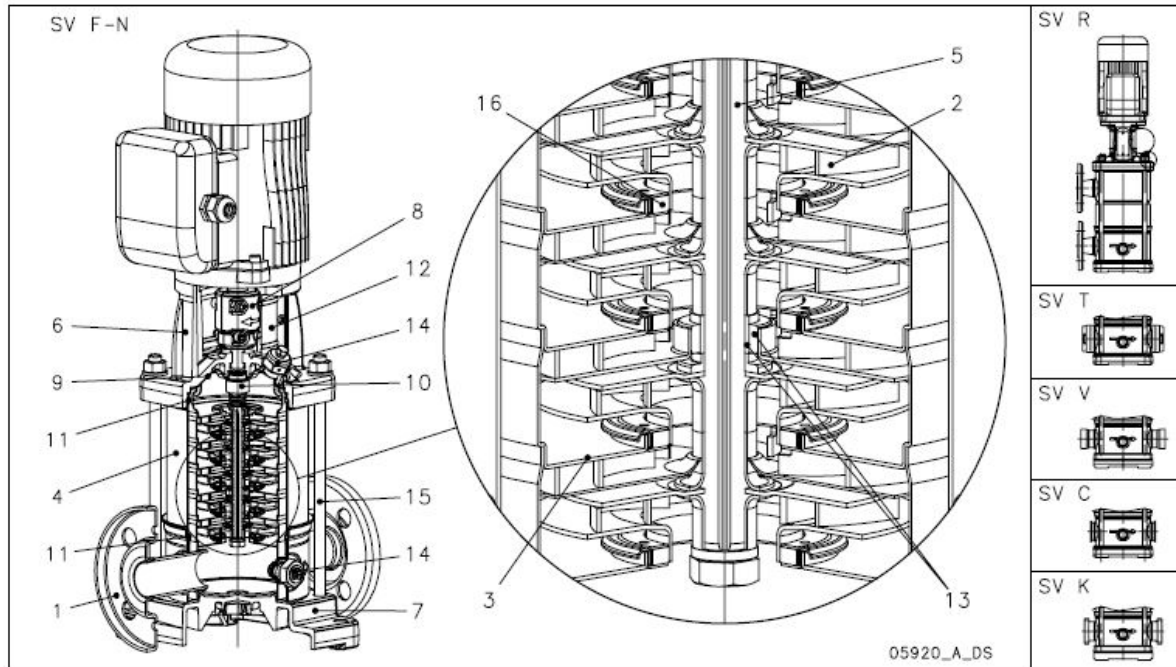
ΤΥΠΟΣ	ΘΕΣΗ					ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑ (°C)
	1 Περιστρεφόμενο σχημάτιμα	2 Σταθερό κομμάτι	3 Ελαστομερή	4 Ελατήρια	5 Λοιπά εξαρτήματα	
Στάνταρ τύπος μηχανικών στυπιοθλιπτών						
VBPGG	V	B	P	G	G	-20 +85
Άλλοι τύποι μηχανικών στυπιοθλιπτών						
VBVGG	V	B	V	G	G	-10 +120
Q ₁ BVGG	Q ₁	B	V	G	G	-10 +120
Q ₁ Q ₁ VGG	Q ₁	Q ₁	V	G	G	-10 +120
VBE GG	V	B	E	G	G	-30 +120
Q ₁ BE GG	Q ₁	B	E	G	G	-30 +120
Q ₁ Q ₁ EGG	Q ₁	Q ₁	E	G	G	-30 +120

Σχήμα 2.8: Πίνακας κωδικοποίησης των υλικών κατασκευής του στυπιοθλίπτη

Πηγή: www.slideshare.net

2.6. Βοηθητική αντλία – Jockey pump

Η βοηθητική αντλία (jockey pump) του συστήματος, σύμφωνα με τις οδηγίες του κατασκευαστή στον Πίνακα 3, Παράρτημα Α είναι της Lowara η 1sv15 με ισχύ 0,75[Kw] ή 1[HP]. Παρακάτω φαίνεται ένα σχεδιάγραμμα της αντλίας με τα βασικά μέρη της και τα υλικά κατασκευής τους (Σχήμα 2.9).



α/α	ΟΝΟΜΑ	ΥΛΙΚΟ
1	Σώμα αντλίας	Ανοξείδωτος χάλυβας
2	Στροφέιο	Ανοξείδωτος χάλυβας
3	Διαχυτής	Ανοξείδωτος χάλυβας
4	Εξωτερικό περίβλημα	Ανοξείδωτος χάλυβας
5	Άξονας	Ανοξείδωτος χάλυβας
6	Προσαρμογέας	Χυτοσίδηρος
7	Βάση	Αλουμίνιο
8	Σύνδεση	Αλουμίνιο
9	Περίβλημα στεγανοποίησης	Ανοξείδωτος χάλυβας
10	Μηχανική σφραγίδα	Καρβίδιο του πυριτίου/ελαστικό EPDM
11	Ελαστομερή	ελαστικό EPDM
12	Προστασία σύνδεσης	Ανοξείδωτος χάλυβας
13	Περίβλημα άξονα και σινεμπλόκ	Καρβίδιο του βολφραμίου
14	Τάπες πλήρωσης/αποστράγγισης	Ανοξείδωτος χάλυβας
15	Ράβδοι ελέγχου	Γαλβανισμένο ατσάλι
16	Δακτύλιος φθοράς	Τεχνοπολυμερές

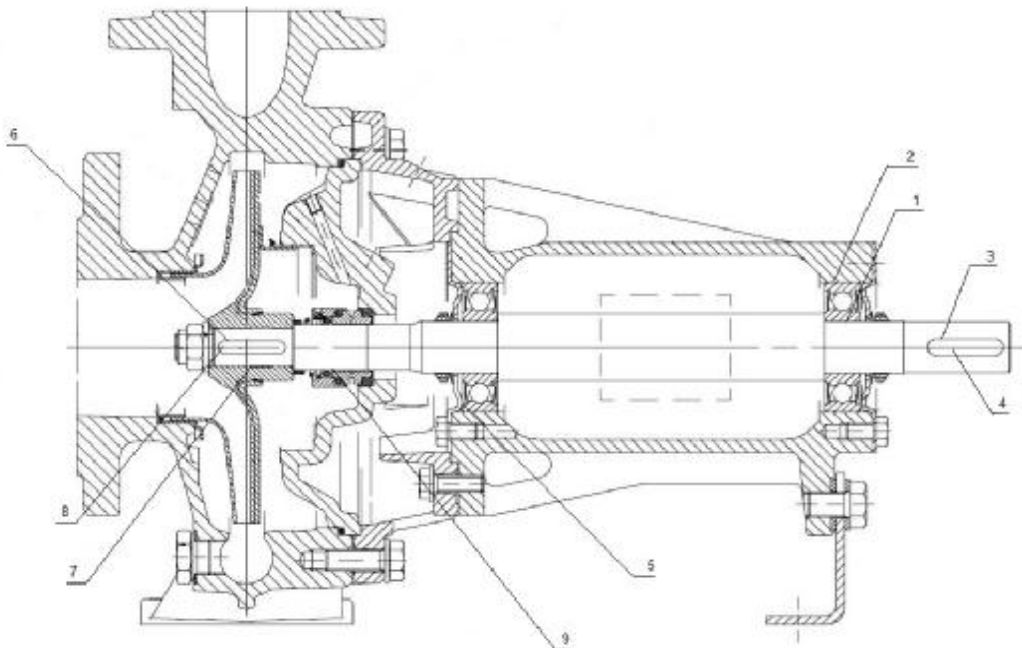
Σχήμα 2.9: Τα μέρη της βοηθητικής αντλίας

Πηγή: www.slideshare.net

Η αντλία αυτή εκκινεί με τις μικρές μειώσεις της πίεσης λόγω απωλειών. Παρακάτω σε άλλη ενότητα θα αναφέρουμε αναλυτικά την συνεργασία της με την κύρια αντλία και το σύστημα.

2.7. Ανοχές- Συναρμογές

Συναρμογή είναι γενικά ο τρόπος συνεργασίας δύο τεμαχίων, όπως προκύπτει από τις διαφορές των διαστάσεων τους. Στο Σχήμα 2.10 έχουμε το σχέδιο της αντλίας που μελετάμε σε τομή όπου έχουν επισημανθεί οι συναρμογές της ατράκτου.



Σχήμα 2.10 : Συναρμογές

Πηγή: www.lowara.com

2.7.1. Επιλογή κλάσεων συναρμογών

Στον Πίνακα 2-5 σελ. 50-51 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), βλέπουμε κάποια ενδεικτικά παραδείγματα για τη χρήση συναρμογών που μας βοηθούν στην συνέχεια να επιλέξουμε τις κατάλληλες συναρμογές για την άτρακτό μας.

- Θέση 1: H7/m6 (σφικτή συναρμογή εσωτερικού δακτυλιδιού ρουλεμάν με άξονα, με κτυπήματα).
- Θέση 2 : H7/k6 (σφικτή συναρμογή εξωτερικού δακτυλιδιού ρουλεμάν με κέλυφος, με ελαφρά κτυπήματα).
- Θέση 3: H8/e8 (ελεύθερη συναρμογή σφήνα με άξονα, με πλούσια χάρη).
- Θέση 4: H8/e8 (ελεύθερη συναρμογή σφήνα με κόμπλερ, με πλούσια χάρη).
- Θέση 5: H7/h6 (ελεύθερη συναρμογή εξωτερικού δακτυλίου ρουλεμάν με κέλυφος «φωλιά», χωρίς αισθητή χάρη).
- Θέση 6: H8/e8 (ελεύθερη συναρμογή σφήνα με άξονα, με πλούσια χάρη).
- Θέση 7: H7/k6 (σφικτή συναρμογή στροφείου με άξονα, με ελαφρά κτυπήματα).
- Θέση 8: H8/e8 (ελεύθερη συναρμογή σφήνα με στροφείο, με πλούσια χάρη).
- Θέση 9: H7/k6 (σφικτή συναρμογή στυπιοθλίπτη με άξονα, με κτυπήματα).

2.7.2. Μέθοδος υπολογισμού στοιχείων ανοχών

Ο υπολογισμός των στοιχείων ανοχών για κάθε συναρμογή γίνεται με βάση την ονομαστική διάσταση που υπάρχει σε κάθε θέση και με την βοήθεια των Πινάκων του βιβλίου (Στεργίου & Στεργίου, 2003), δηλαδή τον Πίνακα 2.3 στην σελίδα 45 και τους Πίνακες 2.6, 2.7, 2.8 στις σελίδες 60 έως 64, ήτοι:

- Άνω και κάτω απόκλιση A_0 και A_u . Τις βρίσκουμε κατευθείαν από τους πίνακες.
- Ανοχές άξονα και οπής T_w και T_B . Υπολογίζονται ως η διαφορά:
 T_w ή $T_B = [\text{Άνω απόκλιση}] - [\text{Κάτω απόκλιση}]$ για οπή και άξονα αντίστοιχα, ή με βάση τον Πίνακα 2.3, σελ. 45 (Στεργίου & Στεργίου, 2003)
- Μέγιστη και ελάχιστη χάρη S_0 και S_u . Υπολογίζονται ως η διαφορά:
 $S_0 = [\text{Άνω απόκλιση οπής}] - [\text{Κάτω απόκλιση άξονα}]$
 Και

$$S_u = [\text{Κάτω απόκλιση οπής}] - [\text{Άνω απόκλιση άξονα}]$$

- Μέγιστη και ελάχιστη σύσφιξη U_0 και U_u . Για την τιμή της χάρης που προκύπτει αρνητική, τίθεται:

$$U_0 = -S_u \text{ ή } U_u = -S_0$$

- Ανοχή συναρμογής T_p . Υπολογίζεται ως το άθροισμα των ανοχών:

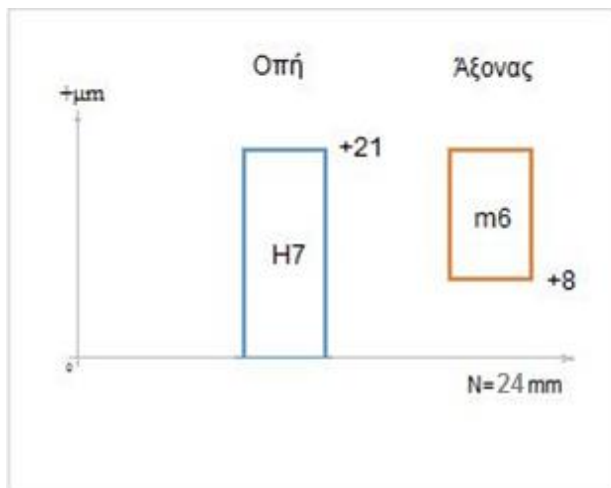
$$T_p = T_w + T_B$$

Σημείωση: Ο δείκτης B χρησιμοποιείται για μεγέθη που αναφέρονται στην οπή, ενώ ο δείκτης w για μεγέθη που αναφέρονται στον άξονα. Επίσης ο δείκτης o αφορά 'άνω' τιμές, ενώ ο δείκτης u 'κάτω' τιμές. Τα σύμβολα των δεικτών αυτών έχουν προκύψει από την γερμανική ορολογία και έχουν την εξής σημασία : B = bohrung (οπή), w = welle (άξονας), o = oben (πάνω), u = unten (κάτω).

Ταυτόχρονα με τους παραπάνω υπολογισμούς για κάθε θέση δείχνουμε και τα σχεδιαγράμματα με τα πεδία ανοχών, ως εξής:

- ΘΕΣΗ 1

Ονομαστική διάσταση του άξονα στην θέση 1 είναι: $N = 24 [mm]$. Συναρμογή H7/m6. Από πίνακα 2.8, σελ. 62 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 24$ έως $30 [mm]$ έχουμε:



$$\text{Οπή} \quad H7 \begin{bmatrix} +21 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Από Πίνακα 2.8, σελ. 63 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 24 [mm]$ έως $30 [mm]$ έχουμε:

$$\text{Άξονας} \quad m6 \begin{bmatrix} +21 \\ +8 \end{bmatrix}$$

Σχήμα 2.11

$$A_{0B} = +21 [\mu m], A_{uB} = 0 [\mu m]$$

$$A_{0w} = +21 [\mu m], A_{uw} = +8 [\mu m]$$

$$T_B = +21 - 0 = 21 [\mu m], T_w = +21 - 8 = 13 [\mu m]$$

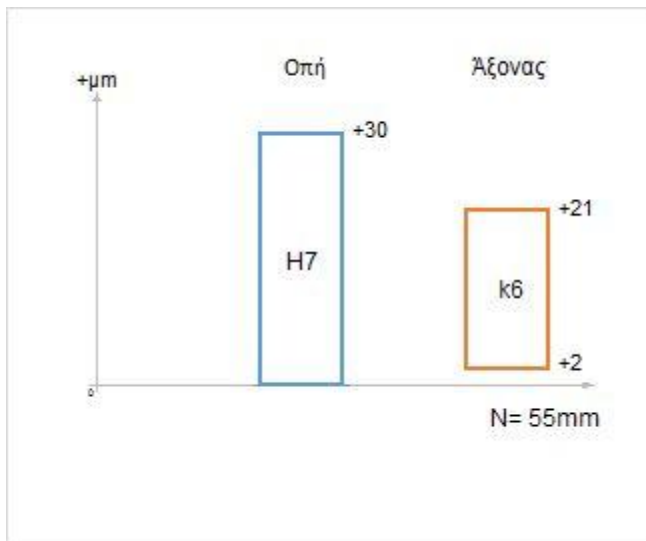
$$S_0 = +21 - 8 = 13 [\mu m], S_u = 0 - 21 = -21 [\mu m]$$

$$T_p = T_B + T_w = 21 + 13 = 33 [\mu m]$$

Στο Σχήμα 2.11 φαίνεται το πεδίο ανοχών. Η συναρμογή είναι αμφίβολης σύσφιξης διότι η μέγιστη και η ελάχιστη χάρη είναι ετερόσημες.

- ΘΕΣΗ 2

Η ονομαστική διάσταση εξωτερικής διαμέτρου ρουλεμάν από τον Πίνακα 11-5 σελ.301 (Στεργίου & Στεργίου, 2003) είναι ίση με: $N = 55 [mm]$. Συναρμογή H7/k6. Από πίνακα 2.8, σελ. 62 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 50$ έως $65 [mm]$ έχουμε:



Οπή $H7 \begin{bmatrix} +30 \\ 0 \end{bmatrix}$

Και από Πίνακα 2.8, σελ. 63 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 50 [mm]$ έως $65 [mm]$ έχουμε:

Άξονας $k6 \begin{bmatrix} +21 \\ +2 \end{bmatrix}$

Σχήμα 2.12

$$A_{0B} = +30[\mu m], A_{uB} = 0[\mu m]$$

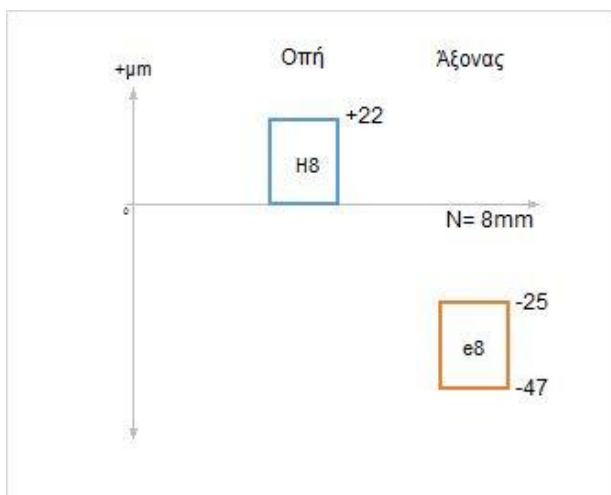
$$A_{0w} = +21[\mu m], A_{uw} = +2[\mu m]$$

$$T_B = +30 - 0 = 30[\mu m], T_w = +21 - 2 = 19 [\mu m]$$

$$S_0 = +30 - 2 = 28[\mu m], S_u = 0 - 21 = -21 [\mu m]$$

$$T_p = T_B + T_w = 30 + 19 = 49[\mu m]$$

Στο Σχήμα 2.12 φαίνεται το πεδίο ανοχών. Η συναρμογή είναι αμφίβολης σύσφιξης διότι η μέγιστη και η ελάχιστη χάρη είναι ετερόσημες.



- ΘΕΣΗ 3

Συναρμογή κατά το πλάτος του σφήνα. Ονομαστική διάσταση $N = 8 [mm]$. Συναρμογή H8/e8. Από Πίνακα 2.8, σελ. 62 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 6$ έως $10 [mm]$ έχουμε:

Οπή $H8 \begin{bmatrix} +22 \\ 0 \end{bmatrix}$

Και από Πίνακα 2.8, σελ. 63 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 6$ έως $10[mm]$ έχουμε:

Άξονας $e8 \begin{bmatrix} -25 \\ -47 \end{bmatrix}$

Σχήμα 2.13

$$A_{0B} = +22[\mu m], A_{uB} = 0[\mu m]$$

$$A_{0w} = -25[\mu m], A_{uw} = -47[\mu m]$$

$$T_B = +22 - 0 = 22[\mu m], T_w = -25 - (-47) = 22[\mu m]$$

$$S_o = +22 - (-47) = +69[\mu m], S_u = 0 - (-25) = +25[\mu m]$$

$$T_p = T_B + T_w = 22 + 22 = 44[\mu m]$$

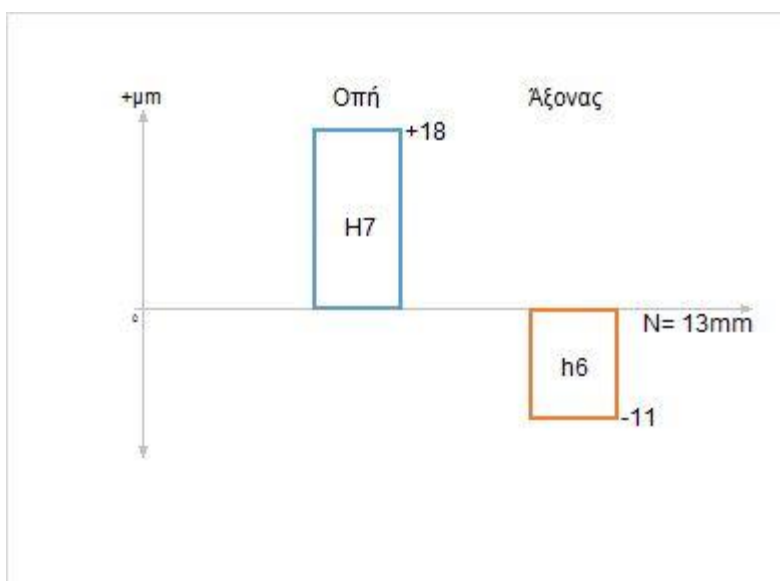
Στο Σχήμα 2.13 φαίνεται το πεδίο ανοχών. Η συναρμογή είναι ελεύθερη, διότι η μέγιστη και η ελάχιστη χάρη είναι θετικές.

- ΘΕΣΗ 4

Συναρμογή κατά το ύψος του σφήνα. Ονομαστική διάσταση $N = 7[mm]$. Συναρμογή H8/e8. Ισχύουν τα ίδια ακριβώς όπως στην θέση 3.

- ΘΕΣΗ 5

Ονομαστική διάσταση $N = 13[mm]$, ίση με το πλάτος B του ρουλεμάν. Συναρμογή H7/h6. Από πίν. 2.8, σελ. 62 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 10$ έως $14[mm]$ έχουμε:



Οπή $H7 \begin{bmatrix} +18 \\ 0 \end{bmatrix}$

Και από Πίνακα 2.8, σελ. 63 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 10$ έως $14[mm]$ έχουμε:

Άξονας $h6 \begin{bmatrix} 0 \\ -11 \end{bmatrix}$

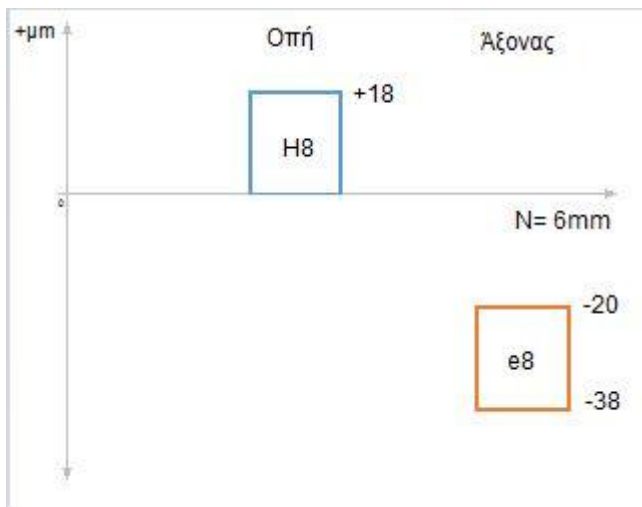
Σχήμα 2.14

$$\begin{aligned}
 A_{0B} &= +18[\mu m], & A_{uB} &= 0[\mu m] \\
 A_{0w} &= 0[\mu m], & A_{uw} &= -11[\mu m] \\
 T_B &= +18 - 0 = 18[\mu m], & T_w &= 0 - 11 = 11[\mu m] \\
 S_0 &= +18 - (-11) = +29[\mu m], & S_u &= 0 - 0 = 0[\mu m] \\
 T_p &= T_B + T_w = 18 + 11 = 29[\mu m]
 \end{aligned}$$

Στο Σχήμα 2.14 φαίνεται το πεδίο ανοχών. Η συναρμογή είναι ελεύθερη, διότι η μέγιστη και η ελάχιστη χάρη είναι θετικές.

- ΘΕΣΗ 6

Συναρμογή κατά το πλάτος του σφήνα. Ονομαστική διάσταση $N = 6[mm]$. Συναρμογή H8/e8. Από Πίνακα 2.8, σελ. 62 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 6$ έως $10[mm]$ έχουμε:



$$\text{Οπή} \quad H8 \begin{bmatrix} +18 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Και από Πίνακα 2.8, σελ. 63 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 6$ έως $10[mm]$ έχουμε:

$$\text{Αξονας} \quad e8 \begin{bmatrix} -20 \\ -38 \end{bmatrix}$$

Σχήμα 2.15

$$\begin{aligned}
 A_{0B} &= +18[\mu m], & A_{uB} &= 0[\mu m] \\
 A_{0w} &= -20[\mu m], & A_{uw} &= -38[\mu m] \\
 T_B &= +18 - 0 = +18[\mu m], & T_w &= -20 - (-38) = +18[\mu m] \\
 S_0 &= +18 - (-38) = +56[\mu m], & S_u &= 0 - (-20) = +20[\mu m] \\
 T_p &= T_B + T_w = 18 + 18 = 36[\mu m]
 \end{aligned}$$

Στο Σχήμα 2.15 φαίνεται το πεδίο ανοχών. Η συναρμογή είναι ελεύθερη, διότι η μέγιστη και η ελάχιστη χάρη είναι θετικές.

- ΘΕΣΗ 7

Ονομαστική διάσταση άξονα στη θέση Z ίση με: $N = 22[mm]$. Συναρμογή H7/k6. Από Πίνακα 2.8, σελ. 62 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 18$ έως $24 [mm]$ έχουμε:



Οπή $H7 \begin{bmatrix} +21 \\ 0 \end{bmatrix}$

Και από Πίνακα 2.8, σελ. 63 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 18$ έως $24 [mm]$ έχουμε:

Άξονας $k6 \begin{bmatrix} +15 \\ +2 \end{bmatrix}$

Σχήμα 2.16

$$A_{0B} = +21[\mu m], A_{uB} = 0[\mu m]$$

$$A_{0w} = +15[\mu m], A_{uw} = +2[\mu m]$$

$$T_B = +21 - 0 = 21[\mu m], T_w = +15 - 2 = 13[\mu m]$$

$$S_0 = +21 - 2 = 19[\mu m], S_u = 0 - 15 = -15[\mu m]$$

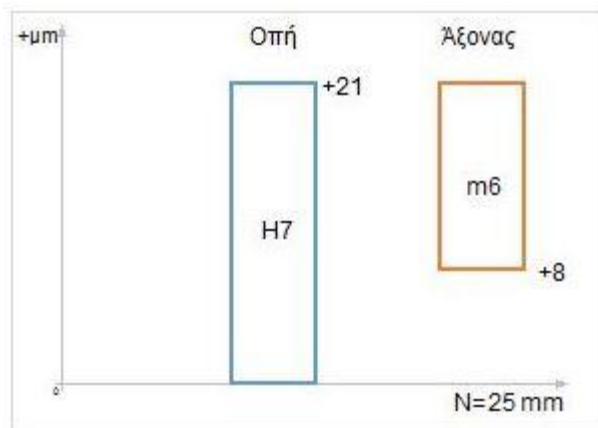
$$T_p = T_B + T_w = 21 + 13 = 34[\mu m]$$

Στο Σχήμα 2.16 φαίνεται το πεδίο ανοχών. Η συναρμογή είναι αμφίβολης σύσφιξης διότι η μέγιστη και η ελάχιστη χάρη είναι ετερόσημες.

- ΘΕΣΗ 8

Συναρμογή κατά το ύψος του σφήνα. Ονομαστική διάσταση $N = 6[mm]$. Συναρμογή H8/e8. Ισχύουν τα ίδια ακριβώς όπως στην θέση 6.

- ΘΕΣΗ 9



Ονομαστική διάσταση της θέσης της ατράκτου όπου υπάρχει ο στυπιοθλίπτης. Είναι ίση με: $N = 25 [mm]$. Συναρμογή H7/m6. Από Πίνακα 2.8, σελ. 62 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 24$ έως $30 [mm]$ έχουμε:

$$\text{Οπή} \quad H7 \begin{bmatrix} +21 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Σχήμα 2.17

Και από Πίνακα 2.8, σελ. 63 (Στεργίου & Στεργίου, 2003), για $N = 24$ έως $30 [mm]$ έχουμε:

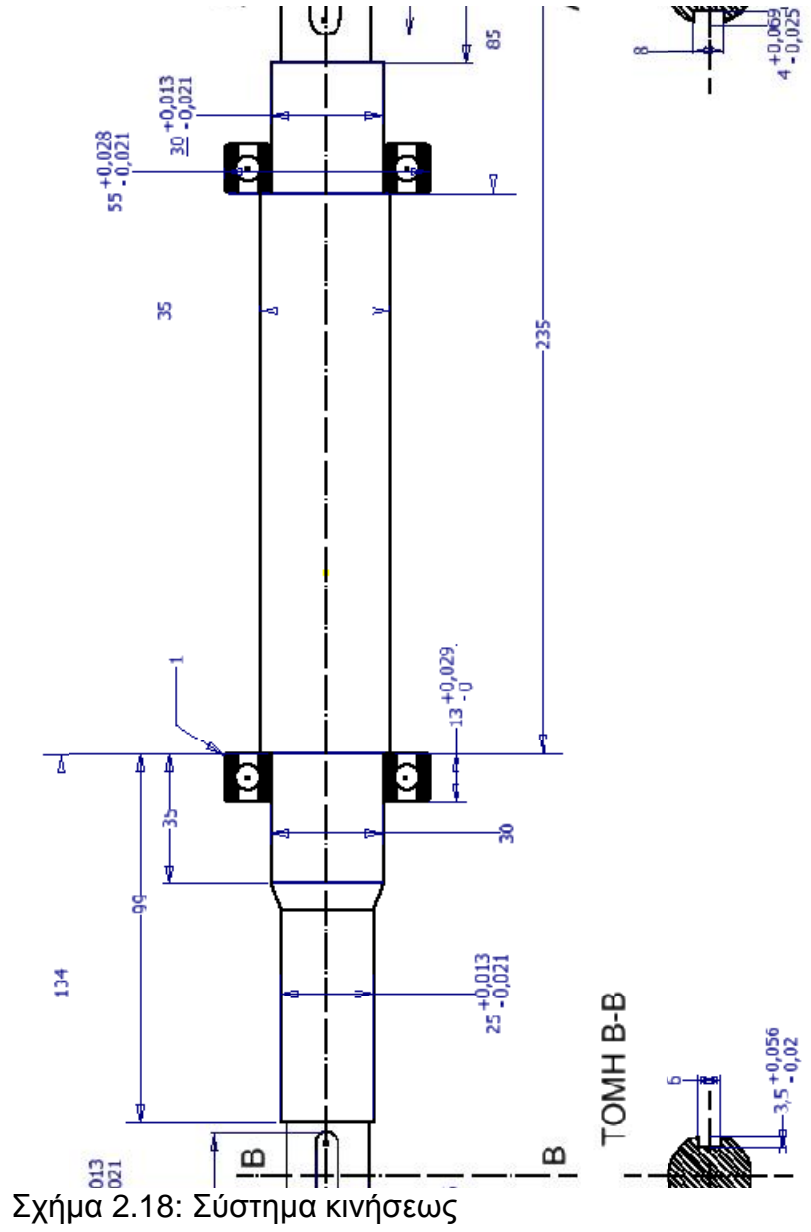
$$\text{Άξονας} \quad m6 \begin{bmatrix} +21 \\ +8 \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned} A_{0B} &= +21[\mu m], A_{uB} = 0[\mu m] \\ A_{0w} &= +21[\mu m], A_{uw} = +8[\mu m] \\ T_B &= +21 - 0 = 21[\mu m], T_w = +21 - 8 = 13[\mu m] \\ S_0 &= +21 - 8 = 13[\mu m], S_u = 0 - 21 = -21[\mu m] \\ T_p &= T_B + T_w = 21 + 13 = 33[\mu m] \end{aligned}$$

Στο Σχήμα 2.17 φαίνεται το πεδίο ανοχών. Η συναρμογή είναι αμφίβολης σύσφιξης διότι η μέγιστη και η ελάχιστη χάρη είναι ετερόσημες.

2.7.3. Σχεδίαση συστήματος κινήσεως

Στο παρακάτω σχέδιο (Σχήμα 2.18) βλέπουμε την κατασκευή της ατράκτου του άξονα με τις διαστάσεις των διαφόρων αυλακώσεων, τομές στα σημεία του κάθε σφήνα, σχεδιασμό των ρουλεμάν και σημείωση των ανοχών στα σημεία που μελετήσαμε στην προηγούμενη ενότητα.



Σχήμα 2.18: Σύστημα κινήσεως

3. ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ

3.1. ΓΕΝΙΚΑ

Οι κινητήρες είναι αναπόσπαστο κομμάτι των αντλιών καθώς αποτελούν το κινητήριο σύστημα για να λειτουργήσουν. Για την κίνηση μιας αντλίας έχουμε τα εξής συστήματα:

- 1) Ηλεκτροκινητήρες
- 2) Μηχανές εσωτερικής καύσης
- 3) Αεριοστρόβιλοι

Στην μελέτη αυτή θα ασχοληθούμε με τα δύο πρώτα συστήματα που υπάρχουν στο πυροσβεστικό συγκρότημα.

3.2. ΗΛΕΚΤΡΟΚΙΝΗΤΗΡΑΣ

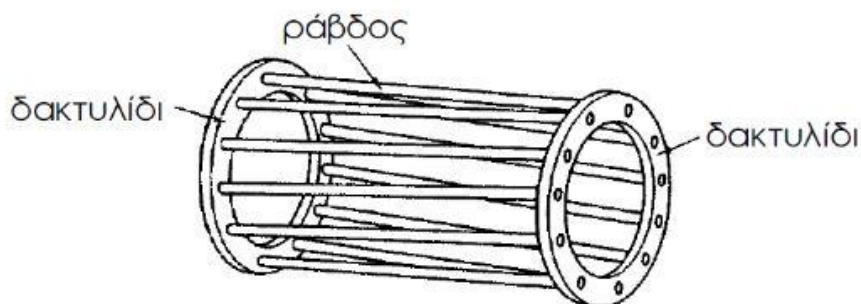
Οι ηλεκτροκινητήρες που χρησιμοποιούνται συνήθως για την κίνηση των αντλιών είναι:

- 1) Οι τριφασικοί επαγωγικοί κινητήρες με βραχυκυκλωμένο δρομέα ή δακτυλίους
- 2) Οι σύγχρονοι κινητήρες
- 3) Οι μονοφασικοί με πυκνωτή εκκινήσεως
- 4) Οι κινητήρες συνεχούς ρεύματος

Οι ηλεκτροκινητήρες με τη μεγαλύτερη χρήση είναι οι τριφασικοί επαγωγικοί με βραχυκυκλωμένο δρομέα.

3.2.1. Κατασκευαστικά στοιχεία

Το τύλιγμα του δρομέα αποτελείται από μεταλλικές ράβδους από χαλκό ή ορείχαλκο, τα άκρα των οποίων βραχυκυκλώνονται από δύο δακτυλίδια βραχυκύκλωσης (Εικόνα 3.1)



Εικόνα 3.1: Τύλιγμα κλωβού δρομέα επαγωγικού κινητήρα

Πηγή: Ηλεκτρικές μηχανές Β' Τάξη Τ.Ε.Ε.

Η σύνδεση γίνεται με συγκόλληση ή χύτευση. Ο δρομέας δεν συνδέεται ηλεκτρικά με άλλο τμήμα του κινητήρα και το ρεύμα που κυκλοφορεί σε αυτόν είναι από επαγωγή λόγω του στρεφόμενου μαγνητικού πεδίου. Αν τα αυλάκια στο τύμπανο του δρομέα είναι απλά, το τύλιγμα λέγεται απλού κλωβού (Εικόνα 3.1), αν φέρει διπλά αυλάκια το τύλιγμα λέγεται διπλού κλωβού και αν τα αυλάκια είναι βαθιά, το τύλιγμα λέγεται με βαθιά αυλάκια.

Ο κινητήρας με τύλιγμα απλού κλωβού είναι γενικά απλής κατασκευής, έχουν μικρό κόστος και καλό βαθμό απόδοσης. Στους μικρούς κινητήρες το τύλιγμα απλού κλωβού κατασκευάζεται από καθαρό αλουμίνιο που χύνεται μέσα στα αυλάκια. Το μειονέκτημα των κινητήρων απλού κλωβού είναι το μεγάλο ρεύμα εκκίνησης με αντίστοιχα μικρή ροπή εκκίνησης. Λόγω των δυσμενών συνθηκών εκκίνησης, οι κινητήρες απλού κλωβού είναι κινητήρες μικρής ισχύος. Τα παραπάνω μειονεκτήματα μειώνονται, όταν οι κινητήρες έχουν τύλιγμα διπλού κλωβού ή τύλιγμα με βαθιά αυλάκια.

3.2.2. Η ισχύς του ηλεκτροκινητήρα

Η ισχύς που απορροφά ο κινητήρας από το δίκτυο υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$N_{\Delta} = K \times V \times I \times \cos\varphi \quad (3.1)$$

N_{Δ} = απορροφημένη ισχύς (W)

K = 1 για μονοφασικό ρεύμα και 1,73 για τριφασικό ρεύμα

V = τάση δικτύου (V)

I = ένταση του ρεύματος (A)

Cosφ = συντελεστής ισχύος

Σε κάθε ηλεκτροκινητήρα υπάρχει μία πινακίδα όπου αναγράφονται τα χαρακτηριστικά λειτουργίας του, όταν εργάζεται σε πλήρες φορτίο: 1) η αποδιδόμενη ισχύς, 2) η τάση λειτουργίας του, 3) η ένταση του ρεύματος που απορροφά, 4) ο συντελεστής ισχύος και 5) η σύνδεση των τυλιγμάτων σε αστέρα(Υ) ή τρίγωνο(Δ). Στο Παράρτημα Α Πίνακα 5, ο κατασκευαστής μας δίνει πληροφορίες για το δίκτυο του ηλεκτροκινητήρα και με βάση αυτές θα υπολογισθεί στη συνέχεια η ισχύς που απορροφά ο κινητήρας.

$$N_K = K \times V \times I \times \cos\varphi = 1,71 \times 400[V] \times 26,2[A] \times 0,91 = 16,27 [kW]$$

Η ισχύς αυτή είναι μεγαλύτερη της πραγματικής ισχύος που βγάξει ο κινητήρας στον άξονα. Επειδή η ένταση του ρεύματος, που απορροφά κατά την εκκίνηση ένας κινητήρας με βραχυκυκλωμένο δρομέα, είναι 5 ως 6 φορές μεγαλύτερη από το ρεύμα λειτουργίας, υπάρχουν διάφορες διατάξεις εκκινήσεως (αστερο τρίγωνο, αυτομετασχηματιστή και ρυθμιστικές αντιστάσεις) ώστε να μειωθεί η ένταση του ρεύματος εκκινήσεως με ταυτόχρονη μείωση της ροπής εκκινήσεως.

Επομένως η ισχύς του κινητήρα πρέπει να είναι αρκετά μεγάλη ώστε η ροπή εκκινήσεως να προσδώσει την απαιτούμενη επιτάχυνση στις περιστρεφόμενες μάζες. Πρέπει όμως να τονιστεί ότι η ονομαστική ισχύς του κινητήρα δεν πρέπει να είναι πολύ μεγαλύτερη από την απαιτούμενη για την εκκίνηση και την λειτουργία της αντλίας, γιατί σε περίπτωση που ο κινητήρας εργάζεται με πολύ μικρό φορτίο ο συντελεστής ισχύος ($\cos\phi$) γίνεται πολύ μικρός με αποτέλεσμα τον κίνδυνο υπερθερμάνσεως και καταστροφής του δικτύου.

Η ισχύς που πρέπει να έχει ο κινητήρας επιπλέον της απαιτούμενης ισχύος N_A για την περιστροφή του άξονα της αντλίας εξαρτάται από το μέγεθος της εισερχόμενης ισχύος και τον τύπο της αντλίας. Ενδεικτικά για κινητήρες $5 \div 50 [HP]$ χρειάζεται επιπλέον ισχύς $15 \div 25 \%$.

Συνεπώς η τιμή της ισχύος του κινητήρα είναι ίση:

$$N_K = N_A + (15 \div 25 \%) \quad (3.2)$$

Αντικαθιστώντας έχουμε:

$$N_K = N_A + (15 \div 25 \%) = 13,3 [kW] + (15 \div 25 \%) = 15,3 \div 16,6 [kW]$$

Ο κατασκευαστής επιλέγει τον ασύγχρονο τριφασικό ηλεκτροκινητήρα βραχυκυκλωμένου κλωβού, μάρκας LOWARA, τύπου PLM160B3/3150 με ισχύ 15 [kW]. Βέβαια, η ισχύς που απορροφάται από το δίκτυο κατά τη λειτουργία υπό πλήρες φορτίο είναι παραπάνω από 15 [kW], καθώς αυτή είναι η αποδιδόμενη ισχύς στον άξονα της μηχανής, ενώ δεν πρέπει να ξεχνάμε πως η μηχανή, αλλά και οι αγωγοί τροφοδοσίας παρουσιάζουν απώλειες.

3.2.3. Ολίσθηση

Το στρεφόμενο μαγνητικό πεδίο περιστρέφεται με ταχύτητα που εξαρτάται από τη συχνότητα (f) του ρεύματος τροφοδοσίας και τα ζεύγη πόλων (p) του τυλίγματος του στάτη. Η ταχύτητα αυτή λέγεται σύγχρονη ταχύτητα n_s .

$$n_s = \frac{60 \times f}{p} \quad (3.3)$$

όπου:

n_s : η σύγχρονη ταχύτητα σε [RPM]

f : η συχνότητα τροφοδοσίας σε Hz [1/sec]

p : τα ζεύγη μαγνητικών πόλων

Στο Παράρτημα Α, Πίνακα 5, ο κατασκευαστής αναφέρει πως ο κινητήρας είναι διπολικός άρα έχει ένα ζεύγος πόλων. Επομένως αντικαθιστούμε στην εξίσωση (3.3) για $p=1$ και συχνότητα 50[Hz]:

$$n_s = \frac{60 \times f}{p} = \frac{60 \times 50}{1} = 3000[RPM]$$

Ο δρομέας του κινητήρα περιστρέφεται με ταχύτητα n που εξαρτάται από το φορτίο του άξονα. Ο λόγος της διαφοράς μεταξύ της σύγχρονης ταχύτητας n_s και της ταχύτητας του κινητήρα n , προς τη σύγχρονη ταχύτητα, ονομάζεται ολίσθηση s :

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \quad (3.4)$$

Η ολίσθηση ενός κινητήρα δεν είναι σταθερή, μεταβάλλεται με το φορτίο και αυξάνεται με αυτό.

3.2.4. Ροπή ασύγχρονου τριφασικού κινητήρα

Ένα από τα σημαντικότερα στοιχεία του κινητήρα είναι η ροπή (M) που μπορεί να αναπτύξει στον άξονά του για να περιστρέψει το φορτίο. Μέσα από σχέσεις της Μηχανικής καταλήγουμε στην έκφραση της ροπής:

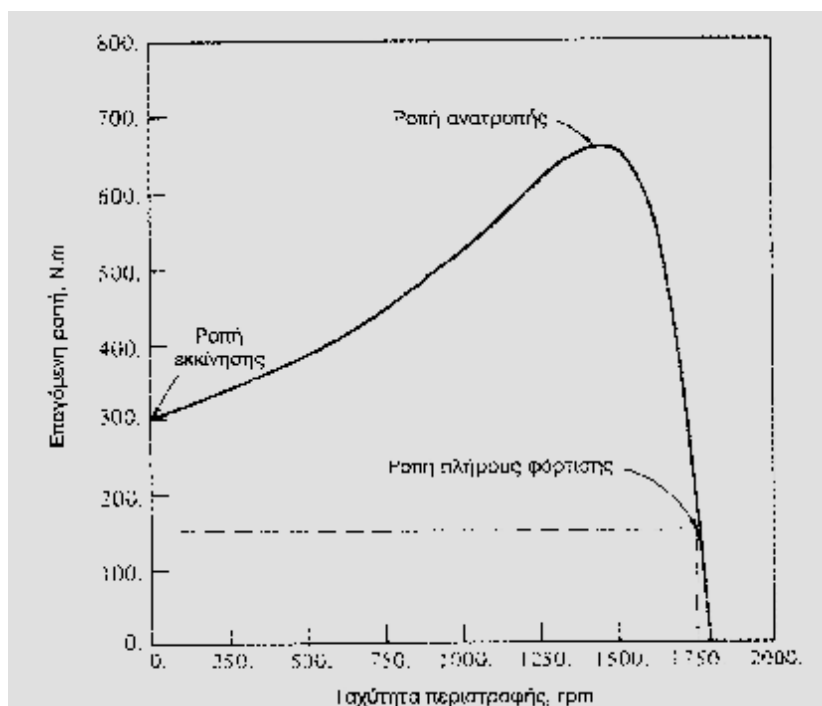
$$M = \frac{9,55 \times N}{n} \quad [Nm] \quad (3.5)$$

όπου:

N : η αποδιδόμενη ισχύς [W]

n : οι στροφές του κινητήρα [RPM]

Στην Εικόνα 3.2 φαίνεται η τυπική καμπύλη ροπής – στροφών ενός ασύγχρονου τριφασικού κινητήρα. Η καμπύλη αυτή είναι σημαντική για τη λειτουργία των κινητήρων. Κατά την εκκίνηση, όταν οι στροφές είναι πρακτικά μηδέν, η ροπή του κινητήρα έχει τιμή $M_{εκ}$ και λέγεται ροπή εκκίνησης. Καθώς αυξάνονται οι στροφές, αυξάνεται και η ροπή μέχρι την τιμή $M_{μ\epsilon\gamma}$ που λέγεται μέγιστη ροπή ή ροπή ανατροπής. Στη συνέχεια η ροπή μειώνεται απότομα και μηδενίζεται, όταν η ταχύτητα του κινητήρα φθάσει τη σύγχρονη ταχύτητα.



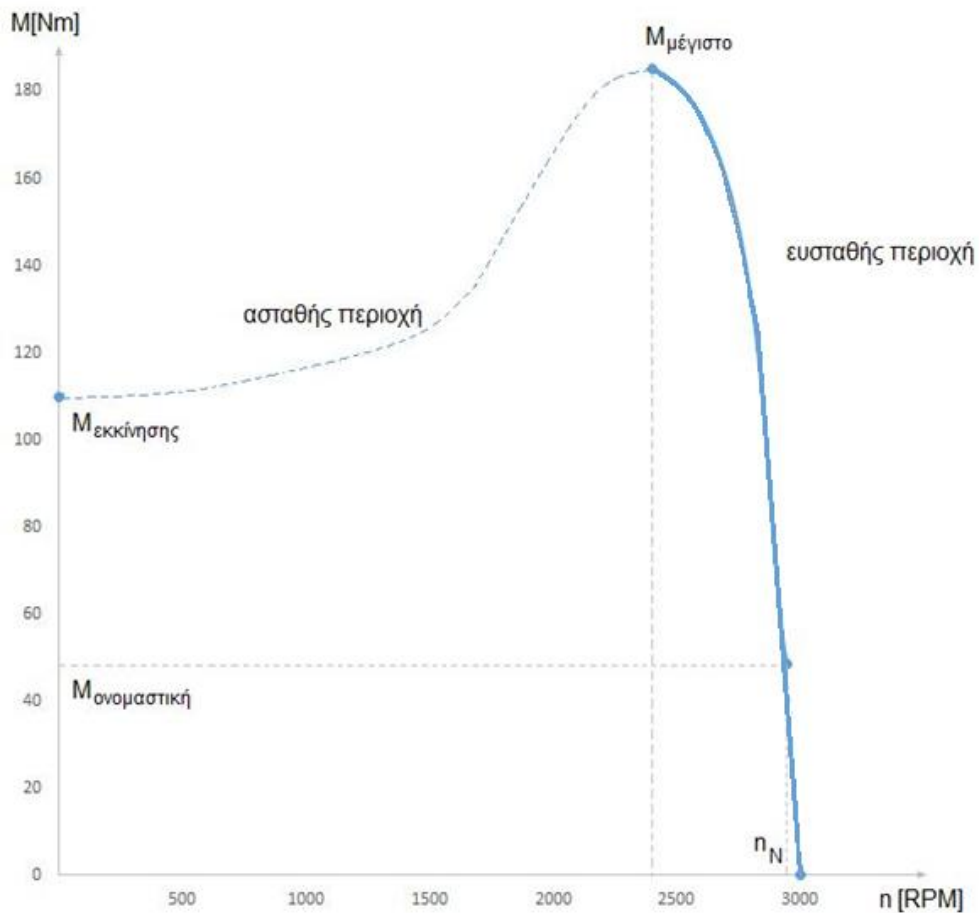
Εικόνα 3.2: Καμπύλη ροπής- στροφών ενός τυπικού τριφασικού κινητήρα

Πηγή: www.docplayer.gr

Η λειτουργία του κινητήρα στο τμήμα της καμπύλης πριν τη μέγιστη ροπή ($M_{μ\epsilon\gamma}$) είναι ασταθής λειτουργία και μετά τη μέγιστη ροπή είναι ευσταθής λειτουργία. Ο κινητήρας εργάζεται στην ευσταθή περιοχή για να μπορεί να προσαρμόζεται αυτόματα στις διακυμάνσεις του φορτίου. Στην περιοχή αυτή, αν για κάποιο λόγο αυξηθεί το φορτίο, θα μειωθεί η ταχύτητα και κατόπιν θα αυξηθεί η ροπή ώστε να μπορέσει ο κινητήρας να περιστρέψει το φορτίο.

Στο Παράρτημα Α Πίνακα 5, ο κατασκευαστής μας δίνει στοιχεία για την ροπή εκκίνησης και ανατροπής καθώς και για τις αντίστοιχες τιμές του αριθμού στροφών για τα σημεία αυτά. Στο Σχήμα 3.1 έχουμε κατασκευάσει την ευσταθή περιοχή της χαρακτηριστικής καμπύλης ροπής – στροφών του ηλεκτροκινητήρα με βάση τα

στοιχεία του πίνακα. Η ασταθής περιοχή είναι σχεδιασμένη προσεγγιστικά και φαίνεται με διακεκομμένη γραμμή.

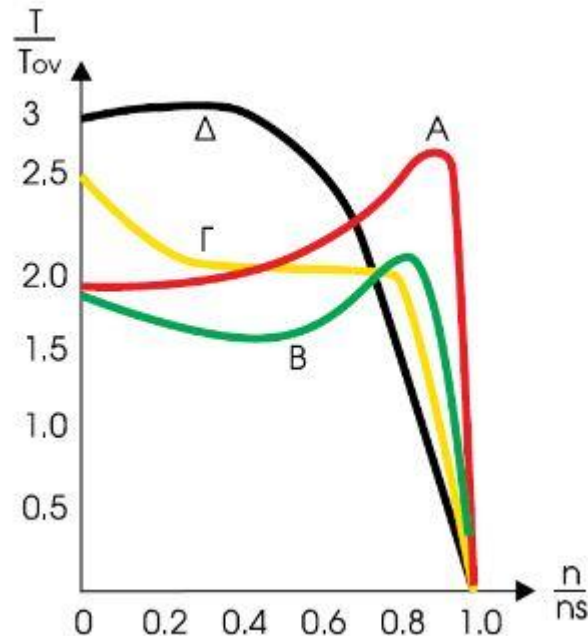


Σχήμα 3.1: Καμπύλη ροπής – στροφών κινητήρα Lowara PML 160B3/3150

3.2.5. Κατασκευαστικές κλάσεις κινητήρων με βραχυκυκλωμένο δρομέα

Οι κατασκευαστές προσπαθούν να μεταβάλλουν την αντίσταση και την αντίδραση των τυλιγμάτων του δρομέα μεταβάλλοντας το μέγεθος, τη μορφή και το βάθος των αυλακιών του. Έτσι επιτυγχάνουν μεγάλη ροπή εκκίνησης και μικρό ρεύμα εκκίνησης του κινητήρα. Αυτά είναι απαραίτητα για την ομαλή εκκίνησή του και την ανεπιθύμητη πτώση τάσης του δικτύου, που προκαλεί ταλαντώσεις στη λειτουργία διπλανών συσκευών. Έχει γίνει διαχωρισμός των κινητήρων με βραχυκυκλωμένο δρομέα σε

τέσσερις κλάσεις ανάλογα με τη συμπεριφορά τους κατά την εκκίνηση και κατά την κανονική λειτουργία. (Εικόνα 3.3)



Εικόνα 3.3: Οι τέσσερις κλάσεις διαχωρισμού των κινητήρων

Πηγή: Ηλεκτρικές μηχανές Β' Τάξη Τ.Ε.Ε.

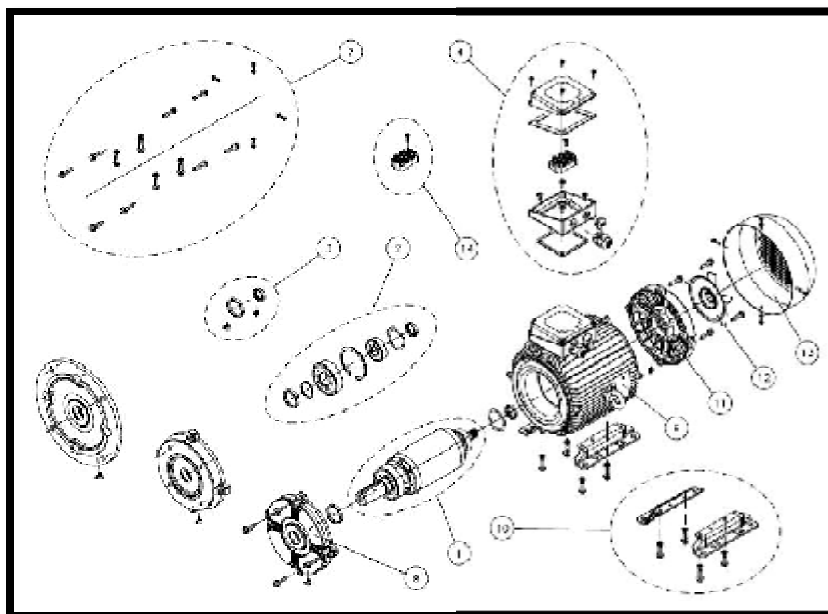
-Κλάση Α: Κανονική ροπή εκκίνησης και κανονικό ρεύμα εκκίνησης. Έχουν τυλίγμα απλού κλωβού και διακρίνονται για την καλή επίδοση λειτουργίας σε βάρος της εκκίνησης. Η μέγιστη ροπή είναι μεγαλύτερη του $2,5 \times T_{ov}$ και σε ταχύτητα πάνω από $0,8 \times n_s$ που σημαίνει ολίσθηση μικρότερη του 0,2. Το ρεύμα εκκίνησης είναι μεγάλο ίσο με $5 \div 8 \times I_{ov}$. Χρησιμοποιούνται για κίνηση μηχανημάτων σταθερής ταχύτητας χωρίς μεγάλη ροπή εκκίνησης, όπως εργαλειομηχανές, αντλίες, ανεμιστήρες.

-Κλάση Β: Κανονική ροπή εκκίνησης ίδια με την κλάση Α, μικρή ολίσθηση και ρεύμα εκκίνησης το 75% της κλάσης Α. Το ρεύμα εκκίνησης μειώθηκε με σχεδιασμό τυλίγματος υψηλής αντίδρασης σκέδασης ενώ η ροπή εκκίνησης είναι ίδια με την κλάση Α με κατασκευή όμως διπλού κλωβού ή κλωβού με βαθειά αυλάκια. Οι εφαρμογές τους είναι ίδιες με την κλάση Α και έχουν αντικαταστήσει στη σύγχρονη τεχνολογία τους κινητήρες κλάσης Α, λόγω του χαμηλότερου ρεύματος εκκίνησης.

-Κλάση Γ: Έχουν τυλίγματα δρομέα διπλού κλωβού μεγαλύτερης αντίστασης από την Α και τη Β κλάση. Αναπτύσσουν μεγαλύτερη ροπή εκκίνησης, χρειάζονται μικρότερο ρεύμα εκκίνησης, έχουν μικρότερο βαθμό απόδοσης και μεγαλύτερη ολίσθηση από τις δύο προηγούμενες κλάσεις. Έχουν μεγαλύτερο κόστος και χρησιμοποιούνται σε φορτία που χρειάζονται μεγάλη ροπή εκκίνησης όπως συμπιεστές, μεταφορικές ταινίες, ισχύος 10PS μέχρι 300PS.

-Κλάση Δ: Έχουν τύλιγμα απλού κλωβού με ράβδους από ορείχαλκο, μικρότερης διατομής για να παρουσιάζουν μεγαλύτερη αντίσταση. Αναπτύσσουν πολύ μεγάλη ροπή εκκίνησης με χαμηλό ρεύμα εκκίνησης. Η μέγιστη ροπή ξεπερνά την τριπλάσια της ονομαστικής και επιτυγχάνεται σε χαμηλές ταχύτητες με ολίσθηση 0,5 έως 0,11 με χαμηλό βαθμό απόδοσης.

3.2.6. Έδρανα κύλισης ηλεκτροκινητήρα

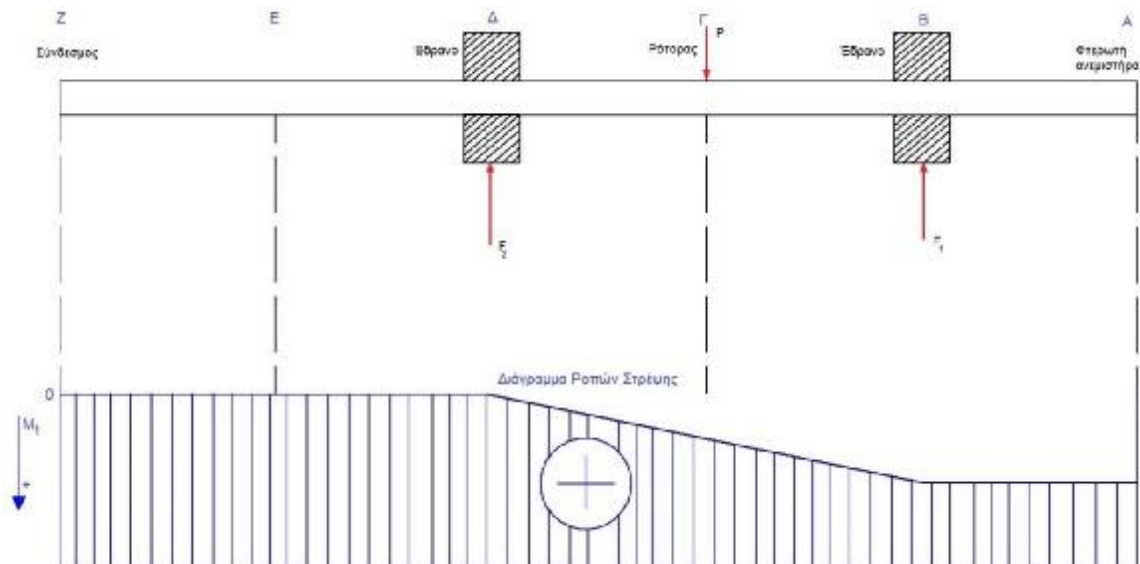


N.	Περιγραφή ει
1	Άξονας στροφέα πλήρης
2	Κουζινέτα - άσχυλιδα
3	Στεγανωτικοί δακτύλιοι - Πάματα
4	Κιβώτιο συστοιχίας ακροδεκτών
5	Πυκνωτής
6	Ράβδοι δεσμών PLM90
7	Βίδες
8	Μπροστινός προφυλακτήρας NDE
9	Κάσα στάτη - κιβώτιο συστοιχίας ακροδεκτών
10	Πόδια κινητήρα
11	Πίσω προφυλακτήρας NDE
12	Ανεμιστήρας
13	Κάλυμμα ανεμιστήρων
14	Βάση με πείρους

Εικόνα 3.4: Η δομή του κινητήρα Lowara PLM 160B3/1350

Πηγή: www.slideshare.net

Σύμφωνα με τον Πίνακα 7 Παράρτημα Α για ηλεκτροκινητήρα μεγέθους 160, ο άξονας του στροφέα έχει διάμετρο $42[mm]$ και κινείται πάνω σε δύο έδρανα κύλισης όπως βλέπουμε στην Εικόνα 3.4. Ένα πρόχειρο σχέδιο των δυνάμεων που ασκούνται στον άξονα του στροφέα είναι το παρακάτω (Σχήμα 3.2).



Σχήμα 3.2: Δυνάμεις στον άξονα του κινητήρα

Ο κινητήρας 160M εκτιμούμε ότι έχει συνολικό βάρος 125[kg]. Από αυτό το μισό περίπου είναι ο ρότορας, δηλαδή περίπου 60 [kg].

Οι δύο δυνάμεις που ασκούνται στα έδρανα είναι ίδιες, $F_1 = F_2 = \frac{P_1}{2} = \frac{60}{2} = 30[\text{kp}]$. Οπότε το ισοδύναμο δυναμικό φορτίο θα είναι :

$$F = XF_r + YF_a = XF_r = 30[\text{kp}] \approx 0,3 [\text{kN}]$$

- Συντελεστής ταχύτητας

Στη συνέχεια υπολογίζουμε τον συντελεστή ταχύτητας f_n με εφαρμογή του παρακάτω τύπου:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33+1/3}{2900}} = 0.22$$

- Συντελεστής διάρκειας ζωής

Ακολούθως υπολογίζουμε τον συντελεστή διάρκειας ζωής f_L , γνωρίζοντας ότι η επιθυμητή διάρκεια ζωής των εδράνων είναι $L_h = 3000\text{h}$, εφαρμόζοντας την σχέση:

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{3000}{500}} = 1,817$$

· Απαιτούμενο δυναμικό φορτίο

Το απαιτούμενο δυναμικό φορτίο C του εδράνου, είναι το μέγιστο φορτίο που πρέπει να ασκείται προκειμένου το έδρανο να έχει την επιθυμητή διάρκεια ζωής. Ο υπολογισμός αυτού γίνεται με την σχέση:

$$C = F \times \frac{f_L}{f_n \times f_t} = 0,3 \times \frac{1.817}{0,22 \times 1} = 2,4 \text{ [kN]}$$

Ο συντελεστής θερμοκρασίας $f_t = 1$ εάν η θερμοκρασία λειτουργίας είναι $t < 150$ [°C]. Για μεγαλύτερες θερμοκρασίες παίρνει τιμές μικρότερες της μονάδας.

Στο βιβλίο (Στεργίου & Στεργίου, 2003) σελίδα 301 επιλέγουμε μονόσφαιρο έδρανο κύλισης (ρουλεμάν) No. 6009, με εσωτερική διάμετρο οπής 45 [mm] το οποίο είναι της σειράς 60 και έχει δυναμικό φορτίο ως εξής:

$$C = 20 \text{ [kN]} > 2,4 \text{ [kN]}$$

3.3. ΠΕΤΡΕΛΑΙΟΚΙΝΗΤΗΡΑΣ

Όταν δεν είναι δυνατή η χρήση ηλεκτρικού ρεύματος για την κίνηση των δυναμικών αντλιών χρησιμοποιούνται οι μηχανές εσωτερικής καύσης (βενζινομηχανές, μηχανές Diesel). Οι μηχανές αυτές χρησιμοποιούνται και ως εφεδρικές σε σταθμούς άμεσου ανάγκης (πυροσβεστική υπηρεσία) για ασφάλεια σε περίπτωση που θα διακοπεί το ηλεκτρικό ρεύμα από απρόβλεπτη αιτία.

Για την κίνηση μεγάλων αντλιών σε μόνιμες εγκαταστάσεις οι μηχανές Diesel παρουσιάζουν σοβαρά πλεονεκτήματα έναντι των βενζινομηχανών. Μπορούν να κατασκευαστούν για απόδοση μεγάλης ισχύος, τα καύσιμα είναι φθηνά και αποδίδουν μεγαλύτερη ροπή στρέψεως.

Ένα από τα χαρακτηριστικά λειτουργίας των μηχανών εσωτερικής καύσης είναι η αισθητή μείωση του αριθμού στροφών τους με αύξηση του φορτίου. Μείωση όμως του αριθμού στροφών της αντλίας συνεπάγεται μεταβολή των χαρακτηριστικών λειτουργίας της. Το ποσοστό μείωσης του αριθμού στροφών εξαρτάται από τη μορφή της καμπύλης ροπής – αριθμού στροφών. Όσο πιο απότομα αυξάνεται, προς τα αριστερά, η καμπύλη της ροπής τόσο πιο ευσταθής είναι η λειτουργία του κινητήρα. Ο πετρελαιοκινητήρας είναι αερόψυκτος δίκυλινδρος κινητήρας ιταλικής κατασκευής μάρκας Lobardini μοντέλου 9LD625-2 (Εικόνα 3.5). Οι μέγιστες στροφές του

κινητήρα ανά λεπτό είναι 3000. Κάθε κύλινδρος περιέχει δύο βαλβίδες. Στο τεχνικό φυλλάδιο (Lombardini group, 2003) βρίσκουμε το διάγραμμα με τις ιδιότητες της πετρελαιομηχανής. Η καμπύλη ροπής (M_b) για 3000 στροφές ανά λεπτό είναι 60[Nm] (Παράρτημα Β Διάγραμμα 1).



Εικόνα 3.5: Πετρελαιοκινητήρας Lobardini 9LD625-2

Πηγή: www.lombardinigroup.it

3.3.1. Ισχύς πετρελαιοκινητήρα

Η ισχύς του κινητήρα (Καλογήρου, Μαυρίδης, & Γεωργουδάκης, 2006) δίνεται από τον παρακάτω τύπο:

$$P = M \times \omega \quad (3.6)$$

όπου:

P: η ισχύς του κινητήρα

M: η ροπή του κινητήρα

ω : η γωνιακή ταχύτητα

Άρα έχουμε:

$$P = M \times \omega = 60 \times 3000 \times 2 \times \frac{3,14}{60} = 18,8[kW] \text{ ή } 25[HP]$$

3.3.2. Ειδική κατανάλωση

Η ειδική κατανάλωση καυσίμου συνδέει την κατανάλωση καυσίμου με την ωφέλιμη ισχύ του κινητήρα. Η ειδική κατανάλωση δίδεται από τον παρακάτω τύπο:

$$K_e = \frac{K_K}{N} \quad (3.6)$$

όπου:

K_K : Η κατανάλωση καυσίμου

N : η ισχύς του κινητήρα

Για ισχύ ίση με $18,8 [kW]$ η ειδική κατανάλωση του καυσίμου σύμφωνα με την καμπύλη C (Διάγραμμα 1, Παράρτημα Β), είναι ίση με $K_e = 260 \left[\frac{g}{kWh} \right]$. Η κατανάλωση καυσίμου είναι ένα από τα κυριότερα χαρακτηριστικά μεγέθη του κινητήρα και μετριέται σε $[kg/h]$. Άρα από τον παρακάτω τύπο η κατανάλωση καυσίμου θα είναι ίση με:

$$K_e = \frac{K_K}{N} \Rightarrow K_K = K_e \times N = 260 \left[\frac{g}{kWh} \right] \times 18,8[kW] = 4,88[kg/h]$$

3.3.3. Ελαστικός σύνδεσμος (κόμπλερ)

Ο άξονας της αντλίας συνδέεται με τον άξονα του κινητήρα με ένα σύνδεσμο (Εικόνα 3.6). Θα τοποθετήσουμε λοιπόν έναν τυποποιημένο ελαστικό σύνδεσμο με εσοχές-προεξοχές. Γνωρίζοντας λοιπόν την ισχύ του κινητήρα μας επιλέγουμε από τον Πίνακα 6 (Παράρτημα Α) για τριφασικό κινητήρα διπολικό με ισχύ 15 $[kW]$ το μέγεθος 160M. Στη συνέχεια για μέγεθος 160 στον Πίνακα 7 Παράρτημα Α, έχουμε διάμετρο άξονα 42 $[mm]$. Ψάχνουμε λοιπόν να βρούμε έναν σύνδεσμο με $D_1 = 24[mm]$ και $D_2 = 42[mm]$.

Η ροπή στρέψης του άξονα του κινητήρα (ηλεκτροκινητήρα ή πετρελαιοκινητήρα) είναι:

$$M_t = 9550 \times \frac{N}{m} = 9550 \times \frac{18,8}{3000} \left[\frac{kW}{RPM} \right] = 60[Nm].$$

Από τον πίνακα 10-3, σελ. 243 του Βιβλίου (Στεργίου & Στεργίου, 2003) , επιλέγουμε τον ελαστικό σύνδεσμο B95, με ονομαστική ροπή στρέψης :

$$T_{KN}=100 [Nm] > 60[Nm]$$

και διαμέτρους οπών:

$$d_{1,max} = 42[mm] \text{ και } d_{2,max} = 42[mm], \text{ με κλάση ανοχών H7}$$



Εικόνα 3.6: Ελαστικός σύνδεσμος

Πηγή: www.mall.industry.siemens.com

4. ΠΙΕΣΤΙΚΟ ΔΟΧΕΙΟ ΜΕΜΒΡΑΝΗΣ

4.1. ΕΠΙΛΟΓΗ ΠΙΕΣΤΙΚΟΥ ΔΟΧΕΙΟΥ

Το πιεστικό δοχείο μεμβράνης θα είναι Ευρωπαϊκής προελεύσεως κατασκευασμένο από ειδικό κράμα μετάλλου. Η μεμβράνη θα είναι από EPDM (αιθυλένιο, προπυλένιο, διένιο μονομερές καουτσούκ) και θα διαχωρίζει τον χώρο του νερού από τον χώρο του αερίου. Το αέριο θα είναι άζωτο. Το δοχείο είναι κατασκευασμένο κατά τέτοιο τρόπο ώστε να είναι δυνατή ή εύκολη αλλαγή της μεμβράνης. Η πίεση του αζώτου στο δοχείο θα έχει ρυθμιστεί από το εργοστάσιο κατασκευής του και θα φέρει επίσης βαλβίδα πληρώσεως σε περίπτωση που το δοχείο χάσει την απαιτούμενη πίεση για οποιοδήποτε λόγο. Στον Πίνακα 9 Παράρτημα Α, ο κατασκευαστής επιλέγει τοποθέτηση δοχείου όγκου 24[ltr].

4.2. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΠΑΧΟΥΣ ΕΛΑΣΜΑΤΟΣ ΠΙΕΣΤΙΚΟΥ ΔΟΧΕΙΟΥ

- Πάχος κυλινδρικού τοιχώματος

Το κυλινδρικό τοίχωμα του πιεστικού δοχείου θα κατασκευαστεί από έλασμα το οποίο θα κυλινδραριστεί και θα συγκολληθεί, Σύμφωνα με τους κανονισμούς για τον υπολογισμό του πάχους του ελάσματος χρησιμοποιούμε τον τύπο:

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \frac{K}{S} \times U + P} + C \quad (4.1)$$

όπου:

$D = 270 [mm]$ η εξωτερική διάμετρος του πιεστικού δοχείου.

$P = 0,8 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \sim [8atü]$ η μέγιστη εσωτερική πίεση του δοχείου

$S=1,5$ ο συντελεστής ασφαλείας για δοχεία πίεσεως με εσωτερική πίεση

$u= 0,7$ ο συντελεστής εξασθενήσεως λόγω συγκολλήσεως. Θ γίνεται συγκόλληση μόνο από την μια πλευρά(την εξωτερική)

$C= 1[mm]$ η προσαύξηση του πάχους του ελάσματος για την αντιμετώπιση της διάβρωσης του ελάσματος λόγω οξειδώσεων

K : χαρακτηριστική τιμή αντοχής του υλικού σε $[N/mm^2]$ εξαρτώμενη από την θερμοκρασία. Από το βιβλίο (Στεργίου & Στεργίου, 2003) σελ. 120 για θερμοκρασία $20^{\circ}C$ η τιμή αντοχής του ελάσματος του δοχείου (DIN 17155) είναι $K= 216 [N/mm^2]$.

Με αντικατάσταση των γνωστών μεγεθών στον παραπάνω τύπο βρίσκουμε:

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \frac{K}{S} \times U + P} + C = \frac{0,8 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \times 270 [mm]}{2 \times \frac{216}{1,5} \left[\frac{N}{mm^2} \right] \times 0,7 + 0,8 \left[\frac{N}{mm^2} \right]} + 1,0 [mm] \Rightarrow t = 2,07 [mm] \approx 2 [mm]$$

· Πάχος τοιχώματος πυθμένων

Ο υπολογισμός του πάχους του ελάσματος των πυθμένων γίνεται ομοίως με βάση τους κανονισμούς, με την σχέση:

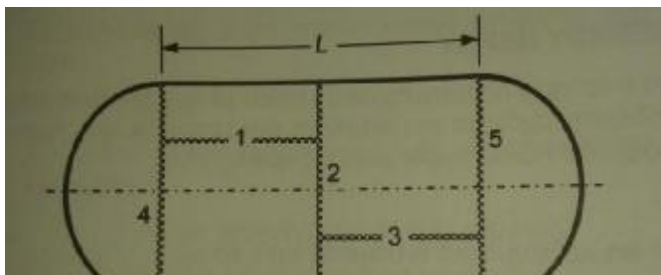
$$t_1 = \frac{P \times D \times \beta}{4 \times \frac{K}{S} \times U} + C \tag{4.2}$$

Ο συντελεστής β για πυθμένες πρεσαριστούς, χωρίς συγκόλληση και με μικρή γόβωση είναι 2,9. Άρα με αντικατάσταση στον παραπάνω τύπο θα έχουμε:

$$t_1 = \frac{P \times D \times \beta}{4 \times \frac{K}{S} \times U} + C = \frac{0,8 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \times 270 [mm] \times 2,9}{4 \times \frac{216}{1,5} \times 0,7 \left[\frac{N}{mm^2} \right]} + 1 = 2,55 [mm] \approx 2,5 [mm]$$

4.3. ΠΑΧΟΣ ΡΑΦΩΝ ΣΥΓΚΟΛΛΗΣΕΩΣ

· Συγκόλληση των περιφερειακών και κατά μήκος ενώσεων του κυλινδρικού τοιχώματος.



Για την κατασκευή του κυλινδρικού τοιχώματος απαιτούνται οι ραφές 1,2

και 3 του Σχήματος 4.1. Εάν το πλάτος του ελάσματος που έχουμε στη διάθεσή μας φτάνει για μία ραφή σαν την 1, τότε θα γίνει σε όλο το μήκος μία ραφή. Εμείς θα μελετήσουμε σε περίπτωση που χρειάζονται περισσότερα ελάσματα. Οι ραφές των ελασμάτων αυτών πρέπει να μετατεθούν για να μην συμπίπτουν σε μια ευθεία, καθώς αυτό θα έχει επιπτώσεις στην ασφαλή συγκόλληση του δοχείου. Θα τοποθετηθούν λοιπόν οι ραφές 1 και 3, σε διαφορετικές ευθείες. Ενδιάμεση περιφερειακή ραφή θα γίνεται και σε κάθε επιπλέον έλασμα που θα τοποθετείται.

Σχήμα 4.1: Κυλινδρικό τοίχωμα

Οι ραφές 1,2 και 3 είναι μετωπικές ραφές μεταξύ δύο ελασμάτων ίδιου πάχους. Το πάχος λοιπόν της ραφής είναι ίσο με το πάχος των ελασμάτων αυτών.

$$A = 2[\text{mm}]$$

Στον υπολογισμό του πάχους του ελάσματος, είχαμε υπολογίσει και κάποιον συντελεστή εξασθενήσεως λόγω συγκολλησεως, άρα δεν χρειάζεται να υπολογίσουμε κάποια πρόσθετη αντοχή.

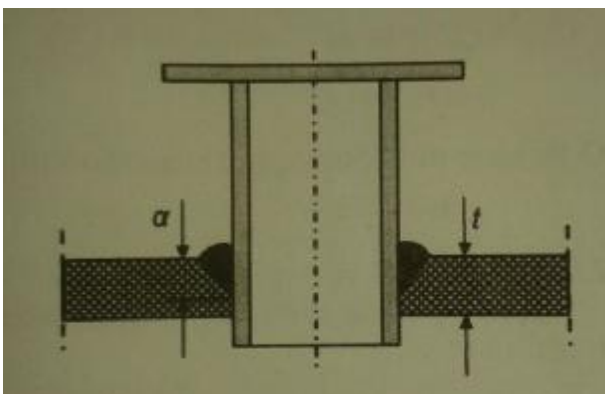
- Συγκόλληση πυθμένων με το κυλινδρικό τοίχωμα

Η ένωση αυτή αφορά τις μετωπικές ραφές 4 και 5 του Σχήματος 4.1. Τα ελάσματα αυτά που θα συγκολληθούν, στα άκρα τους δεν έχουν το ίδιο πάχος ελάσματος όπως είχαμε πριν στην συγκόλληση των ραφών 1,2 και 3. Σε τέτοιες περιπτώσεις λαμβάνουμε σαν πάχος συγκόλλησης το πάχος του λεπτότερου ελάσματος. Εδώ είναι το $a = 2[\text{mm}]$. Επίσης στον υπολογισμό του πάχους του ελάσματος, είχαμε υπολογίσει και κάποιον συντελεστή εξασθενήσεως λόγω συγκολλησεως, άρα δεν χρειάζεται να υπολογίσουμε ούτε εδώ κάποια πρόσθετη αντοχή.

- Συγκόλληση στομίων σύνδεσης με δίκτυο και βαλβίδα.

Τα στόμια της λήψης του νερού (Σχήμα 4.2) από το δίκτυο και της βαλβίδας πλήρωσης του αερίου της μεμβράνης, θα κολληθούν στα κυλινδρικά τοιχώματα του δοχείου πάχους

$$t = 2,5[\text{mm}] .$$



Η ονομαστική διάμετρος της λήψης του νερού σύμφωνα με τα στοιχεία του κατασκευαστή σελ. 196 (Lowara - Gem τεχνικό φυλλάδιο, 2014) είναι 1" ή 25,4[mm]. Από τον πίνακα 7 του Παραρτήματος Α (Γιαννόπουλος, 2011) η

διάμετρος του στομίου λήψης αντιστοιχεί σε σωλήνα άνευ ραφής κατά ISO με στοιχεία:

$$33,7^{\phi} \times 2,6[\text{mm}]$$

Σχήμα 4.2: Στόμιο λήψης

Τα λοιπά στοιχεία του σωλήνα αυτού είναι:

- Εξωτερική διάμετρος $d_{\varepsilon\xi} = 33,7[\text{mm}]$
- Πάχος τοιχώματος $\delta = 2,6[\text{mm}]$
- Εσωτερική διάμετρος $d_{\varepsilon\sigma} = 33,7 - 2 \times 2,6 = 28,5[\text{mm}]$

Ο τύπος της ραφής συγκολλήσεως των στομίων είναι εξωραφή HV και το πάχος της ραφής είναι ίσο με το πραγματοποιούμενο βάθος ραφής εφόσον δεν είναι δυνατή η συγκόλληση της ρίζας από το πίσω μέρος. Σύμφωνα με τους κανονισμούς, το πάχος της ραφής συγκολλήσεως, σωληνών ή αυλών γενικά επί διαφόρων τοιχωμάτων, επιπέδων ή κυλινδρικών, ή και πυθμένων, πρέπει να είναι τέτοιο ώστε η συνολική επιφάνεια της ραφής να είναι κατά 25% μεγαλύτερη από την διατομή του σωλήνος, προκειμένου να είναι επαρκής η αντοχή της συγκολλήσεως.

Εάν $d_{\varepsilon\xi}$ και $d_{\varepsilon\sigma}$ είναι η εξωτερική και εσωτερική διάμετρος του σωλήνος αντίστοιχα και α το πάχος της ραφής, τότε σύμφωνα με τον παραπάνω κανονισμό προκύπτει η σχέση:

$$\pi \times d_{\varepsilon\xi} \times \alpha = 1,25 \times \frac{\pi \times (d_{\varepsilon\xi}^2 - d_{\varepsilon\sigma}^2)}{4} \quad (4.3)$$

Λύνοντας ως της α και αντικαθιστώντας τα γνωστά μεγέθη βρίσκουμε:

$$\alpha = 1,25 \times \frac{(d_{\varepsilon\xi}^2 - d_{\varepsilon\sigma}^2)}{4d_{\varepsilon\xi}} = 2,99[\text{mm}] \approx 3[\text{mm}]$$

Συγκρίνουμε το πάχος ραφής με το πάχος των συγκολλούμενων ελασμάτων και παρατηρούμε ότι το απαιτούμενο πάχος ραφής $\alpha = 3[\text{mm}]$ του στομίου της λήψης που υπολογίσαμε είναι μεγαλύτερο από το πάχος του ελάσματος του κυλινδρικού τοιχώματος, γι' αυτό και στα δοχεία αυτά η κόλληση πρέπει να γίνει με νέες μεθόδους συγκόλλησης και τοπική ενίσχυση του πάχους του τοιχώματος με βοηθητικό τεμάχιο ελάσματος.

Η ονομαστική διάμετρος της βαλβίδας πλήρωσης του αερίου της μεμβράνης είναι 10mm. Από τον πίνακα 7 του Παραρτήματος Α (Γιαννόπουλος, 2011) η διάμετρος του στομίου λήψης αντιστοιχεί σε σωλήνα άνευ ραφής κατά ISO με στοιχεία:

$$17,2^{\phi} \times 1,8[mm]$$

Τα λοιπά στοιχεία του σωλήνα αυτού είναι:

- Εξωτερική διάμετρος $d_{\varepsilon\xi} = 17,2[mm]$
- Πάχος τοιχώματος $\delta = 1,8[mm]$
- Εσωτερική διάμετρος $d_{\varepsilon\sigma} = 17,2 - 2 \times 1,8 = 13,6[mm]$

Εργαζόμαστε όπως πριν. Ο τύπος της ραφής συγκολλήσεως των στομίων είναι εξωραφή HV και το πάχος της ραφής είναι ίσο με το πραγματοποιούμενο βάθος ραφής εφόσον δεν είναι δυνατή η συγκόλληση της ρίζας από το πίσω μέρος

Εάν $d_{\varepsilon\xi}$ και $d_{\varepsilon\sigma}$ είναι η εξωτερική και εσωτερική διάμετρος του σωλήνος αντίστοιχα και το α το πάχος της ραφής, τότε σύμφωνα με τον παραπάνω κανονισμό προκύπτει η σχέση:

$$\pi \times d_{\varepsilon\xi} \times \alpha = 1,25 \times \frac{\pi \times (d_{\varepsilon\xi}^2 - d_{\varepsilon\sigma}^2)}{4} \quad (4.4)$$

Λύνοντας ως προς α και αντικαθιστώντας τα γνωστά μεγέθη βρίσκουμε:

$$\alpha = 1,25 \times \frac{(d_{\varepsilon\xi}^2 - d_{\varepsilon\sigma}^2)}{4d_{\varepsilon\xi}} = 2,01[mm] \cong 2[mm]$$

Συγκρίνουμε το πάχος ραφής με το πάχος των συγκολλούμενων ελασμάτων και παρατηρούμε ότι το απαιτούμενο πάχος ραφής $\alpha = 2[mm]$ του στομίου της λήψης που υπολογίσαμε είναι ίσο με το πάχος του ελάσματος του κυλινδρικού τοιχώματος, δηλαδή μπορεί να γίνει η ραφή με βάθος που να χωράει το πάχος του ελάσματος.

5. ΥΔΡΑΥΛΙΚΑ ΠΑΡΕΛΚΟΜΕΝΑ

5.1. ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΩΛΗΝΩΣΕΩΝ

Το νερό κυκλοφορεί στο πυροσβεστικό σύστημα με τη βοήθεια των αντλιών. Η πρακτικά αποδεκτή ταχύτητα του νερού σε ένα τέτοιο δίκτυο, προκειμένου να έχουμε καλή κυκλοφορία νερού χωρίς μεγάλες τριβές, είναι:

$$U = 2 \text{ έως } 3 \text{ [m/sec]}$$

Για το συγκεκριμένο πρόβλημα θα λάβουμε μια ενδιάμεση τιμή, έστω:

$$U = 2,7 \text{ [m/sec]}$$

Η παροχή του νερού είναι γνωστή και έχει τιμή:

$$Q = 50 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Για τον υπολογισμό της διαμέτρου σωλήνων νερού μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε τον παρακάτω τύπο:

$$d = 18,8 \times \sqrt{\frac{Q(\text{m}^3/\text{h})}{u \text{ (m/sec)}}} = 18,8 \times \sqrt{\frac{50}{2,7}} = 80,9 \text{ [mm]}$$

Με βάση τον πίνακα 7 σελ. 260 (Γιαννόπουλος, 2011), η πλησιέστερη ονομαστική διάμετρος σωλήνος που αντιστοιχεί στην ανωτέρω υπολογισθείσα είναι:

$$d = \text{DN}80$$

και η αντίστοιχη τυποποιημένη διάμετρος σωλήνος άνευ ραφής κατά ISO είναι:

$$88,9^\phi \times 3,2 \text{ [mm]}$$

Ο σωλήνας έχει τα εξής στοιχεία:

5. Εξωτερική διάμετρος $d_{εξ} = 88,9 \text{ [mm]}$
6. Πάχος τοιχώματος $\delta = 3,2 \text{ [mm]}$
7. Εσωτερική διάμετρος $d_{εσ} = 88,9 - 2 \times 3,2 = 82,5 \text{ [mm]}$

Παρατηρούμε ότι η εσωτερική διάμετρος του σωλήνα που επιλέξαμε $d=82,5 \text{ [mm]}$ είναι κατά λίγο μεγαλύτερη από την απαιτούμενη $d= 80,9 \text{ [mm]}$. Άρα είναι απόλυτα ικανοποιητική.

5.2. ΕΛΕΓΧΟΣ ΠΑΧΟΥΣ ΣΩΛΗΝΩΝ

Οι σωλήνες του πυροσβεστικού συστήματος μεταφέρουν νερό καθαρό σε θερμοκρασία κοντά στους 10[°C] σύμφωνα με τις τεχνικές οδηγίες του κατασκευαστή. Για τον έλεγχο του πάχους των σωλήνων πρέπει να βρούμε την μέγιστη πίεση της λειτουργίας τους. Στην περίπτωση που το δίκτυο ηρεμεί με τις αντλίες εκτός λειτουργίας, η μέγιστη πίεση λόγω του στατικού ύψους της στήλης του νερού ασκείται στο κατώτατο σημείο του δικτύου. Αν υποθέσουμε ότι το σύστημά μας τροφοδοτείται από το δίκτυο, η πίεσή του είναι 3 με 3,5 [bar].

Στη συνέχεια ξεκινάει η αντλία να φτάσει το νερό στα 5 bar. Η αντοχή του χάλυβα των σωλήνων εξαρτάται από την θερμοκρασία λειτουργίας. Η μέγιστη τιμή της θερμοκρασίας είναι : $T = 40[°C]$. Για χάλυβα σωλήνων St 35.8, ο πίνακας σελ. 120 (Στεργίου & Στεργίου, 2003) για θερμοκρασία 50[°C] μας δίνει χαρακτηριστική τιμή αντοχής $K = 227[N/mm^2]$.

Για τον υπολογισμό του πάχους του σωλήνα χρησιμοποιούμε τον τύπο:

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \frac{K}{S} \times U} + C \quad (5.1)$$

όπου:

$D = 88,9[mm]$ η εξωτερική διάμετρος του σωλήνα.

$P = 0,5 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \sim 5[bar]$ η μέγιστη εσωτερική πίεση του σωλήνα

$S = 1,5$ ο συντελεστής ασφαλείας για σωλήνες άνευ ραφής

$u = 1$ ο συντελεστής εξασθενήσεως

$C = 1[mm]$ η προσαύξηση του πάχους του ελάσματος για την αντιμετώπιση της διάβρωσης του ελάσματος λόγω οξειδώσεων

Με αντικατάσταση των γνωστών μεγεθών στον παραπάνω τύπο βρίσκουμε:

$$t = \frac{P \times D}{2 \times \frac{K}{S} \times U} + C = \frac{0,5 \left[\frac{N}{mm^2} \right] \times 88,9[mm]}{2 \times \frac{227}{1,5} \times 1 \left[\frac{N}{mm^2} \right]} + 1 = 1,14[mm]$$

Ο σωλήνας που επιλέχθηκε έχει πάχος 3,2[mm], άρα επαρκεί για τη συγκεκριμένη πίεση και θερμοκρασία λειτουργίας.

5.3. ΟΡΓΑΝΑ ΑΣΦΑΛΕΙΑΣ ΚΑΙ ΕΛΕΓΧΟΣ ΓΙΑ ΥΠΕΡΠΙΕΣΗ

5.3.1. Όργανα ασφαλείας του συστήματος

Τα όργανα ασφαλείας του πυροσβεστικού αντλητικού συστήματος συντελούν στην σωστή και ασφαλή λειτουργία του συστήματος. Τέτοια όργανα είναι τα παρακάτω:

- Πιεζοστάτες



Οι πιεζοστάτες (Εικόνα 5.1) χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο ή τη ρύθμιση μιας πίεσης σε ένα υδραυλικό δίκτυο ή σε ένα δίκτυο αέρα. Αποτελούνται από ένα έλασμα το οποίο βραχυκυκλώνεται όταν πρέπει να τεθεί εκτός λειτουργίας.

Εικόνα 5.1: Πιεζοστάτης

Πηγή: www.technomat-shop.com

- Βαλβίδες αντεπιστροφής



Στο παρόν σύστημα έχουμε βαλβίδες ελέγχου και αντεπιστροφής ελατηρίου. Η βαλβίδα αντεπιστροφής ελατηρίου (Εικόνα 5.2) εμποδίζει την αντίστροφη ροή και προστατεύει το δίκτυο και την αντλία από το πλήγμα που δημιουργείται κατά τη διακοπή της λειτουργίας της. Τοποθετείται στην έξοδο της αντλίας ή όπου αλλού θεωρείται απαραίτητο. Η βαλβίδα ανοίγει όταν η πίεση εισόδου υπερνικήσει την αντίσταση του

ελατηρίου στο

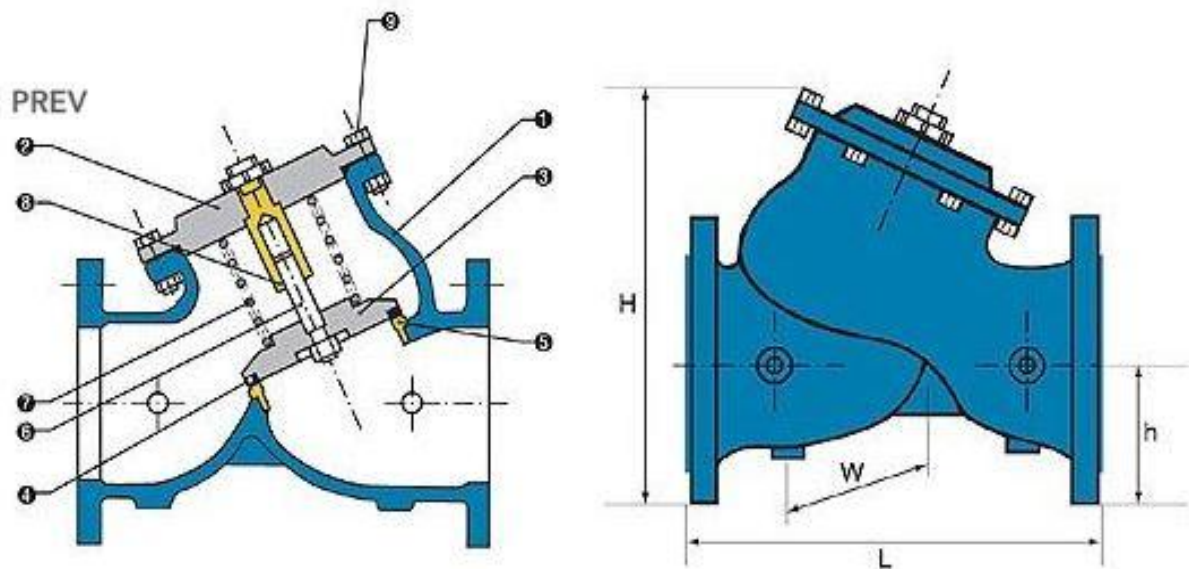
Εικόνα 5.2: Βαλβίδα αντεπιστροφής

Πηγή: www.technomat-shop.com

δίσκο φραγής. Με το μηδενισμό της ροής η βαλβίδα κλείνει ακαριαία, αποκλείοντας την αντίστροφη ροή και κατά συνέπεια το πλήγμα στην αντλία. Προτείνεται η τοποθέτηση της ιδιαίτερα στα δίκτυα με υψηλές πιέσεις, λόγω της εξαιρετικής αντοχής της. Για απόλυτη προστασία του δικτύου, είναι σωστό να συνοδεύεται από

αντιπληγματική βαλβίδα, για την απορρόφηση του υδραυλικού πλήγματος που δημιουργείται στο δίκτυο κατά τη φάση κλεισίματος της βαλβίδας ελατηρίου.

Τα πλεονεκτήματά τους είναι η μεγάλη αντοχή τους σε υψηλές πιέσεις, η ελάχιστη συντήρηση και η μεγάλη διάρκεια ζωής. Παρακάτω παρατίθενται πληροφορίες για τα υλικά κατασκευής του (Εικόνα 5.3)



ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ	ΥΛΙΚΟ
1 ΣΩΜΑ	Ελατός χυτοσίδηρος σφαιροειδούς γραφίτη GGG40 DIN1693
2 ΚΑΛΥΜΜΑ	Ειδική κατασκευή: Χάλυβας St-45 ή GGG40 DIN1693
3 ΔΙΣΚΟΣ ΦΡΑΓΗΣ	Ελατός χυτοσίδηρος σφαιροειδούς γραφίτη GGG40, DIN1693 Ειδική κατασκευή: St 45 ή INOX 1.4021, X20Cr13
4 O-RING	EPDM ή NBR
5 ΕΔΡΑ ΒΑΛΒΙΔΑΣ	Φωσφορούχος ορείχαλκος RG5 ASTM B21 Ειδική κατασκευή: ανοξειδωτος χάλυβας AISI316
6 ΑΞΟΝΑΣ	Ανοξειδωτος χάλυβας κωδ.1.4021, X20Cr13
7 ΕΛΑΤΗΡΙΟ ΠΙΕΣΗΣ	Χάλυβας ελατηρίων DIN 17223
8 ΚΟΥΖΙΝΕΤΟ	Φωσφορούχος ορείχαλκος RG5 ASTM B21
9 ΒΙΔΕΣ ΣΥΣΦΙΞΗΣ	Ανοξειδωτος χάλυβας AISI 304 DIN933

Εικόνα 5.3: Τομή βαλβίδας αντεπιστροφής

Πηγή : www.gemak.gr

- Ελαστικά διαστολικά

Οι διαστολικοί σύνδεσμοι (αντικραδασμικά) βρίσκουν εφαρμογή σε συστήματα σωληνώσεων(Εικόνα 5.4), όπου παρουσιάζεται αλλαγή μήκους λόγω αυξομειώσεων της θερμοκρασίας και πίεσης καθώς και σε συστήματα στα οποία παρουσιάζονται κραδασμοί.



Εικόνα 5.4: Ελαστικά διαστολικά

Πηγή: www.lowara.com

- Μανόμετρα γλυκερίνης

Είναι όργανο μέτρησης της πίεσης αερίων ή υγρών και χρησιμοποιείται κατά κόρον στη βιομηχανία. Το μανόμετρο (Εικόνα 5.5) του συστήματός μας είναι μέχρι 16[bar] και περιέχει γλυκερίνη για σταθεροποίηση της βαλβίδας του δείκτη από τους κραδασμούς των σωληνώσεων και μεγαλύτερη ακρίβεια.

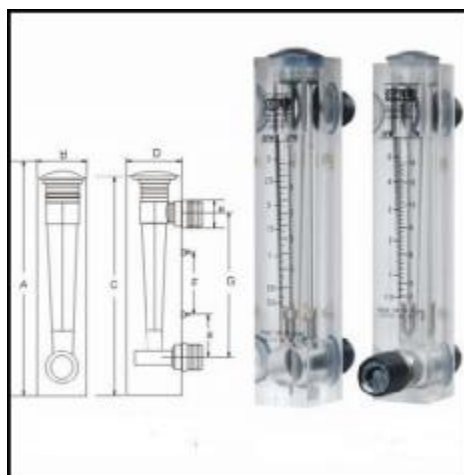


Εικόνα 5.5: Μανόμετρο γλυκερίνης

Πηγή: www.telethermans.gr

- Ροοστάτης

Ο ροοστάτης (Εικόνα 5.6) είναι ένα όργανο χρήσιμο για την παρακολούθηση και τον έλεγχο της ροής του νερού στο δίκτυο σωληνώσεων. Φέρει μια βαθμονομημένη με ακρίβεια, διπλή κλίμακα για σαφείς και ακριβείς μετρήσεις.

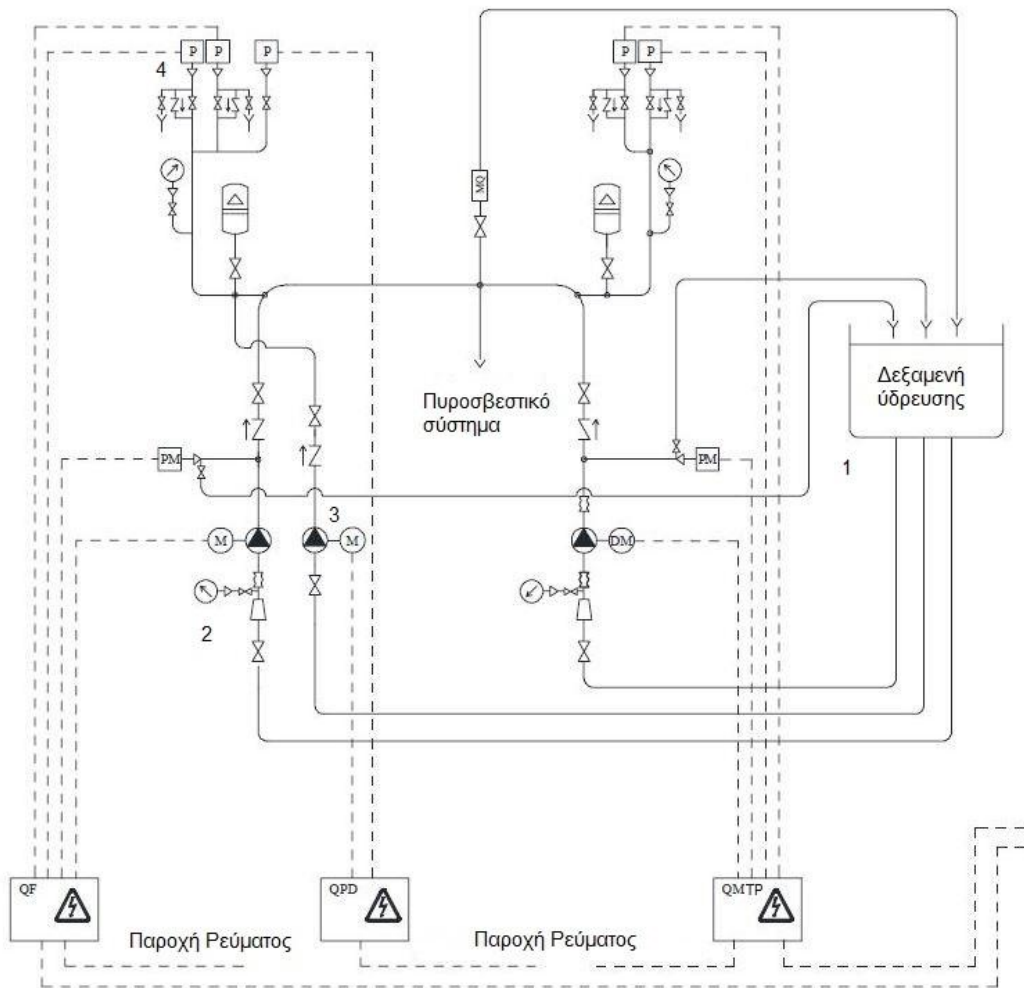


Εικόνα 5.6: Ροοστάτης

Πηγή: www.telethermanssi.gr

5.3.2. Έλεγχος για υπερπίεση

Στο Σχήμα 5.1 έχουμε το λειτουργικό διάγραμμα του πυροσβεστικού συγκροτήματος με θετική αναρρόφηση. Στο σημείο 1 βρίσκεται η δεξαμενή ύδρευσης, από εκεί τροφοδοτείται το συγκρότημα με νερό. Στο σημείο 2 βλέπουμε την διάταξη των οργάνων ασφαλείας όπως ορίζουν τα πρότυπα EN 12845. Στο σημείο 3 απεικονίζεται η βοηθητική αντλία. Οι πιεζοστάτες της κύριας ηλεκτροκίνητης αντλίας απεικονίζονται στο σημείο 4. Τα πυροσβεστικά συστήματα κατά EN 12845 πρέπει να διαθέτουν διπλούς πιεζοστάτες στις κύριες αντλίες. Οι πιεζοστάτες δουλεύουν παράλληλα (εφεδρικός ο ένας στον άλλο) και δίνουν εντολή εκκίνησης στην κύρια αντλία αλλά η παύση δεν γίνεται από αυτούς. Σε κάποια πυροσβεστικά συγκροτήματα γίνεται χειροκίνητα. Στο συγκρότημα της Lowara με βάση τα πρότυπα EN 12845 υπάρχει χρονοδιακόπτης που κάνει αυτή την ενέργεια.



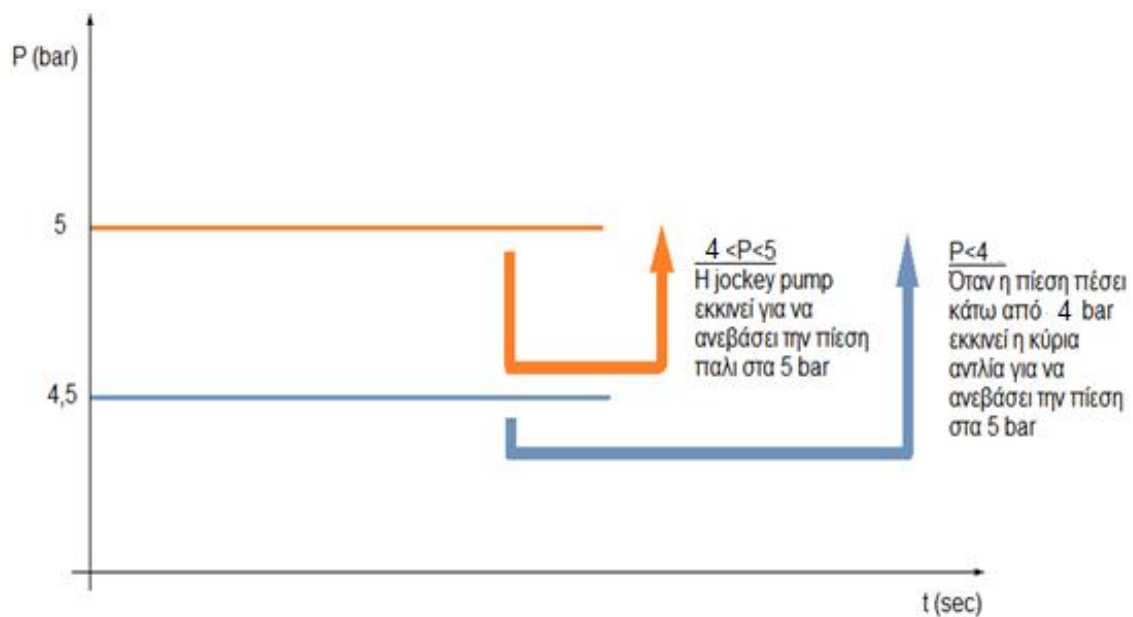
Σχήμα 5.1: Λειτουργικό διάγραμμα πυροσβεστικού συγκροτήματος Lowara

	Μανόμετρο		Πιεστικό δοχείο Μεμβράνης
	DRIVE UNIT		Συστολή
	Αντλία		On-off βαλβίδα
	Πιεζοστάτης εκκίνησης		Αντεπίστροφη βαλβίδα
	Αποστράγγιση		Ελαστικά διαστολικά (αντικραδασμικά)
	Φίλτρο		Πιεζοστάτης λειτουργίας αντλίας
	Μετρητής ροής		QMTP Πίνακας ελέγχου πετρελαιοκινητήρα
	Βρύση πλωτήρα		QF Πίνακας ελέγχου ηλεκτροκινητήρα
	Φλοτέρ		QPD Πίνακας ελέγχου βοηθητικής αντλίας
			QAL Πίνακας ελέγχου συναρμεμού

Πίνακας 5.1: Πίνακας επεξήγησης συμβόλων του Σχήματος 5.1

Πηγή: Lowara – Gem τεχνικό φυλλάδιο

Στο αντλητικό σύστημα πυρόσβεσης που μελετάμε η βοηθητική αντλία (jockey pump) λειτουργεί όταν η πίεση πέσει από τα 5 [bar] που είναι το ιδανικό για εμάς. Συνήθως αυτό συμβαίνει λόγω απωλειών στο δίκτυο. Όπως αναφέραμε στην θεωρία για τα πρότυπα EN 1285, ο πιεζοστάτης χαμηλής εκκίνησης (πιεζοστάτης έναρξης κύριας αντλίας) εκκινεί όταν ισχύει: $P_{εκ} = 0,8 \times P_{ισορ}$. Άρα όταν η πίεση πέσει κάτω από τα 4 [bar] τότε ο πιεζοστάτης εκκινεί την κύρια αντλία να ανεβάσει και να διατηρήσει την πίεση στα επιθυμητά όρια. Στο Σχήμα παρακάτω (Σχήμα 5.2) φαίνεται η διαδικασία αυτή.



Σχήμα 5.2: Εκκίνηση κύριας και βοηθητικής αντλίας

ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ – ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ

Η παρούσα Πτυχιακή Εργασία εστίασε στην μελέτη ενός πυροσβεστικού αντλητικού συγκροτήματος. Τα αποτελέσματα του υπολογισμού των συντελεστών της επιλεγμένης αντλίας με βάση τα πρότυπα EN 1285, δηλώνουν ικανότητα παραγωγής ονομαστικού μανομετρικού.

Μετά τη μελέτη της ατράκτου, συμπεραίνουμε πως δεν ασκούνται εγκάρσιες δυνάμεις στον άξονα και δεν υπάρχουν καμπτικές ροπές, παρά μόνο στρεπτική ροπή. Συνεπώς η ροπή στρέψης είναι σταθερή σε όλο το μήκος της ατράκτου.

Η επιλογή του κατασκευαστή της επιλεγμένης αντλίας, τον ανοξείδωτο χάλυβα *AISI 316L* για την κατασκευή του άξονα, δίνει μηχανική αντοχή στην άτρακτο που έχει ως αποτέλεσμα οι τιμές για τις ωφέλιμες διαμέτρους της κάθε διαβάθμισης να είναι οριακά μεγαλύτερες από τις αναγκαίες. Ο υπάρχων συντελεστής ασφαλείας είναι μεγαλύτερος από το όριο με ελάχιστη διαφορά. Αυτό είναι επιθυμητό, βρισκόμαστε μέσα στα όρια και δεν υπάρχει μεγάλη απόκλιση συνεπώς σε μια πιθανή περίπτωση μελέτης και κατασκευής της ατράκτου, αυτή θα είναι η πιο οικονομική λύση.

Επιπλέον και η κατασκευή του στροφείου από ανοξείδωτο χάλυβα *AISI 316L* προστατεύει το ίδιο το στροφείο από την οξείδωση και προσδίδει μεγαλύτερη επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας στη συνεργασία στροφείου-σφήνα, σε σύγκριση με ένα στροφείο από ορείχαλκο.

Από την προσεγγιστική κατασκευή του διαγράμματος του ηλεκτροκινητήρα και τη θεωρία για τις κλάσεις των επαγωγικών ηλεκτροκινητήρων, συμπεραίνουμε ότι η κατασκευή του είναι κλάσης A για κίνηση μηχανημάτων σταθερής ταχύτητας όπως αντλιών.

Τέλος, μετά το πέρας αυτής κρίνουμε σωστό να αναφέρουμε:

α) Ανάγκη για συγκρότηση μιας ειδικά εκπαιδευμένης ομάδας για την σωστή συντήρηση του αυτόματου πυροσβεστικού συγκροτήματος Π.Σ. και για τον έλεγχό του.

β) Επιθεώρηση και έλεγχο λειτουργίας του πυροσβεστικού συγκροτήματος Π.Σ. τουλάχιστον μια φορά το χρόνο με πλήρη εφαρμογή των ευρωπαϊκών προτύπων EN 1285 για την συντήρηση του συγκροτήματος.

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

- Γιαννόπουλος, Α. (2011). *Στοιχεία Μηχανών Ι οδηγός επίλυσης ασκήσεων πράξης*. Αθήνα: Ίων.
- Καλογήρου, Ι., Μαυρίδης, Κ., & Γεωργουδάκης, Ι. (2006). *Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης*. Αθήνα: ΙΩΝ.
- Στεργίου, Κ., & Στεργίου, .. (2003). *Στοιχεία Μηχανών Ι*. Αθήνα: Σύγχρονη Εκδοτική.
- Νανούσης Δ. Νανούσης, Χ. Β. (2009). *Βασικές Αρχές Στροβιλομηχανών*. Αθήνα: Εκδόσεις Ίων.
- Γαντζούδης, Σ., Λαγουδάτος, Μ., & Μπινιάρης, Α. (2009). *Ηλεκτρικές Μηχανές*. Αρβανιτίδης ΑΒΕΕ
- Wittel, H. (2011). *Roloff-Matek Maschinenelemente Normung-Berechnung-Gestaltung und Tabellenbuch έκδοση 20*. Verlag: Vieweg+Teubner.
- Fixed firefighting systems - Automatic sprinkler systems - Design, installation and maintenance*. (August 2009). British Standard.
- lombardini group*. (2003, 03 30). Retrieved from Lombardini 9LD Work Shop Manual: www.lombardinigroup.it
- Lowara - Gem τεχνικό φυλλάδιο*. (2014). Retrieved from Xylem water solutions: www.xylemwatersolutions.com

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α

Πίνακες

Πίνακας 1: Στοιχεία κατασκευαστή για την αντλία FHF 50-250/150

Μοντέλο αντλίας : Lowara FHF 50- 250/150		
Υδραυλικά στοιχεία (ονομαστικές τιμές)		
Ταχύτητα		2900 [RPM]
Παροχή	ονομαστική	53,7 [m ³ /h]
	μέγιστη	84 [m ³ /h]
Μανομετρικό	ονομαστικό	58,8 [m]
Ισχύς	ονομαστική	13,3 [kW]
Απόδοση		64,58 %
NPSH		2,1 [m]
Στροφέιο ανοξείδωτο (AISI 316L)		224 [mm]

(Lowara - Gem τεχνικό φυλλάδιο, 2014)

Πίνακας 2: Τιμές παροχής, μανομετρικού και NPSH για την αντλία FHF 50-250/150

Q (m ³ /h)	0	36	42	44	51	60	66	72	78	81	84
H(m)	68,1	62,8	60,9	60,4	57,3	52,6	48,8	44,4	39,4	36,7	33,8
NPSH		1,5	1,7	1,7	2	2,4	2,7	3,1	3,6	3,9	4,2

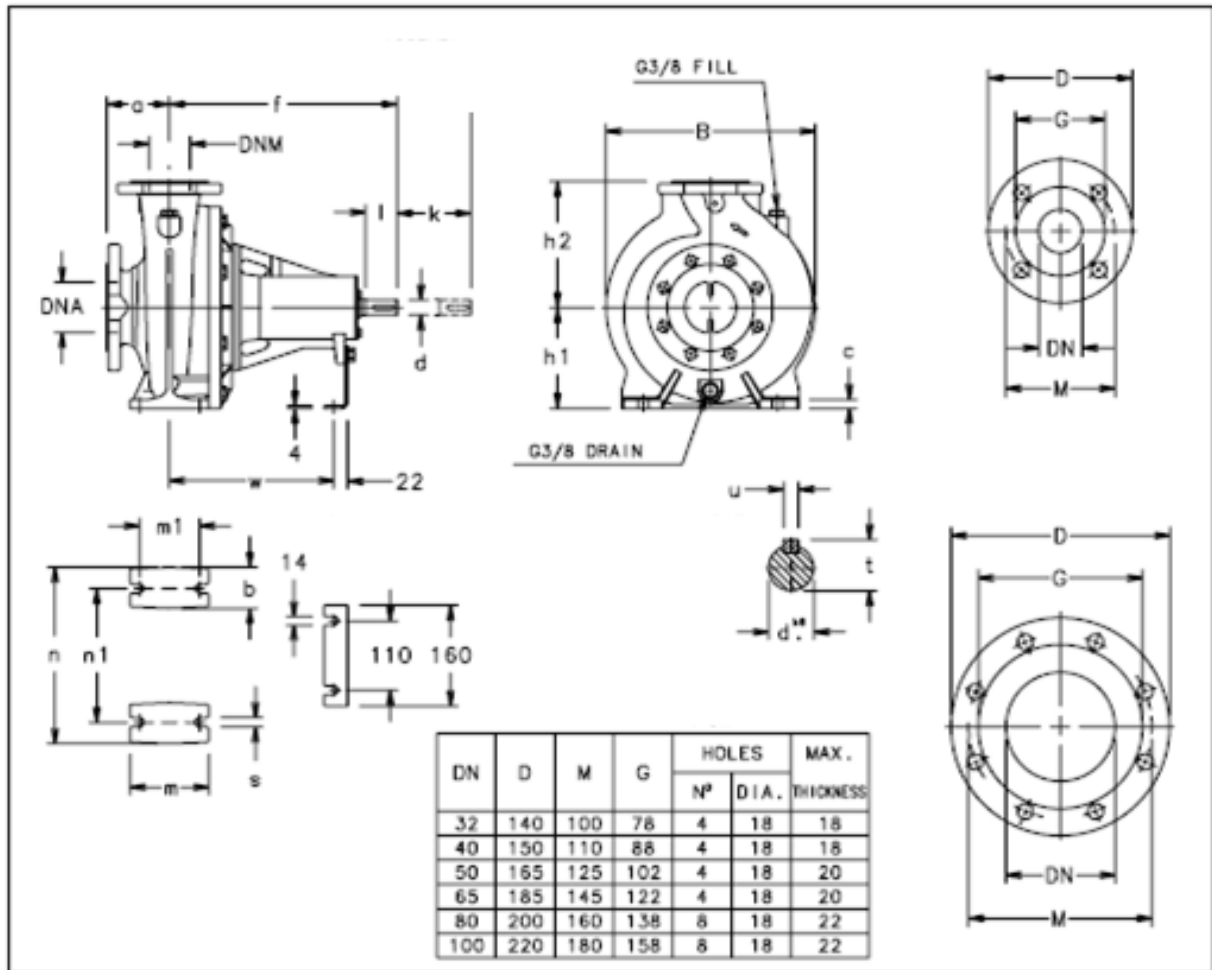
(Lowara - Gem τεχνικό φυλλάδιο, 2014)

Πίνακας 3: Επιλογή βοηθητικής αντλίας βάση των κύριων αντλιών κατά τον κατασκευαστή

Τύπος ηλεκτροκίνητης αντλίας	Τύπος πετρελαιοκίνητης αντλίας	Ισχύς ηλεκτροκινητήρα N_K [kW]	Τύπος βοηθητικής αντλίας	Ισχύς βοηθητικής αντλίας N_B [kW]
50-200/110	50-200/D209	11	1SV 12	0,75
50-250/150	50-250/D224	15	1SV 15	0,75
50-250/185	50-250/D237	18,5	1SV 15	0,75

(Lowara - Gem τεχνικό φυλλάδιο, 2014)

Πίνακας 4: Διαστάσεις κύριας αντλίας (FHF 50-250/150)



ΤΥΠΟΣ	DNM	DNA	a	f	h1	h2	b	c	m	m1	n	n1	s	w	d	l	t	u	B	k	ΚΙΛΑ
FHF 50-250	50	65	100	360	180	225	65	14	125	95	320	250	14	260	24	50	27	8	340	100	57

(Lowara - Gem τεχνικό φυλλάδιο, 2014)

Πίνακας 5: Στοιχεία κατασκευαστή για τον ηλεκτροκινητήρα PLM 160B3/3150

N_K [kW]	Μοντέλο κινητήρα	Αριθμός πόλων	f [Hz]	cosφ	$\frac{I_{\epsilon\iota\sigma}}{I_N}$	M_N [Nm]	$\frac{M_{\epsilon\kappa}}{M_N}$	$\frac{M_{\mu\epsilon\gamma\iota\sigma\tau\omicron}}{M_N}$
7,5	PLM 132B3/375	2	50	0,87	9,21	24,5	3,26	4,55
11	PLM 160B3/3110	2	50	0,88	8,14	35,6	2,22	4,00
15	PLM 160B3/3150	2	50	0,91	8,45	48,6	2,26	3,81
18,5	PLM 160B3/3185	2	50	0,88	9,75	59,8	2,82	4,53

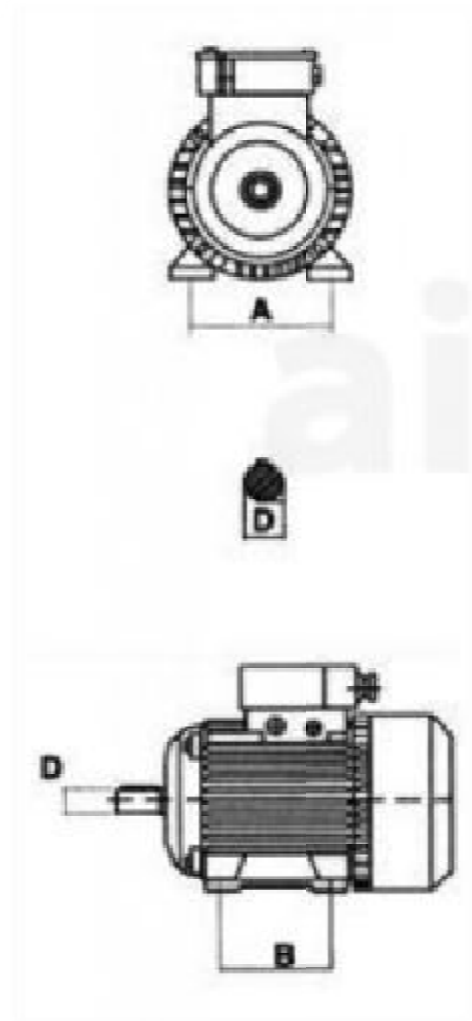
(Lowara - Gem τεχνικό φυλλάδιο, 2014)

Πίνακας 6: Στοιχεία κινητήρων (διπολικών) κύριας αντλίας

Μέγεθος	Τύπος	kW
132M	K 7,5/2	5,5
132M	K 10/2	7,5
160M	K12,5/2	9
160M	K15/2	11
160M	K 20/2	15
160L	K 25/2	18,5
180M	K 30/2	22

Πίνακας 7: Διαστάσεις τριφασικών ηλεκτροκινητήρων (διπολικών)

Μέγεθος	A(mm)	B(mm)	D(mm)
71	112	90	16
80	125	100	19
90S	140	100	24
90L	140	125	24
100	160	140	28
112	190	140	28
132	216	140	38
160	254	210	42



Πίνακας 8: Όρια αντοχής ανοξείδωτου χάλυβα AISI 316L

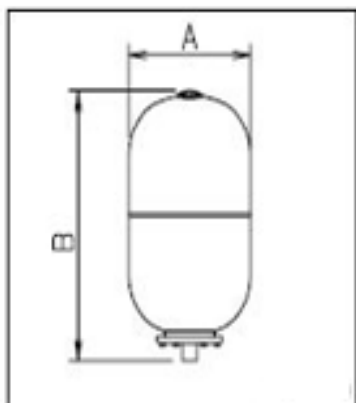
Όριο αντοχής σε εφελκυσμό	$R_{m N} = 520 \text{ N/mm}^2$
Όριο διαρροής σε εφελκυσμό	$R_{e N} = 220 \text{ N/mm}^2$
Δυναμική αντοχή σε εναλλασσόμενη καταπόνηση από εφελκυσμό ή θλίψη	$\sigma_{zd w N} = 200 \text{ N/mm}^2$
Δυναμική αντοχή σε επαναλαμβανόμενη καταπόνηση από εφελκυσμό ή θλίψη	$\sigma_{zd sch N} = 200 \text{ N/mm}^2$
Δυναμική αντοχή σε εναλλασσόμενη καταπόνηση από κάμψη	$\sigma_{b w N} = 250 \text{ N/mm}^2$
Δυναμική αντοχή σε επαναλαμβανόμενη καταπόνηση από κάμψη	$\sigma_{b sch N} = 265 \text{ N/mm}^2$

Δυναμική αντοχή σε εναλλασσόμενη καταπόνηση από στρέψη	$T_{twN} = 150 \text{ N/mm}^2$
Δυναμική αντοχή σε επαναλαμβανόμενη καταπόνηση από στρέψη	$T_{tschN} = 155 \text{ N/mm}^2$
Επιτρεπόμενη πίεση επιφάνειας	$p_{\varepsilon\pi} = 74 \div 82 \text{ N/mm}^2$

(Wittel, 2011)

Πίνακας 9: Πιεστικό δοχείο μεμβράνης

Όγκος [ltr]	Πίεση [bar]	A [mm]	B [mm]	Υλικό μεμβράνης	Υλικό δοχείου
24	8	270	470	EPDM	Βαμμένος χάλυβας
24	10	270	470	EPDM	Βαμμένος χάλυβας
24	16	270	470	EPDM	Βαμμένος χάλυβας

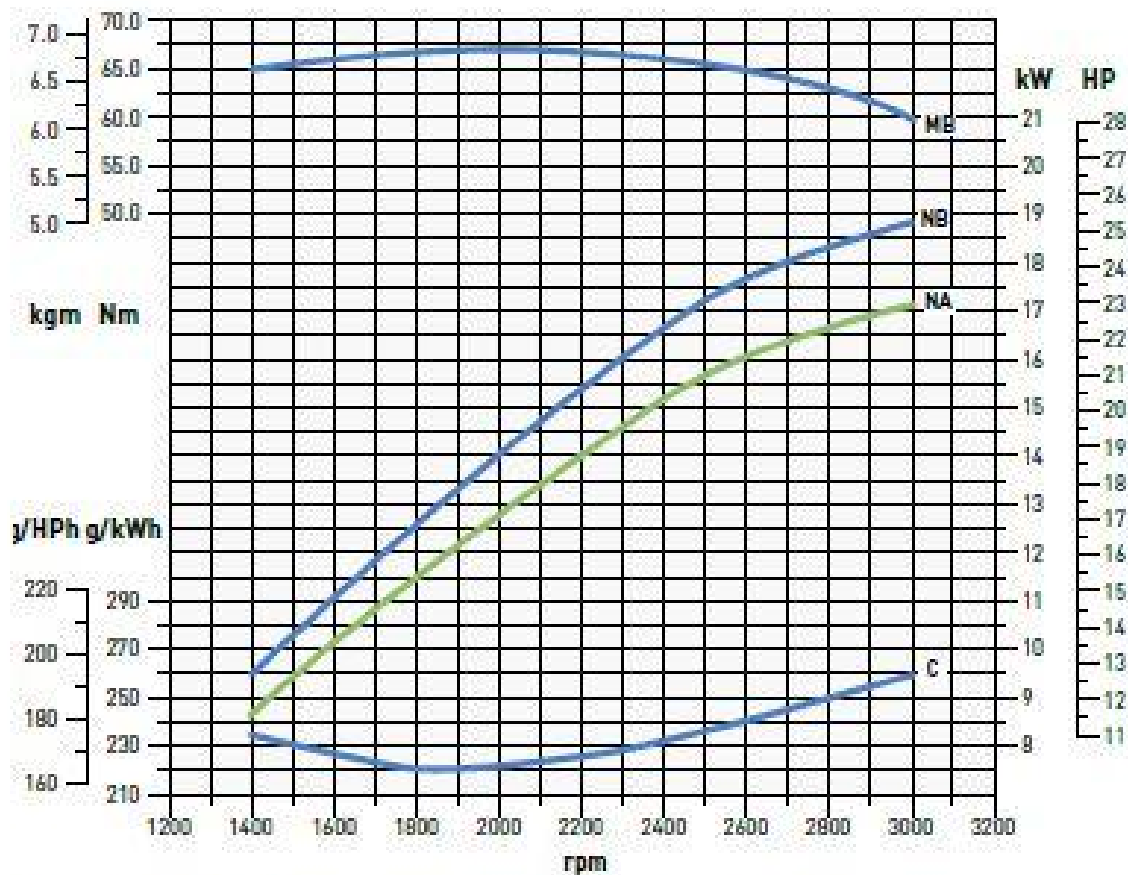


ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β

Διαγράμματα

Διαγράμμα 1: Χαρακτηριστική καμπύλη πετρελαιοκινητήρα Lobardini 9LD625-2

PERFORMANCE CURVES (IFN- ISO 3046 AND ISO 14396)



N - Power curve - 8Q/1269/CE E-ISO 1585
NB - Power curve - ISO 3046/1-IFN
NA - Power curve - ISO 3046/1-ICXN

MB - Torque curve - (NB curve)
C - Specific fuel consumption - (NB curve)

Πηγή: www.lombardinigroup.it